



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

LEANDRO GRAMIGNIA

**MODELAGEM E AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO PARA RESIDÊNCIAS E
INSTALAÇÕES DE PEQUENO PORTE**

Guaratinguetá

2013

LEANDRO GRAMIGNIA

MODELAGEM E AVALIAÇÃO DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO PARA RESIDÊNCIAS E
INSTALAÇÕES DE PEQUENO PORTE

Trabalho de Graduação
apresentado ao Conselho de Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica da
Faculdade de Engenharia do Campus
de Guaratinguetá, Universidade Estadual
Paulista, como parte dos requisitos para
obtenção do diploma de Graduação em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Mauricio Araujo Zanardi

Guaratinguetá

2013

Gramignia, Leandro
G745m Modelagem e avaliação de um sistema de refrigeração por absorção para residências e instalações de pequeno porte / Leandro Gramignia – Guaratinguetá : [s.n], 2013.
74 f : il.
Bibliografia: f. 72-74

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013.
Orientador: Prof. Dr. Mauricio Araújo Zanardi

1. Refrigeração 2. Amônia I. Título

CDU 621.56

LEANDRO GRAMIGNIA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. MAURICIO ARAUJO ZANARDI
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ NEDILO CARRINHO DE CASTRO
UNESP-FEG

Dezembro de 2013

Aos éticos e justos que exercem suas profissões com prazer.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, *Ricardo e Inês*, que sempre me incentivaram e deram apoio durante esta jornada que está apenas começando,

ao meu irmão, *Marcelo*, referência como pessoa justa, presente em minha vida de várias formas e que demonstra que o equilíbrio pode ser atingido,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Mauricio Araujo Zanardi*, sempre disposto e atencioso, exemplo como docente que mesmo diante das dificuldades do dia-a-dia mantém a qualidade de seus ensinamentos sempre alta.

aos funcionários do Campus de Guaratinguetá: mestres, doutores, secretários, bibliotecários, agentes de limpeza, de segurança, técnicos de laboratórios entre outros que formam esta rede tão acolhedora e complexa que nos auxilia e deixa traços de sua generosidade e perseverança em nós,

aos meus colegas da faculdade, seres incompreensíveis as vezes, mas que por sua diversidade são o espelho do mundo e me transmitiram conhecimento de formas que nunca imaginava poder reconhecer como aprendizado mas acabaram sendo tão efetivas que aprendi a gostar e admirar a convivência com todos eles sem exceção,

aos meus amigos, referências de vida e muito mais do que pode ser explicado apenas com palavras.

GRAMIGNIA, L. **Modelagem e avaliação de um sistema de refrigeração por absorção para residências e instalações de pequeno porte**. 2013. 74 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

O presente trabalho apresenta um estudo do sistema de refrigeração por absorção e a modelagem e avaliação de dois ciclos de refrigeração utilizando as soluções binárias água-brometo de lítio e amônia-água para um equipamento a ser utilizado em instalações de pequeno porte como residências. Este estudo e avaliação visa o entendimento completo de todas as partes do sistema e a influência de cada uma delas, bem como a difusão destes conhecimentos com objetivo de aumentar o uso deste tipo de equipamento em todas as escalas para diminuir o consumo energético de instalações de todos os portes e tornar viável as fontes de energias alternativas. O estudo é feito em cada elemento do ciclo separadamente, além de alguns equipamentos auxiliares ao funcionamento deste e da fonte principal de energia, o coletor solar. O programa utilizado para a modelagem, com ênfase na parte térmica, foi o EES (*Engineering Equation Solver*), necessário para entendimento do balanço térmico e aquisição das propriedades dos fluidos utilizados. O resultado encontrado para o equipamento demonstra que o sistema é mais complexo do que o amplamente utilizado no mercado, porém, que pode ser viável e apresentar uma alternativa para o aumento da eficiência energética.

PALAVRAS-CHAVES: Refrigeração por absorção. Água-brometo de lítio. Amônia-água

GRAMIGNIA, L. **Modeling and evaluation of an absorption refrigeration system for residences and small size plants.** 2013. 74 p. GraduateWork (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

This work presents a study of the absorption refrigeration system and the modeling and evaluation of two cycles using the binary solutions water-lithium bromide and ammonia-water for an equipment to be used in small size plants like residences. The study and evaluation aims the complete understanding of all parts of the system and the influence of each one of them as well as the spread of the knowledge to raise the use of this type of equipment in all sizes in order to decrease the energetic consumption of plants of all scales and making viable the alternative sources. The study is done in each element of the cycle separately and in some auxiliary equipments required in the operation such as the main power source, the solar collector. The software used for modeling, with emphasis on thermal part, was the EES (Engineering Equation Solver), that permitted the thermal balance calculus and acquisition of the used fluids properties. The results obtained for the equipment shows the system is more complex than the widely used in business, however, it can be viable and represents an alternative to increase the energetic efficiency.

KEYWORDS: Absorption refrigeration. Water-lithium bromide. Ammonia-water.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema do ciclo básico de refrigeração por absorção	17
Figura 2 – Esquema do ciclo básico de refrigeração por compressão.....	19
Figura 3 – Pressão e temperatura no ciclo de refrigeração por absorção com recuperador de calor	20
Figura 4 – Sistema de refrigeração por absorção com todos os elementos	21
Figura 5 – Reservatório térmico de 500 l	23
Figura 6 – Queimador movido a gás	25
Figura 7 – Gerador em estrutura compartilhada.....	26
Figura 8 – Esquema de um condensador	27
Figura 9 – Válvula de expansão com detalhes no corte transversal	28
Figura 10 – Evaporador de pequeno porte – Fabricante REFRIIO	29
Figura 11 – Válvula redutora de pressão – Fabricante Nikon.....	32
Figura 12 – Ciclo de refrigeração por compressão e seus componentes.....	40
Figura 13 – Gerador e seu volume de controle.....	42
Figura 14 – Condensador e seu volume de controle.....	44
Figura 15 – Válvula de expansão e seu volume de controle	45
Figura 16 – Evaporador e seu volume de controle	46
Figura 17 – Absorvedor e seu volume de controle.....	47
Figura 18 – Bomba de circulação e seu volume de controle.....	49
Figura 19 – Válvula redutora de pressão e seu volume de controle	50
Figura 20 – Recuperador de calor e seu volume de controle.....	51
Figura 21 – Visualização da janela do Software EES para Libr-H ₂ O.....	54
Figura 22 – Janela com confirmação da solução para Libr-H ₂ O.....	57
Figura 23 – Visualização da janela do Software EES para H ₂ O-NH ₃	58
Figura 24 – Janela com confirmação da solução para H ₂ O-NH ₃	62
Figura 25 – Janela com todos os resultados para Libr-H ₂ O	62
Figura 26 – Resultados principais separados por tipo para Libr-H ₂ O.....	63
Figura 27 – Janela com todos os resultados para H ₂ O-NH ₃	64
Figura 28 – Resultados principais separados por tipo para H ₂ O-NH ₃	65
Figura 29 – Comparação entre os ciclos de refrigeração.....	66

LISTA DE DIAGRAMAS

Diagrama 1 – Diagrama de Equilíbrio para solução água-brometo de lítio	36
Diagrama 2 – Entalpia – Diagrama de concentração água-brometo de lítio	37
Diagrama 3 – Entalpia – Diagrama de concentração amônia-água.....	39

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Faixa de temperatura de coletores	22
Tabela 2 – Resultados auxiliares encontrados pela fórmula <i>Call</i> NH ₃ H ₂ O	64

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	UMA VISÃO PESSOAL	12
1.2	A PARTE TÉCNICA	13
2	REVISÃO DA LITERATURA	17
2.1	FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	17
2.2	CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM RECUPERADOR DE CALOR.....	19
2.3	SISTEMA COMPLETO E ELEMENTOS SEPARADOS.....	21
2.3.1	Coletor solar	21
2.3.2	Tanque de armazenamento	23
2.3.3	Queimador ou caldeira	24
2.3.4	Gerador	25
2.3.5	Condensador	26
2.3.6	Válvula de expansão	27
2.3.7	Evaporador	29
2.3.8	Absorvedor	30
2.3.9	Torre de resfriamento ou trocador de calor	31
2.3.10	Recuperador de calor	31
2.3.11	Válvula redutora de pressão	32
2.3.12	Bomba de recirculação	33
3	MODELAGEM DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	34
3.1	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO.....	34
3.2	PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DAS SOLUÇÕES DE ABSORÇÃO	34
3.2.1	Propriedades termodinâmicas da solução água-brometo de lítio	35
3.2.1	Propriedades termodinâmicas da solução amônia-água	38
3.3	MODELAGEM DO CICLO EM VOLUMES DE CONTROLE	40

3.3.1	Gerador	41
3.3.2	Condensador	43
3.3.3	Válvula de expansão	45
3.3.4	Evaporador	45
3.3.5	Absorvedor	47
3.3.6	Bomba de recirculação	48
3.3.7	Válvula redutora de pressão	49
3.3.8	Recuperador de calor	50
3.4	COEFICIENTE DE DESEMPENHO (COP)	51
4	SIMULAÇÃO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	53
4.1	SIMULAÇÃO DO CICLO UTILIZANDO ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO	54
4.2	SIMULAÇÃO DO CICLO UTILIZANDO AMÔNIA-ÁGUA	58
4.3	RESULTADOS E DISCUSSÕES DA MODELAGEM DOS CICLOS	62
5	DIMENSIONAMENTO DO COLETOR SOLAR	67
6	CONCLUSÃO	70
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72

1 INTRODUÇÃO

1.1 Uma visão pessoal

Este Trabalho de Graduação é o último compromisso de grande complexidade deste aluno para com esta faculdade. Com o objetivo de formar um engenheiro mecânico, foi gasto de ambas as partes, aluno e faculdade, uma grande quantidade de duas variáveis comuns ao engenheiro: energia e tempo. A escolha do tema técnico deste trabalho se fez após uma longa análise através de objetivos que foram construídos ao longo de todo o curso, porém, foi notado também durante este período que a plena capacidade técnica de um aluno não comprova a sua capacidade em exercer a sua profissão ou o seu trabalho de forma correta. As informações trocadas com todos os níveis de hierarquia desta faculdade foram de grande valor para a construção do que se espera que seja um ótimo profissional e, analisando de forma geral, este aluno considera que os conhecimentos pessoais adquiridos podem ser considerados até de maior valor do que os conhecimentos técnicos. Os conhecimentos pessoais foram construídos através de um ambiente favorável dos indivíduos dentro da faculdade, alunos e docentes, e de uma visão que paralelamente atuou, e ainda atua, dos ambientes e indivíduos externos à faculdade. Este fato mostrou o quanto a faculdade deve estar integrada à sociedade e vice-versa. É evidente que os conhecimentos técnicos e os pessoais também são complementares, mas se fossemos considerar como ordem de importância e evolução deste aluno, os conhecimentos pessoais superariam os técnicos e, se possível, seria de maior aplicação se este trabalho fosse feito com outro tema de maior foco à parte pessoal do conhecimento, porém, fugiria ao escopo deste que é avaliação técnica do aluno.

A escolha pela faculdade pública foi feita pelo aluno com base na qualidade de ensino. A vivência com amigos e colegas de outras instituições públicas e privadas do país pode gerar uma comparação do ensino nesta instituição com o ensino de forma geral no Brasil. A conclusão tirada foi de que realmente a qualidade do ensino nesta instituição é de alto padrão. Considerando sempre ambos os lados, temos ótimos alunos e docentes que são pessoas com grande capacidade de evolução, com bom-senso e capacidade técnica adquirida de alta qualidade, porém também foi notado que alguns poucos dos que aqui estão, alunos e docentes, também possuem grande capacidade de contra evolução e não dão o valor que se deve a esta faculdade.

A ideia a ser partilhada por este aluno é que devemos tentar formar cada vez mais pessoas melhores, com bom-senso e ética além de grande capacidade técnica. Após grande gasto de tempo e energia, é inaceitável formarmos engenheiros com grande capacidade técnica somente. É um grande desperdício, além de possuir grande potencial para prejudicar mais o planeta e o próprio ser humano do que gerar algo de bom. Um engenheiro com plena capacidade técnica será capaz de produzir uma bomba atômica sem se preocupar com o impacto causado por este artefato.

Atualmente estamos vivendo uma época de avaliação das nossas atitudes como ser humano: dos impactos gerados pelas nossas escolhas no passado e das consequências que serão geradas pelas nossas escolhas no presente. É de grande importância que possamos formar boas pessoas e bons engenheiros, bem como bons profissionais em todas as áreas. A penalidade para a desatenção a esta condição pode gerar danos irreparáveis a todos: a nós e a todos os outros seres que residem neste planeta.

1.1 A parte técnica

A natureza, em sua grande perfeição, possui a capacidade de realizar processos da forma mais equilibrada possível: sem resíduos. Tudo nela é aproveitado e vira matéria-prima novamente. Mesmo com esta fantástica capacidade de renovação da matéria-prima, capacidade ainda muito distante das mãos do homem, se foi analisada somente a natureza em nosso planeta, duas lições de termodinâmica tornam o sistema insustentável: a segunda lei da termodinâmica e a entropia.

É inevitável que os processos por mais perfeitamente realizados ainda mantenham a quantidade de energia inicial, na mesma forma e com a mesma capacidade de realização do processo na sua forma inversa. Ainda assim, o sistema se mantém e a vida continua a fluir neste planeta devido a um fator externo ao planeta, o astro que insere energia e mantém o sistema sempre operando, o sol. Este, responsável pela energia e manutenção dos processos, também sofre as consequências da segunda lei, porém, o seu tempo de vida é imensamente maior do que o ciclo de vida de um ser humano e, assim como muitos processos naturais, nós ainda não somos capazes de entendê-lo plenamente.

O sol é a base energética de todas as fontes de energia consideradas pelo homem, renováveis ou não: o petróleo foi gerado através da acumulação e processos físicos em matéria

orgânica que cresceu através da energia absorvida do sol; o carvão passou por um processo similar também aplicado à matéria orgânica; o etanol gerado da cana-de-açúcar tem sua base no crescimento desta matéria orgânica que absorveu energia do sol; os ventos nas turbinas eólicas são consequência da forma com que este astro aquece nosso planeta de forma não uniforme. Além disso, aplicada diretamente, a energia solar pode ser utilizada convertida em energia fotovoltaica ou energia térmica.

Segundo relatórios mais recentes sobre as energias renováveis, como exemplo podemos citar o REN21 – *Renewable Energy Policy Network for the 21st Century* do ano base 2012 (REN21,2012), a tendência de utilização deste tipo de energia é cada vez maior. Questões ambientais e políticas governamentais, bem como iniciativas privadas, estão cada vez mais buscando implantar as energias renováveis e reduzir a escala de consumo das consideradas não renováveis.

O investimento inicial para a aplicação de novas tecnologias ou aplicação de tecnologias conhecidas, porém em grande escala, em processos que antes não eram tão comuns, costuma ser elevado. Entretanto, após o período inicial, a efetividade destes costuma ser recompensadora para quem as desenvolve e também para quem as somente utiliza. A energia eólica é um exemplo deste fato; há muito tempo deixada de lado, agora, após alguns investimentos, se mostra uma das alternativas já consideradas de custo suficiente para competir com as outras formas fósseis.

A energia fotovoltaica, embora em grande expansão, ainda é considerada um tipo de energia de custo médio mais alto do que a maioria das outras fontes energéticas. Com o passar dos anos, bem provavelmente poder-se usufruir desta com tecnologias que possam ser de menor custo e de maior eficiência.

Embora a conversão da energia solar em energia elétrica em painéis fotovoltaicos ainda esteja em desenvolvimento e haja uma tendência a atingir maior escala nos anos futuros, a conversão da energia solar em aquecimento, tem seu conhecimento já ampliado e estável. Entretanto, os projetos desenvolvidos não recebem a atenção correta e não são tão amplamente utilizados. A conversão térmica é a forma mais simples de se captar a energia solar. Este processos físico e natural influencia diretamente a vida dos seres humanos. Não prestar atenção a estes processos pode ser muito prejudicial às construções e processos, exigindo maior gasto para realização e manutenção destas atividades. Por outro lado, pensar no seu aproveitamento pode ser favorável para a maior eficiência das atividades comuns exercidas proporcionando menor gasto com as outras formas energéticas.

As técnicas mais amplamente utilizadas, em pequena escala, no aproveitamento da energia térmica são os aquecedores solares de água, comuns em residência. Com várias configurações disponíveis são utilizadas para aquecimento de água nas diversas aplicações de consumo humano como banho, lavagem de louça ou outras aplicações de maior conforto para os usuários. Em países de clima frio, é comum esta aplicação através de estufas ou janelas de vidro feitas com foco no aproveitamento térmico, com o aquecimento durante o dia para diminuir o consumo destas edificações durante o período noturno.

No Brasil especificamente, o risco maior de aumento de consumo, já que o país é majoritariamente tropical, está em se projetar as construções sem atentar-se ao posicionamento solar durante todo o ano e realizar estas de com áreas maiores voltadas diretamente para o lado de maior intensidade solar. Em casos extremos, o uso de janelas de vidro incolor comum ou outros componentes que favorecem a entrada da radiação solar e mantém o ambiente interno excessivamente aquecido, o que irá demandar sistemas de refrigeração e ar-condicionado de maior porte, aumentando consideravelmente o consumo elétrico nestas edificações.

Recentemente, com novas leis e tendências, como a Normativa de ABNT NBR 15575 (ABNT NBR 15575, 2013), os engenheiros civis, arquitetos e construtores em geral tem atentado mais aos fatos acima citado e, buscando se adaptar, estão formalizando projetos que evitam este efeito, e além deste, que contenham outros componentes que favoreçam a manutenção térmica das edificações não comumente utilizados anteriormente, como os isolantes térmicos ou materiais de construção de maior qualidade de isolamento e vidros especiais com películas para controle solar que permitem a entrada de grande quantidade de iluminação mas filtram a maior parte da radiação solar térmica. O aumento nos custos destes equipamentos, se comparados com os tradicionais, será justificado para muitas edificações que atingem os objetivos de controle térmico e que, após homologadas, poderão usufruir de diminuição de impostos que serão garantidos pela lei.

As duas formas sugeridas para aumentar a eficiência térmica de uma edificação em um ambiente tropical são: com técnicas passivas, com isolantes térmicos e outros métodos que mitigam a entrada de radiação solar e, com técnicas ativas, com sistemas de aquecimento para água de uso e sistemas de refrigeração e ar-condicionado para o ambiente.

Nas técnicas ativas para sistemas de ar-condicionado, o mais comumente utilizado é o sistema de ar-condicionado movido por compressores num sistema de refrigeração mecânica por meio de vapor. Estes sistemas são amplamente comercializados no mercado em diversos portes para as mais diversas aplicações. Embora este sistema seja bastante desenvolvido e sua tecnologia muito bem conhecida, o consumo energético causado por estes compressores é alto

se comparado aos diversos componentes da maioria das edificações e, considerando uma mesma instalação com e sem este componente de refrigeração, percebe-se um aumento substancial no consumo de energia e no custo do funcionamento desta.

