

GETÚLIO NASSOR CARDOSO

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO O PAR H_2O -LiBr**

GETÚLIO NASSOR CARDOSO

MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO O PAR H₂O-LiBr

Trabalho de Graduação apresentado à
Faculdade de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade Estadual
Paulista, como parte dos requisitos para a
obtenção do diploma de Graduação em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Mauricio Araujo Zanardi

Guaratinguetá
2012

C268m	Cardoso, Getúlio Nassor Modelagem e Simulação Numérica de um Sistema de Refrigeração por Absorção utilizando o Par H₂O-LiBr / Getúlio Nassor Cardoso – Guaratinguetá : [s.n], 2012. 56 f : il. Bibliografia: f. 55-56 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012. Orientador: Prof. Dr. Mauricio Araujo Zanardi 1. Energia solar 2. Refrigeração I. Título CDU 620.91
-------	---

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO O PAR H_2O -LiBr**

GETÚLIO NASSOR CARDOSO

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. Antônio Wagner Forti

BANCA EXAMINADORA:


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


Prof. Dr. PETRONIO MASANOBU TANISHO
UNESP-FEG


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

Dedico este trabalho a minha Família pelo grande apoio e incentivo durante meus estudos.

Agradeço a Biblioteca e a Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá por disponibilizar todo material base de pesquisa, ao professor Mauricio Araujo Zanardi por me orientar e auxiliar nas etapas do trabalho.

CARDOSO, G. N. **Modelagem e Simulação Numérica de um Sistema de Refrigeração por Absorção Utilizando o Par H_2O -LiBr**. 2012. 56 p. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

O termo refrigeração solar refere-se a qualquer condicionamento de ar (refrigeração) que utiliza a energia solar como fonte de energia. O uso da radiação solar para fins de refrigeração é dividido de acordo com suas possibilidades tecnológicas e que, se distinguem uma da outra conforme o modo como essa energia intervém no ciclo, trabalho ou calor. O primeiro caso refere-se a ciclos de compressão de vapor, nos quais o trabalho de entrada é fornecido pela conversão fotovoltaica da energia solar em energia elétrica. No segundo caso, são utilizados ciclos de refrigeração por absorção e o calor disponível é utilizado como energia no gerador destes ciclos. Neste trabalho estuda-se a modelagem de um sistema com um ciclo de absorção utilizando o par LiBr-água, no qual o calor é proveniente da energia solar. É considerado um ciclo de refrigeração simples para o qual são aplicadas as equações da conservação da massa e da energia e é desenvolvida uma rotina de simulação utilizando o software EES. Através da simulação do funcionamento, sob determinada carga térmica especificada, é possível se estimar as áreas necessárias dos trocadores de calor e dos coletores solares.

PALAVRAS-CHAVE: Refrigeração Solar. Sistema de Refrigeração por Absorção Brometo de Lítio.

CARDOSO, G. N. **Modeling and Numerical Simulation of an Absorption Refrigeration System by Using the H₂O-LiBr pair**.2012. 56 p. GraduateWork (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

The term refrigeration solar refers to any air conditioning system that uses solar energy as a primary energy source. The use of solar radiation for cooling purposes is divided according to their technological possibilities which are distinguished from one another as the way that energy is involved in the cycle, work or heat. The first case is related to vapor compression cycles, in which the work input is provided by the photovoltaic conversion of solar energy into electrical energy. In the second case, an absorption refrigeration cycle is used and the thermal energy collected from the solar radiation is provided at the generator of this cycle.. In this work a system with an absorption cycle using the pair BrLi-water, using solar energy as input is modeled. It is considered a simple refrigeration cycle whose the equations of mass and energy conservation in each component are developed in order to obtain an algebraic equation set and a simulation routine using the EES software. Although the simulation operates under certain specified thermal load it is possible to estimate the necessary areas of heat exchangers and solar collectors.

KEYWORDS: Solar cooling. Absorption refrigeration system.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
2. REVISÃO DA LITERATURA.....	13
2.1. HISTÓRICO.....	13
2.2. FUNCIONAMENTO	13
2.3. PROPRIEDADES DAS SOLUÇÕES ÁGUA – BROMETO DE LÍTIO ..	15
2.4. CICLO REAL E CICLO IDEAL	17
2.5. CICLO UTILIZANDO RECUPERADOR DE CALOR	19
2.6. ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO	20
3. COLETORES SOLARES	21
3.1. COLETORES SOLARES PLANOS	22
3.2. COLETORES TUBULARES À VÁCUO	23
4. COMPONENTES DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	24
4.1. ABSORVEDOR.....	24
4.2. GERADOR.....	25
4.3. CONDENSADOR.....	26
4.4. VÁLVULA DE EXPANSÃO	26
4.5. EVAPORADOR.....	28
4.6. VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO.....	29
4.7. BOMBA DE RECIRCULAÇÃO.....	29
5. MODELAGEM FÍSICA	30
5.1. MODELAGEM DO CICLO	31
5.1.1. EVAPORADOR.....	32
5.1.2. GERADOR.....	33
5.1.3. CONDENSADOR.....	34

5.1.4. VÁLVULA DE EXPANSÃO	35
5.1.5. BOMBA	36
5.1.6. ABSORVEDOR.....	38
5.2. COP	39
6. SIMULAÇÃO E METODOLOGIA	40
7. RESULTADOS E DISCUSSÕES	43
8. DIMENSIONAMENTO DO COLETOR SOLAR.....	46
9. DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR.....	49
10. CONCLUSÕES.....	54
REFERÊNCIAS	55

1. INTRODUÇÃO

O sistema de refrigeração por absorção foi inventado no final do século XIX pelo francês Ferdinand Cami e, seu primeiro uso foi feito, provavelmente, nos Estados Unidos durante a guerra civil para suprimento de gelo. Por motivos econômicos e ambientais, houve um novo interesse nos refrigeradores alimentados por uma fonte limpa de calor. Consideráveis idéias e pesquisas tiveram relevância no estudo de sistemas de refrigeração desse tipo nos últimos anos. Em casos especiais, onde a preservação do ambiente é necessária, a energia proveniente do sol é uma boa alternativa na conservação de alimentos e de suprimento médico. Devido ao fato da energia solar ter caráter intermitente, quando se necessita de um fornecimento de condicionamento ou refrigeração de modo ininterrupto, torna-se necessário estabelecer uma fonte de energia suplementar, tal como um queimador a gás que ainda se apresenta como uma boa alternativa, pois, a energia térmica é uma fonte de energia bem menos nobre do que a energia elétrica. Além disso, o uso de armazenadores térmicos pode ajudar a manter um fornecimento adequado de calor por curtos intervalos de tempo e ajudar a manter um fornecimento constante de energia térmica.

A refrigeração por absorção tornou-se uma opção atraente para se obter condicionamento de ar pois, nesse sistema, tem-se uma boa performance com baixo custo sendo possível se utilizar a energia solar, para o resfriamento de ambientes e para outros fins. Este sistema se torna atrativo no caso de condicionamento de ambientes porque quanto maior for a radiação solar disponível para o sistema maior será carga de refrigeração entregue, ou seja, a necessidade de maior resfriamento ocorre quando se tem a maior disponibilidade de energia para o ciclo.

Um sistema convencional é composto por coletores solares, tanque de armazenamento e os componentes do ciclo de absorção. Os principais componentes do ciclo são: quatro trocadores de calor (evaporador, condensador, absorvedor e gerador), bomba de circulação, válvula de expansão e válvula de redução de pressão. No caso do ciclo considerado, uma solução composta por água e brometo de lítio sendo que, a água tem a função de refrigerante e o brometo de lítio funciona como absorvedor é utilizada. No caso particular de sistemas com energia solar como fonte primária, no gerador, as temperaturas de trabalho normalmente se encontram na faixa de 70 até 95 °C dependendo da energia incidente que pode variar com a

estação do ano, com a localização, com a nebulosidade, entre outros fatores. Com isso, o uso de coletores solares planos se torna viável.

O principal objetivo do trabalho é modelar e simular um sistema de refrigeração por absorção utilizando como fonte de energia coletores solar. Como resultados além das condições de funcionamento em regime permanente, faz-se estimativas das áreas dos coletores solar e dos trocadores de calor necessários para o sistema de refrigeração operando sob determinada carga imposta e se tenta otimizar a solução de modo a obter o máximo coeficiente de desempenho.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1. HISTÓRICO

O surgimento do ciclo de refrigeração por absorção teve início na metade do século XIX, quando os irmãos Edmond e Ferdinand Carré desenvolveram a primeira máquina de refrigeração utilizando o par água e ácido sulfúrico como refrigerante. Anos depois foi introduzido o par água e amônia para substituir o ácido sulfúrico, mas, em seguida, o ciclo por compressão a vapor ocupou o mercado, tendo como principal motivo a maior eficiência deste em relação aos ciclos por absorção. Por volta de 1920, a Electrolux comercializa o primeiro sistema por absorção a ser produzido em escala industrial e trinta anos mais tarde o ciclo utilizando brometo de lítio foi lançado em escala comercial.

O ciclo de compressão a vapor pode ser dito como um ciclo operado com trabalho enquanto que, o ciclo de absorção é operado por meio de calor pois, a maior parte da energia fornecida está associada com a energia térmica que ocasiona a liberação de vapor no líquido do gerador.

Segundo GHADDAR (1996), um estudo de refrigeração por absorção foi feito em uma pequena unidade residencial, na cidade de Beirute. O fluido de trabalho foi o par água e brometo de lítio e, como fonte de energia utilizou coletores solares. Esse estudo simulou diversas condições climáticas da cidade, e foi constatado que para cada tonelada de refrigeração desejada deve-se ter um coletor solar de 24 m² e um tanque de aproximadamente 1000 litros, considerando que o sistema irá funcionar sete horas por dia. Esta referência foi utilizada como ponto de partida deste trabalho.

2.2. FUNCIONAMENTO

Como já foi mencionado anteriormente, o fluido de trabalho de um sistema de refrigeração de absorção é uma solução binária constituída por um refrigerante e um absorvente. Quando fornecemos calor ao gerador, o fluido refrigerante se evapora e segue, na forma de vapor, para o condensador onde ocorre a retirada de calor do fluido e,

consequentemente, a condensação de vapor do fluido refrigerante. A Fig. 1 mostra um esquema de funcionamento do ciclo nos equipamentos de alta pressão sendo que ao receber calor no gerador o fluido refrigerante evapora e é direcionado ao condensador como vapor de alta pressão. No condensador este vapor volta à forma líquida com a liberação de calor.

Um esquema dos equipamentos de alta pressão pode ser visto na Fig. 2

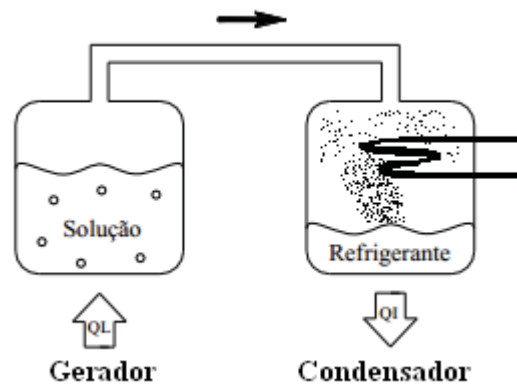


Figura 1 – Alta pressão do ciclo.

O refrigerante condensado passa então através de um orifício ou válvula localizada no fundo do condensador onde ocorre uma queda de pressão antes de ser enviado ao evaporador. Neste equipamento, o refrigerante é borrifado sobre tubos trocadores de calor ocorrendo a vaporização e, consequentemente, a retirada de calor do ambiente refrigerado. O resfriamento do local é conseguido pela transferência de calor para o refrigerante (água líquida) provocando assim sua vaporização. Como nem todo refrigerante se vaporiza, o restante na forma líquida é coletado no fundo do evaporador, enviado para uma bomba de refrigerante, e é novamente borrifado sobre os tubos.

