

MERCOFRIO 98 – CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

PROJETO DE SISTEMA PARA CONDICIONAMENTO DE AR POR ABSORÇÃO DE ÁGUA-BROMETO DE LÍTIU UTILIZANDO ENERGIA SOLAR E SIMULAÇÃO DE SUA OPERAÇÃO SOB CONDIÇÕES DIVERSAS.

Alan Sbravati – alan@fem.unicamp.br, bolsista PIBIC - Cnpq

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia – Campinas, SP, Brasil

Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo – jrfigue@fem.unicamp.br,

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia – Campinas, SP, Brasil

Resumo. *Este artigo apresenta um estudo sobre os sistemas de condicionamento de ar por absorção baseados no par água – brometo de lítio, visando a utilização de energia solar como fonte de calor para o ciclo apresentando resultados de simulações computacionais de seu funcionamento.*

Foram elaborados quatro diferentes modelos para o ciclo, variando as configurações e hipóteses. Em cada uma das configurações foram elaborados dois algoritmos: um primeiro que realizasse os cálculos dos fluxos de calor e massa e um pré-dimensionamento dos trocadores de calor para fins de projeto de um sistema e outro que, baseado nas respostas deste projeto, fosse responsável pela simulação do comportamento deste sistema quando as condições do projeto inicial são alteradas, mantendo-se constantes os parâmetros construtivos. Tanto no projeto quanto na simulação foi empregado um procedimento numérico para solução de sistemas não lineares baseado no algoritmo de Newton-Raphson.

A principal alteração entre cada um dos três primeiros modelos foi a substituição do conjunto formado pelo dispositivo de expansão e pelo evaporador, e o no quarto modelo foi acrescentado ao segundo modelo um procedimento para cálculo do coletor solar, conforme será apresentado.

Palavras Chaves: *Refrigeração, Absorção, Energia Solar.*

1. Introdução

Considerações econômicas e ambientais trouxeram um novo interesse nos refrigeradores alimentados por uma fonte de calor. Esses sistemas podem utilizar fontes de energia renováveis, tais como energia solar, ou mesmo efluentes quentes de outros sistemas, energia residual, enfim, são necessárias fontes bem menos nobres do que para a energia elétrica, sendo esta sua principal vantagem. Em situações especiais, onde a preservação do ambiente é prioridade, não existindo disponibilidade de energia elétrica, a refrigeração solar é uma alternativa na conservação de alimentos e suprimento médico, com uma necessidade mínima de energia elétrica de painéis fotovoltaicos (Stoecker - 1985, Althouse et al - 1996, Dorgan et al - 1995).

O primeiro algoritmo elaborado correspondeu a um projeto do sistema tal que, dadas como condições de entrada, temperaturas arbitradas em certos pontos e o calor incidente no coletor solar, resolvesse o ciclo termodinâmico de acordo com as configurações determinadas,

obtendo como resposta os fluxos de calor, a eficiência (coeficiente de eficácia), os níveis de pressões e em decorrência, as áreas de transferência de calor e potência da bomba, ou seja, um projeto de sistema de refrigeração por absorção para cada conjunto de condições de entrada.

No segundo algoritmo são fixados parâmetros do projeto que caracterizariam uma unidade construída tomando-se como parâmetro de entrada o calor incidente e resolvendo o ciclo para cada condição de entrada, analisando-se assim o comportamento do sistema quando este fluxo é variado.

O modelo inicial utiliza a hipótese de evaporador do tipo *inundado*, cujo dispositivo de expansão consistia de uma válvula de bóia, adiabática e isoentálpica, nele acoplada. A realidade de sistemas de refrigeração de médio porte relata a utilização de dispositivos bastante distintos dos descritos acima, empregando evaporador do tipo seco. Os dispositivos de expansão mais largamente citados são os tubos capilares e as válvulas de expansão termostática, conforme relatado por Stoecker *et al.*

O término desta etapa foi a incorporação dos modelos utilizando tubos capilares e válvulas de expansão termostática aos algoritmos de projeto e simulação, sendo que apenas no caso dos tubos capilares não foi possível a realização da simulação computacional. O próximo procedimento elaborado foi o cálculo da radiação solar incidente no coletor-gerador em cada dia do ano e, a partir destes valores, às perdas de calor e à eficiência do equipamento, conforme será descrito.

2. PROJETO E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

2.1. Primeiro Modelo

O primeiro modelo é um sistema completo de refrigeração por absorção, utilizando evaporador do tipo inundado e uma válvula de bóia como dispositivo de expansão, podendo serem encontradas descrições detalhadas em Sbravati. Neste sistema, inicialmente, não se modelava a entrada de calor como um coletor solar tendo sido, ainda nesta fase, incorporada uma função linear empírica para aproximar a eficiência do coletor solar com a variação da temperatura, obtida através de dados de K. R. Ismail (comunicação pessoal).