A fim de evitar este consumo, há outras tecnologias de refrigeração disponíveis. Para o caso efetivo dos países tropicais pode-se considerar como alternativa o ciclo de refrigeração por absorção, que é um sistema similar ao do de compressão, mas que ao invés de utilizar como fonte energética a potência mecânica fornecida pelo compressor, que consome energia elétrica, utiliza majoritariamente uma fonte térmica, normalmente gases aquecidos ou água aquecida e, através deste, consegue-se retirar parte da carga térmica do sistema. A vantagem principal deste sistema é que quanto maior a carga térmica da fonte quente, maior será a capacidade de refrigeração deste nas suas especificações de trabalho. Desta forma, considerando uma edificação que esteja sob efeito de radiação solar, no dia mais quente, quando o sol é mais intenso, haverá maior necessidade de refrigeração, e é exatamente neste momento que a capacidade do sistema será mais alta. Já no dia mais frio, quando não há tanta necessidade de refrigeração, o sistema não necessita trabalhar em plena carga. Além desta vantagem, o consumo de energia elétrica para este sistema é mínimo se comparado ao de refrigeração por compressão e de fácil controle principalmente para os sistemas mais simples.

Devido a tais considerações é que neste trabalho se propõe utilizar o sistema de refrigeração por absorção. O problema é que este sistema é atualmente mais utilizado em grandes edificações, como empresas e comércios de grande porte, devido ao fato de que os equipamentos do mercado são majoritariamente para esta aplicação, isso porque estes sistemas são mais caros de serem produzidos em comparação aos de refrigeração por compressão e, também devido ao fato do sistema ser mais estável em equipamentos de grande porte, que possuem tecnologias conhecidas. Assim, os equipamentos de pequeno porte não são tão difundidos. A solução deste problema de escala pode ser solucionada com maior estudo da tecnologia e desenvolvimento e aplicação de novos equipamentos.

Com este objetivo, será então estudado o sistema de refrigeração por absorção e após um levantamento dos equipamentos de pequeno porte disponíveis no mercado será efetuada uma modelagem matemática a fim de entender e melhora-los tornando o sistema mais eficiente e de maior aplicação.

2 REVISÃO DA LITERATURA

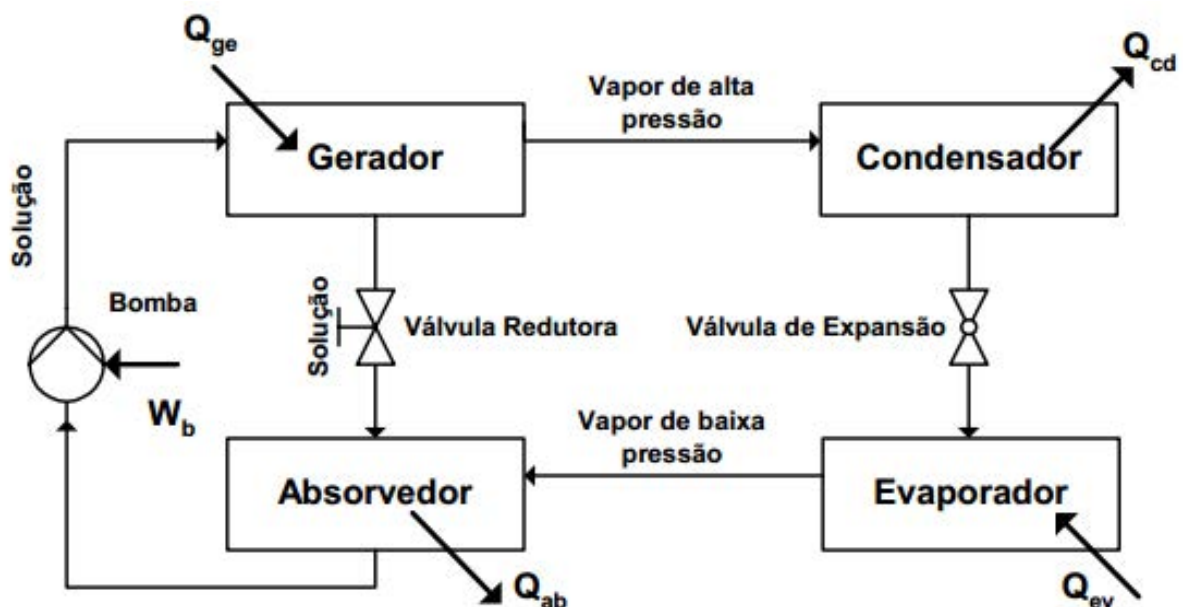
2.1 Funcionamento do sistema de refrigeração por absorção

Os equipamentos que trabalham com o ciclo de refrigeração por absorção utilizam dois princípios básicos: a capacidade de absorção de um fluido refrigerante em estado vaporizado por uma solução preparada para este fim e o fato da evaporação deste refrigerante causar o resfriamento.

A figura (1) ilustra o esquema simples de um ciclo de refrigeração por absorção. O evaporador é a estrutura principal de retirada de calor. Nele o fluido refrigerante em estado líquido é pulverizado sobre um trocador de calor que recebe o ar do ambiente. A vaporização do líquido refrigerante retira calor do ambiente (Q_{ev}). Este vapor de baixa pressão é transferido através de uma tubulação até o absorvedor.

O absorvedor é um tanque com uma solução binária líquida do refrigerante e do absorvedor. Nele a solução é considerada pobre, ou de baixa concentração do refrigerante no absorvedor. Devido à baixa concentração há uma capacidade do líquido em incorporar o vapor vindo do evaporador, tornando-o líquido também e tendendo a aumentar a concentração da solução binária, deixando-a rica.

Figura 1 – Esquema do ciclo básico de refrigeração por absorção



(Fonte: MENDONÇA, 2010)

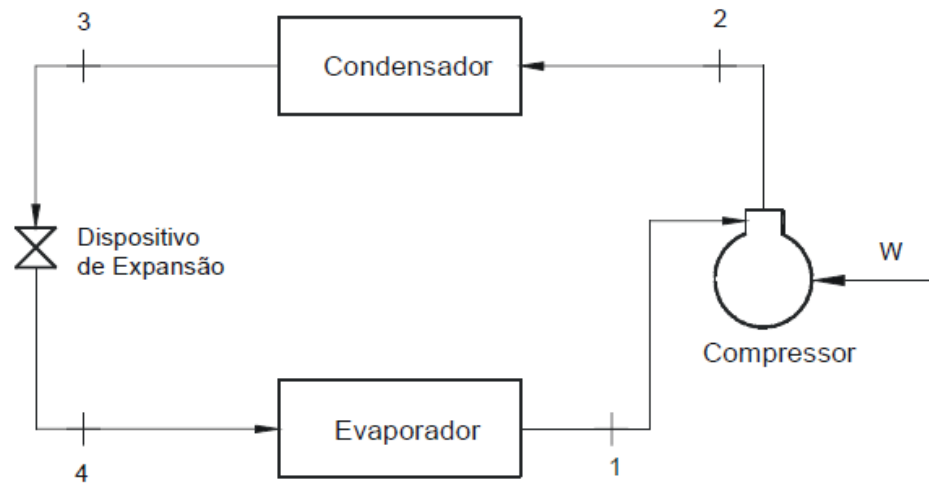
A solução binária é então transferida para o gerador através de uma bomba. O gerador é também um tanque que recebe a solução rica, ou de alta concentração, e, através de um trocador de calor interno deve tratar tal solução com o objetivo de retirar o máximo possível do refrigerante desta, tornando-a fraca novamente. Isso é feito através do fluxo contínuo normalmente de água em alta temperatura ou gases provenientes de processos de combustão, que fornecem calor no trocador (Q_{ge}) e tendem a vaporizar o refrigerante da solução que possui uma temperatura de evaporação maior do que a do absorvedor. O refrigerante em estado gasoso, considerado no desenho como sendo o vapor de alta pressão, é transferido para o condensador, enquanto a solução, agora com menor concentração, é transferida novamente para o absorvedor sob controle de uma válvula redutora.

Como boa prática, o recebimento desta solução no absorvedor, que é uma solução com maior tendência a absorver o refrigerante vindo do evaporador, normalmente é feito através de *splinkers* ou chuveiros que promovem a aspensão e aumentam a área de contato da solução com o meio propício a absorção, o que gera melhor incorporação do refrigerante com mais agilidade e desta forma pode aumentar a capacidade e rendimento do sistema. Considerando o regime permanente, a solução binária possui um ciclo constante entre gerador e absorvedor, efetuando um papel similar ao do compressor no ciclo de refrigeração por compressão, porém ao invés de se utilizar a energia elétrica como fonte primária para gerar potência de eixo no compressor, a fonte primária se deve ao calor fornecido pela água ou ar em alta temperatura no gerador. A figura (2) ilustra o ciclo de refrigeração por compressão. Nota-se que as estruturas, com exceção do compressor, são as mesmas do lado direito encontradas na figura 1 do ciclo de refrigeração por absorção.

O refrigerante, considerado o vapor de alta pressão, que sai do gerador, segue para o condensador que possui um trocador de calor conectando o ambiente externo ao que se deseja refrigerar e, através do processo de condensação do refrigerante libera este calor para fora do sistema (Q_{cd}), fazendo o fluido voltar ao seu estado líquido.

Este fluido refrigerante passa pela válvula de expansão e, com menor pressão, tem uma tendência maior a se vaporizar novamente sendo pulverizado novamente no gerador e fechando este ciclo de refrigeração.

Figura 2 – Esquema do ciclo básico de refrigeração por compressão



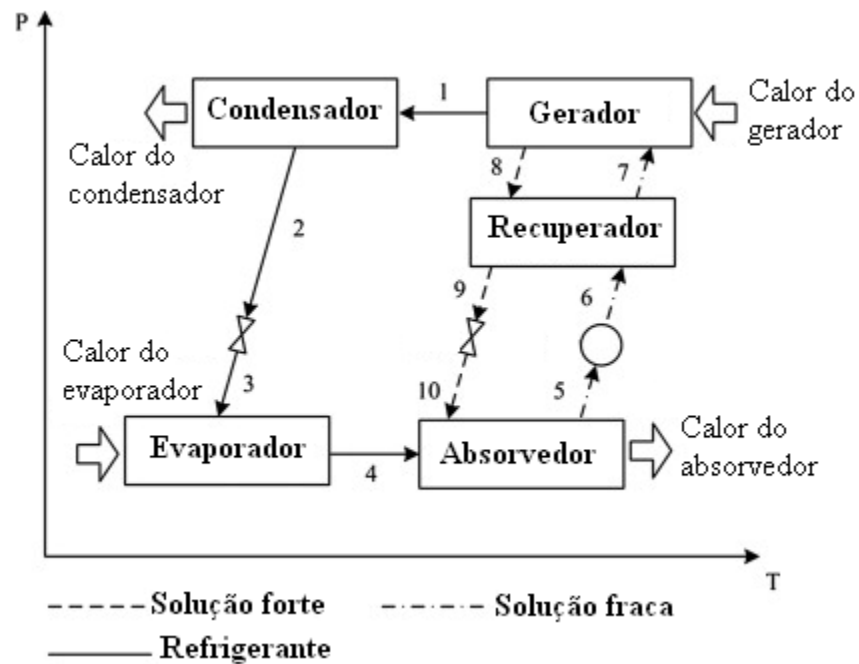
(Fonte: TAPIA, 2005)

Precisa-se de uma engenharia bem cuidadosa para que o sistema trabalhe bem e de forma econômica. Deve-se ficar atento a temperaturas, pressões e transferências de calor em todas as partes do sistema (MILLER, 2008).

2.2 Ciclo de refrigeração com recuperador de calor

A figura (3) ilustra um ciclo de refrigeração por absorção em um gráfico pressão por temperatura. O ciclo é muito similar ao acima descrito com exceção do recuperador introduzido entre o gerador e o absorvedor.

Figura 3 - Pressão e temperatura no ciclo de refrigeração por absorção com recuperador de calor



(Fonte: PACHECO-IBARRAA, 2011)

O ciclo modelo considerado utiliza-se deste componente devido à sua simplicidade de aplicação e também devido ao aumento do rendimento do sistema (COP) causado pela melhor aproveitamento do calor interno. O recuperador nada mais é do que um simples trocador de calor.

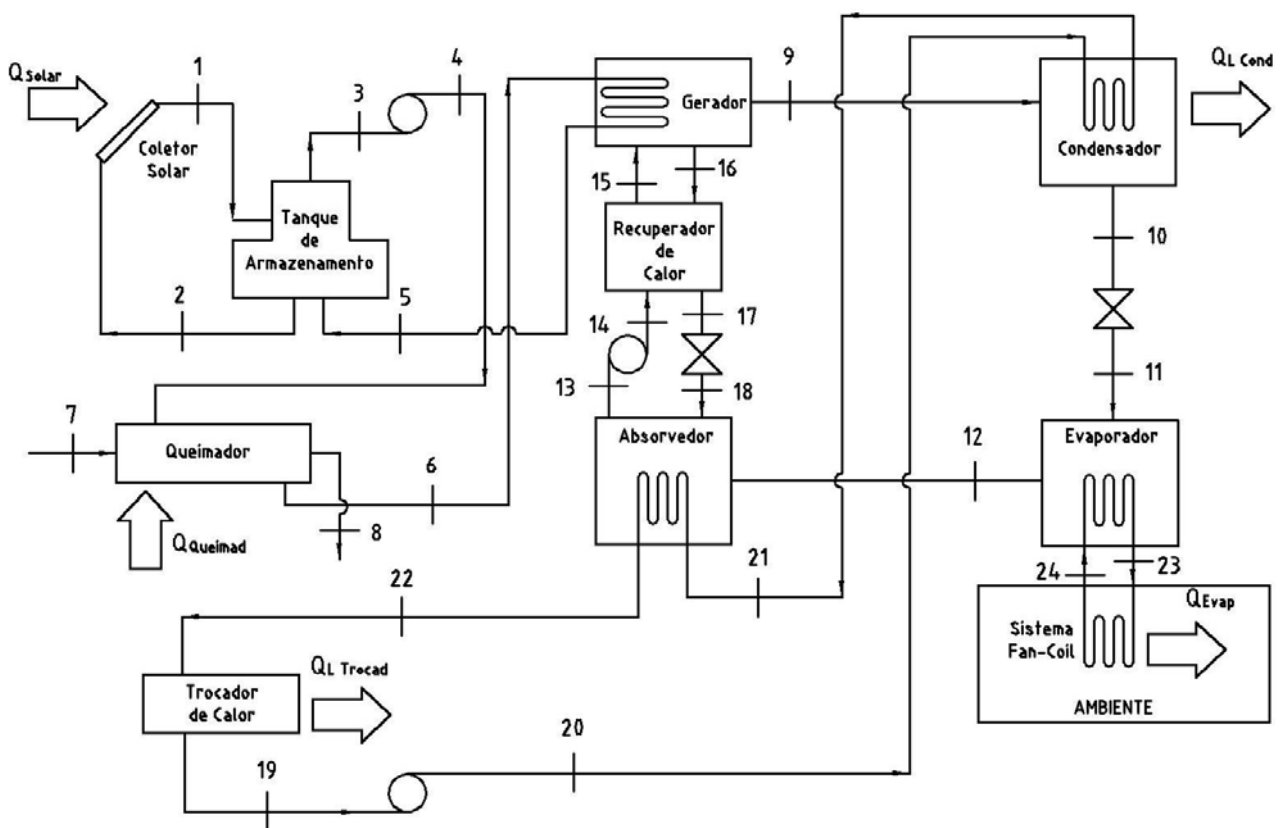
Devido à sua propriedade de absorção, a solução fraca vinda do gerador e aspergida no absorvedor possui maior capacidade de combinação, e respectivamente absorção, se estiver a uma temperatura não tão alta. Desta forma, quando esta sai do gerador, que é a fonte de calor mais intensa, sua temperatura ainda é relativamente alta e possui capacidade de troca de calor. Já a solução que sai do absorvedor em direção ao gerador, está em uma temperatura mais baixa e pode ser previamente aquecida antes de entrar no gerador, economizando uma energia que teria que ser rejeitada.

O recuperador, ou economizador, é a estrutura que, sem contato direto entre as soluções, efetua esta troca de calor pré-aquecendo a solução forte e resfriando a solução fraca, diminuindo a necessidade de calor no gerador e a rejeição excessiva de calor no absorvedor.

2.3 Sistema completo e elementos separados

Para melhor entendimento do sistema proposto e detalhamento de cada elemento será demonstrado o sistema geral e posteriormente detalhado cada parte deste. A figura (4) ilustra este sistema com todos os elementos.

Figura 4 – Sistema de refrigeração por absorção com todos os elementos



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

2.3.1 Coletor solar

Coletores solares são trocadores de calor que captam a radiação solar. O coletor, após a captação, transfere o calor para um fluido, aquecendo este (ar, água ou óleo em geral) (KALOGIROU, 2009).

Os coletores podem ser de dois tipos: não-concentradores e concentradores. Os não-concentradores possuem a mesma área para interceptação e absorção da radiação e devido a este

fato não atingem temperaturas muito altas para processos mais complexos, porém, ainda sim são muito úteis para os processos mais simples e que demandam menor quantidade de energia e baixas temperaturas. Já os concentradores solares tem a área de absorção menor do que área de intercepção. Para isso utilizam-se de superfícies refletoras e lentes em alguns casos, o que acaba por concentrar a radiação solar direta em um foco no qual é colocado o contêiner por onde o fluido escoar o fluido absorvendo o calor. Assim, estes coletores atingem temperaturas mais altas e que são adequadas a processos mais complexos e de maior porte.

Uma outra classificação também aplicável são: coletores estacionários ou coletores rastreadores. Os estacionários, normalmente direcionados em sua instalação à direção solar de maior incidência no local, são fixos e não possuem variação de sua posição durante o dia, o que acaba proporcionando variação brusca da intensidade de radiação solar sobre estes em diferentes períodos do dia. Já os coletores rastreadores, que podem ser movimentados em um ou dois eixos, possuem sistemas automatizados que seguem a fonte durante os períodos do dia garantindo uma constância maior da intensidade de radiação. A vantagem destes coletores somente é justificada para sistemas maiores e que demandam maior quantidade de energia, já que o custo inicial destes também é maior.

A tabela (1) ilustra alguns dos tipos de coletores de acordo com as classificações apresentadas e as respectivas taxas de concentração e faixa de temperaturas de saída do fluido dos coletores.