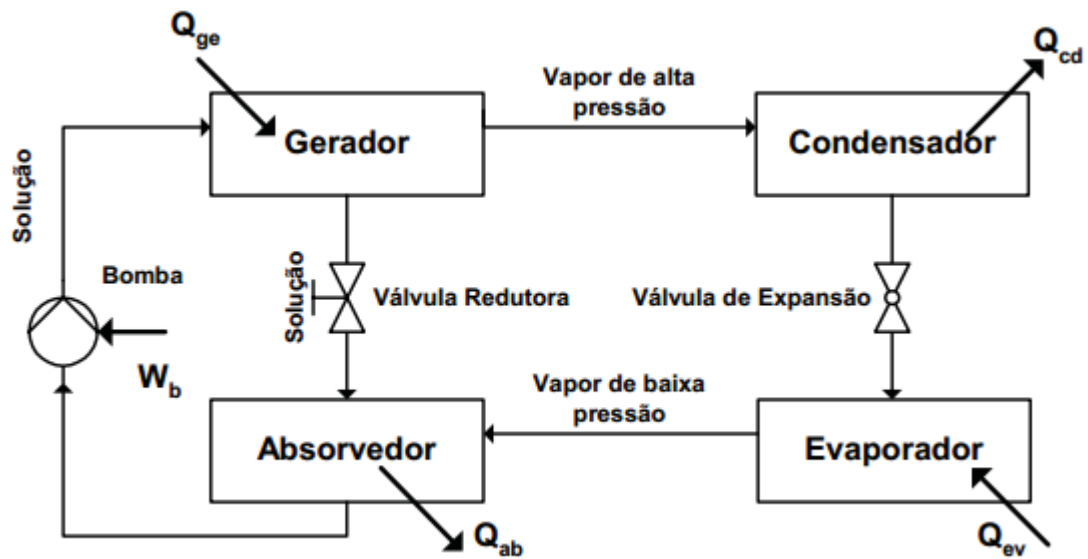


Fig. 2 – Esquema do ciclo básico de refrigeração por absorção. (Fonte: MENDONÇA (2010))

O absorvedor recebe então o refrigerante no estado de vapor proveniente do evaporador que, em seguida, será absorvido pela solução que retorna do gerador. O absorvedor recebe ainda a solução de baixa concentração, após a diminuição da pressão ocorrida na válvula redutora de pressão. A concentração de refrigerante na solução irá aumentar e se misturar com a solução de baixa concentração (por ter liberado vapor de refrigerante) proveniente do gerador, essa mistura, agora com alta concentração de refrigerante, é bombeada novamente para o gerador e desta maneira inicia-se um novo ciclo de refrigeração. Consegue-se desta forma reduzir a quantidade de energia (na forma de calor) necessária para aquecer a solução no gerador.

2.3. PROPRIEDADES DAS SOLUÇÕES ÁGUA – BROMETO DE LÍTIO

As propriedades da solução de brometo de lítio e água, em função das concentrações podem ser vistas na Fig. 3 e nas Eqs. 1,2 e 3. Essas equações são válidas para uma faixa de

temperatura da solução entre 5 °C e 175 °C e concentração entre 45% a 70% de brometo de lítio.

A pressão mais alta do ciclo é obtida de acordo com a temperatura e concentração da solução.

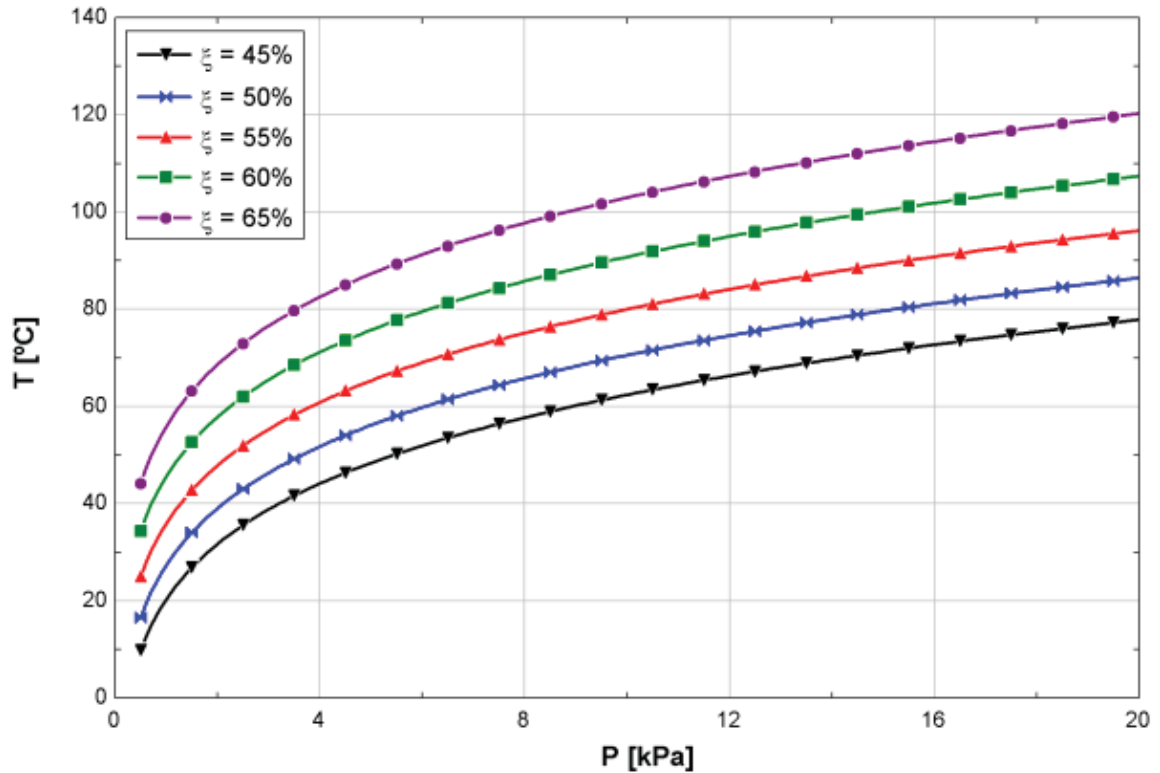


Figura 3 – Curva: Temperatura X Pressão. (Fonte: MAGAZONI(2011))

As Eqs. 1 a 3 foram extraídas de MAGAZONI (2011) e modificadas de tal forma que, a temperatura fique em função dos coeficientes e a pressão em função da temperatura.

$$T = \sum_0^3 B_n \cdot X^n + T' \cdot \sum_0^3 A_n \cdot X^n \quad (1)$$

$$T' = \left(T - \sum_0^3 B_n X^n \right) / \sum_0^3 A_n \cdot X^n \quad (2)$$

$$\text{Log}(P) = C + D / (T' + 273,15) + E / (T' + 273,15)^2 \quad (3)$$

Nas quais,

T: Temperatura da solução [°C]

T': Temperatura do refrigerante [°C]

P: Pressão [kPa]

X: Concentração de brometo de lítio [%]

e $A_0 = -2,00755$, $A_1 = 0,16976$, $A_2 = -3,13336 \cdot 10^{-3}$, $A_3 = 1,9768 \cdot 10^{-5}$, $B_0 = 124,937$,

$B_1 = -7,71649$, $B_2 = 0,152286$, $B_3 = -7,95090 \cdot 10^{-4}$, $C = 7,05$, $D = -1596,49$

e

$E = -104095,5$.

2.4. CICLO REAL E CICLO IDEAL

O ciclo de refrigeração por absorção se difere do ciclo de compressão a vapor pela substituição do compressor pelos equipamentos: gerador, absorvedor, bomba e válvula redutora. A Fig. 4 representa um sistema de refrigeração por compressão onde as mudanças entre o estado 1 e o 2, nesta mesma figura, representa o compressor. Para o ciclo de refrigeração por absorção, os elementos gerador, bomba e absorvedor desempenham um efeito semelhante daquele que um compressor realiza no ciclo de compressão.

O ciclo real de compressão a vapor apresenta algumas diferenças em relação ao ciclo padrão, pois existem algumas considerações feitas no ideal para torná-lo mais eficiente e compreensível. As principais diferenças entre esses ciclos consistem em:

- Perdas de carga no evaporador e condensador;
- No sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador;
- A válvula de expansão é adiabática;

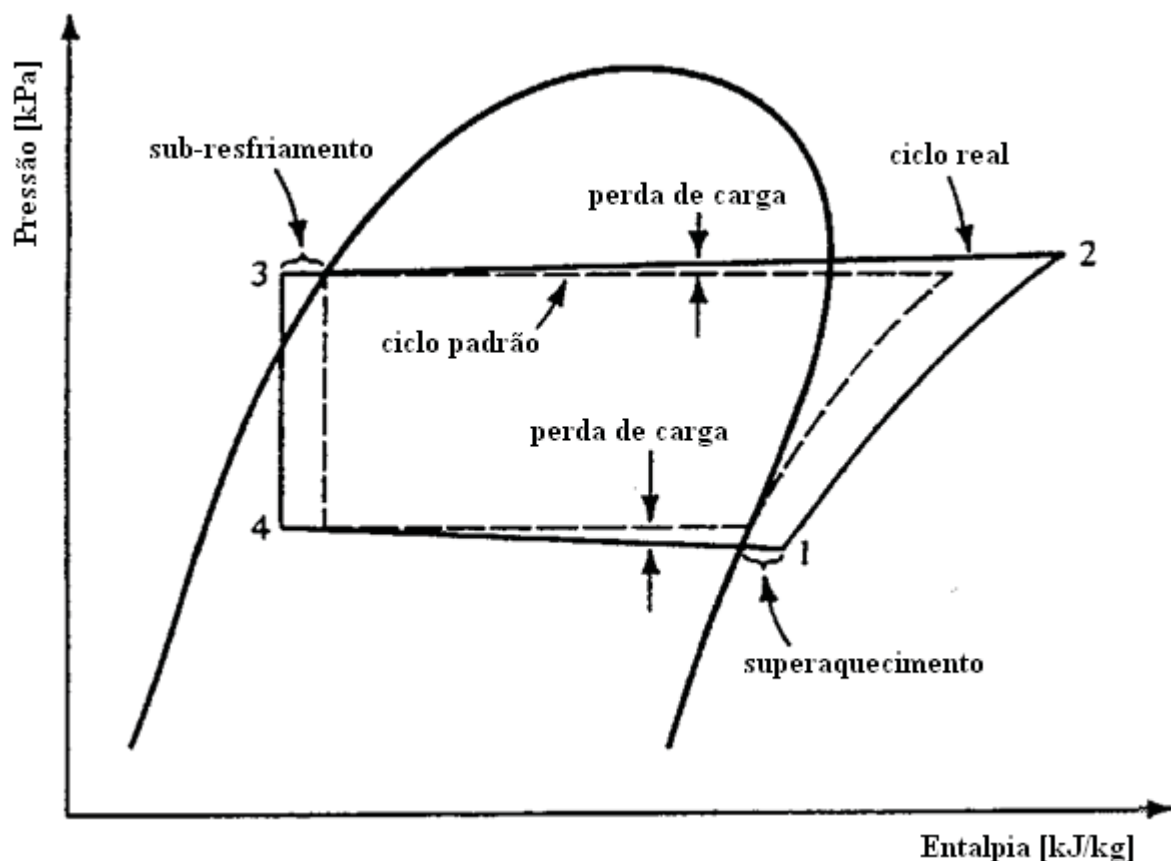


Figura 4 – Perda de carga no sistema.

O ciclo padrão real é aquele no qual são consideradas perdas de cargas e perdas de calor nos equipamentos e nas tubulações, em função não existir escoamento sem perda de energia. As perdas do ciclo real resultam em uma menor eficiência quando se compara com ciclo ideal, já que no mesmo não se considera essas perdas.