O equacionamento completo do sistema consiste na determinação dos pontos termodinâmicos, aplicações da primeira lei da termodinâmica para volumes de controle conforme formulações clássicas apresentadas em Moran e Shapiro e no equacionamento das transferências de calor. Podemos observar os pontos determinados na figura abaixo:

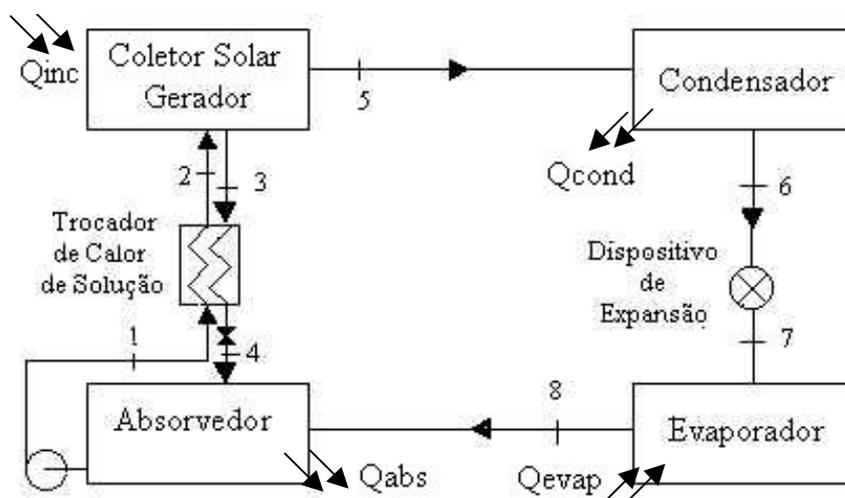


Figura 1 – Representação esquemática do ciclo termodinâmico

Serão apresentado a seguir as equações e hipótese adotadas:

$$p_1 = p_2 = p_3 = p_5 = p_6 = p_{alta} = p_{saturação}(T_{condensador}) \quad (1)$$

$$p_4 = p_7 = p_8 = p_{baixa} = p_{saturação}(T_{evaporador}) \quad (2)$$

$$h_6 = h_7 = h_{liq-sat}(T_{condensador}) \quad (3)$$

$$h_8 = h_{vapor-sat}(T_{evap}) \quad (4)$$

$$\text{Para } i = 1 \text{ e } 3 \rightarrow h_i = h(T_i, \text{concentração}_i) \quad (5)$$

$$\dot{m}_{absorvedor} \cdot x_{absorvedor} = \dot{m}_{gerador} \cdot x_{gerador} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{absorvedor} = \dot{m}_{gerador} + \dot{m}_{refrigerante} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{absorvedor} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_{gerador} \cdot (h_3 - h_4) \quad (8)$$

$$\dot{q}_{gerador} = \dot{m}_{refrigerante} \cdot h_5 + \dot{m}_{gerador} \cdot h_3 - \dot{m}_{absorvedor} \cdot h_2 \quad (9)$$

$$\dot{q}_{absorvedor} = \dot{m}_{absorvedor} \cdot h_1 - \dot{m}_{refrigerante} \cdot h_8 - \dot{m}_{gerador} \cdot h_4 \quad (10)$$

$$\dot{q}_{condensador} = \dot{m}_{refrigerante} \cdot (h_6 - h_5) \quad (11)$$

$$\dot{q}_{evaporador} = \dot{m}_{refrigerante} \cdot (h_8 - h_7) \quad (12)$$

$$\dot{q}_{gerador} = \dot{q}_{coletor solar} = \dot{q}_{incidente}(\text{dia do ano}) \cdot \eta_{coletor solar}(\text{dia do ano}) \quad (13)$$

$$\dot{q}_{absorvedor} = UA_{absorvedor} \cdot (T_{absorvedor} - T_{ambiente}) \quad (14)$$

$$\dot{q}_{condensador} = UA_{condensador} \cdot (T_{condensador} - T_{ambiente}) \quad (15)$$

$$\dot{q}_{evaporador} = UA_{evaporador} \cdot (T_{interna} - T_{evaporador}) \quad (16)$$

Nestas equações temos que \dot{m} e x são respectivamente os fluxos de massa que deixam o componente indicado no sub-índice e a concentração deste fluxo. As variáveis h e p referem-se a entalpia e a pressão em cada um dos pontos do ciclo termodinâmico, cuja correspondência pode ser extraída da figura 1. Os símbolos \dot{q} e UA são referentes ao fluxo de calor e ao produto do trocador de calor para o componente indicado.

A principal dificuldade desta fase não foi o equacionamento mas sim a obtenção das propriedades termodinâmicas da água e da solução aquosa de brometo de lítio. Foram realizadas diversas tentativas, passando por procedimentos de interpolação de tabelas, lineares e utilizando o método de Splines Cúbicas, a partir de Lopes e Ruggiero, para se alcançar a precisão desejada. Porém, através do J. I. L. Beltrán (comunicação pessoal) foram obtidas subrotinas em linguagem Pascal por ele elaboradas de elevada precisão para a obtenção das propriedades da água. Já para a solução aquosa de brometo de lítio foram obtidos polinômios interpolantes de grande precisão nos handbooks da ASHRAE.