Tabela 1 - Faixa de temperatura de coletores

Motora	Coletor	Receptor	Taxa de concentração	Faixa de temperatura (°C)
Estacionário	Solar plano	Plano	1	30 a 80
	Tubular a vácuo	Plano	1	50 a 200
Rastreamento em 1 eixo	Parábola composta	Tubular	1 – 5	60 a 240
			5 – 15	60 a 300
	Refletor linear Fresnel	Tubular	10 – 40	60 a 250
Rastreamento em 2 eixos	Cilíndrico parabólico	Tubular	10 – 85	60 a 400
	Disco parabólico	Pontual	600 – 2000	100 a 1500
	Heliostato(torre central)	Pontual	300 – 1500	150 a 2000

(Fonte: KALOGIROU, 2009)

O coletor solar utilizado será modelado separadamente e posteriormente integrado ao sistema afim de preencher as necessidades de calor para o sistema proposto.

2.3.2 Tanque de armazenamento

Tanques de armazenamento ou reservatórios térmicos são estruturas montadas próximas aos coletores solares com a finalidade de armazenar o fluido aquecido, normalmente água, e garantir uma carga térmica constante ao sistema, independente de parâmetros variáveis na fonte principal, como variação da intensidade de radiação solar nos diferentes períodos do dia.

A escolha deste elemento deve levar em consideração a capacidade térmica necessária e a variação prevista de carga térmica da fonte nos diversos períodos do dia e durante todo o ano. Também deve-se atentar para as características dos equipamentos existentes no mercado buscando aqueles que melhor se adequam à necessidade da aplicação considerando o isolamento térmico utilizado (espessura e tipo de isolante), peso do equipamento e facilidade de instalação, material externo e capacidade de resistência a intempéries (principalmente oxidação), pressão de trabalho do tanque, e facilidade de adaptação e integração do equipamento ao sistema proposto com conexões e instrumentos de apoio que sejam práticos.

A figura (5) ilustra um reservatório térmico de aço inox do fabricante Bosch:

Figura 5 – Reservatório térmico de 500 l



(Fonte: BOSCH, 2013)

Para a modelagem proposta não serão consideradas perdas no tanque de armazenamento, sendo considerado este ideal e em regime permanente. As perdas reais ou necessidades térmicas não supridas pelo coletor solar deverão ser compensadas pelo queimador auxiliar ou caldeira que deve ser instalada na saída do reservatório térmico, antes do gerador.

2.3.3 Queimador ou caldeira

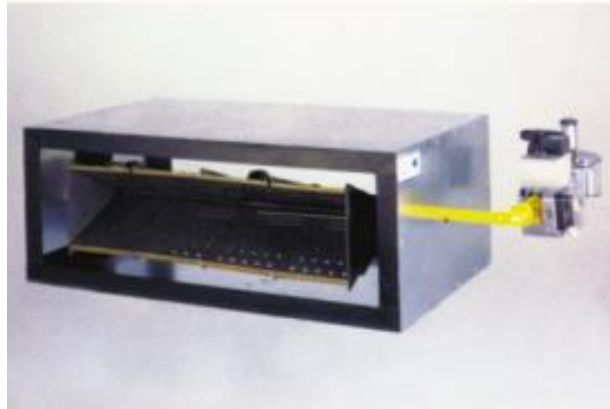
Os queimadores ou caldeiras são elementos auxiliares à fonte de calor fornecida pelo coletor solar para atender a demanda térmica necessária no gerador no sistema de refrigeração por absorção.

Os queimadores mais comuns comercializados no mercado, e que atendem a necessidade proposta de aplicação para um equipamento de pequeno porte, utilizam combustíveis gasosos ou líquidos de diversas fontes. Os combustíveis mais comuns são: gás natural, gás liquefeito de petróleo (GLP) e óleo diesel. Há queimadores polivalentes que trabalham com estes três tipos de combustíveis ou até misturas. Dependendo da localização onde se deseja aplicar o projeto é necessário considerar esta oportunidade de múltiplas fontes como uma alternativa devido a dificuldades na aquisição de combustível caso haja sazonalidade de produtos.

Já as caldeiras podem trabalhar com formas diversas de combustível inclusive combustíveis sólidos diversos como biomassa de agricultura, restos de poda ou briquetes produzidos de diversos materiais além dos combustíveis comuns aos queimadores, desde que de fácil adaptação e de acordo com as características e padrões da caldeira utilizada.

A figura (6) ilustra um queimador que utiliza como combustível GLP ou gás natural e possui baixa potência térmica do fabricante Riello.

Figura 6 – Queimador movido a gás



(Fonte: RIELLO (2013))

Para a modelagem proposta será estimada a carga térmica prevista, por segurança, para um equipamento de acordo com a necessidade de manutenção do sistema de refrigeração, porém a escolha e determinação de um equipamento não é o foco principal deste trabalho.

2.3.4 Gerador

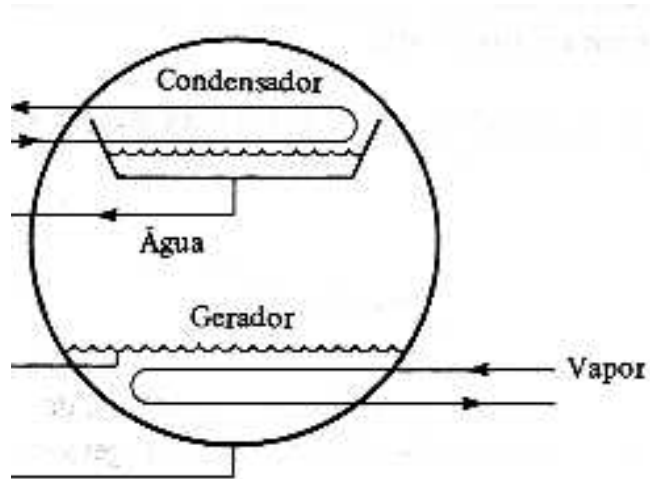
É o componente do sistema de refrigeração por absorção responsável pela troca de calor entre a solução e a fonte de energia do sistema. No caso, será considerada a água aquecida da fonte solar. Internamente neste trocador de calor ocorre a separação entre o fluido refrigerante, água no caso do sistema água-brometo de lítio ou amônia no caso do sistema amônia-água, através da vaporização do refrigerante, o que acaba por tornar a solução presente no gerador uma solução rica ou de alta concentração. Posteriormente este fluido será redirecionado ao absorvedor, passando pelo recuperador e pela válvula de redução de pressão.

Os geradores são equipamentos críticos para a melhor eficiência do processo de refrigeração por absorção. Devido às diferenças de pressão entre equipamento e ambiente externo, os geradores devem possuir estruturas reforçadas para garantir a sua integridade e resistir às forças do processo. Também é importante o correto isolamento da estrutura deste trocador, já que nele ocorre o ponto de mais alta temperatura do ciclo e, para o correto aproveitamento da energia, deve-se evitar ao máximo as perdas para o meio.

A figura (7) ilustra um gerador e o compensador partilhando da mesma estrutura no ciclo água-brometo de lítio. O gerador refere-se à parte inferior da ilustração, recebendo o vapor quente vindo do aquecedor solar. A solução pobre vinda do absorvedor é inserida na lâmina da

solução do gerador e recolhida como solução rica na sua parte inferior. Já o refrigerante se condensa na parte superior de toda a estrutura.

Figura 7 – Gerador em estrutura compartilhada



(Fonte: ALAN, 2013)

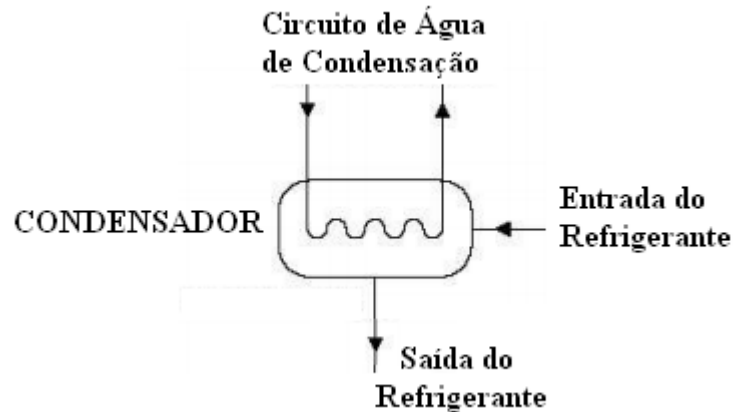
2.3.5 Condensador

A finalidade do condensador é tornar o refrigerante vaporizado no gerador novamente em líquido através da troca de calor deste com um outro fluido vindo de um sistema de resfriamento paralelo. Após esta troca, o refrigerante segue para a válvula de expansão.

Os condensadores são equipamentos destinados a liberar o calor absorvido no evaporador e no processo de compressão. Podem funcionar à água ou a ar. Os condensadores à água são utilizados em conjunto com uma torre de resfriamento e são mais comuns em instalações de maior porte. Já os condensadores a ar são amplamente utilizados na refrigeração doméstica que opera via convecção natural e na refrigeração comercial, onde predomina a convecção forçada. O processo de resfriamento do fluido refrigerante no condensador se dá primeiro através da troca de calor sensível, quando o fluido tem a sua temperatura reduzida até a temperatura de saturação para a pressão que se encontra. Neste momento, inicia-se a condensação propriamente dita. Entre os tipos mais comuns de condensadores, temos os de duplo tubo, casco e serpentina e tubo e carcaça. (SILVA, 2004).

A figura (8) ilustra o esquema de um condensador. Nota-se devido à diferença de massa específica que a captação do refrigerante ocorre na parte superior do equipamento e a retirada do refrigerante, já em estado liquefeito ocorre na parte inferior.

Figura 8 – Esquema de um condensador



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Uma particularidade deste equipamento que pode tornar crítico o funcionamento do sistema, ocorre devido ao fato de que nos momentos de maior necessidade de refrigeração, ou seja, nos dias mais quentes, temos maior capacidade da fonte quente no gerador e, em consequência, maior quantidade de refrigerante vaporizado, porém o sistema que trabalha em paralelo no resfriamento do refrigerante no condensador é ligado a um outro sistema que necessita rejeitar calor ao meio externo, normalmente uma torre de refrigeração para sistemas de maior porte ou um simples trocador de calor para os menores, e esta rejeição de calor não é tão efetiva devido às diferenças de temperaturas maiores nos dias quentes necessitando assim de maior circulação e gasto com bombeamento no sistema paralelo.

Se o fluido que deixa o condensador estiver em estado gasoso ocorrerá a instabilidade do sistema e possivelmente o seu desligamento ou danos severos as estruturas.

2.3.6 Válvula de expansão

Segundo Costa (1982), as válvulas de expansão são utilizadas nos sistemas de refrigeração mecânica por meio de vapores para provocar a expansão do fluido frigorígeno liquefeito, desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização do ciclo.

Para efetuar esta finalidade, este dispositivo cria no circuito do fluido uma perda de carga, a qual, juntamente com o compressor, divide este circuito em duas zonas: de alta e de baixa pressão.

Após a expansão na válvula o fluido possui condições de vaporizar em baixas temperaturas. Para que seja efetivo este processo, o circuito deve ser isolado termicamente na parte de baixa pressão, exceto na área de troca de calor do evaporador em que se recebe o fluido no qual se deseja resfriar.

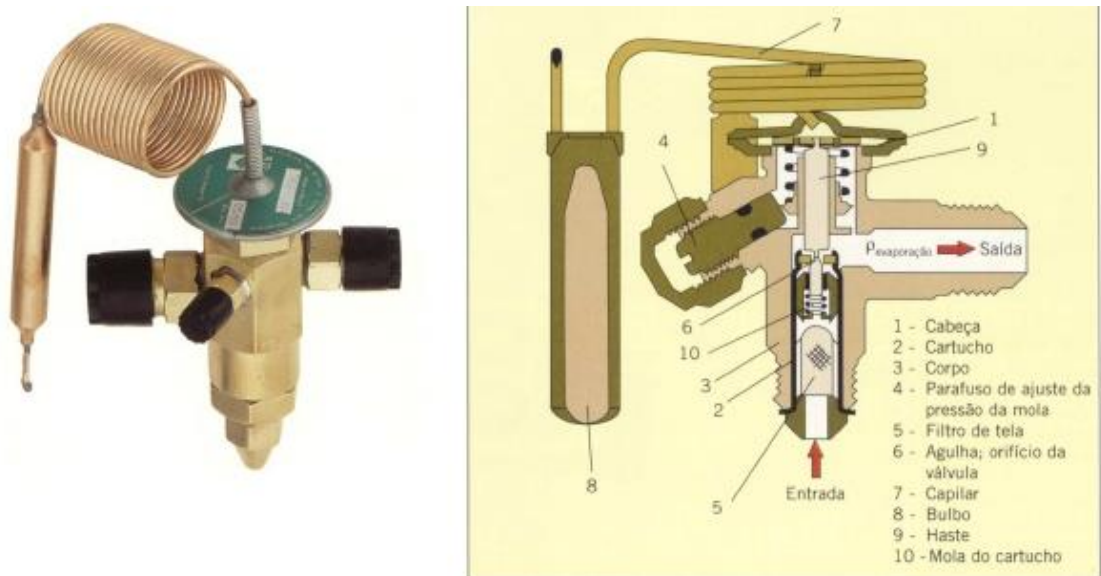
A principal característica da válvula de expansão se refere à sua capacidade. Esta característica é função do diâmetro do orifício de passagem, da diferença de pressão nos elementos a montante e a jusante e do fluido refrigerante utilizado.

Existem diversos tipos de válvula de expansão, entre elas as de expansão manual, de tubos capilares, do tipo boia de baixa pressão, do tipo boia de alta pressão e as termostáticas.

As válvulas de expansão também tem por objetivo controlar a vazão do sistema na qual é aplicada.

A figura (9) ilustra uma válvula de expansão do fabricante Danfoss.

Figura 9 – Válvula de expansão com detalhes no corte transversal



(Fonte: DANFOSS (2013))

2.3.7 Evaporador

Os evaporadores são as estruturas nas quais ocorrem a remoção do calor do espaço no qual se deseja refrigerar. Para tal, o evaporador retira calor do ar através de diversos tipos de trocadores e também condensa o vapor d'água presente no ar, que deve ser drenado, caso tal não ocorra dependendo das temperaturas pode haver congelamento da água no sistema de retirada de calor, o que irá forçar o sistema a trabalhar mais para retirar o calor já que o gelo funcionará como isolante térmico.

Internamente no evaporador, o fluido refrigerante que está em estado líquido vaporiza-se ao receber o calor da área externa. Considera-se que tal processo ocorre de com pressão constante.

Para o correto funcionamento do evaporador, de forma adaptada ao projeto, há uma série de características que devem ser respeitadas. Entre as considerações principais, deve-se atentar para a área de troca térmica do fluido refrigerante com o ambiente de forma a não haver variação excessiva de temperatura em todo o seu comprimento; deve também haver diâmetro suficiente no trocador para o escoamento do fluido, bem como espaço para a separação do vapor e do líquido. Isso irá causar também o espaço suficiente para a circulação eficiente do mesmo sem que haja variação brusca de pressão, que é indesejada no processo.

A figura (10) ilustra um evaporador de pequeno porte do fabricante Refrio. É possível notar estruturas auxiliares como ventiladores que promovem a maior circulação do ar ambiente e auxiliam na troca de calor.

Figura 10 – Evaporador de pequeno porte



(Fonte: REFRIO (2013))

Os evaporadores podem ser de expansão direta, quando o fluido refrigerante passa por estrutura em contato direto com o ambiente, ou de expansão indireta quando um fluido passa

por estrutura em contato com o ambiente, normalmente água gelada, e depois troca calor com o fluido refrigerante.

Também pode haver divisão dos evaporadores através das estruturas de contato com o ambiente, entre elas: evaporadores de serpentina, de aletas ou de placas.

As estruturas de cobre, latão ou alumínio são as mais utilizadas para os fluidos convencionais, porém, deve-se atentar e utilizar aço para as que trabalham com amônia devido ao seu efeito oxidante sobre os outros materiais.

2.3.8 Absorvedor

O absorvedor é o elemento que possui o objetivo de coletar o fluido refrigerante em estado gasoso que vem do evaporador e, para tal utiliza uma propriedade comum de alguns elementos, no caso, a capacidade de se combinar com o refrigerante. No caso do ciclo água-brometo de lítio, o brometo de lítio (LiBr) que é um sal, possui alta capacidade de absorver água, sendo considerado assim uma substância altamente higroscópica. A solução pobre em brometo de lítio vinda do gerador é aspergida no absorvedor e, devido à sua capacidade de absorver água, retira esta vaporizada na câmara, tornando-a líquida e rejeitando calor. Já no caso do ciclo água-amônia (NH₃), a água possui alta capacidade de se combinar com a amônia. Desta forma, ela vindo em uma solução pobre do gerador, retira a amônia vaporizado na câmara, também tornando-a líquida e rejeitando calor.

A propriedade de absorver o fluido refrigerante se deve à capacidade de se combinar com este. Quando a pressão do refrigerante vaporizado no ambiente é maior do que na solução temos uma substância deliquescente, ou seja, com alta afinidade com o refrigerante, absorvendo-o. Já quando a pressão do refrigerante vaporizado no ambiente é menor do que na solução temos uma substância efluorescente, ou seja, com baixa afinidade com o refrigerante vaporizado, não absorvendo-o.

A capacidade de absorver mais ou menos o refrigerante será demonstrada durante a apresentação do modelo matemático com os gráficos respectivos ao refrigerante a ao absorvedor.

O refrigerante absorvido, em uma solução rica, pode em seu estado líquido então ser bombeado novamente para o gerador.

2.3.9 Torre de resfriamento ou trocador de calor

As torres de resfriamento ou arrefecimento tem como função resfriar a água utilizada na condensação dos fluidos refrigerantes. Elas são utilizadas em sistemas de condensação a água, mais comuns em ciclos com equipamentos de grande porte, e fornecem água em baixas temperaturas para o condensador e absorvedor que são estruturas que necessitam retirada de calor.

Nos sistemas de menor porte são utilizados trocadores de calor simples tipo fluxo cruzado em ar, sistemas de convecção natural ou convecção forçada quando a necessidade de troca de calor é maior. Para os sistemas de convecção forçada os mais comuns aplicados são os de serpentina ou serpentinas aletadas com ventiladores forçando um fluxo direto de ar sobre as estruturas afim de aumentar a troca de calor.

2.3.10 Recuperador de calor

Os recuperadores são trocadores de calor, normalmente de casco e tubo ou fluxo cruzado, que aproveitam a carga térmica do sistema, facilitando o funcionamento de duas estruturas: o evaporador e o absorvedor. Para tal, a solução refrigerante rica vinda do absorvedor em condição relativamente fria passa por este trocador de calor e recebe o calor da solução pobre relativamente quente recém saída do gerador, que é o equipamento de maior temperatura do ciclo.

O efeito causado por este equipamento é positivo tanto para o gerador quanto para o absorvedor já que a solução rica chegará pré-aquecida ao gerador, diminuindo a necessidade de carga térmica e a solução pobre a temperaturas mais baixas possui maior capacidade de absorção quando aspergida no absorvedor, melhorando o fluxo interno deste equipamento.