O sub-resfriamento existe para garantir que o fluido entre na válvula de expansão como líquido comprimido. O superaquecimento do vapor existe apenas em ciclos de compressão com a finalidade de inibir que gotículas de líquido adentrem o compressor.

2.5. CICLO UTILIZANDO RECUPERADOR DE CALOR

A Fig. 5 apresenta um ciclo de absorção de simples efeito utilizando o par LiBr-H₂O, este ciclo difere do proposto neste trabalho devido ao recuperador de calor introduzido entre o gerador e o absorvedor. Neste caso, o recuperador de calor tem a função de recuperar o calor da solução que retorna do gerador e, desta forma, aquecer a solução proveniente do absorvedor.

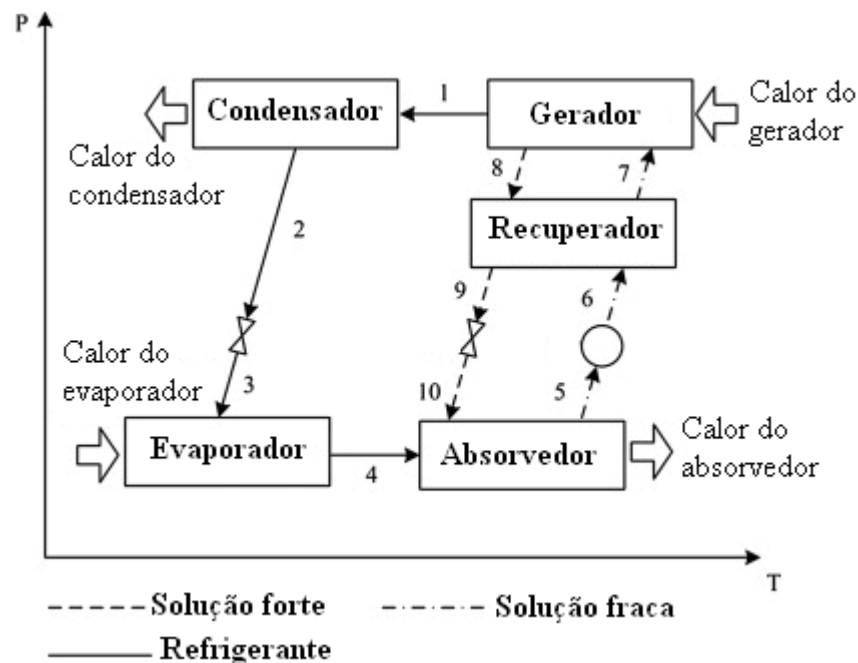


Figura 5 - Pressão e temperatura do SRA. (Fonte: PACHECO-IBARRAA(2011))

As variáveis de decisões, isto é, aquelas que maximizam e minimizam os resultados finais são as temperaturas do gerador, condensador, evaporador, absorvedor e também a efetividade do recuperador de calor (não considerado neste trabalho).

2.6. ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CICLO

Segundo PACHECO-IBARRA (2011), a análise termodinâmica do ciclo foi feita utilizando a primeira e segunda lei da termodinâmica enquanto que, para se fazer a simulação considera-se apenas a primeira lei da termodinâmica. As equações para o balanço de massa e energia são respectivamente:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{IN} \dot{m} - \sum_{OUT} \dot{m} \quad (4)$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{IN} \dot{m} h - \sum_{OUT} \dot{m} h \quad (5)$$

Por outro lado, para fazer um melhor estudo em cada componente do ciclo, pode-se realizar uma análise da exergia. Para isso, seria necessário utilizar o conceito de disponibilidade e irreversibilidade, a qual não irá ser abordada neste trabalho.

Para o cálculo dos trocadores de calor, pode-se fazer uma análise levando em conta a média logarítmica entre as temperaturas de entrada e saída dos trocadores e o coeficiente global de transferência de calor (U). Desta forma, pode-se estimar a área de troca térmica (A) para cada trocador do ciclo. A expressão para realizar a simulação numérica está ilustrada abaixo.

$$\dot{Q}_{troca} = U.A.LMTD \quad (6)$$

A média logarítmica (LMTD) pode ser determinada pela Eq. 7, na qual ΔT_1 é a diferença de temperatura entre a saída do fluido quente e a entrada do fluido frio e ΔT_2 é a diferença de temperatura entre a entrada do fluido quente e a saída do fluido frio.

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (7)$$

3. COLETORES SOLARES

Coletores solares são dispositivos que captam radiação solar, através da absorção da radiação solar por sua placa absorvedora, e transferem esta energia por processos de condução e convecção para um fluido de trabalho. Eles podem ser basicamente caracterizados em dois grupos, coletores não-concentradores e concentradores. Os não concentradores possuem a mesma área de abertura, para interceptação e absorção da radiação, e geralmente são utilizados em sistemas que necessitem de baixa temperatura. Em aplicações que demandem temperaturas mais elevadas, são mais adequados os concentradores solares que possuem em geral uma superfície refletora. Essa superfície direciona a radiação direta a um foco onde há um receptor pelo qual escoar o fluido de trabalho.

Quanto à sua classificação, temos os coletores não concentradores (planos) e os concentradores (parabólicos, tubulares e de parábola composta). Os coletores concentradores que usam refletores, necessitam de sistemas de acompanhamento do movimento solar para se ter uma boa eficiência de funcionamento. Pequenos erros de apontamento (cerca de 3°) podem fazer com que a eficiência do coletor caia de 80% para praticamente 0%.

Alguns valores de temperaturas possíveis de serem obtidas com coletores solares estão mostrados na Tab. 1.

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
	Parábola composta	Tubular	1 – 5	60 a 240
Rastreamento em 1 eixo			5 – 15	60 a 300
	Refletor linear Fresnel	Tubular	10 – 40	60 a 250
	Cilíndrico parabólico	Tubular	10 – 85	60 a 400
Rastreamento em 2 eixos	Disco parabólico	Pontual	600 – 2000	100 a 1500
	Helioestato(torre central)	Pontual	300 – 1500	150 a 2000

Tabela 1 - Faixa de temperatura de coletores. (Fonte: KALOGIROU (2009))

Como o objetivo do projeto é um aquecedor de pequeno porte e com a necessidade de operação na faixa de temperatura 65 e 90 °C, os coletores planos e tubulares a vácuo se mostram mais adequados.

3.1. COLETORES SOLARES PLANOS

A Fig. 6 ilustra o corte de um painel coletor de energia solar com cobertura de vidro. A energia solar incidente, em sua maior parte, é transmitida e incide sobre a placa absorvedora. Esta placa, normalmente recoberta por uma substância seletiva que aumenta a absorção na faixa de comprimento de onda da radiação solar, se aquece e por processos condutivos e convectivos, transfere a energia coletada para o fluido de trabalho. Devido ao aquecimento, esta placa irá emitir certa quantidade de energia, porém, devido à sua temperatura não ser muito elevada, esta radiação é emitida na faixa do infravermelho grosso. Como o vidro apresenta uma alta reflexão nesta faixa de comprimento de onda, parte da energia emitida pela placa reincide sobre a mesma após a reflexão, diminuindo-se portanto as perdas por radiação com a vizinhança do coletor. A placa de vidro, além dessa função ainda serve para diminuir as perdas convectivas para o ar ao redor do coletor, pois ela elimina o contato direto do ar externo em movimento com a placa absorvedora além de criar uma resistência extra de transferência de calor pelo estabelecimento de uma cavidade preenchida com ar quase estagnado.

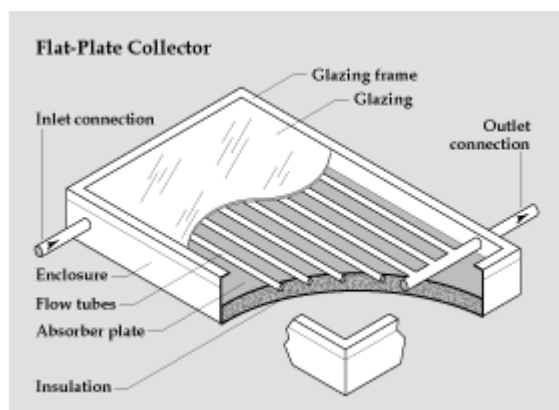


Figura 6 - Vista em corte de um coletor solar.

3.2. COLETORES TUBULARES À VÁCUO

A Fig. 7 mostra esquematicamente um tubo coletor. Quando o espaço entre o tubo coletor e o tubo de vidro é evacuado, praticamente se eliminam as perdas por convecção com o meio externo, restando apenas as perdas por radiação, que são minimizadas pelas propriedades radiantes do vidro. Desta forma se obtém um sistema com alta eficiência mesmo operando em temperaturas mais elevadas.

Os coletores de mais alta eficiência são construídos com paredes duplas de vidro sendo que o espaço entre elas é evacuado e o tubo absorvedor fica internamente ao segundo tubo de vidro. Normalmente, a montagem do sistema de coleta é feita pela colocação lado a lado de tubos individuais. Para aumentar a área de coleta, alguns fabricantes introduzem duas aletas longitudinais, uma de cada lado do tubo absorvedor, ocupando todo o espaço anular entre o absorvedor e o tubo de vidro interno.

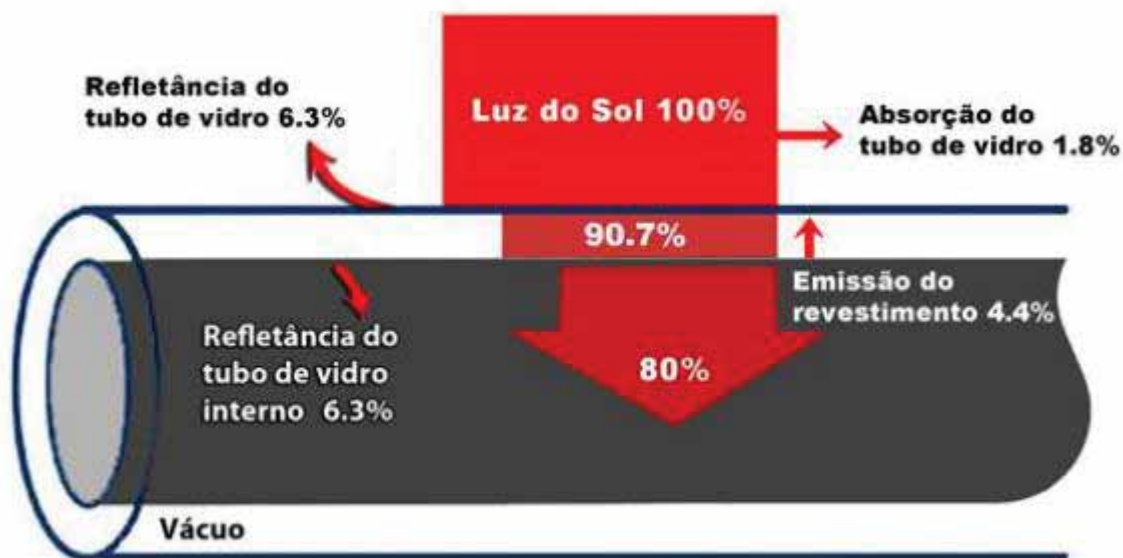


Figura 7 - Parcela de radiação absorvida. (Fonte: MENDONÇA(2010))

4. COMPONENTES DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

4.1. ABSORVEDOR

Antes de exemplificar o funcionamento de um absorvedor é importante conhecer o termo higroscopia e um pouco do composto Brometo de Lítio (LiBr). Higroscopia é a propriedade que certos compostos têm de absorver água. Quando a pressão de vapor da água é maior no ambiente do que na substância afirma-se que essa substância é deliquescente, ou seja, possui muita afinidade com a água. Por outro lado, quando a pressão de vapor da água no ambiente é menor do que na substância afirma-se que ela é eflorescente, isto é, ela perde água para o ambiente. Pode-se dizer que toda substância deliquescente é higroscópica. Por ser um composto altamente higroscópico, ou seja, tem alta capacidade de absorver água, o brometo de lítio é usado como fluido absorvedor em sistemas de refrigeração por absorção. A Fig. 8 apresenta o comportamento da mistura de fluido absorvente e o refrigerante em função dos parâmetros, temperatura e pressão.

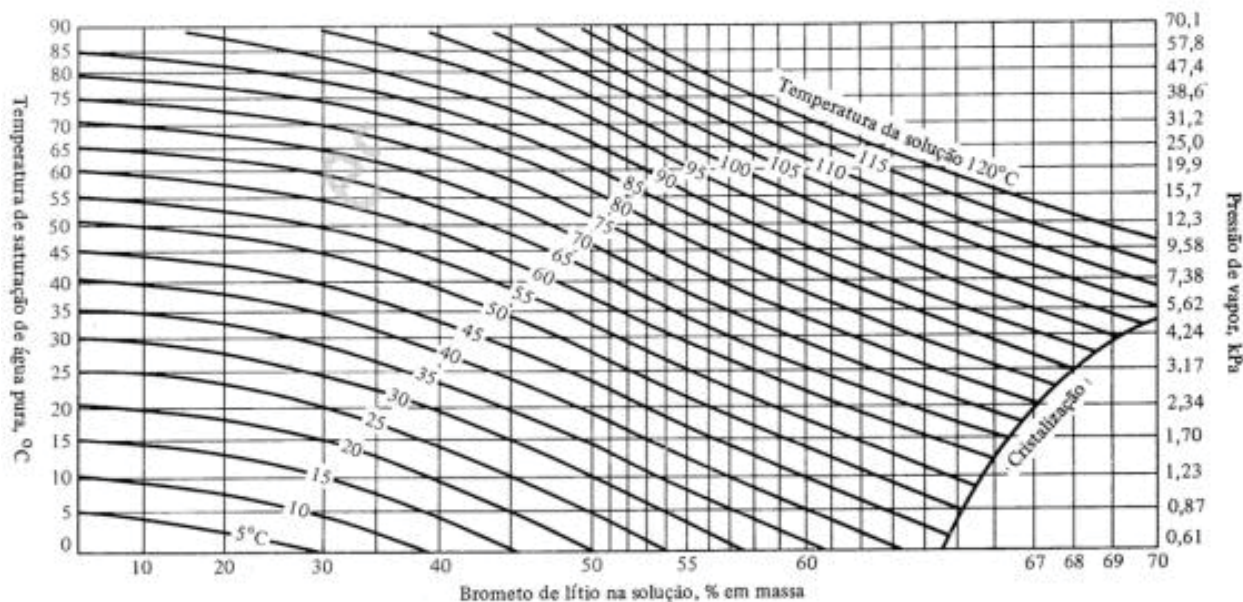


Figura 8 – Relação entre concentração e temperatura. (Fonte: MENDONÇA(2010))

O absorvedor é o componente do ciclo capaz de realizar a absorção de vapor de água dando origem a mistura na fase líquida para que, desta forma, seja bombeada até o gerador.

4.2. GERADOR

É o componente do sistema de refrigeração por absorção responsável pela troca de calor entre a solução $\text{BrLi-H}_2\text{O}$ e a fonte de energia do sistema, neste caso a energia solar. Neste equipamento, acontece também a separação do fluido refrigerante (água) do fluido absorvente (BrLi) pois com a adição de calor ao sistema, o fluido refrigerante evapora deixando a solução com alta concentração de fluido absorvente que retorna ao absorvedor passando pela válvula de redução de pressão.

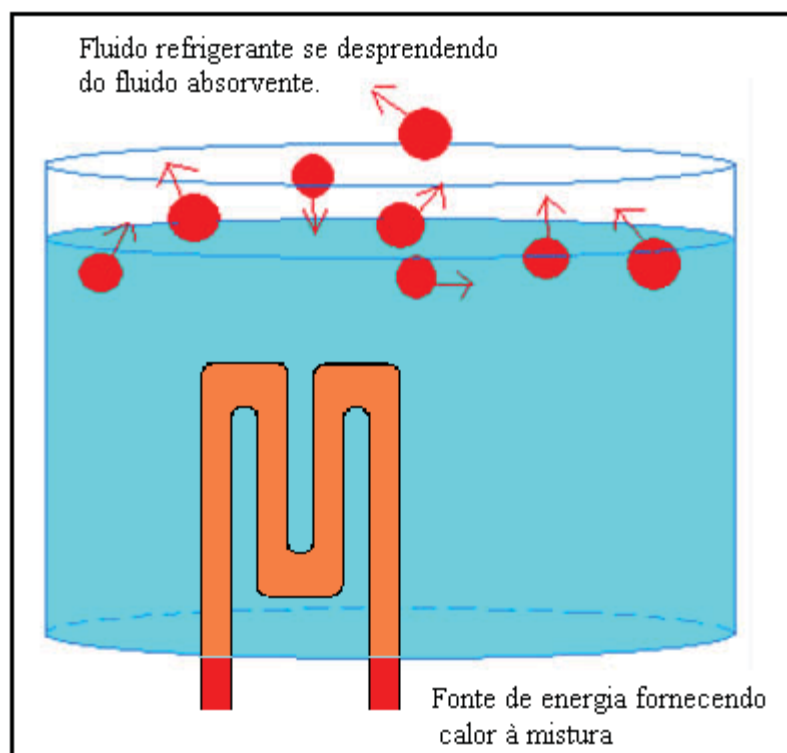


Figura 9 – Fonte de energia no gerador.

A Fig. 9 esquematiza o funcionamento do gerador. Neste equipamento, o calor da água dos coletores solares fornece energia para a solução, vaporizando o fluido refrigerante que segue para o condensador onde é feita a condensação do mesmo.

4.3. CONDENSADOR

O condensador no ciclo de absorção tem a finalidade de condensar vapor de refrigerante evaporado no gerador. Após ocorrer a separação do fluido refrigerante do fluido absorvente, o refrigerante troca calor no condensador e o condensado segue para que seja expandido pela válvula de expansão. A Fig. 10 apresenta o processo de condensação de fluido refrigerante, pode-se notar neste equipamento que a entrada de fluido acontece na região superior e a saída na região inferior. Isso ocorre para garantir que somente fluido refrigerante no estado líquido siga para a válvula de expansão.

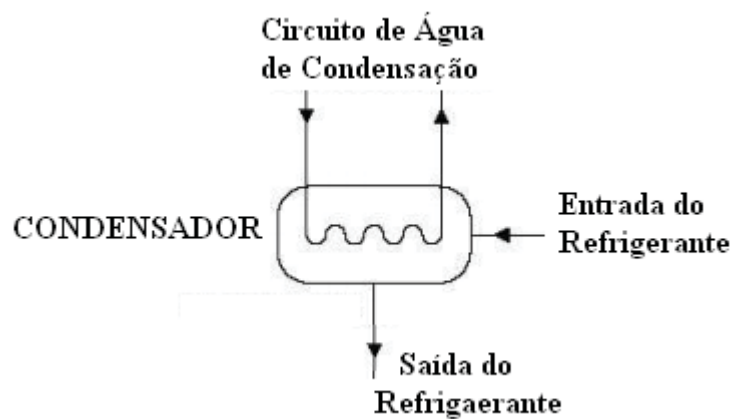


Figura 10 - Troca de calor no condensador.

A troca térmica no condensador ocorre na região de saturação do fluido refrigerante, então se entende que a temperatura do refrigerante permanece constante durante a troca pois o fluxo de calor ocorre devido a mudança de fase existente. A principal dificuldade do condensador é quando se tem uma temperatura ambiente elevada, já que para rejeitar calor para o ambiente a temperatura no condensador deverá ser maior do que a do ambiente.

4.4. VÁLVULA DE EXPANSÃO

É um dispositivo do ciclo de absorção que tem a função de controlar a quantidade de refrigerante que penetra no evaporador. O líquido saturado deixa o condensador com alta

pressão e é expandido pela válvula onde quase não existe variação de entalpia, em seguida, o fluido entra no evaporador.

Existem vários tipos de válvula de expansão: manual, automática, com boia, elétrica, termostática, entre outras. Geralmente, utiliza-se a válvula termostática no ciclo de refrigeração por absorção na qual seu funcionamento pode ser melhor entendido com a Fig. 11.

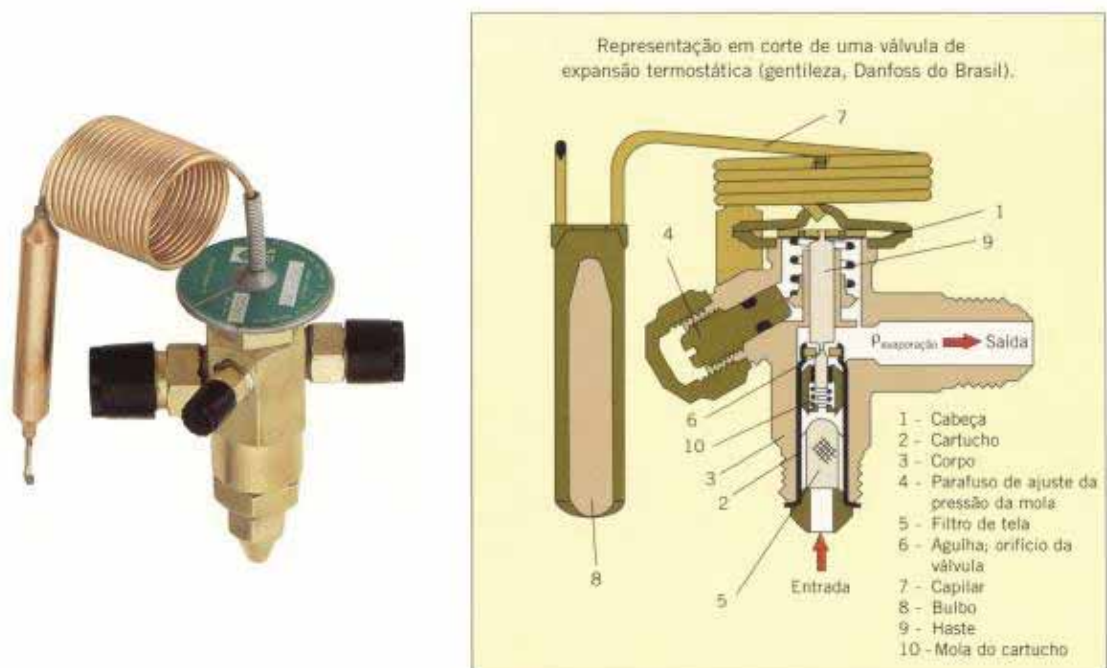


Figura 11 - Seção interna de uma válvula. (Fonte: www.danfoss.com)

A válvula de Expansão Termostática (também conhecida por Válvula de Expansão Térmica ou Válvula de Superaquecimento) é, basicamente, uma válvula de expansão automática com a característica adicional de ter um dispositivo que corrige a quantidade de líquido a ser evaporado na serpentina.

4.5. EVAPORADOR

Ao sair da válvula redutora de pressão, o fluido refrigerante, com baixo título, troca calor com o ambiente que se deseja refrigerar. Esta troca acontece no evaporador, onde o fluido refrigerante sofre uma mudança de fase, saindo de líquido saturado para a condição de vapor saturado com temperatura e pressão constantes.

Qualquer sistema de refrigeração é projetado, instalado e operado com o único fim de retirar calor de um ambiente ou processos. Como esse calor tem que ser absorvido pelo evaporador, a eficiência do sistema depende do projeto e da operação adequada do mesmo. A eficiência deste equipamento em um sistema de refrigeração depende de três principais requisitos que devem ser considerados no projeto e seleção:

- Ter uma área suficiente para absorver a carga de calor necessária, sem uma diferença excessiva de temperatura entre o refrigerante e a substância a resfriar.
- Deve apresentar espaço suficiente para o refrigerante líquido e também espaço adequado para que o vapor do refrigerante se separe do líquido.
- Ter espaço suficiente para a circulação do refrigerante sem queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída.