Este equipamento simples pode aumentar significativamente o COP (coeficiente de rendimento) do sistema, gerando maior economia e menor consumo da fonte quente, o que em dias mais escassos desta pode significar a diminuição de consumo de combustível da fonte auxiliar.

2.3.11 Válvula redutora de pressão

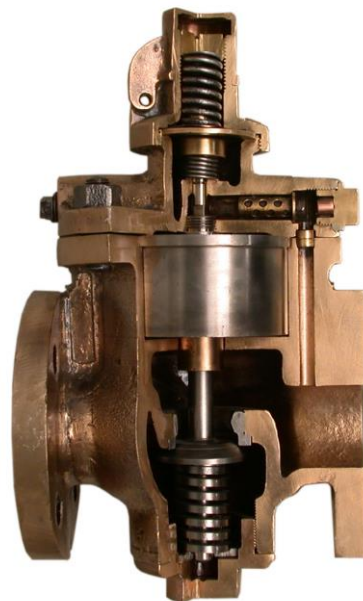
A válvula redutora de pressão tem um papel similar à válvula de expansão, porém, está localizada em um local diferente do sistema. Enquanto a primeira fica entre o recuperador de calor e o absorvedor, a segunda está entre condensador e evaporador. Com forma similar de operação, a válvula redutora proporciona o controle de pressão entre as duas zonas do processo: a de alta e baixa pressão.

Através da perda de carga causada por tal equipamento há a diminuição da pressão de forma controlada a fim de adaptar para a combinação entre as duas câmaras (a montante e a jusante) e proporcionar maior facilidade para a aspersão do fluido no absorvedor, normalmente através de sistemas de *splinkers*, aumentando a área de contato e facilitando a o processo no absorvedor.

Uma outra função exercida por esta válvula é o controle de vazão entre os elementos. Este controle é realizado através da variação do diâmetro do orifício desta e pode ser controlado manualmente ou remotamente por dispositivos de controle de acordo com os diversos tipos de válvulas existentes.

A figura (11) ilustra uma válvula redutora de pressão de grande porte do fabricante NIKON com seu sistema de controle exposto.

Figura 11 – Válvula redutora de pressão – Fabricante Nikon



(Fonte: NIKON, 2013)

2.3.12 Bomba de recirculação

A bomba de recirculação é uma bomba hidráulica com o intuito de aumentar a pressão entre absorvedor e gerador, dividindo o sistema nas regiões de alta e baixa pressão e, através da inserção de energia mecânica no sistema, promover a circulação dos fluidos entre as câmaras de forma geral.

Devido à sensibilidade do sistema para trabalhar com diferenças de pressão, o correto projeto deste componente é essencial para o bom funcionamento. A compatibilidade deste com os outros componentes, principalmente válvula redutora de pressão e válvula de expansão, é que irá proporcionar maior equilíbrio ao sistema.

O sistema opera em condições de pressão abaixo da atmosférica para facilitar a vaporização das soluções. A bomba de circulação é o equipamento que promove a circulação entre as zonas sem prejudicar tal capacidade.

O controle de vedação da bomba e seus equipamentos vizinhos, bem como os outros equipamentos à sua volta, também é de essencial importância para o seu funcionamento e pode gerar perdas excessivas e instabilidade do sistema caso não seja realizado, o que pode acabar inviabilizando a aplicação deste sistema.

3 MODELAGEM DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

3.1 Análise termodinâmica do ciclo

Para a modelagem matemática do ciclo foi considerada a análise termodinâmica de cada elemento separadamente. Para tal foi aplicada a lei de conservação de massa e a primeira lei da Termodinâmica. Quando necessário, foram aplicadas considerações da segunda lei da Termodinâmica.

Para cada elemento, considerando um volume de controle fechado, foram aplicadas as seguintes considerações demonstradas pelas equações (1) e (2):

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{ENTRADA} \dot{m} - \sum_{SAIDA} \dot{m} \quad (1)$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{ENTRADA} (\dot{m} \cdot h) - \sum_{SAIDA} (\dot{m} \cdot h) \quad (2)$$

3.2 Propriedades termodinâmicas das soluções de refrigeração

Para efeito de avaliação geral do ciclo foram consideradas duas soluções com fluidos e propriedades diferentes. A primeira proposta é uma solução de combinação água e brometo de lítio (LiBr) na qual a água opera como fluido refrigerante e a o brometo de lítio como absorvedor. A segunda proposta refere-se a uma solução de água e amônia (NH₃) em que ocorre o oposto da anterior e a água opera como absorvedor e a amônia como fluido refrigerante. As propriedades termodinâmicas de ambas as soluções são descritas abaixo e tem como base o catálogo *Handbook of Fundamentals* da ASHRAE (2005).

3.2.1 Propriedades termodinâmicas da solução água-brometo de lítio

As propriedades da solução de água-brometo de lítio são função da concentração em massa do brometo de lítio em água, da temperatura e da pressão. Para as concentrações entre 45% e 70% em massa de brometo de lítio pode-se aplicar equação para a determinação da entalpia em função da concentração e da temperatura.

As equações (3), (4), (5) e (6) somente são válidas para a faixa de temperatura do refrigerante entre -15°C – 110°C da temperatura do refrigerante e 5°C – 175°C da temperatura da solução:

$$T = \Sigma_0^3 \cdot B_n \cdot X^n + T' \cdot \Sigma_0^3 \cdot A_n \cdot X^n \quad (3)$$

$$T' = \frac{(T - \Sigma_0^3 B_n \cdot X^n)}{(\Sigma_0^3 A_n \cdot X^n)} \quad (4)$$

$$\log P = C + \frac{D}{(t' + 273,15)} + \frac{E}{(t'^2 + 273,15)} \quad (5)$$

$$t' = \frac{-2 \cdot E}{D + \sqrt{D^2 - 4 \cdot E \cdot (C - \log P)}} \quad (6)$$

Sendo:

T: Temperatura da solução [$^{\circ}\text{C}$]

T': Temperatura do refrigerante [$^{\circ}\text{C}$]

P: Pressão [kPa]

X: Concentração de brometo de lítio [%]

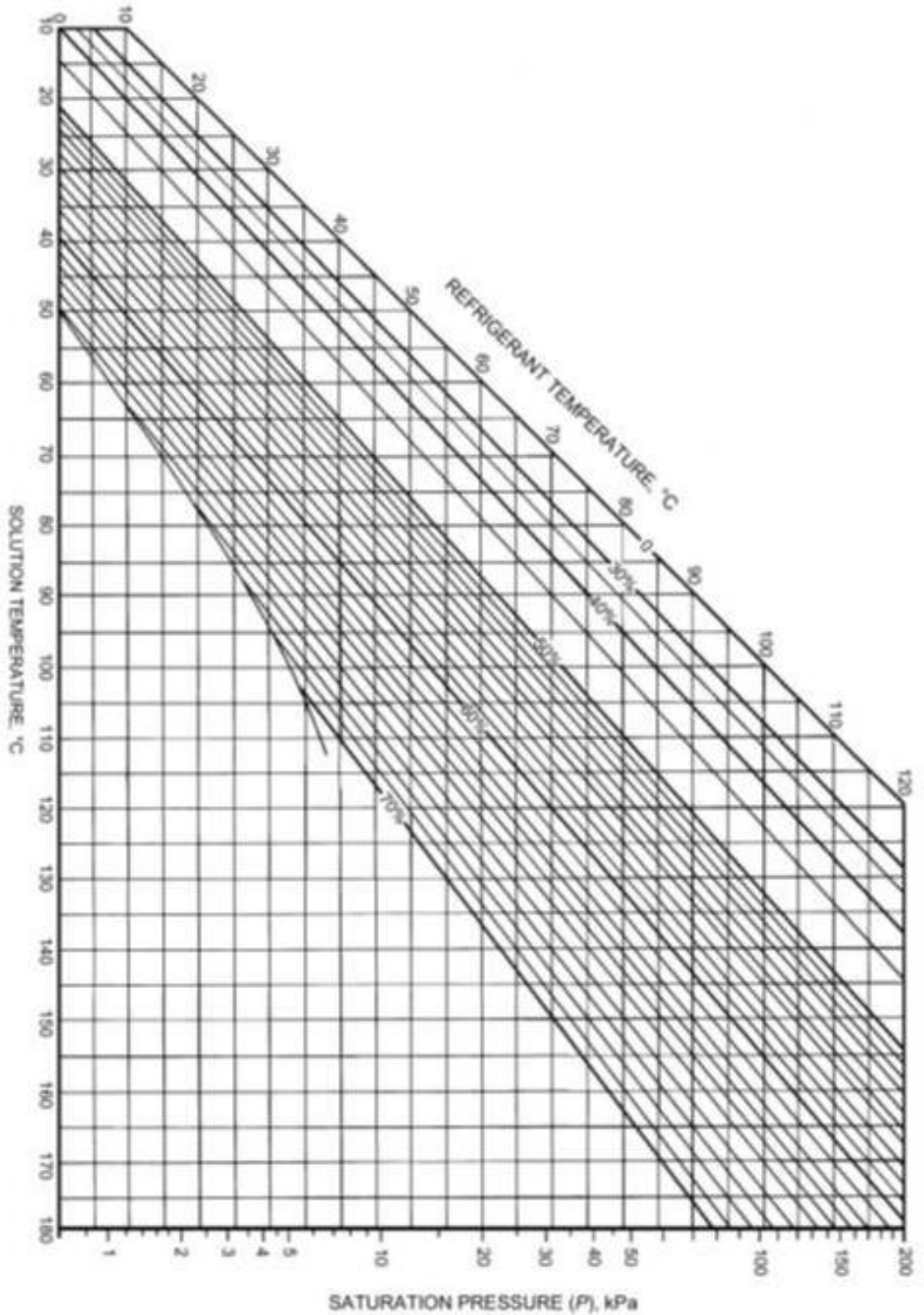
$A_0 = -2,00755$; $A_1 = 0,16976$; $A_2 = -3,133362 \cdot 10^{-3}$; $A_3 = 1,97668 \cdot 10^{-5}$;

$B_0 = 124,937$; $B_1 = -7,71649$; $B_2 = 0,152286$; $B_3 = -7,95090 \cdot 10^{-5}$;

$C = 7,05$; $D = -1596,49$; $E = -104095,5$.

O diagrama (1) ilustra as temperaturas do refrigerante e da solução em função da pressão de saturação para as diferentes concentrações do brometo de lítio em água.

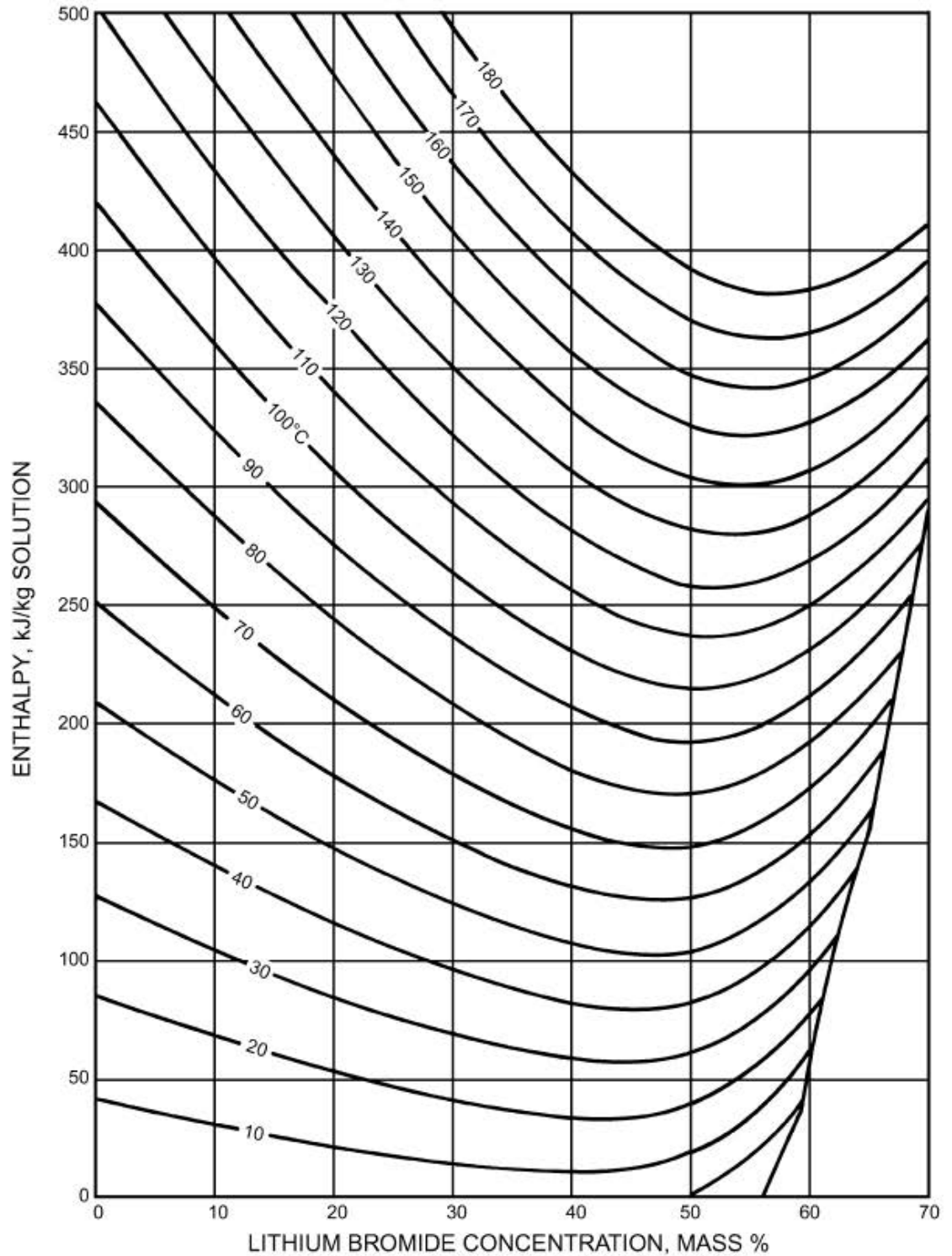
Diagrama 1 – Diagrama de Equilíbrio para solução água-brometo de lítio



(Fonte: ASHRAE Research, 2013)

O diagrama (2) ilustra a entalpia em função da concentração em massa de brometo de lítio em água e da temperatura da solução. A equação (7) somente é válida para a faixa de temperatura entre 15°C – 165°C e concentrações entre 40% e 70% de brometo de lítio em água.

Diagrama 2 – Entalpia – Diagrama de concentração água-brometo de lítio



(Fonte: ASHRAE Research, 2013)

$$h = \sum_0^4 \cdot A_n \cdot X^n + T \cdot \sum_0^4 \cdot B_n \cdot X^n + T^2 \cdot \sum_0^4 \cdot C_n \cdot X^n \quad (7)$$

Sendo:

h: Entalpia da solução [kJ/kg]

T: Temperatura da solução [°C]

X: Concentração de brometo de lítio [%]

$A_0 = -2024,33$; $A_1 = 163,309$; $A_2 = -4,88161$;

$A_3 = 6,302948 \cdot 10^{-2}$; $A_4 = -2,913705 \cdot 10^{-4}$;

$B_0 = 18,2829$; $B_1 = -1,1691757$; $B_2 = 3,248041 \cdot 10^{-2}$;

$B_3 = -4,034184 \cdot 10^{-4}$; $B_4 = 1,8520569 \cdot 10^{-6}$;

$C_0 = -3,7008214 \cdot 10^{-2}$; $C_1 = 2,8877666 \cdot 10^{-3}$; $C_2 = -81313015 \cdot 10^{-5}$;

$C_3 = 9,9116628 \cdot 10^{-7}$; $C_4 = -4,4441207 \cdot 10^{-9}$;

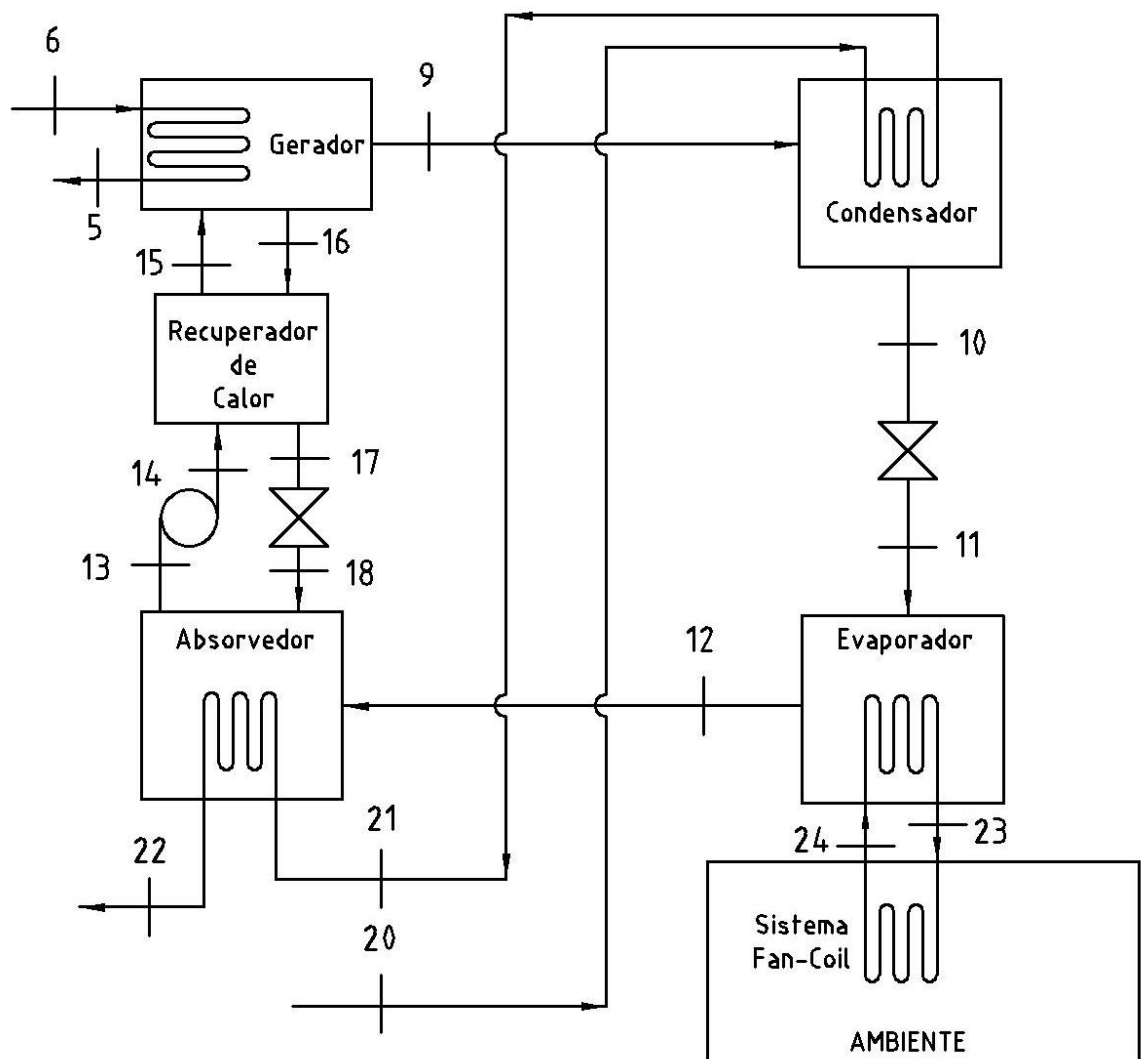
3.2.2 Propriedades termodinâmicas da solução amônia-água

As propriedades da solução de amônia-água são função da concentração em massa da amônia em água, da temperatura e da pressão. O comportamento da solução segue o diagrama (3) para as diferentes pressões de saturação da solução:

3.3 Modelagem do ciclo em volumes de controle

O ciclo de refrigeração por absorção pode ser modelado separadamente considerando cada elemento como um volume de controle e avaliando os fluxos de massa e considerando a primeira lei da Termodinâmica. Para tal, será considerada a figura (12) do ciclo abaixo com todos os elementos.