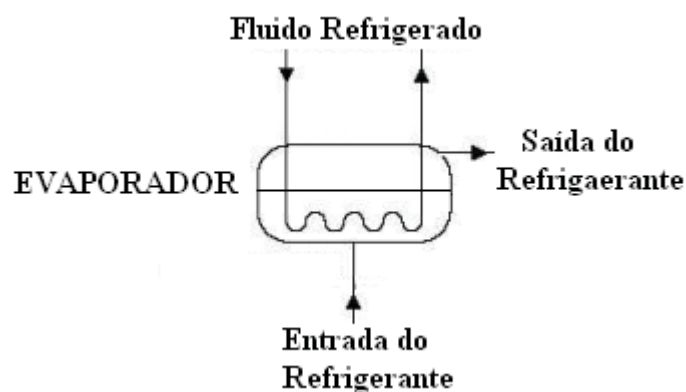


Figura 12 – Esquema de um evaporador.

A Fig. 12 apresenta o esquema de um evaporador. Pode-se notar que para garantir que o fluido deixe o evaporador como vapor saturado, a saída de refrigerante é feita pela parte de cima do equipamento.

4.6. VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO

Esta válvula é responsável pela redução da pressão da mistura com alta concentração de brometo de lítio, de tal forma que, esta retorne ao absorvedor com baixa pressão.



Figura 13 - Válvula redutora de pressão. (Fonte: www.danfoss.com)

A Fig. 13 apresenta uma válvula redutora de pressão, a qual é responsável também por controlar a vazão de fluido que segue para o absorvedor.

4.7. BOMBA DE RECIRCULAÇÃO

A bomba hidráulica é responsável por bombear a mistura água-BrLi até o gerador e realizar a circulação do sistema, quando a solução é bombeada ocorre um aumento de pressão nessa parte do ciclo sem quase alterar a entalpia da mistura. Visto que este sistema opera sob condições de pressão abaixo da atmosférica, então é necessário se ter uma boa vedação de todo o sistema para que não existam infiltrações no sistema.

5. MODELAGEM FÍSICA

A modelagem física, como o próprio nome diz, modela o ciclo termodinâmico estudando primeiramente cada componente do ciclo para que posteriormente seja avaliada a viabilidade de todo o conjunto. O desenvolvimento do equacionamento para simulação do funcionamento estará de acordo com PACHECO-IBARRAA (2011), se forem adotadas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- O sistema opera em regime permanente
- Não ocorrem trocas de calor para o ambiente nos trocadores de calor tais como absorvedor, condensador e gerador.
- A capacidade de refrigeração é conhecida
- A temperatura da fonte de calor está abaixo da temperatura de mudança de fase da água
- As válvulas do sistema são adiabáticas
- As soluções no absorvedor e gerador estão em equilíbrio com suas respectivas pressões e temperaturas
- O refrigerante se encontra no estado de saturação no condensador e evaporador
- As soluções fracas e fortes deixam, respectivamente, o gerador e o absorvedor como solução saturada.
- O trabalho da bomba é desprezível
- As perdas de carga na tubulação e nos trocadores são desprezíveis

- A condição ambiente é 25 °C e 101,3 kPa
- As temperaturas dos trocadores de calor são uniformes, por parte do refrigerante, no evaporador e condensador devido à mudança de fase existente.
- A energia gasta para transportar os fluidos (torre de resfriamento e soluções) é desprezível.

5.1. MODELAGEM DO CICLO

A Fig. 14 ilustra o esquema do ciclo de refrigeração a ser estudado.

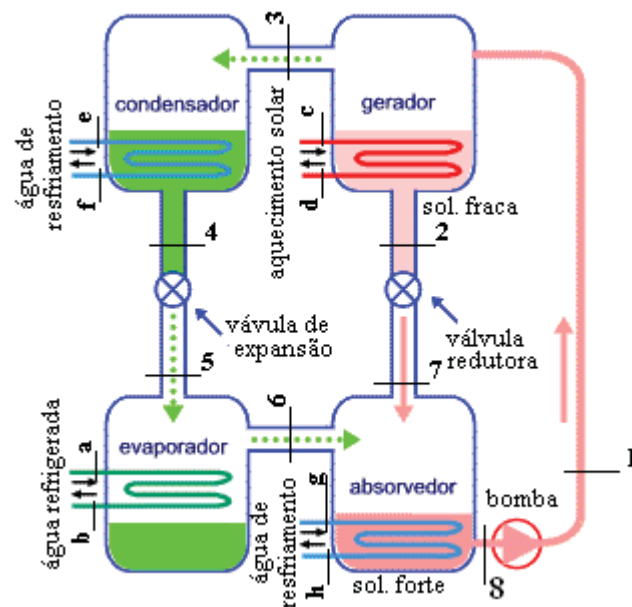


Figura 14 - Sistema com os pontos referenciais. (Fonte: MENDONÇA(2010))

Para analisarmos separadamente cada dispositivo, deve-se considerar a 1ª lei da termodinâmica e a conservação de massa para cada volume de controle convenientemente escolhido.

5.1.1. EVAPORADOR

Para a análise do evaporador, é necessário adotar um volume de controle no equipamento. Esta tarefa se torna mais fácil quando se tem os pontos de referencia ilustrado pela Fig. 14. Com os pontos referenciados, o equipamento com o volume de controle adotado e em regime permanente pode-se ser identificado na Fig. 15.

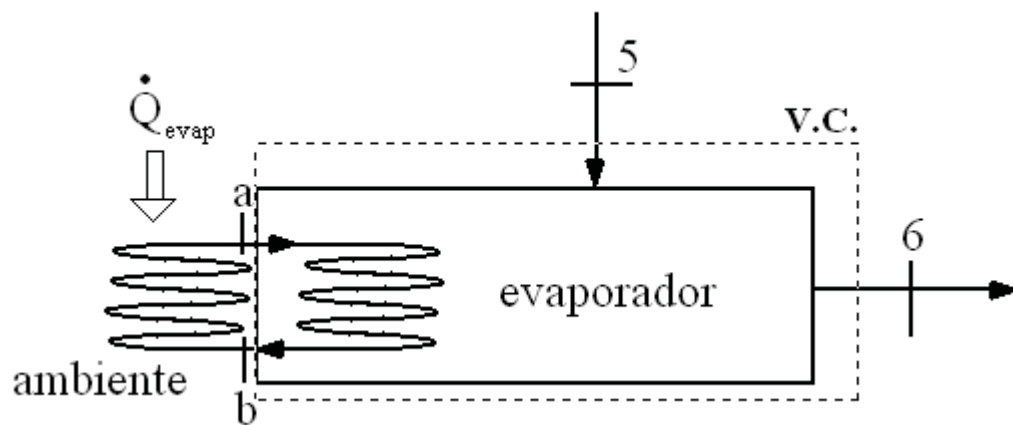


Figura 15 – Volume de Controle no Evaporador

O processo de troca de calor ocorre a pressão constante tanto no evaporador quanto no condensador pelo motivo de o fluido de trabalho se encontrar na região de mudança de fase. Então, para se determinar o estado termodinâmico do fluido, basta conhecer a pressão ou temperatura e título. As Eqs. 8, 9 e 10 para a modelagem física do evaporador são apresentadas.

Equações para a conservação de energia:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_a \times (h_a - h_b) \quad (8)$$

$$\dot{m}_a \times (h_a - h_b) = \dot{m}_5 \times (h_6 - h_5) \quad (9)$$

Equação para a conservação da massa:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{evap} \quad (10)$$

5.1.2. GERADOR

Ao fornecer calor à solução de brometo de lítio e água, o fluido refrigerante irá se vaporizar e se desprender da solução deixando a solução rica em brometo de lítio. Essa solução retorna ao absorvedor enquanto o vapor de água segue para o condensador para trocar calor e dar continuidade ao ciclo. A Fig. 16 apresenta o esquema do gerador com o volume de controle adotado.

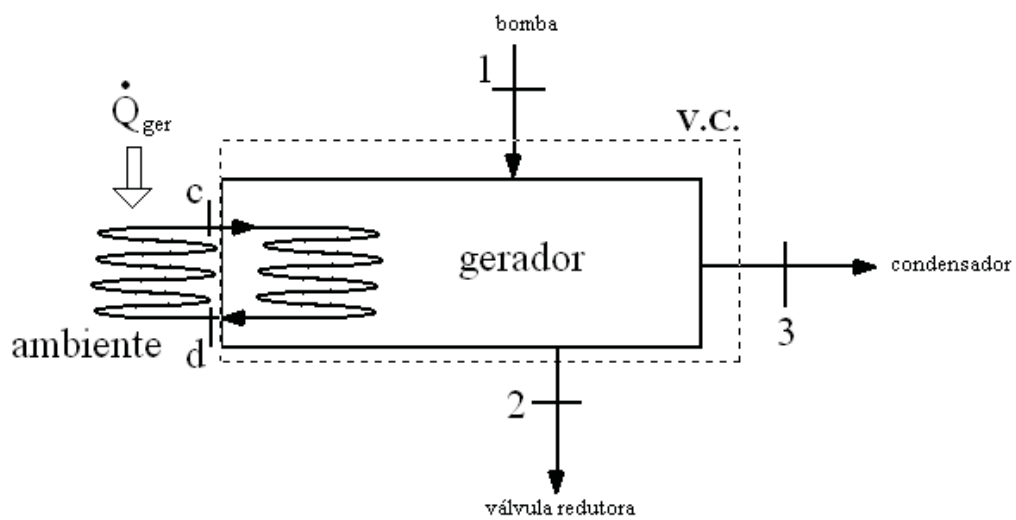


Figura 16 - Volume de controle no gerador.

As equações para o gerador se diferenciam dos demais equipamentos por existir uma separação das substâncias da solução. Elas servem para determinar a carga térmica necessária no gerador. Sabendo disso, pode-se modelar o sistema de fornecimento de energia (coletores solares) com os resultados das Eqs. 11, 12 e 13. Em seguida, pode-se projetar e iniciar a construção do modelo dos coletores e seus parâmetros construtivos.

Conservação de energia:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_3 \times h_3 - \dot{m}_2 \times h_2 - \dot{m}_1 \times h_1 \quad (\dot{m}_3 = \dot{m}_{cond}) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{tanque} \times (h_c - h_d) \quad (12)$$

Balanço de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (13)$$

5.1.3. CONDENSADOR

A Fig. 17 mostra uma análise do volume de controle desenvolvido para a formulação dos balanços de energia e massa. Nos pontos e e f tem-se escoando água de refrigeração oriunda da torre de resfriamento utilizada pelo condensador.

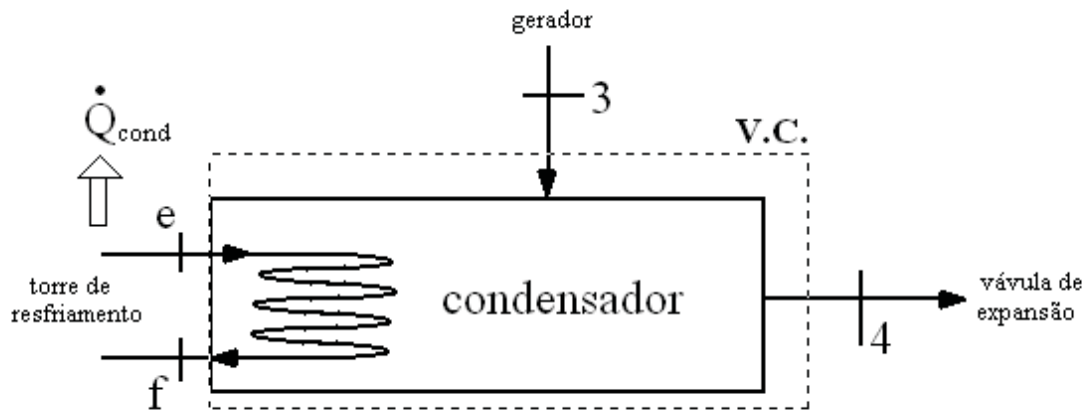


Figura 17 - Volume de controle no condensador.