Figura 12 – Ciclo de refrigeração por compressão e seus componentes



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Para a modelagem do sistema em volumes de controle foram feitas algumas considerações para a sua melhor avaliação. Estas considerações são baseadas nas formas mais comuns estudadas de avaliação de cada componente e tem por objetivo simplificar o sistema para que sejam determinadas as suas características de forma geral, sem influências externas. Não foram consideradas nesta avaliação partidas ou desligamentos bruscos do equipamento

nem variações de temperaturas ou interferências diretas das intempéries das quais todo sistema real está sujeito. As considerações seguem abaixo:

- O sistema opera em regime permanente;
- A capacidade nominal de refrigeração é pré-determinada e conhecida;
- O sistema não troca calor com o meio externo, exceto nos componentes em que se deseja tal efeito. Caso contrário, é considerado que os elementos do sistema possuem isolamento térmico eficiente e a perda ou absorção de calor é desprezível;
- A afirmação acima enfatiza o fato de que as válvulas do sistema são adiabáticas;
- A temperatura da água que vem da fonte de calor (fornecida pelo coletor solar e/ou queimador) está abaixo da temperatura de mudança de fase desta, ou seja, o estado físico da água é de líquido comprimido;
- Os refrigerantes considerados estão no estado de saturação no condensador e no evaporador durante quase toda a fase do processo nestes elementos;
- As soluções no absorvedor e gerador estão em equilíbrio e possuem pressões constantes;
- As soluções consideradas fraca e forte, respectivamente, do gerador e do absorvedor, deixam tais componentes na condição de solução saturada;
- Os trabalhos das bombas a jusante do trocador de calor, a jusante do tanque de armazenamento e do ventilador do sistema *fan-coil* do evaporador para a troca do ambiente são muito pequenos se comparados às trocas térmicas de forma geral e ao trabalho da bomba a montante do recuperador de calor; desta forma, serão considerados desprezíveis para o sistema como um todo;
- As perdas de carga nos sistema em elementos como tubulação ou trocadores de calor serão consideradas desprezíveis;
- A condição do ambiente considerada será a de uma atmosfera padrão (101,315 kPa) e temperatura de 25 °C.

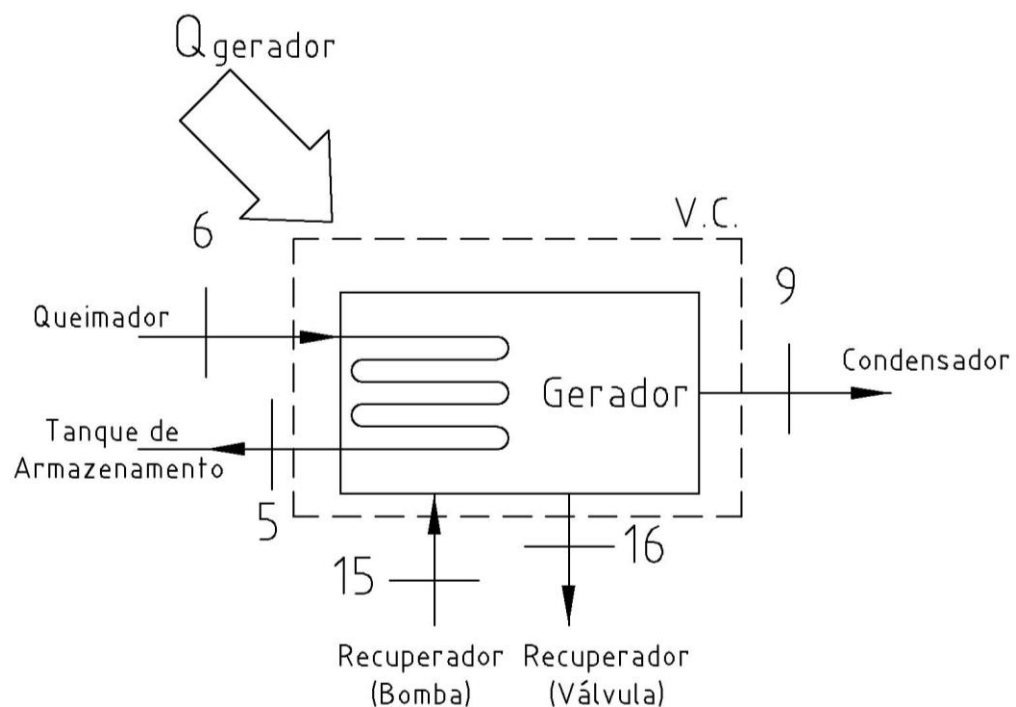
3.3.1 Gerador

A água aquecida pelo coletor solar é mantida no tanque de armazenamento e direcionada para o gerador passando antes pelo queimador, componente este que pode fornecer mais calor à água caso sua temperatura ainda esteja baixa para o processo. A água vinda do queimador

passa pelo gerador e cede calor que é transmitido a solução nele presente. Posteriormente a água retorna ao tanque de armazenamento para novamente iniciar o ciclo.

O calor fornecido para a solução vaporiza o fluido refrigerante da solução vinda do recuperador de calor, considerado uma solução de alta concentração de refrigerante, ou rica. Este fluido refrigerante vaporizado é direcionado ao condensador. A solução em menor concentração, considerada fraca, é novamente direcionada ao recuperador de calor para posteriormente passar pela válvula redutora de pressão. A figura (13) ilustra o gerador bem como o volume de controle adotado para este componente.

Figura 13 – Gerador e seu volume de controle



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

O gerador tem como fonte energética principal a água quente de aquecimento externo. Esta fonte fornece o calor necessário para vaporizar o refrigerante enviado ao condensador. Desta forma identifica-se as equações do calor que é inserido no volume de controle pela equação (8). Este calor será usado para calcular também o coletor solar nas seções seguintes. O calor inserido é transferido para a solução e a diferença de energia é que irá vaporizar o refrigerante como demonstrado na equação (9). A quantidade de calor é a mesma, desta forma pode-se comparar as duas equações com a equação (10), que demonstra a conservação de energia no volume de controle. A conservação de massa é demonstrada na fonte de calor pela equação (11) e internamente no gerador através da equação (12).

Conservação de energia:

$$\dot{Q}_{gerador} = \dot{m}_{queimador} \cdot (h_6 - h_5) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{gerador} = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} - \dot{m}_{15} \cdot h_{15} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{queimador} \cdot (h_6 - h_5) + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} = \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} \quad (10)$$

Balanço de massa:

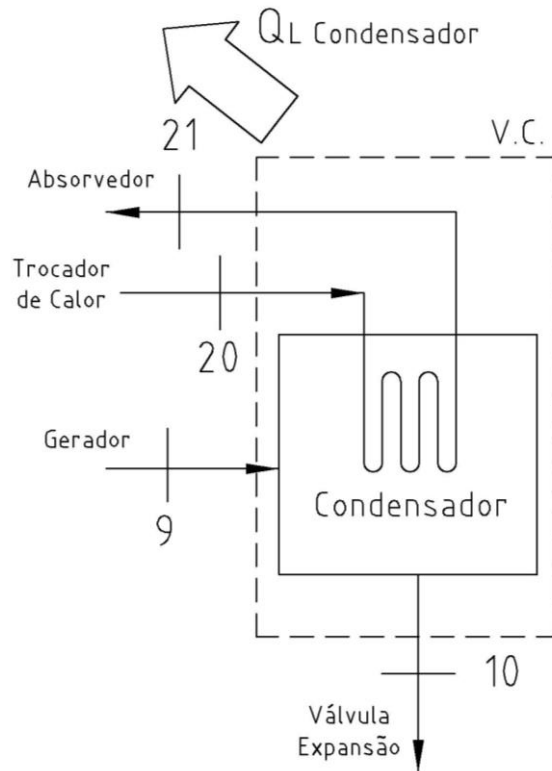
$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{queimador} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{16} \quad (12)$$

3.3.2 Condensador

O fluido refrigerante vaporizado no gerador entra no condensador e cede calor para a água que chega do trocador de calor. A água é aquecida e segue para o absorvedor, onde receberá mais calor devido à diferença de temperatura. O fluido refrigerante em estado líquido acumula no fundo do condensador e é transferido para o evaporador, passando pela válvula de expansão. A figura (14) ilustra o condensador, bem como o volume de controle adotado para este componente.

Figura 14 – Condensador e seu volume de controle



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

O condensador é a estrutura na qual o calor é retirado do fluido refrigerante, fazendo a mudança do seu estado de vapor para líquido. Este calor é retirado através do aquecimento da água vinda do trocador de calor e demonstrado pela equação (13). A energia que é cedida é percebida através da diferença de entalpia demonstrada pela equação (14). A quantidade de calor é a mesma, desta forma pode-se comparar as duas equações com a equação (15) que demonstra a conservação de energia no volume de controle. A conservação de massa é escrita para o trocador de calor pela equação (16) e internamente no condensador através da equação (17).

Conservação de energia:

$$\dot{Q}_{L\text{ Condensador}} = \dot{m}_{\text{trocador}} \cdot (h_{21} - h_{20}) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{L\text{ Condensador}} = \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{\text{trocador}} \cdot (h_{21} - h_{20}) + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (15)$$

Balço de massa:

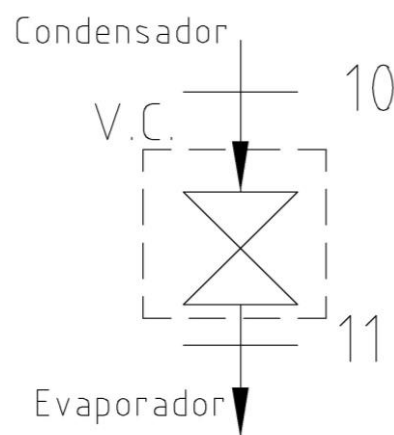
$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{\text{trocador}} \quad (16)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{\text{condensador}} \quad (17)$$

3.3.3 Válvula de expansão

A válvula de expansão é o elemento no qual ocorre queda de pressão do fluido refrigerante que vem do condensador, passando este de líquido saturado para líquido comprimido. A figura (15) ilustra a válvula de expansão bem como o volume de controle adotado para este componente.

Figura 15 – Válvula de expansão e seu volume de controle



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Devido à não realização de trabalho mecânico neste componente e à consideração de que a válvula é adiabática, há a redução de pressão com a manutenção da entalpia como demonstrado pela equação (18). A conservação de massa é demonstrada pela equação (19).

Conservação de energia:

$$h_{10} = h_{11} \quad (18)$$

Balanço de massa:

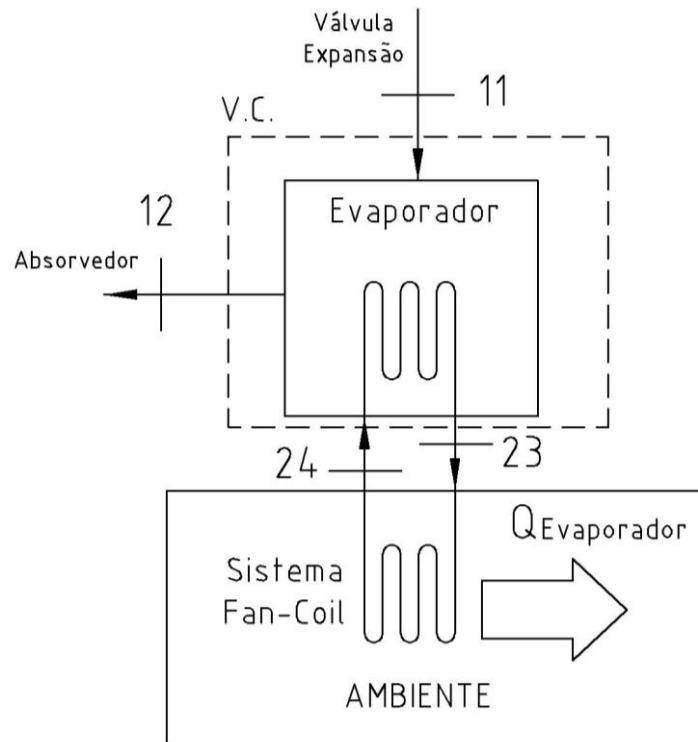
$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (19)$$

3.3.4 Evaporador

O fluido refrigerante em estado líquido vindo da válvula de expansão entra no evaporador e recebe calor através de água que vem do ambiente e está a uma temperatura mais alta pois opera o sistema *fan-coil*. O calor vaporiza novamente o fluido refrigerante e, através

da mudança de estado retira calor da água, diminuindo a sua temperatura e permitindo que esta refrigere o ambiente. O fluido refrigerante vaporizado é transferido para o absorvedor e dá continuidade ao ciclo. A figura (16) ilustra o evaporador, bem como o volume de controle adotado para este componente.

Figura 16 – Evaporador e seu volume de controle



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

O evaporador é a estrutura na qual o fluido refrigerante recebe o calor do ambiente fazendo a mudança do seu estado de líquido para vapor. Este calor recebido é demonstrado pela equação (20). A energia que é cedida pela água é percebida através da diferença de entalpia demonstrada pela equação (21). A quantidade de calor é a mesma; desta forma pode-se comparar as duas equações com a equação (22) que demonstra a conservação de energia no volume de controle. A conservação de massa é demonstrada na retirada de calor do sistema *fan-coil* pela equação (23) e internamente no evaporador através da equação (24).

Conservação de energia:

$$\dot{Q}_{Evaporador} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{Evaporador} = \dot{m}_{fancoil} \cdot (h_{24} - h_{23}) \quad (21)$$

$$\dot{m}_{12} \cdot h_{12} = \dot{m}_{fancoil} \cdot (h_{24} - h_{23}) + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \quad (22)$$

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{\text{evaporador}} \quad (24)$$

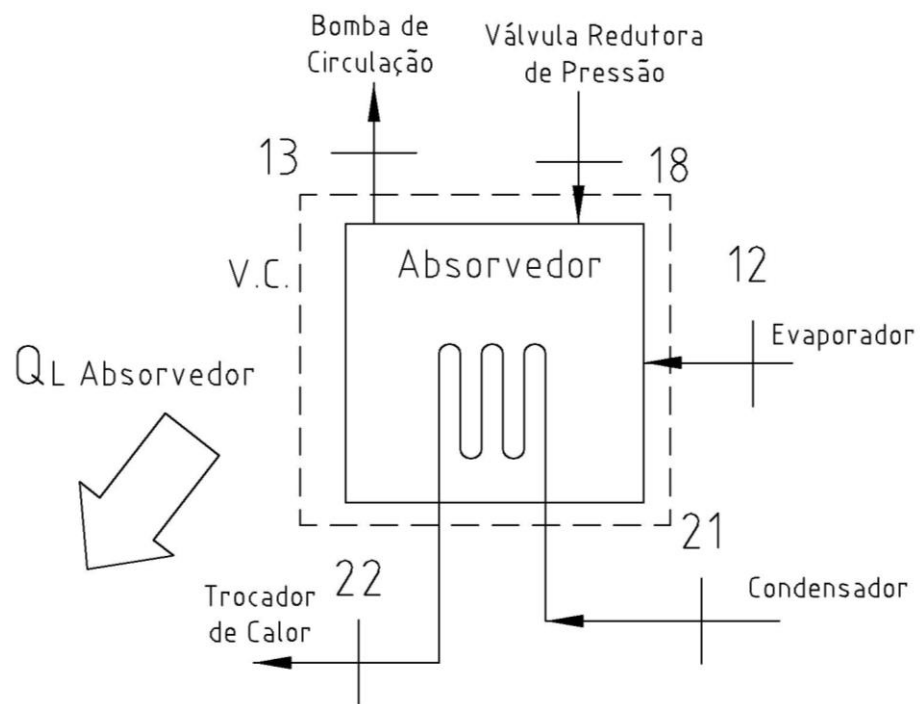
$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{23} = \dot{m}_{\text{fancoil}} \quad (25)$$

3.3.5 Absorvedor

O fluido refrigerante em estado vaporizado vindo do evaporador chega ao absorvedor e recebe a solução fraca vinda da válvula redutora de pressão e tende a se combinar com esta, acumulando como líquido no fundo do absorvedor. Um fator importante para que tal ocorra se deve ao fato de parte do calor do refrigerante ser retirado pela água de refrigeração vinda do condensador e que é posteriormente enviada ao trocador de calor.

A solução em maior concentração é transferida para o recuperador de calor através da bomba de circulação, o que permite que o fluxo de fluidos fique constante no sistema. A figura (17) ilustra o absorvedor, bem como o volume de controle adotado para este componente.

Figura 17 – Absorvedor e seu volume de controle



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

O absorvedor tem como fonte de retirada de calor a água do sistema de resfriamento vinda do condensador mas ainda com capacidade de retirada de calor. Esta água absorve o calor

necessário para auxiliar na absorção do fluido refrigerante vindo do evaporador transformando-o em líquido. Desta forma, identifica-se as equações do calor que é retirado no volume de controle pela equação (26). Também pode-se determinar o quantidade de calor transferida internamente no absorvedor através da equação (27). A quantidade de calor é a mesma, desta forma pode-se comparar as duas equações com a equação (28) que demonstra a conservação de energia no volume de controle. A conservação de massa é demonstrada na fonte de retirada calor pela equação (29) e internamente no gerador através da equação (30).

Conservação de energia:

$$\dot{Q}_{absorvedor} = \dot{m}_{trocador} \cdot (h_{22} - h_{21}) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{absorvedor} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} - \dot{m}_{13} \cdot h_{13} \quad (27)$$

$$\dot{m}_{trocador} \cdot (h_{22} - h_{21}) + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} \quad (28)$$

Balanco de massa:

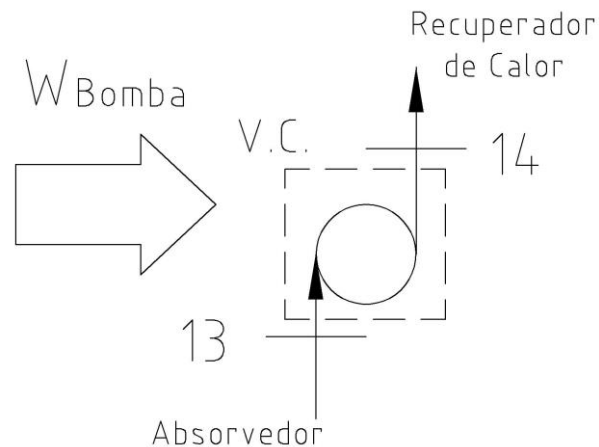
$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{trocador} \quad (29)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{18} \quad (30)$$

3.3.6 Bomba de circulação

A bomba de circulação é o componente responsável por elevar a pressão do líquido no sistema e promover a circulação dos fluidos. Para tal, é necessário inserir trabalho no sistema. A bomba de circulação efetua trabalho através da transformação da energia mecânica de eixo em aumento da energia potencial do fluido através do aumento de sua pressão. A solução vinda do absorvedor aumenta sua pressão e ainda em estado líquido é transferida para o recuperador de calor. O volume de controle da bomba de circulação é ilustrado através da figura (18).

Figura 18 – Bomba de circulação e seu volume de controle



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Considerando uma bomba ideal, pode-se determinar o trabalho realizado pela bomba através da diferença de entalpia como demonstrado na equação (31); por motivos práticos, considerando que o fluido a ser comprimido está em estado líquido e é praticamente incompressível como demonstrado na equação (32), pode-se determinar o trabalho através da diferença de pressão e da massa específica da solução como demonstrado na equação (33). O balanço de massa também é demonstrado também através da equação (34).

Conservação de energia:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{absorvedor} \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (31)$$

$$\rho_{12} = \rho_{13} = \rho_{solução} \quad (32)$$

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{absorvedor} \cdot (P_{13} - P_{12})}{\rho_{solução}} \quad (33)$$

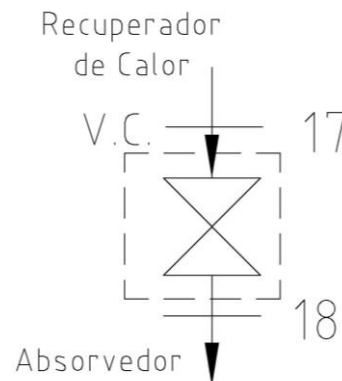
Balanço de massa:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{absorvedor} \quad (34)$$

3.3.7 Válvula redutora de pressão

A válvula redutora de pressão é o elemento no qual ocorre queda de pressão do fluido refrigerante que vem do recuperador de calor permitindo assim equilíbrio das duas áreas de pressão do sistema e controlando a vazão de solução que será aspergida no absorvedor. A figura (19) ilustra a válvula redutora de pressão, bem como o volume de controle adotado para este componente.

Figura 19 – Válvula redutora de pressão e seu volume de controle



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Devido a não realização de trabalho mecânico neste componente e a consideração de que a válvula é adiabática, há a redução de pressão com a manutenção da entalpia como demonstrado pela equação (35). A conservação de massa é demonstrada pela equação (36).

Conservação de energia:

$$h_{17} = h_{18} \quad (35)$$

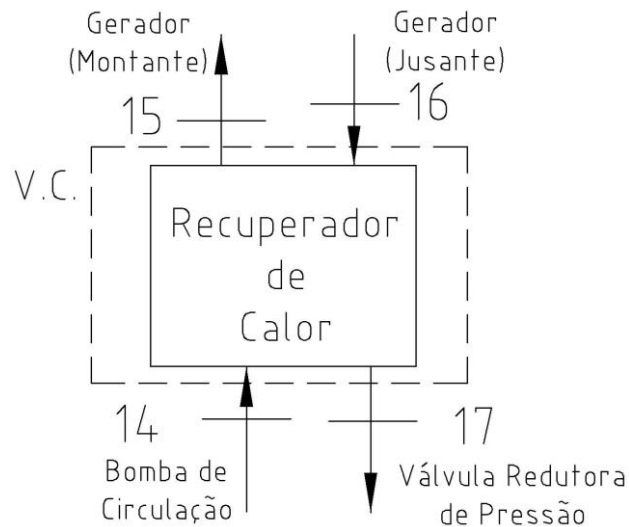
Balanço de massa:

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (36)$$

3.3.8 Recuperador de calor

O recuperador de calor é um trocador de calor sem contato direto entre os fluidos. Através da transferência de calor a solução quente vinda do gerador cede calor para a fria vinda do absorvedor pré-aquecendo esta. O rendimento de um sistema pode aumentar consideravelmente devido à presença deste elemento. O volume de controle do recuperador de calor é ilustrado através da figura (20).

Figura 20 – Recuperador de calor e seu volume de controle



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Devido à não realização de trabalho mecânico neste componente e à consideração de que o recuperador de calor é adiabático, pode-se considerar que toda a troca térmica ocorre somente dentro do volume de controle. Esta afirmação pode ser demonstrada pela conservação da energia demonstrada pelas equações (37), (38) e (39). A conservação de massa é demonstrada pelas equações (40) e (41).

Conservação de energia:

$$\dot{Q}_{recuperador} = \dot{m}_{bomba} \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{recuperador} = \dot{m}_{gerador(jusante)} \cdot (h_{16} - h_{17}) \quad (38)$$

$$\dot{m}_{bomba} \cdot (h_{15} - h_{14}) = \dot{m}_{gerador(jusante)} \cdot (h_{16} - h_{17}) \quad (39)$$

Balço de massa:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{bomba} \quad (40)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_{gerador(jusante)} \quad (41)$$

3.4 Coeficiente de desempenho (COP)

Segundo Wylen (2008), o coeficiente de desempenho (COP) é uma medida de rendimento utilizada nos sistemas de refrigeração. A definição do coeficiente de desempenho ou coeficiente de eficácia é a relação da quantidade de energia pretendida de refrigeração, sobre

a quantidade de energia gasta para efetuar o funcionamento do equipamento; a exemplo de sistema proposto, energia mecânica e térmica. No sistema proposto será considerada da energia pretendida a quantidade de refrigeração desejada, ou seja, a quantidade de calor que deve ser extraída no evaporador. Já para a energia consumida será considerada a energia gasta no bomba de circulação somada a energia térmica inserida no gerador através das fontes térmicas disponíveis. A equação (42) ilustra como será avaliado o COP para o sistema proposto:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evaporador}}{\dot{Q}_{gerador} + W_{bomba}} \quad (42)$$

4 SIMULAÇÃO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

A simulação numérica dos sistemas foi realizada utilizando o software EES (Engineering Equation Solver) e com base nas informações das seções anteriores deste trabalho.

Para motivo de comparação e de acordo com temperaturas consideradas boas práticas para os equipamentos, foram considerados, tanto para amônia-água e brometo de lítio-água a mesma temperatura de entrada e de saída do gerador.

Os dados físicos de entrada do projeto, que foram considerados, tiveram como base os diagramas (1), (2) e (3) das soluções binárias demonstrados anteriormente e, valores de equipamentos já produzidos e comercializados mundialmente, quase que em sua totalidade por fabricantes de origem alemã e japonesa. A referência dos diversos equipamentos deve-se a apresentação de mercado mundial dos equipamentos de Mugnier, 2006. Esta referência também será base para posterior comparação de valores de rendimento ou coeficiente de desempenho (COP). Como base, foram considerados que para os equipamentos presentes no mercado, o valor do COP varia entre 0,6 e 0,9.

Também foi fixado, como parâmetro de comparação, a carga térmica de refrigeração característica do sistema. A potência de 3520 W, aproximadamente 12000 BTU/h, foi considerada como a ideal para o equipamento de pequeno porte, potência esta comum para muitos equipamentos comerciais altamente difundidos no mercado.

Os parâmetros de entrada fixos, e que serviram para comparar os sistemas e efetuar posterior avaliação, entre os ciclos e entre outras referências, foram os seguintes:

- Potência de refrigeração (evaporador) = 3520 W;
- Temperatura de entrada no gerador = 36 °C;
- Concentração na entrada do gerador = 0,35;
- Temperatura de saída do gerador = 85 °C;
- Temperatura de entrada e saída na fonte do gerador = 120 °C/ 100 °C;
- Temperatura de saída do condensador = 11 °C;
- Temperatura de entrada da fonte no condensador = 10 °C;
- Temperatura da saída da fonte no absorvedor = 17 °C;
- Temperatura de entrada e saída na fonte do evaporador (*fan coil*) = 20 °C/ 13 °C;
- Temperatura de saída do recuperador de calor e retorno para o absorvedor = 36 °C/ 35 °C;

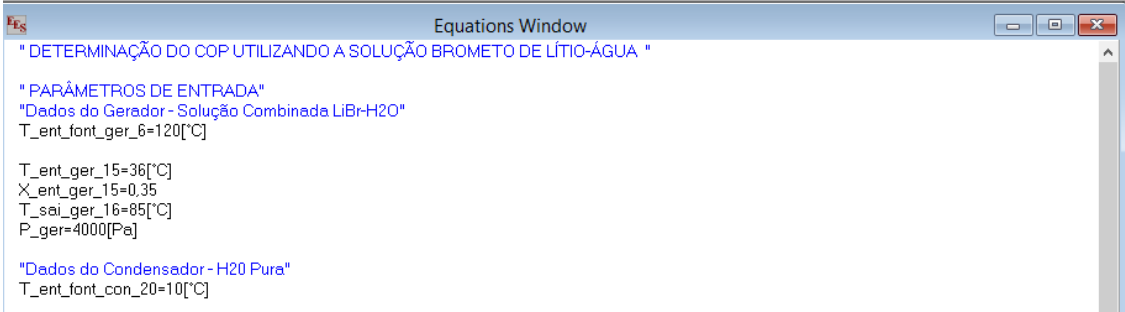
O sistema proposto também possui algumas condições operacionais características consideradas para avaliação deste. Essas condições são de importância para otimizar o sistema e tornar a dependência mínima do ambiente para foco no sistema interno. Mesmo com o objetivo anterior, a consequência destas considerações levam à simplificação do sistema. As considerações seguem abaixo:

- O sistema opera em regime permanente;
- O refrigerante considerado está em estado de pureza máxima;
- Foram desprezadas as perdas de carga nas tubulações e equipamentos do ciclo bem como as perdas de calor para o meio externo quando estas não são desejadas no ciclo;
- O refrigerante que deixa o gerador em direção ao condensador está em estado de vapor saturado;
- O refrigerante deixa o evaporador no estado de vapor saturado;

4.1 Simulação do ciclo utilizando água-brometo de lítio

Para efetuar a simulação água-brometo de lítio foi utilizada a área principal do software EES, no *Equations Window*, no qual foram inseridas as informações de acordo com o desejado aplicando as equações e parâmetros disponíveis no software. A figura (21) ilustra o início do software e as entradas para o processamento de dados.

Figura 21 – Visualização da janela do Software EES para LiBr-H₂O



```

EES Equations Window
" DETERMINAÇÃO DO COP UTILIZANDO A SOLUÇÃO BROMETO DE LÍTIO-ÁGUA "

" PARÂMETROS DE ENTRADA "
"Dados do Gerador - Solução Combinada LiBr-H2O"
T_ent_font_ger_6=120[C]

T_ent_ger_15=36[C]
X_ent_ger_15=0.35
T_sai_ger_16=85[C]
P_ger=4000[Pa]

"Dados do Condensador - H2O Pura"
T_ent_font_con_20=10[C]
  
```

(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

O programa construído para a solução água-brometo de lítio segue abaixo. Os números das nomenclaturas seguem a figura (12), que é a base para a construção física do sistema.

"DETERMINAÇÃO DO COP UTILIZANDO A SOLUÇÃO BROMETO DE LÍTIO-ÁGUA"

" INÍCIO DO PROGRAMA "

" PARÂMETROS DE ENTRADA "

"Dados do Gerador - Solução Combinada LiBr-H₂O"

$T_{ent_font_ger_6}=120[^\circ\text{C}]$

$T_{ent_ger_15}=36[^\circ\text{C}]$

$X_{ent_ger_15}=0,35$

$T_{sai_ger_16}=85[^\circ\text{C}]$

$P_{ger}=4000[\text{Pa}]$

"Dados do Condensador - H₂O Pura"

$T_{ent_font_con_20}=10[^\circ\text{C}]$

$T_{ent_con_9}=T_{sai_ger_16}$

$T_{sai_con_10}=11[^\circ\text{C}]$

"Dados do Evaporador - H₂O Pura"

$T_{sai_font_eva_23}=13[^\circ\text{C}]$

$T_{ent_eva_11}=T_{sai_con_10}$

$P_{eva}=1400[\text{Pa}]$

$Q_{ref_eva}=3,520[\text{kW}]$

"Dados do Absorvedor - Solução Combinada LiBr-H₂O"

$X_{sai_abs_13}=X_{ent_ger_15}$

"Perdas de Cargas Desprezíveis"

$P_{ger}=P_{con}$

$P_{eva}=P_{abs}$

"Balanço de Massa"

$h_{11}=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T_{sai_con_10};P=P_{eva})$

$h_{12}=\text{Enthalpy}(\text{Water};x=1;P=P_{eva})$

$M_{refrigerante}=Q_{ref_eva}/(h_{12}-h_{11})$

$$X_{\text{sai_ger_16}} = x_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_{\text{sai_ger_16}}; P_{\text{ger}})$$

$$M_{\text{h}_2\text{o}} = ((M_{\text{libr}}/0,35) - M_{\text{libr}})$$

$$M_{\text{libr}} = (X_{\text{sai_ger_16}} * (M_{\text{libr}} + (M_{\text{h}_2\text{o}} - M_{\text{refrigerante}})))$$

$$M_{\text{ent_ger_15}} = (M_{\text{libr}} + M_{\text{h}_2\text{o}})$$

$$M_{\text{sai_ger_16}} = (M_{\text{libr}} + M_{\text{h}_2\text{o}} - M_{\text{refrigerante}})$$

"Balanço de Energia no Gerador"

$$T_{\text{sai_font_ger_5}} = 100[^\circ\text{C}]$$

$$h_9 = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{\text{ent_con_9}}; P = P_{\text{ger}})$$

$$h_{15} = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_{\text{ent_ger_15}}; X_{\text{ent_ger_15}})$$

$$h_{16} = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_{\text{sai_ger_16}}; X_{\text{sai_ger_16}})$$

$$(M_{\text{queimador}} * \text{Cp}(\text{Water}; T = 110; P = 400000) * (T_{\text{ent_font_ger_6}} - T_{\text{sai_font_ger_5}}) + M_{\text{ent_ger_15}} * h_{15}) = (M_{\text{refrigerante}} * h_9 + M_{\text{sai_ger_16}} * h_{16})$$

$$Q_{\text{ref_ger}} = M_{\text{queimador}} * \text{Cp}(\text{Water}; T = 110; P = 400000) * (T_{\text{ent_font_ger_6}} - T_{\text{sai_font_ger_5}})$$

"Balanço de Energia no Evaporador"

$$T_{\text{ent_font_eva_24}} = 20[^\circ\text{C}]$$

$$M_{\text{fun_coil}} = Q_{\text{ref_eva}} / ((\text{Cp}(\text{Water}; T = 16,5; P = 101315) * (T_{\text{ent_font_eva_24}} - T_{\text{sai_font_eva_23}})))$$

$$T_{\text{sai_eva_12}} = T_{\text{sat}}(\text{Water}; P = 1400)$$

"Balanço de Energia no Condensador"

$$h_{10} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{\text{sai_con_10}}; P = P_{\text{con}})$$

$$Q_{\text{ref_con}} = M_{\text{refrigerante}} * (h_{10} - h_9)$$

"Balanço de Energia no Absorvedor"

$$h_{13} = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_{\text{ent_rec_14}}; X_{\text{ent_ger_15}})$$

$$Q_{\text{ref_abs}} = M_{\text{ent_ger_15}} * h_{13} - M_{\text{refrigerante}} * h_{12} - M_{\text{sai_ger_16}} * h_{17}$$

"Balço de Energia no Recuperador de Calor"

$$T_{\text{sai_recup_17}}=35[^\circ\text{C}]$$

$$h_{17}=h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_{\text{sai_recup_17}};X_{\text{sai_ger_16}})$$

$$M_{\text{ent_ger_15}}*Cp_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(27,30[^\circ\text{C}];X_{\text{ent_ger_15}})*(T_{\text{ent_ger_15}}-T_{\text{ent_rec_14}})=M_{\text{sai_ger_16}}*(h_{16}-h_{17})$$

$$Q_{\text{ref_rec}}=M_{\text{sai_ger_16}}*(h_{16}-h_{17})$$

"Fluxo de Água no Sistema de Resfriamento"

$$T_{\text{ent_h}_2\text{o_20}}=10[^\circ\text{C}]$$

$$T_{\text{sai_h}_2\text{o_22}}=17[^\circ\text{C}]$$

$$M_{\text{h}_2\text{o_ref}}=(Q_{\text{ref_con}}+Q_{\text{ref_abs}})/((Cp(\text{Water};T=13,5;P=101315)*(T_{\text{ent_h}_2\text{o_20}}-T_{\text{sai_h}_2\text{o_22}}))$$

"Trabalho da Bomba - EXTREMAMENTE PEQUENO"

$$W_{\text{bomba}}=((M_{\text{ent_ger_15}}*(P_{\text{ger}}-P_{\text{abs}})/\rho_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_{\text{ent_rec_14}};X_{\text{ent_ger_15}}))/1000)$$

"COP"

$$Cop=Q_{\text{ref_eva}}/(Q_{\text{ref_ger}}+W_{\text{bomba}})$$

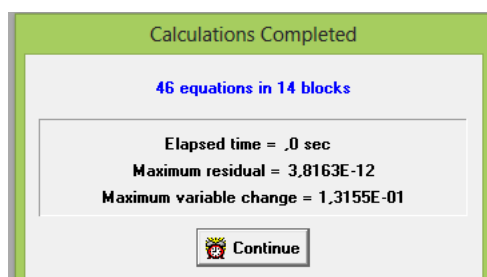
"COP - Sem Recuperador"

$$Cop_{\text{srec}}=Q_{\text{ref_eva}}/(Q_{\text{ref_ger}}+Q_{\text{ref_rec}}+W_{\text{bomba}})$$

"FIM DO PROGRAMA"

A figura (22) ilustra a confirmação do processamento do programa para a solução água-brometo de Lítio com o tempo do processamento e dados adicionais do processo. Foram necessárias 46 equações para a simulação com água-brometo de lítio.