Pela conservação de massa, a vazão mássica do condensador é igual à vazão mássica do evaporador, logo, utilizando o balanço de energia, pode-se identificar a carga térmica que deverá ser retirada do condensador. Aplicando a primeira lei da termodinâmica no condensador tem-se as Eqs. 14, 15 e 16.

Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{torre} \times (h_f - h_e) \quad (14)$$

$$\dot{m}_{torre} \times (h_f - h_e) = \dot{m}_{cond} \times (h_3 - h_4) \quad (15)$$

Conservação da massa:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{evap} \quad (16)$$

5.1.4. VÁLVULA DE EXPANSÃO

A válvula de expansão é um dispositivo que, como o próprio nome diz, expande o fluido de trabalho havendo uma queda de pressão do mesmo. Como este equipamento não

produz trabalho mecânico e não troca calor com o ambiente (adiabático) pode-se dizer que ele é isentálpico, ou seja, as entalpias de entrada e saída do equipamento são praticamente iguais.



Figura 18 - Válvula de expansão.

Balanco de energia:

$$h_4 = h_5 \quad (17)$$

Balanco de massa:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (18)$$

5.1.5. BOMBA

A principal diferença entre o sistema de refrigeração por compressão e por absorção esta associada à bomba, pois no sistema de compressão o equipamento responsável pela circulação e elevação de pressão é o compressor, enquanto que, no sistema por absorção a bomba desempenha esta função. A principal vantagem deste sistema (refrigeração por absorção) é justamente a substituição do compressor pela bomba, pois a diferença de trabalho

de eixo consumido entre os dois sistemas é grande, isto é, uma grande quantidade de energia é poupada no sistema de refrigeração por absorção. Isso é explicado por a bomba consumir menor energia que o compressor pela razão do fluido de trabalho sofrer pouca variação do volume específico durante o processo de bombeamento. Já no compressor, o fluido de trabalho (vapor), além de possuir um grande volume específico quando comparado com o fluido de trabalho da bomba (líquido), sofre grande variação de volume específico durante o processo. A Fig. 19 apresenta como é adotado o volume de controle no processo de bombeamento de fluido.

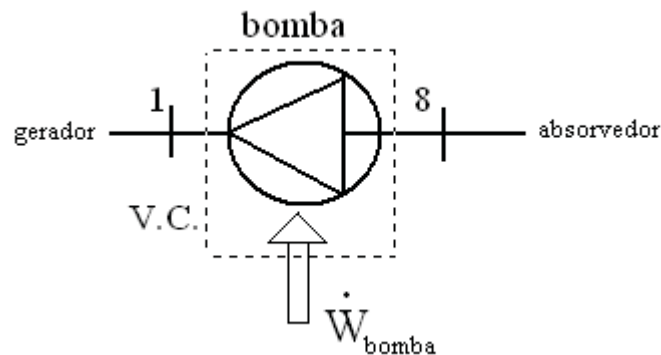


Figura 19 - Volume de controle na bomba.

Balanço de energia: (19)

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{ger} \times (h_1 - h_8)$$

Mas, como o fluido pode ser considerado incompressível ($\rho_1 \approx \rho_8 = \rho_{solução}$) então:

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{ger} \times (P_1 - P_8)}{\rho_{solução}} \quad (20)$$

Balanço de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{ger} \quad (21)$$

5.1.6. ABSORVEDOR

Analogamente ao gerador o absorvedor é um dispositivo que troca calor com a solução, porém é diferenciado quanto à sua orientação do fluxo de calor. Enquanto que no gerador o calor é fornecido para que se tenha uma liberação de fluido refrigerante, no absorvedor ocorre justamente o oposto, libera-se calor para a solução para que ela absorva o refrigerante, ou seja, para que a água seja absorvida pelo brometo de lítio é necessário retirar calor da solução. Então para que esse processo ocorra, é necessária a retirada de calor do absorvedor para que o brometo de lítio absorva o vapor de água.

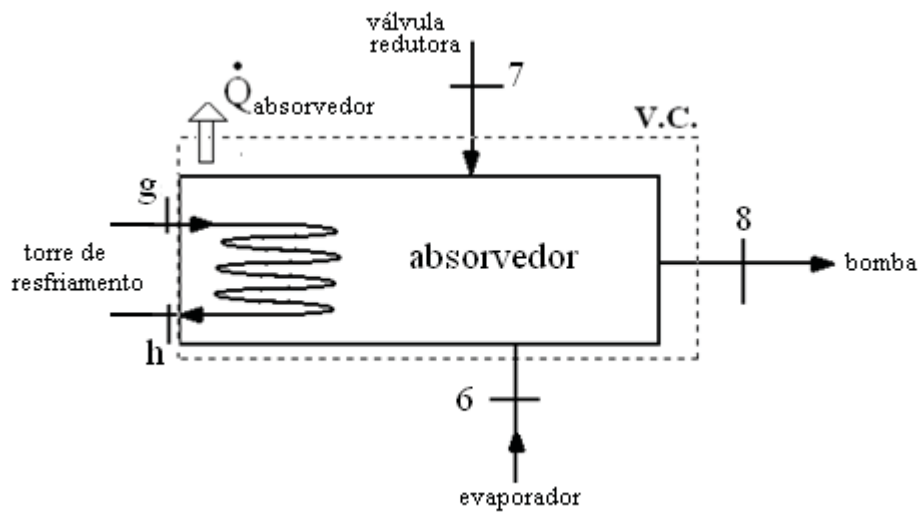


Figura 20 - Volume de controle no absorvedor.

Conservação de energia:

$$\dot{Q}_{absorvedor} = \dot{m}_7 \times h_7 + \dot{m}_6 \times h_6 - \dot{m}_8 \times h_8 \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{absorvedor} = \dot{m}_{torre} \times (h_h - h_g) \quad (23)$$

Balanço de massa:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_6 + \dot{m}_7 \quad (24)$$

5.2. COP

O coeficiente de desempenho (COP) é definido como sendo a relação entre a taxa de calor absorvido (carga térmica refrigerada) pela energia total gasta para seu funcionamento. A energia necessária para seu funcionamento divide-se em, basicamente, duas: energia elétrica para funcionar a bomba e a taxa de calor absorvida pelos coletores solares. Como, neste sistema a potência elétrica da bomba é muito menor quando comparado com a energia térmica fornecida, pode-se desprezar o consumo de energia da bomba para se realizar o cálculo do COP, ou seja, temos a simplificação da Eq. 25 para a Eq. 26.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{ger} + W_{bomba}} \quad (25)$$

Como $W_{bomba} \ll Q_{ger}$, tem-se:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{ger}} \quad (26)$$

6. SIMULAÇÃO E METODOLOGIA

A simulação numérica do projeto foi elaborada no software EES (Engineering Equation Solver), com os seguintes parâmetros de entrada:

- Temperatura no evaporador
- Temperatura no gerador
- Temperatura na entrada do gerador
- Temperatura na saída do gerador
- Concentração de solução forte no gerador
- Vazão mássica da solução na bomba (solução fraca)



Figura 21 - Parâmetros de entrada.

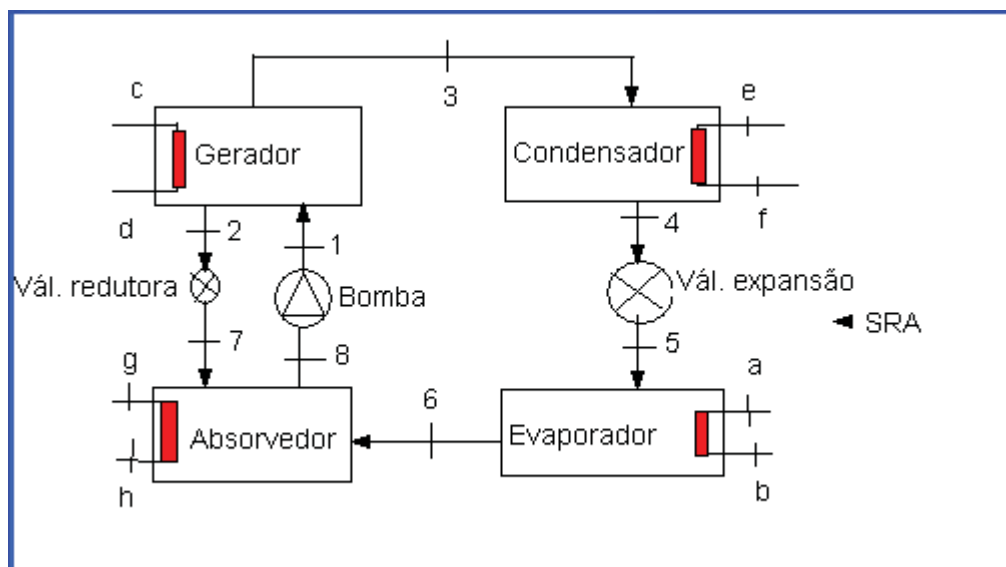


Figura 22 - Janela de diagrama do EES.

A escolha das variáveis de partida da solução foi arbitrada de modo que os parâmetros não tenham dependência com aqueles influenciados pelas condições do ambiente. De outro lado, pode-se também considerar algumas hipóteses para simplificar a solução.

- O refrigerante consiste em água pura
- O sistema está em regime permanente
- Foram desprezadas as perdas de carga nas tubulações e equipamentos do ciclo, assim como as perdas de calor nos mesmos
- O refrigerante deixa o evaporador como vapor saturado
- O refrigerante deixa o condensador como líquido saturado

Com os parâmetros de entrada e as condições apresentadas, pôde-se simular o SRA no qual resultados serão posteriormente apresentados. Desta forma, com as trocas de calor nos equipamentos estimadas, pode-se também calcular as áreas de troca térmica bem como o dimensionamento dos trocadores de calor e coletores solares.

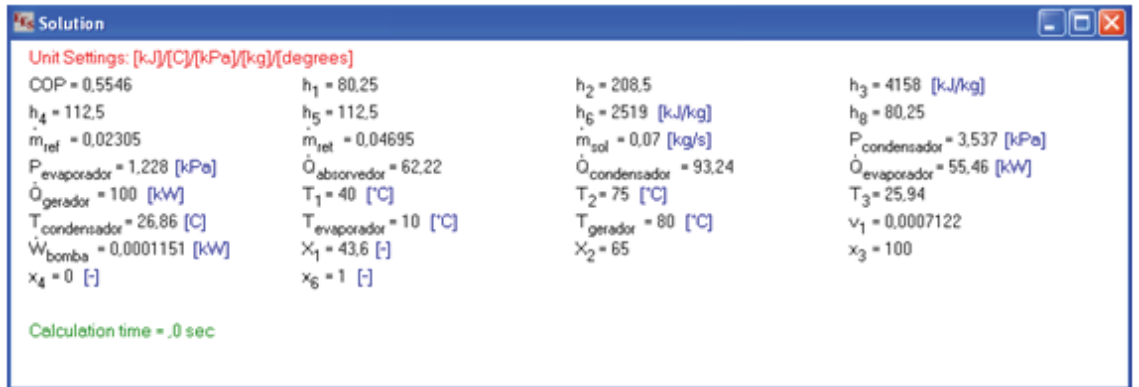


Figura 23 - Solução numérica com valores de entrada fixos.

Com base nos valores da primeira simulação, puderam-se ajustar alguns parâmetros para os quais os resultados da segunda simulação estivessem de acordo com uma situação mais real. Pode-se ver que a entalpia do ponto 3 está bem acima daquela do ponto de saturação, para que este ponto se aproxime da saturação deve-se aumentar a vazão mássica da solução. Já no caso da troca térmica do condensador, quanto maior for a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a água de resfriamento no condensador, maior será a troca térmica. Então, para que isso aconteça deve-se ter uma maior temperatura no gerador. A Fig. 24 ilustra a nova simulação com alguns parâmetros alterados.