Figura 22 – Janela com confirmação da solução para Libr-H₂O

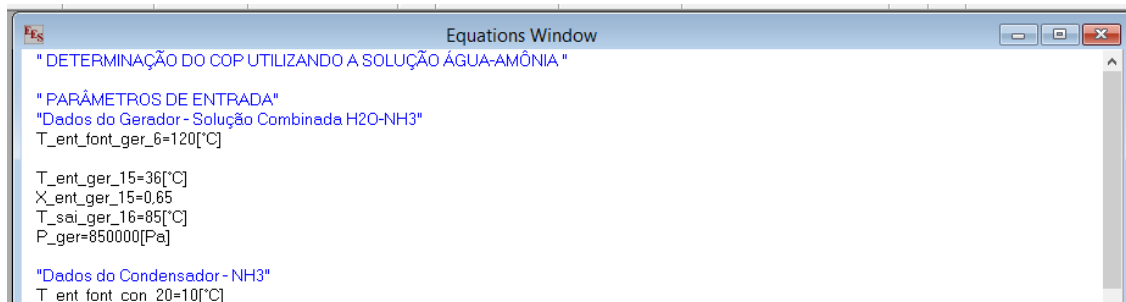


(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

4.2 Simulação do ciclo utilizando amônia-água

Para efetuar a simulação amônia-água foi utilizado a área principal do software EES, no Equations Window onde foram inseridas as informações de acordo com o desejado aplicando as equações e parâmetros disponíveis no software. A figura (23) ilustra o início do software e as entradas para o processamento de dados.

Figura 23 – Visualização da janela do Software EES para H₂O-NH₃



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

O programa construído para a solução de amônia-água segue abaixo. Os números das nomenclaturas seguem a figura (12), que é a base para a construção física do sistema.

" DETERMINAÇÃO DO COP UTILIZANDO A SOLUÇÃO ÁGUA-AMÔNIA "

" INÍCIO DO PROGRAMA "

" PARÂMETROS DE ENTRADA "

"Dados do Gerador - Solução Combinada H2O-NH3"

T_ent_font_ger_6=120[°C]

T_ent_ger_15=36[°C]

X_ent_ger_15=0,65

T_sai_ger_16=85[°C]

P_ger=850000[Pa]

"Dados do Condensador - NH3"

T_ent_font_con_20=10[°C]

T_ent_con_9=T_sai_ger_16

T_sai_con_10=11[°C]

"Dados do Evaporador - NH3"

$$T_{\text{sai_font_eva_23}}=13[\text{°C}]$$

$$T_{\text{ent_eva_11}}=T_{\text{sai_con_10}}$$

$$P_{\text{eva}}=650000[\text{Pa}]$$

$$Q_{\text{ref_eva}}=3,520[\text{kW}]$$

"Dados do Absorvedor - Solução Combinada H2O-NH3"

$$X_{\text{sai_abs_13}}=X_{\text{ent_ger_15}}$$

"Perdas de Cargas Desprezíveis"

$$P_{\text{ger}}=P_{\text{con}}$$

$$P_{\text{eva}}=P_{\text{abs}}$$

"Balanço de Massa"

$$h_{11}=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; T=T_{\text{sai_con_10}}; P=P_{\text{eva}})$$

$$h_{12}=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; x=1; P=P_{\text{eva}})$$

$$M_{\text{refrigerante}}=Q_{\text{ref_eva}}/(h_{12}-h_{11})$$

$$T_{16}=(T_{\text{sai_ger_16}}+273,15)$$

$$P_{16}=(P_{\text{ger}}/100000)$$

$$Q_{16}=0,000$$

$$\text{Call NH3H2O}(128; T_{16}; P_{16}; Q_{16}; T[1]; P[1]; x[1]; h[1]; s[1]; u[1]; v[1]; q[1])$$

$$X_{\text{sai_ger_16}}=x[1]$$

$$h_{16}=h[1]$$

$$M_{\text{h2o}}=(0,53846154*M_{\text{nh3}})$$

$$M_{\text{ent_ger_15}}=(M_{\text{h2o}}+M_{\text{nh3}})$$

$$M_{\text{ent_ger_15}}=-M_{\text{sai_ger_16}}+M_{\text{refrigerante}}$$

$$(X_{\text{sai_ger_16}}*(M_{\text{nh3}}+M_{\text{h2o}}-M_{\text{refrigerante}}))=-M_{\text{nh3}}$$

"Balanço de Energia no Gerador"

$$T_{\text{sai_font_ger_5}}=100[\text{°C}]$$

$$h_9=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; T=T_{\text{ent_con_9}}; P=P_{\text{ger}})$$

$$T_{15}=(T_{ent_ger_15}+273,15)$$

$$P_{15}=(P_{ger}/100000)$$

$$Q_{15}=-0,001$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(128; T_{15}; P_{15}; Q_{15}; T[2]; P[2]; x[2]; h[2]; s[2]; u[2]; v[2]; q[2])$$

$$h_{15}=h[2]$$

$$(M_{queimador} * Cp(\text{Water}; T=110; P=400000))*(T_{ent_font_ger_6}-T_{sai_font_ger_5})+M_{ent_ger_15}*h_{15}=(M_{refrigerante}*h_9+M_{sai_ger_16}*h_{16})$$

$$Q_{ref_ger}=M_{queimador} * Cp(\text{Water}; T=110; P=400000)*(T_{ent_font_ger_6}-T_{sai_font_ger_5})$$

"Balanço de Energia no Evaporador"

$$T_{ent_font_eva_24}=20[^\circ\text{C}]$$

$$M_{fun_coil}=Q_{ref_eva}/((Cp(\text{Water}; T=16,5; P=101315)*(T_{ent_font_eva_24}-T_{sai_font_eva_23})))$$

$$T_{sai_eva_12}=T_{sat}(\text{Ammonia}; P=650000)$$

"Balanço de Energia no Condensador"

$$h_{10}=\text{Enthalpy}(\text{Ammonia}; T=T_{sai_con_10}; P=P_{con})$$

$$Q_{ref_con}=M_{refrigerante}*(h_{10}-h_9)$$

"Balanço de Energia no Absorvedor"

$$T_{13}=(T_{ent_rec_14}+273,15)$$

$$P_{13}=(P_{abs}/100000)$$

$$X_{13}=X_{sai_abs_13}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(123; T_{13}; P_{13}; X_{13}; T[3]; P[3]; x[3]; h[3]; s[3]; u[3]; v[3]; q[3])$$

$$h_{13}=h[3]$$

$$Q_{ref_abs}=M_{ent_ger_15}*h_{13}-M_{refrigerante}*h_{12}-M_{sai_ger_16}*h_{17}$$

"Balanço de Energia no Recuperador de Calor"

$$T_{sai_recup_17}=35[^\circ\text{C}]$$

$$T_{17}=(T_{sai_recup_17}+273,15)$$

$$P_{17}=(P_{ger}/100000)$$

$$X_{17}=X_{sai_ger_16}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(123; T_{17}; P_{17}; X_{17}; T[4]; P[4]; x[4]; h[4]; s[4]; u[4]; v[4]; q[4])$$

$$h_{17}=h[4]$$

$$h_{14}=h[5]$$

$$M_{ent_ger_15} * C_{p_med_NH_3H_2O} * (T_{ent_ger_15} - T_{ent_rec_14}) = M_{sai_ger_16} * (h_{16} - h_{17})$$

$$C_{p_med_NH_3H_2O} = (h_{15} - h_{14}) / (T_{ent_ger_15} - T_{ent_rec_14})$$

$$Q_{ref_rec} = M_{sai_ger_16} * (h_{16} - h_{17})$$

"Fluxo de Água no Sistema de Resfriamento"

$$T_{ent_h_2o_20} = 10[^\circ\text{C}]$$

$$T_{sai_h_2o_22} = 17[^\circ\text{C}]$$

$$M_{h_2o_ref} = (Q_{ref_con} + Q_{ref_abs}) / ((C_p(\text{Water}; T=13,5; P=101315) * (T_{ent_h_2o_20} - T_{sai_h_2o_22})))$$

"Trabalho da Bomba - EXTREMAMENTE PEQUENO"

$$T_{14} = (T_{ent_rec_14} + 273,15)$$

$$P_{14} = ((P_{ger} + P_{abs}) / 2) / 100000$$

$$X_{14} = X_{ent_ger_15}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(123; T_{14}; P_{14}; X_{14}; T[5]; P[5]; x[5]; h[5]; s[5]; u[5]; v[5]; q[5])$$

$$\rho_{14} = (1/v[5])$$

$$W_{bomba} = (M_{ent_ger_15} * (P_{ger} - P_{abs}) / \rho_{14}) / 1000$$

"COP"

$$C_{op} = Q_{ref_eva} / (Q_{ref_ger} + W_{bomba})$$

"COP - Sem Recuperador"

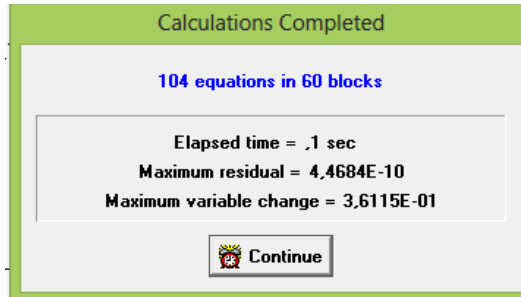
$$C_{op_srec} = Q_{ref_eva} / (Q_{ref_ger} + Q_{ref_rec} + W_{bomba})$$

"FIM DO PROGRAMA"

A figura (24) ilustra a confirmação do processamento do programa para a solução de amônia-água com o tempo do processamento e dados adicionais do processo. Foram necessárias

104 equações para esta simulação. Este número de equações é maior para o processamento da solução amônia-água se comparado a água-brometo de lítio pois a chamada de alguns parâmetros, no programa EES, é feita de forma indireta para esta solução, o que necessita de mais equações e maior processamento para se obter o resultado.

Figura 24 – Janela com confirmação da solução para H₂O-NH₃

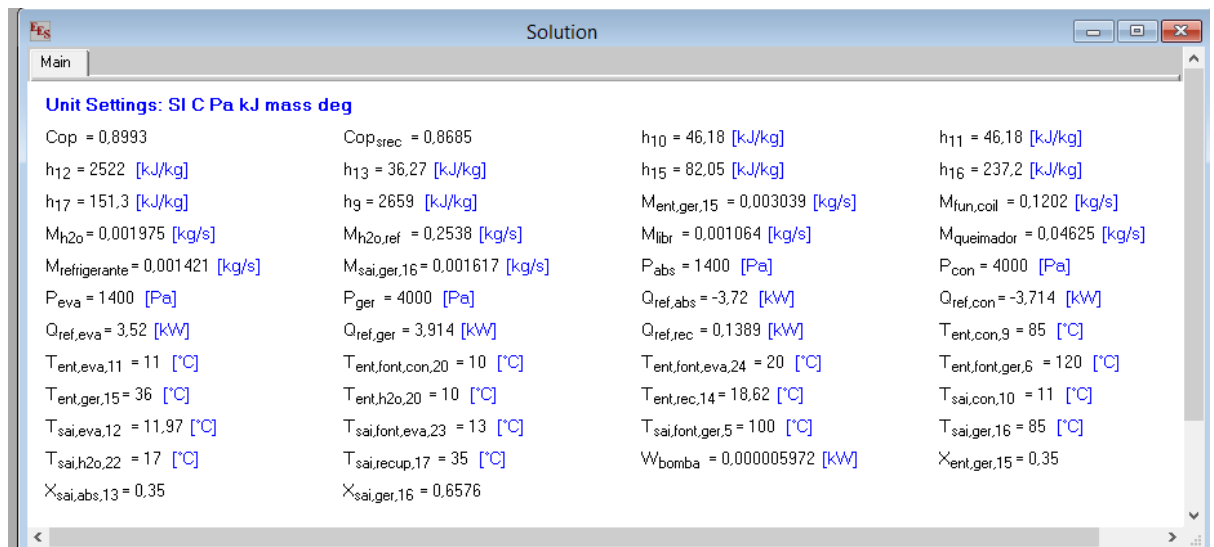


(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

4.3 Resultados e discussões da modelagem dos ciclos

Após o processamento do ciclo modelado para a solução água-brometo de lítio foram obtidos os resultados de acordo com a figura (25) com todos os dados de saída do processo.

Figura 25 – Janela com todos os resultados para LiBr-H₂O



(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Para melhor visualização os dados foram organizados em quatro colunas: valores finais, temperatura dos elementos, temperaturas de entrada e fluxos de massa. Os valores finais ilustram as cargas térmicas nos elementos principais e o Coeficiente de Rendimento (COP) do

processo. As temperaturas dos elementos resumem as principais temperaturas do processo. As temperaturas de entrada são os valores do processo já citados anteriormente que são base para os cálculos e os fluxos de massa ilustram a vazão de fluido separadamente em cada elemento do processo. Os dados de saída do programa são ilustrados na figura (26).

Figura 26 – Resultados principais separados por tipo para Libr-H₂O

Valores Finais	Temperatura dos Elementos	Temperaturas de Entrada	Fluxos de Massa
1..1	1 Q _{ref,abs} [kW]	2 Q _{ref,con} [kW]	3 Q _{ref,eva} [kW]
Run 1	-3,72	-3,714	3,52
			4 Q _{ref,ger} [kW]
			5 Q _{ref,rec} [kW]
			6 Cop
			0,1389
			0,8993

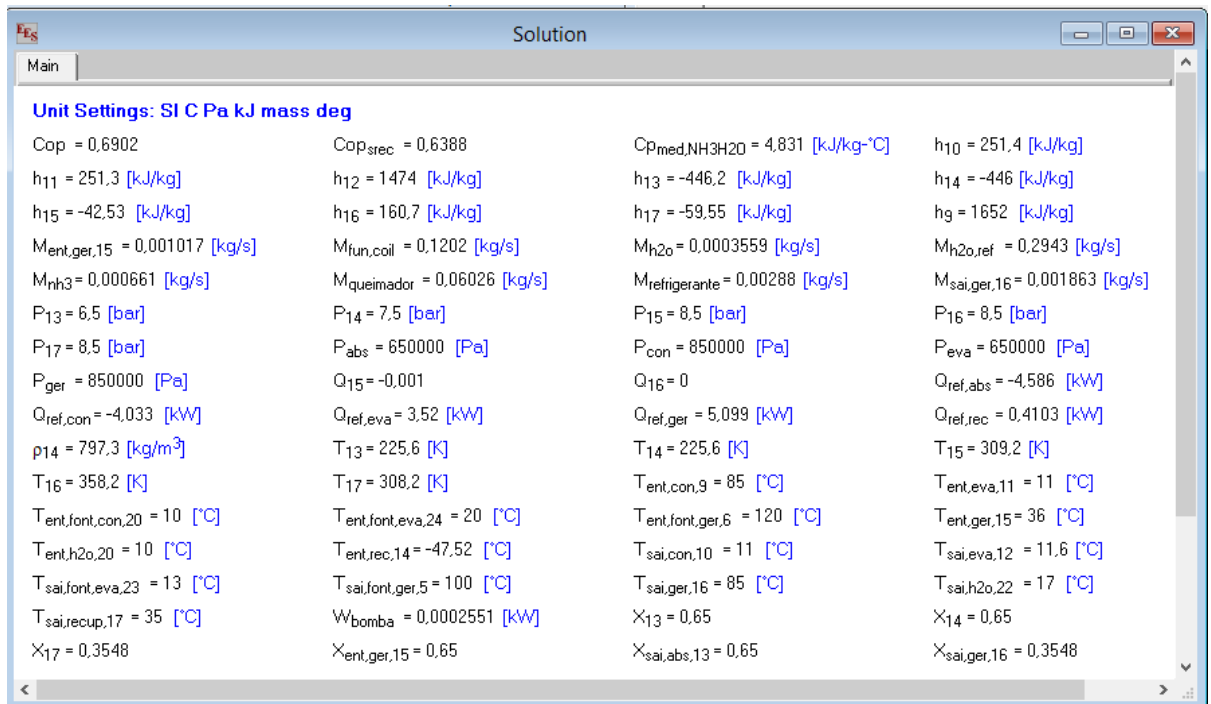
Valores Finais	Temperatura dos Elementos	Temperaturas de Entrada	Fluxos de Massa
1..1	1 T _{ent,ger,15} [°C]	2 T _{sai,ger,16} [°C]	3 T _{ent,con,9} [°C]
Run 1	36	85	85
			4 T _{sai,con,10} [°C]
			5 T _{ent,eva,11} [°C]
			6 T _{sai,eva,12} [°C]
			7 T _{ent,rec,14} [°C]
			8 T _{sai,recup,17} [°C]
			11,97
			18,62
			35

Valores Finais	Temperatura dos Elementos	Temperaturas de Entrada	Fluxos de Massa
1..1	1 T _{ent;font,ger,6} [°C]	2 T _{sai;font,ger,5} [°C]	3 T _{sai;font,eva,23} [°C]
Run 1	120	100	13
			4 T _{ent;font,eva,24} [°C]
			5 T _{ent;font,con,20} [°C]
			6 T _{sai,h2o,22} [°C]
			10
			17

Valores Finais	Temperatura dos Elementos	Temperaturas de Entrada	Fluxos de Massa
1..1	1 M _{queimador} [kg/s]	2 M _{fun,coil} [kg/s]	3 M _{ent,ger,15} [kg/s]
Run 1	0,04625	0,1202	0,003039
			4 M _{sai,ger,16} [kg/s]
			5 M _{refrigerante} [kg/s]
			0,001617
			0,001421

(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Após o processamento do ciclo modelado para a solução amônia-água foram gerados os resultados de acordo com a figura (27) com todos os dados de saída do processo. Devido a questão de chamada das equações de água-amônia houve a necessidade de geração de variáveis auxiliares em unidades diferentes da padrão do processamento para a aquisição de alguns dados. Assim, a quantidade de dados de saída do processo é maior se comparado ao primeiro ciclo, porém, serão comparados os dados similares entre os dois ciclos.

Figura 27 – Janela com todos os resultados para H₂O-NH₃

(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Os dados auxiliares, necessários para a formulação e processamento da solução amônia-água são ilustrados na tabela (2). O equacionamento do programa obrigatoriamente gera oito variáveis de saída. Como a avaliação do sistema é simplificada, nem todas as variáveis geradas pelo processamento são necessárias para avaliação do sistema.

As unidades da tabela foram inseridas separadamente, pois diferem da padrão de avaliação do programa principal. Para a aquisição dos dados da solução de água-amônia, como a função de geração e processamento de dados é diferenciada no programa e está em uma biblioteca separadamente, ela necessita de conversão de unidades específicas para o processamento de acordo com o padrão desta fórmulas previamente estabelecidos.

Tabela 2 – Resultados auxiliares encontrados pela fórmula *Call* NH₃H₂O

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8
	h_i [kJ/kg]	P_i [bar]	q_i	s_i [kJ/kg-K]	T_i [K]	u_i [kJ/kg]	v_i [m ³ /kg]	x_i
[1]	160,7	8,5	0	1,071	358,1	159,6	0,001213	0,3548
[2]	-42,53	8,5	-0,001	0,4089	309,1	-43,53	0,001177	0,6688
[3]	-446,2	6,5	-0,001	-1,099	225,6	-447	0,001254	0,65
[4]	-59,55	8,5	-0,001	0,4091	308,1	-60,53	0,001148	0,3548
[5]	-446	7,5	-0,001	-1,099	225,6	-447	0,001254	0,65

(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Assim como no ciclo anterior, para melhor visualização foram apresentados os dados de saída do ciclo amônia-água de acordo com quatro colunas: valores finais, temperatura dos

elementos, temperaturas de entrada e fluxos de massa. Os dados são apresentados na figura (28).

Figura 28 – Resultados principais separados por tipo para H₂O-NH₃

The image shows a 'Parametric Table' window with four data tables for 'Run 1'. The tables are organized into four sections, each with a different header: 'Valores Finais', 'Temperatura dos Elementos', 'Temperaturas de Entrada', and 'Fluxos de Massa'.

Valores Finais	Temperatura dos Elementos	Temperaturas de Entrada	Fluxos de Massa
1 Q _{ref,abs} [kW]	2 Q _{ref,con} [kW]	3 Q _{ref,eva} [kW]	4 Q _{ref,ger} [kW]
5 Q _{ref,rec} [kW]	6 Cop		
Run 1	-4,586	-4,033	3,52
			5,099
			0,4103
			0,6902

Valores Finais	Temperatura dos Elementos	Temperaturas de Entrada	Fluxos de Massa
1 T _{ent,ger;15} [°C]	2 T _{sai,ger;16} [°C]	3 T _{ent,con;9} [°C]	4 T _{sai,con;10} [°C]
5 T _{ent,eva;11} [°C]	6 T _{sai,eva;12} [°C]	7 T _{ent,rec;14} [°C]	8 T _{sai,recup;17} [°C]
Run 1	36	85	85
			11
			11
			11,6
			-47,52
			35

Valores Finais	Temperatura dos Elementos	Temperaturas de Entrada	Fluxos de Massa
1 T _{ent;font;ger;6} [°C]	2 T _{sai;font;ger;5} [°C]	3 T _{sai;font;eva;23} [°C]	4 T _{ent;font;eva;24} [°C]
5 T _{ent;font;con;20} [°C]	6 T _{sai;h2o;22} [°C]		
Run 1	120	100	13
			20
			10
			17

Valores Finais	Temperatura dos Elementos	Temperaturas de Entrada	Fluxos de Massa
1 M _{queimador} [kg/s]	2 M _{fun;coil} [kg/s]	3 M _{ent;ger;15} [kg/s]	4 M _{sai;ger;16} [kg/s]
5 M _{refrigerante} [kg/s]			
Run 1	0,06026	0,1202	0,001017
			0,001863
			0,00288

(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

Para melhor comparação deve-se ter os dados lado-a-lado conforme a figura (29). Nota-se que o COP do ciclo de refrigeração por absorção utilizando a solução água-brometo de lítio foi de 0,8993 e, se comparado com a solução amônia-água, que foi de 0,6902, é considerado melhor. Mesmo quando avaliado para o processo sem o elemento recuperador de calor (COPsrec), a solução água-brometo de lítio ainda é mais eficiente do que amônia-água.

As pressões diferem bastante entre os ciclos, sendo a pressão média da solução água-brometo de lítio consideravelmente menor do que a solução amônia-água.

As vazões no circuito do queimador, que fornecem a fonte quente, e do sistema secundário de resfriamento, que retiram o calor do sistema, são maiores para o sistema com amônia-água. Este fato se justifica devido a maior necessidade de carga térmica para este sistema considerando que o valor do COP é menor e a quantidade de carga de refrigeração considerada é a mesma.

Os valores das concentrações das soluções na saída do gerador são bem próximos para ambos os sistemas.

Figura 29 – Comparação entre os ciclos de refrigeração

água-brometo de lítio:

COP = 0,8993;
COP_{srec} = 0,8685;

P_{high} = 4000 Pa;
P_{low} = 1400 Pa;

M_{queimador} = 0,04625 kg/s = 166,5 l/h;
M_{secundário} = 0,2538 kg/s = 913,68 l/h;
M_{fan-coil} = 0,1202 kg/s = 432,72 l/h;

X_{ent} = 0,35;
X_{saida} = 0,6576;

amônia-água:

COP = 0,6902;
COP_{srec} = 0,6388;

P_{high} = 850000 Pa;
P_{low} = 650000 Pa;

M_{queimador} = 0,06026 kg/s = 216,9 l/h;
M_{secundário} = 0,2943 kg/s = 1.059,48 l/h;
M_{fan-coil} = 0,1202 kg/s = 432,72 l/h;

X_{ent} = 0,35;
X_{saida} = 0,6452;

(Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2013)

O consumo energético é mais baixo com água-brometo de lítio, onde a necessidade de calor da fonte quente no gerador é menor e a quantidade de calor somada retirada no absorvedor e condensador também é menor. Estima-se que, para esta solução, a estrutura do trocador de calor no gerador deverá ter menor área de troca térmica e, conseqüentemente, menor custo.

Nota-se que, embora o sistema movido por água-brometo de lítio seja mais eficiente, a introdução da estrutura do recuperador de calor proporciona maior aumento do COP na solução amônia-água do que na solução água-brometo de lítio onde a variação entre os dados de saída COP (COP com recuperador) e COP_{srec} (COP sem recuperador) é menor. Pode-se afirmar então que, para o ciclo refrigeração utilizando amônia-água a utilização do recuperador de calor proporciona maior aumento de eficiência se comparado com água-brometo de lítio.

5 DIMENSIONAMENTO DO COLETOR SOLAR

Para o projeto do coletor solar, com objetivo de atingir o fluxo e temperatura para o processo, será utilizado um coletor solar com parábola composta. Os valores iniciais considerados para o processo são função da modelagem realizada para o ciclo de refrigeração por absorção utilizando água-brometo de lítio, que possui melhor valor de coeficiente de rendimento (COP) encontrado considerando o ciclo com o recuperador de calor. O fluido utilizado considerado é a água pura.

Os valores iniciais seguem abaixo:

- Temperatura de entrada no coletor solar \approx temperatura de retorno do ciclo: 100 °C;
- Temperatura de saída do coletor \approx temperatura de entrada no ciclo: 120 °C;
- Temperatura ambiente: 25 °C;
- Carga térmica necessária: 3,914 kW;
- Pressão no sistema interno: 400 kPa;
- Vazão mássica: 0,04625 kg/s = 166,5 kg/h;
- Fator de concentração do coletor considerado: 7.

O valor da radiação solar direta é dependente de muitas variáveis ambientais e de construção do coletor solar. Durante o dia há variação de acordo com a quantidade de nuvens no céu que impedem a chegada de parte da radiação ao coletor solar. Para coletores de parábola composta pode-se estimar o valor do fator de difusão (f_d) diária dólara através do fator de limpeza do céu (k_t) estimado através das equações (43) (MAZLOUMI, 2008):

$$\begin{aligned}
 f_d &= 0,952; & k_t < 0,13, \\
 f_d &= 0,868 + 1,335 \cdot k_t - 5,782 \cdot k_t^2 + 3,721 \cdot k_t^3; & 0,13 < k_t < 0,80, \\
 f_d &= 0,141; & k_t > 0,80.
 \end{aligned}
 \tag{43}$$

A radiação instantânea horizontal global e difusa são obtidas através dos valores diários dados pelas equações (44) e (45):

$$g(t, \alpha, \beta) = \frac{\Gamma(\alpha + \beta)}{\Gamma(\alpha) \cdot \Gamma(\beta) \cdot N^{\alpha + \beta - 1}} \cdot \left[\frac{N}{2} + (t - 12) \right]^{\alpha - 1} \cdot \left[\frac{N}{2} + (t - 12) \right]^{\beta - 1} \tag{44}$$

$$\alpha = \beta = 2,061 + 0,0385 \cdot N \quad \text{para radiação global,}$$

$$\alpha = \beta = 1,969 + 0,0153 \cdot N \quad \text{para radiação difusa,} \quad (45)$$

Sendo:

t: tempo solar [h];

Γ : Função matemática (gama);

N: comprimento astronômico do dia [h].

Segundo SOLARENERGY (2011), para as localidades de São José dos Campos-SP e Taubaté-SP, a média anual de radiação solar é a mesma com valor de 4,45 kWh/m²·dia. Considerando a proximidade, similaridade de clima e estabilidade dos valores, será assumida a mesma taxa para Guaratinguetá-SP. Para calcular a taxa de radiação solar será considerado um período médio de 12 horas de insolação no dia. Desta forma, a taxa radiação solar direta média do município de Guaratinguetá será calculada através da equação (46):

$$I_{rm} = 4,45 \cdot \frac{1000 \cdot 1}{12} = 370,83 \frac{W}{m_2} \quad (46)$$

Este valor médio é um dado medido pelo órgão citado a fim de construir coletores solares. Este dado leva em consideração o valor da radiação solar direta e a radiação instantânea horizontal global e difusa, e será base para o cálculo final do coletor solar.

Para melhor aproveitamento da energia o coletor solar deve possuir um sistema de controle angular e, a cada mês, é recomendado que esta variação seja modificada a fim de estar com o painel, na medida possível, em posição normal ao sol quando este encontra-se no meio-dia solar, quando se tem o melhor aproveitamento da energia.

O ângulo de incidência entre os raios solares e a superfície do coletor pode ser obtido através da equação (47) (MAZLOUMI, 2008):

$$\cos \theta = \sqrt{[(\text{sen } \varphi \cdot \text{sen } \delta + \text{cos } \varphi \cdot \text{cos } \delta \cdot \text{cos } \omega)^2] + \text{cos}^2 \delta \cdot \text{sen}^2 \omega} \quad (47)$$

No qual:

θ : ângulo de incidência entre os raios solares e a superfície [°];

φ : coordenada da latitude do local [°];

δ : inclinação solar terrestre [°];

ω : hora ângulo do dia [°].

O valor da carga térmica necessária pode ser obtido pela equação (48):

$$Q_u = F_r \cdot A_c \cdot \left[S - \frac{U_L}{C} \cdot (T_{fi} - T_a) \right] \quad (48)$$

Sendo:

Q_u : Carga térmica [W];

F_r : Fator de remoção da energia solar característico do coletor;

A_c : Área do coletor [m^2];

S : Fluxo solar absorvido [W/m^2];

U_L : Coeficiente de perda geral [$W/m^2 \cdot ^\circ C$];

C : Taxa de concentração do coletor;

T_{fi} : Temperatura de entrada no coletor [$^\circ C$];

T_a : Temperatura ambiente [$^\circ C$].

O valor fator de remoção (F_r) para o tipo de coletor utilizado considerado será de 0,9 o coeficiente de perda (U_L) de $0,7 W/m^2 \cdot ^\circ C$ de acordo com coletor similar (TIERNEY,2006).

Assim:

$$A_c = \frac{Q_u}{F_r \cdot \left[S - \frac{U_L}{C} \cdot (T_{fi} - T_a) \right]} = \frac{3.914}{0,9 \cdot \left[370,83 - \frac{0,7}{7} \cdot (100 - 25) \right]} = 11,97 \approx 12 m^2 \quad (48)$$

Segundo Mazloumi (2008), a eficiência térmica do coletor solar (η_c) pode ser determinada pelo emprego da equação (49):

$$\eta_c = \frac{Q_u}{I_{rm} \cdot R_b \cdot A_c} \quad (49)$$

No qual:

Q_u : Carga térmica [W];

I_{rm} : Taxa de radiação solar média [W/m^2];

R_b : Fator direto de concentração solar;

A_c : Área do coletor [m^2];

Desta forma, o rendimento do coletor solar será:

$$\eta_c = \frac{3914}{370,83 \cdot 1 \cdot 11,97} = 0,8817 = 88,17\% \quad (50)$$

6 CONCLUSÃO

O ciclo de refrigeração proposto demonstra que é possível atingir valores de coeficiente de rendimento úteis em aplicações da refrigeração por absorção em instalações de pequeno porte e o desenvolvimento de equipamentos deve ser encorajado para utilizar as fontes de energias térmicas disponíveis, atingindo o objetivo de redução do consumo energético elétrico de uma instalação bem como o uso racional da energia.

O ciclo de refrigeração por absorção utilizando a solução binária água-brometo de lítio mostrou-se tecnicamente mais vantajoso para um equipamento de pequeno porte com capacidade de refrigeração aproximada de 12.000 BTU/h se comparado à solução binária amônia-água.

Equipamentos mais complexos devem ser desenvolvidos utilizando-se de ciclos combinados, que aproveitam o calor rejeitado para inserir novamente carga térmica no sistema, aumentando o valor do coeficiente de rendimento.

A presença do recuperador de calor foi efetiva e aumentou o rendimento no ciclo com a solução água-brometo de lítio.

Embora houve aumento no rendimento para a água-brometo de lítio, para a solução amônia-água foi notado que este trocador de calor possui maior ganho proporcional pois a solução amônia-água é mais sensível ao calor e apresentou maior aumento do COP. Ainda assim, comparando as duas soluções, a solução água-brometo de lítio é mais vantajosa nas duas condições.

O coletor solar de parábola composta se mostrou adequado à aplicação e o valor da área de troca térmica é condizente com a necessidade. É notável também a compatibilidade da aplicação deste no telhado de uma residência ou instalação de pequeno porte.

Mesmo considerando que os valores encontrados, tanto para o ciclo de refrigeração quanto para o coletor solar, como valores úteis e que podem demonstrar a viabilidade térmica do sistema, deve-se avaliar também a questão do custo do equipamento para a sua construção, que não foi considerado neste trabalho mas que garante a viabilidade econômica da aplicação deste. Este custo certamente será mais alto do que os equipamentos do ciclo de refrigeração por compressão amplamente utilizados, porém, considerando as questões atuais de reavaliação do consumo energético humano, a longo prazo, o custo do desenvolvimento e produção de equipamentos tende a cair quanto mais se amplia a sua escala de produção e deve-se encorajar a produção de tais equipamentos.

Embora a aplicação do ciclo de refrigeração por absorção possa mostrar-se uma alternativa para o uso consciente da energia, deve-se avaliar o atual modelo econômico baseado na ampliação sempre do consumo e da energia e conciliar boas alternativas de substituição de fontes energéticas com redução do consumo a médio-longo prazo.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NBR 15575. **Edificações habitacionais – desempenho**. Disponível em: <<http://www.abntcatalogo.com.br/normagrid.aspx>>. Acesso em: 30 de novembro de 2013.

ASHRAE Research. **ASHRAE Handbook 2005**. Reported by ASHRAE Research. 2005.

BOSCH (Fabricante de Máquinas e Equipamentos). Disponível em: <<http://www.bosch.com.br/br/termotecnologia/produtos/produto.asp?id=228#>>. Acesso em: 26 de setembro de 2013.

CARDOSO, Getúlio Nasser. **Modelagem e simulação numérica de um sistema de refrigeração por absorção utilizando o par H₂O-libr**. UNESP – Universidade Estadual Paulista “Julio de Mesquita Filho” Campus de Guaratinguetá. 2012.

COSTA, Ennio Cruz. **Refrigeração**. 3ª Edição, Editora Edgard Blucher Ltda. 1982.

DECLINATION, **Dados da inclinação solar terrestre**. Disponível em: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Declination>>. Acesso em: 30 de novembro de 2013.

DANFOSS (Fabricante de válvulas). Disponível em: <<http://www.danfoss.com>>. Acesso em: 28 de setembro de 2013.

KALOGIROU, S. A. **Solar energy engineering: processes and systems**. 1ª edição, Academic Press, Elsevier, EUA. 2009.

MAGAZONI, Felipe Costa, 2011. **Análise dinâmica de um chiller de absorção de brometo de lítio-água em processo de resfriamento de dorna de fermentação alcoólica**. Disponível em: <http://www.lepten.ufsc.br/producao/diss_magazoni.pdf>. Acesso em: 20 outubro 2012.

MAZLOUMI, M.; NAGHASHZADEGAN, M.; JAVAHERDEH, K.. **Simulation of solar lithium bromide-water absorption cooling system with parabolic trough collector**. Energy Conversion and Management, An International Journal. Elsevier, 2008.

MENDONÇA, Antonio Luiz Zambelli Loyola Gonzaga. **Ar condicionado solar: modelagem e simulação.** Disponível em: <http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2010/Trabalhos_finais/TCC_024_2010.pdf>. Acesso em: 20 agosto 2012.

MILLER, Rex; MILLER, Mark R.. Refrigeração e ar-condicionado. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MUGNIER, Daniel. **Thermally driven water chillers: Market status and new developments.** Tecsol SA. Aix les Bains. 2006. Disponível em: <<http://www.iea-shc-task38.org/>>. Acesso em: 15 julho 2013.

NIKON (Fabricante indiano de válvulas de controle de diversos tipos). Disponível em: <<http://www.nikonvalvesindia.com/product.html>>. Acesso em: 13 novembro 2013;

REFRIO (Fabricante de equipamentos de refrigeração). Disponível em: <<http://www.refrio.com>>. Acesso em: 30 de setembro de 2013.

REN 21 – **Renewable Energy Policy Network for the 21st Century – Renewables Global Status Report 2012.** Disponível em: <http://www.ren21.net/Portals/0/REN21_GSR_2012_print.pdf>. Acesso em: 22 abril 2013;

RIELLO (Fabricante de Máquinas e Equipamentos) <http://www.riello.com.br/anexos/CAT%C3%81LOGO%20LINHA%20AF%20G_S.pdf>. Acesso em: 26 de setembro de 2013.

PACHECO-IBARRA, Carlos Rubio-mayaa J. Jesús. **NLP model of a LiBr–H₂O absorption refrigeration system for the minimization of the annual operating cost.** Applied Thermal. Elsevier, 2011.

SBRAVATI, Alan; SILVA, André S. F. **Refrigeração por Absorção.** Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/Absorcao_Alan_Andre.html>. Acesso em: 25 agosto 2013.

SILVA, Josué Graciliano da. **Introdução a tecnologia da refrigeração e Climatização**. São Paulo. Editora Artliber. 2004.

SOLARENERGY. **Tabela de radiação solar em diferentes localidades**. Disponível em: <<http://www.solarenergy.com.br/energia-solar/tabela-radiacao-solar/>>. Acesso em: 03 de dezembro de 2013.

TAPIA, Gabriel Ivan Medina. **Análise termoeconomica de um sistema de cogeração a gás natural conjugado a ciclo ejeter-solar**. Universidade Federal de Santa Catarina. 2005.

TIERNEY, M. J.. **Options for solar-assisted refrigeration – Trough collectors and double-effect chillers**. Renewable Energy. Elsevier, 2006.

WYLEN, Gordon J. Van; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo. Editora Edgard Blucher Ltda. 2008.