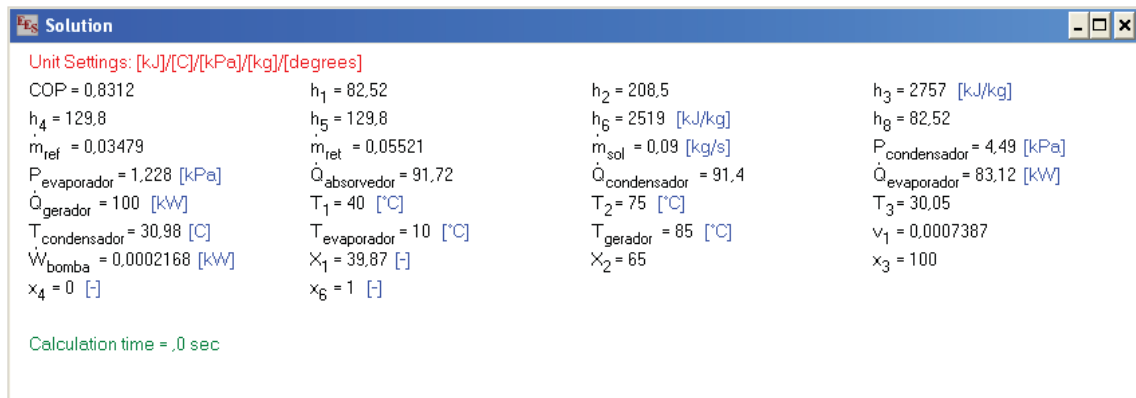


Figura 24 - Novos resultados para novos valores de entrada.

Os novos resultados foram obtidos alterando os valores de vazão mássica da solução para que o vapor de refrigerante não se distancie da região de saturação, seria possível também alterar a taxa de calor fornecida para o gerador que efeito seria parecido. Para melhorar a troca térmica no condensador, foi alterado o valor da temperatura do gerador.

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados foram obtidos a partir do programa EES. Com os parâmetros de entrada definidos, os resultados de cada tabela foram obtidos variando-se apenas um parâmetro sem alterar os demais. A Tab. 2 apresenta a relação de algumas variáveis do projeto ao variar a taxa de calor fornecido ao gerador.

gerador					
1..10	1 COP	2 $\dot{Q}_{\text{gerador}}$ [kW]	3 $\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ [kW]	4 $\dot{Q}_{\text{condensador}}$ [kW]	5 $\dot{Q}_{\text{absorvedor}}$ [kW]
Run 1	1,109	50	55,46	43,24	62,22
Run 2	0,9243	60	55,46	53,24	62,22
Run 3	0,7922	70	55,46	63,24	62,22
Run 4	0,6932	80	55,46	73,24	62,22
Run 5	0,6162	90	55,46	83,24	62,22
Run 6	0,5546	100	55,46	93,24	62,22
Run 7	0,5041	110	55,46	103,2	62,22
Run 8	0,4621	120	55,46	113,2	62,22
Run 9	0,4266	130	55,46	123,2	62,22
Run 10	0,3961	140	55,46	133,2	62,22

Tabela 2 - Variação do COP com calor fornecido no gerador.

Com base nos valores apresentados na Tab. 2, pode-se afirmar que o coeficiente de desempenho está diretamente correlacionado com a quantidade de calor fornecida para o sistema. A quantidade de calor retirada do ambiente permanece inalterada e para aumentar essa quantidade deve-se aumentar a vazão de refrigerante, já que a diferença de entalpia líquido-vapor ($h_v - h_l$) não se altera com um maior fornecimento de energia. Essa diferença depende apenas da pressão e temperatura de saturação do refrigerante. É possível dizer também que, quanto menor for a quantidade de calor fornecida para o sistema maior será o COP.

Por outro lado, deve-se garantir que o fluido refrigerante deixe o gerador como vapor saturado. Então, deve-se fornecer uma quantidade de calor capaz de garantir que o fluido saia como vapor saturado e fornecendo a mínima energia. Sabe-se também que, quando se

considera a perda de carga no sistema é necessário fornecer uma energia maior para o refrigerante para garantir que ele chegue ao condensador apenas no estado de vapor.

evaporador					
1..10	1 $T_{\text{evaporador}}$ [°C]	2 $\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ [kW]	3 $\dot{Q}_{\text{absorvedor}}$ [kW]	4 $P_{\text{evaporador}}$ [kPa]	5 COP
Run 1	0	55,03	61,8	0,6113	0,5503
Run 2	5	55,24	62,01	0,8726	0,5524
Run 3	10	55,46	62,22	1,228	0,5546
Run 4	15	55,67	62,43	1,706	0,5567
Run 5	20	55,88	62,64	2,339	0,5588
Run 6	25	56,09	62,85	3,169	0,5609
Run 7	30	56,3	63,06	4,246	0,563
Run 8	35	56,5	63,27	5,627	0,565
Run 9	40	56,71	63,48	7,381	0,5671
Run 10	45	56,92	63,68	9,59	0,5692

Tabela 3 - Temperatura no evaporador.

A Tab. 3 apresenta valores de temperaturas do evaporador até 45 °C, como já se sabe, o objetivo do nosso trabalho é refrigerar ambientes e por isso as temperaturas acima de 20 °C foram adicionadas apenas para enfatizar que o COP quase não se altera com a variação desta temperatura. Por outro lado, conforme MAGAZONI (2011) para as propriedades físicas do fluido utilizado, não se deve utilizar temperaturas menores do que 5°C, então adota-se como faixa de operação do sistema 10°C a 20°C.

Com base nos resultados da Tab. 3, pode-se afirmar que a temperatura no evaporador não altera o coeficiente de desempenho, ou seja, é interessante manter essa temperatura mais baixa possível para garantir uma melhor troca de calor entre o evaporador e o ambiente refrigerado.

Temperatura gerador						
1..6	1 T_{gerador} [°C]	2 $T_{\text{condensador}}$ [C]	3 $\dot{Q}_{\text{absorvedor}}$ [kW]	4 $\dot{Q}_{\text{condensador}}$ [kW]	5 $\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ [kW]	6 COP
Run 1	70	18,6	46,58	93,26	39,84	0,3984
Run 2	75	22,73	54,09	93,19	47,28	0,4728
Run 3	80	26,86	62,22	93,24	55,46	0,5546
Run 4	85	30,98	71,34	93,31	64,65	0,6465
Run 5	90	35,1	82,04	93,16	75,19	0,7519
Run 6	95	39,22	95,1	92,05	87,15	0,8715

Tabela 4 - Temperatura no gerador.

Segundo a Tab. 4, a temperatura do gerador está diretamente relacionada com a taxa de calor removida pelo evaporador, pois quanto maior a temperatura no gerador maior será a energia transferida para a solução. Pode-se notar também que, a temperatura do condensador aumenta com o aumento de temperatura no gerador, ou seja, para conseguir uma boa troca de calor no condensador deve-se elevar a temperatura do refrigerante no condensador.

Temperatura na saída do gerador				
1..10	1 T_2 [°C]	2 $\dot{Q}_{\text{condensador}}$ [kW]	3 $\dot{Q}_{\text{absorvedor}}$ [kW]	4 COP
Run 1	40	96,18	59,28	0,5546
Run 2	45	95,76	59,7	0,5546
Run 3	50	95,34	60,12	0,5546
Run 4	55	94,92	60,54	0,5546
Run 5	60	94,5	60,96	0,5546
Run 6	65	94,08	61,38	0,5546
Run 7	70	93,66	61,8	0,5546
Run 8	75	93,24	62,22	0,5546
Run 9	80	92,82	62,64	0,5546
Run 10	85	92,4	63,06	0,5546

Tabela 5 - Temperatura na saída do gerador.

A temperatura na saída do gerador não tem influência direta no COP, porém quanto maior for a temperatura de retorno para o absorvedor maior será o calor rejeitado por ele.

8. DIMENSIONAMENTO DO COLETOR SOLAR

Para iniciarmos o dimensionamento dos coletores, devemos primeiro estabelecer alguns parâmetros de projeto associados à construção do sistema. Tais parâmetros estão correlacionados com o clima e o tempo de cada região. Como o intuito do nosso trabalho é refrigerar ambientes, consideraremos a estação mais crítica, ou seja, o verão. Para um resultado real, fixaremos e adotaremos alguns critérios relacionados para a cidade de Guaratinguetá.

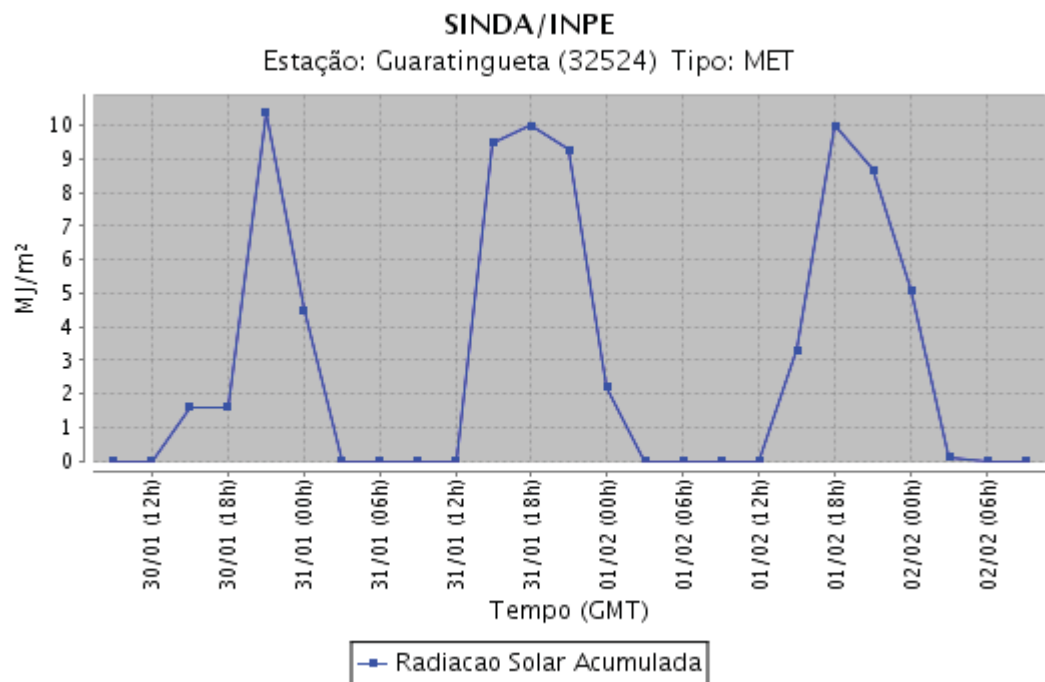


Figura 24 - Radiação solar. (Fonte: SINDA/INPE)

Segundo Assilzadeh (2005), a eficiência do coletor solar a vácuo pode ser estimada de acordo com a Eq. 27.

$$\eta = 0,82 - 7,884 \cdot \frac{T_i - T_a}{I_T} \quad (27)$$

Na qual:

η : eficiência do coletor

T_i : temperatura de entrada do fluido no coletor [$^{\circ}\text{C}$]

T_a : temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$]

I_T : radiação total na superfície por unidade de área [kJ/h.m^2]

A Eq. 28 fornece a a potência ($\dot{Q}_{solar}$) que o sistema solar consegue converter em energia solar partindo do resultado de radiação (IR_m):

$$\dot{Q}_{solar} = A \times \eta \times IR_m \quad (\text{Fonte: COMISSÃO EUROPÉIA}) \quad (28)$$

Com base na Fig. 24, pode-se calcular a taxa de radiação solar média (IR_m) para o período das 12 até 21 horas GMT, ou seja, 9 até 18 horas no horário de Brasília, para o começo de fevereiro de 2012:

- De 9 até 12 horas, horário de Brasília:

$$IR_{m1} = \frac{9,5-0}{12-9} \times \frac{1000}{3600} \text{ [kW/m}^2\text{]} \quad \text{logo,} \quad IR_{m1} = 0,880 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$

- De 12 até 15 horas, horário de Brasília:

$$IR_{m2} = \frac{10-0}{15-12} \times \frac{1000}{3600} \text{ [kW/m}^2\text{]} \quad \text{logo,} \quad IR_{m2} = 0,926 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$

- De 15 até 18 horas, horário de Brasília:

$$IR_{m3} = \frac{9,5-0}{15-12} \times \frac{1000}{3600} \text{ [kW/m}^2\text{]} \quad \text{logo,} \quad IR_{m3} = 0,880 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$

Logo, tem-se, $IR_m = 0,895 \text{ [kW/m}^2\text{]}$

Para ser ter um resultado mais conservador da eficiência do coletor, deve-se ter uma alta diferença de temperatura na Eq. 27, portanto pode-se fazer a consideração de que a temperatura ambiente (T_a) seja 27°C e a temperatura de entrada do fluido (T_i) seja de 80°C , logo, baseando-se nas Eqs. 27 e 28, tem-se:

$$\eta = 0,82 - 7,884 \cdot (80 - 27) / 2999,8 \quad \text{portanto,} \quad \eta = 0,68$$

Para utilizar um coletor solar com 100 kW de energia disponível, tem-se:

$$\dot{Q}_{ger} = 0,895 \times A \times 0,68 = 100 \text{ [kW]} \quad \text{portanto,} \quad A = 164 \text{ m}^2$$

Para a realização destes cálculos, não foi considerado a variação angular do sol em relação aos coletores. Se a consideração for adotada, deve-se introduzir um fator de correção com valor de, no mínimo, cosseno de 60° e esse o ângulo pode variar dependendo da época do ano considerada.

Como o COP do sistema simulado está por volta de 0,6, pode-se chegar a uma carga térmica refrigerada de aproximadamente 60 kW, isso seria equivalente a aproximadamente 15 equipamentos de ar condicionado de 15000 BTU/h. Essa configuração seria ideal para um prédio comercial ou até mesmo um pequeno shopping center.

9. DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

Para estimar as áreas de trocas térmicas dos equipamentos do ciclo de refrigeração por absorção, utiliza-se a Tab. 6 extraída do livro “Fundamentos de Transferência de Calor e Massa” (INCROPERA) para que de tal forma, de acordo com os tipos de fluidos e trocadores de calor utilizados, ter-se a faixa de valores para o coeficiente global de transferência de calor adotado para os cálculos.

Combinação de fluidos	U [W/m ² .K]
Água com água	850-1700
Água com óleo	110-350
Condensador de vapor (água em tubos)	1000-6000
Condensador de amoníaco (água em tubos)	800-1400
Condensador de álcool (água em tubos)	250-700
Trocador de calor em tubos com aletas (água em tubos, ar em fluxo cruzado)	25-50

Tabela 6 - Valores representativos dos coeficientes globais. (Fonte: Incropera, cap. 11, 6^a ed.)

Com base nas variáveis de partida, pode-se considerar alguns parâmetros para os cálculos para o absorvedor (Tab. 7).

- $T_{\text{evaporador}} = 40 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$
- $Q_{\text{absorvedor}} = 63,48 \text{ [kW]}$

Variação do coeficiente global de transferência de calor		
1..10	1 U [W/m².K]	2 A [m²]
Run 1	1000	12,77
Run 2	1556	8,21
Run 3	2111	6,05
Run 4	2667	4,789
Run 5	3222	3,964
Run 6	3778	3,381
Run 7	4333	2,947
Run 8	4889	2,612
Run 9	5444	2,346
Run 10	6000	2,129

Tabela 7 - Absorvedor.

Nota-se que, para os valores acima a área de troca térmica do absorvedor estará compreendida entre 2 e 12 m² dependendo do coeficiente adotado. Isso é esperado para uma troca de, aproximadamente, 60 [kW].

Com os resultados até agora apresentados, pode-se estimar alguns parâmetros de entrada para realizar os cálculos da Tab. 8 para o gerador. Em seguida, tem-se os valores de entrada da para os cálculos da Tab. 8.

- $T_{\text{gerador}} = 80 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$
- $Q_{\text{gerador}} = 100 \text{ [kW]}$

Variação do coeficiente global de transferência de calor		
1..10	1 U [W/m².K]	2 A [m²]
Run 1	850	14,66
Run 2	944,4	13,2
Run 3	1039	12
Run 4	1133	11
Run 5	1228	10,15
Run 6	1322	9,427
Run 7	1417	8,798
Run 8	1511	8,249
Run 9	1606	7,763
Run 10	1700	7,332

Tabela 8 - Gerador.

Pode-se observar que o gerador requer uma área maior de troca de calor que o absorvedor e, provavelmente, dos demais trocadores. Isso ocorre devido a ele ser o responsável pelo fornecimento de energia do ciclo de refrigeração, uma vez que é trocada a maior quantidade de calor de todos os outros componentes.

Com a estimativa dos resultados, pode-se definir alguns parâmetros de entrada para os cálculos da Tab. 9 para o condensador.

- $T_{\text{condensador}} = 35 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$
- $Q_{\text{condensador}} = 93 \text{ [kW]}$

Variação dos coeficientes globais de transferência de calor		
1..10	1 U [W/m².K]	2 A [m²]
Run 1	1000	5,476
Run 2	1556	3,521
Run 3	2111	2,594
Run 4	2667	2,054
Run 5	3222	1,7
Run 6	3778	1,45
Run 7	4333	1,264
Run 8	4889	1,12
Run 9	5444	1,006
Run 10	6000	0,9127

Tabela 9 - Condensador.

Nota-se que, apesar da taxa de transferência de calor do condensador ser elevada, sua área de troca térmica é pequena quando comparada com os demais trocadores de calor do sistema, isto pode ser explicado devido à troca de calor ocorrer com temperatura constante por parte do refrigerante. Quando ocorre variação de temperatura de troca térmica, normalmente é exigida uma maior área de troca. Por outro lado, quando mantemos a diferença de temperatura na troca, ela ocorre com maior eficiência.

Novamente, pode-se estimar alguns parâmetros de entrada para se realizar os cálculos da Tab. 10 para o evaporador.

- $T_{\text{evaporador}} = 10 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$
- $Q_{\text{evaporador}} = 55 \text{ [kW]}$

Para os resultados da Tab. 10, devido ao coeficiente global do trocador se pequeno quando comparado aos demais, já que para esta situação trata-se de uma troca de calor envolvendo o ar em fluxo cruzado com o refrigerante.

Variação dos coeficientes globais de trocadores de calor		
1..10	1 U [W/m ² .K]	2 A [m ²]
Run 1	25	100,9
Run 2	27,78	90,77
Run 3	30,56	82,51
Run 4	33,33	75,64
Run 5	36,11	69,82
Run 6	38,89	64,83
Run 7	41,67	60,51
Run 8	44,44	56,73
Run 9	47,22	53,39
Run 10	50	50,43

Tabela 10 - Evaporador.

10. CONCLUSÕES

Com base nos resultados apresentados seção 9 deste trabalho pode-se concluir que para desenvolver todas as etapas e processos é necessário um estudo global de todos equipamentos e componentes do sistema. Primeiramente podemos citar que o trocador de calor adotado para o evaporador não é adequado para este ciclo, visto que sua área de troca térmica está muito acima do esperado. Para solucionar este problema, deve-se realizar os cálculos para trocador de calor de outro tipo para se obter um melhor coeficiente global de transferência de calor e, desta forma, um melhor resultado. Em seguida, nota-se que o projeto iniciou-se com a proposta de se construir um sistema para uma carga térmica bem menor do que aquela requerida nas últimas simulações, isto deve-se ao fato de difícil adequação dos equipamentos existentes no mercado com os necessários para o sistema, uma vez que seria inviável a fabricação de um componente específico para o caso. Para a realização dos cálculos da taxa de radiação solar incidente, não foi levado em conta a variação angular do sol em relação aos coletores. Com isso, para garantir o funcionamento do sistema, deve-se introduzir uma maior área de recepção de energia solar nos coletores ou uma energia suplementar no sistema, podendo ela ser uma queima de gás, lenha ou óleo combustível.

No entanto, pode-se dizer que o coeficiente de desempenho dessas simulações teve uma queda em seu valor esperado (0,6-0,8) devido a dois motivos: a não utilização do recuperador de calor e também a não utilização do melhor trocador para a troca térmica no caso do evaporador.

De uma forma geral, a maior dificuldade encontrada foi que embora este projeto seja em etapas, a cada passo dado devemos rever se todos os processos já elaborados estão de acordo com o próximo passo a seguir, ou seja, trata-se de várias etapas iterativas onde o projeto como um todo depende de um bom funcionamento de todas as partes.

REFERÊNCIAS

AGYENIM, Francis; KNIGHT, Ian; RHODES, Michael. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store. **Solar Energy**, Wales, Uk, p. 735-744. 13 jan. 2010.

ASSILZADEH, F.; KALOGIROU, S.A.; SOPIAN, K.; Simulation and optimization of a BrLi solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. **Renewable Energy**, Selangor, Malaysia, p. 144-159 19 nov. 2004.

CRESESB. **Energia Solar**. Disponível em: <www.cresesb.cepel.br/content.php?cid=561>. Acesso em: 24 ago. 2012.

GHADDAR, N.K., SHIHAB M. e BDEIR F., “Modeling and Simulation of a solar absorption system performance in Beirute”, *Renewable Energy*, Vol. 10, p.p 539-558 (1996);

INCROPERA et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6. ed. Los Angeles: Ltc, 2008. Cap. 11, p. 424-458.

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

KIM, D.s.; FERREIRA, C. A. Infante. Solar refrigeration options: a state of the art review. **Elsevier**, Vienna, Austria, p. 3-15. 8 jun. 2007.

MAGAZONI, Felipe Costa, 2011. **ANÁLISE DINÂMICA DE UM CHILLER DE ABSORÇÃO DE BROMETO DE LÍTIO-ÁGUA EM PROCESSO DE RESFRIAMENTO DE DORNA DE FERMENTAÇÃO ALCÓOLICA**. Disponível em: <http://www.lepten.ufsc.br/producao/diss_magazoni.pdf>. Acesso em: 11 ago. 2012.

MARTINELLI JÚNIOR, Prof. Dr. Luiz Carlos. **INTRODUÇÃO ÀS MÁQUINAS TÉRMICAS REFRIGERAÇÃO**. Disponível em: <<http://pt.scribd.com/doc/52434673/27/Valvulas-de-Expansao>>. Acesso em: 3 set. 2012.

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: 12 nov. 2012.

OLIVEIRA JÚNIOR, Sílvia de; TRIBESS, Arlindo; HERNANDEZ NETO, Alberto. **SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**. Disponível em: <<http://143.107.98.150/PME2517/sistRefrigeracaoAbsorcao.pdf>>. Acesso em: 10 out. 2012.

PACHECO-IBARRAA, Carlos Rubio-mayaa J. Jesús et al. **Applied Thermal Engineering: NLP model of a LiBr–H₂O absorption refrigeration system for the minimization of the annual operating cost**. 37. ed. Morelia, Michoacán, Mexico: Elsevier, 2011. 8 p.

PRIDASAWAS, W.; Lundqvist, P. (2003), “Technical options for solar-driven cooling system”. In: Proc. of ISES Solar World Congress 2003, 16 to 19 June. Gothenburg, Sweden.

SBRAVATI, Alan; SILVA, André Fleury Sguerra. **REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/Absorcao_Alan_Andre.html>. Acesso em: 10 out. 2012.