A elevada precisão destas funções se contrapõe as limitações quanto a suas entradas, em muitos pontos do sistema fez-se necessário o cálculo das funções inversas dos polinômios. Para isto foi utilizada uma outra subrotina baseada no método Newton-Raphson para determinação de zeros de funções e sistemas não lineares elaborada por J. R. Figueiredo.

Trata-se de uma implementação computacional em linguagem Pascal do método de Newton-Raphson, utilizando estimação numérica da matriz jacobianas. Esta metodologia, aliada a estratégias de controle do resíduo, possibilita a resolução de sistemas não lineares e esparsos com apenas parte das variáveis na forma explícita, sendo as demais determinadas.

Este mesmo procedimento numérico foi utilizado para a realização da simulação do sistema sob condições diversas. Esta consiste na resolução simultânea das equações do sistema, tendo como entrada os parâmetros construtivos, constantes, e como variáveis efetivas as entradas do procedimento de projeto e algumas variáveis internas, com exceção do fluxo de

calor no coletor solar, que é a variável de entrada da simulação. Temos a definição de quatro variáveis internas ao ciclo para o cálculo de funções inversas internas ao ciclo termodinâmico e outras quatro que são, efetivamente, as variáveis da simulação, sendo todos os pontos termodinâmicos determinados por elas, conforme apresentado no quadro abaixo:

Tabela 1. Variáveis efetivas para a simulação numérica

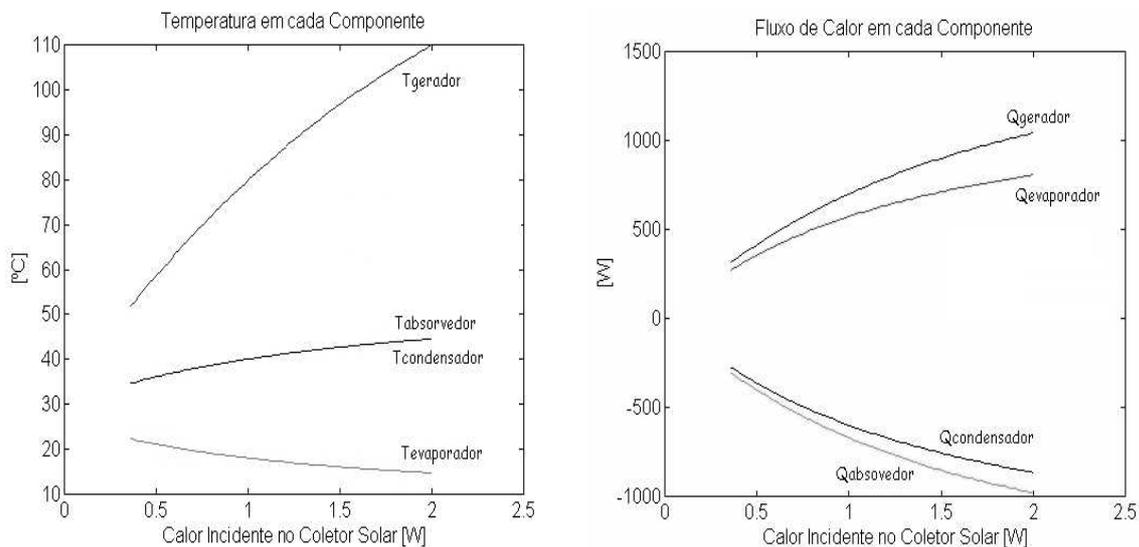
Variáveis internas	$x_{gerador}, x_{absorvedor}, t_2, t_4$
Variáveis explícitas	$t_{gerador}, t_{absorvedor}, P_{alta}, P_{baixa}$

A partir de diversas combinações de temperaturas e fluxo de calor utilizadas para o procedimento de projeto foram selecionadas aquelas que mais se adequam às supostas condições de utilização do equipamento, sendo elas apresentadas abaixo. Também serão apresentadas as respostas para a simulação na forma de gráficos em função da variação do fluxo de calor no coletor solar tendo como parâmetros construtivos os obtidos no projeto. A área do coletor foi inicialmente definida como $2m^2$, sua eficiência como uma função linear de sua temperatura e o fluxo de calor como $1000W/m^2$. As temperatura de projeto são definidas na tabela abaixo.

Tabela 2. Temperaturas para o ponto de projeto

	Ambiente Externo	Ambiente Interno	Coletor Solar (Gerador)	Absorvedor	Condensador	Evaporador
Temperaturas	30°C	26°C	80°C	40°C	40°C	18°C

A partir dos valores obtidos nestas condições de projeto foi realizada a simulação numérica do funcionamento do sistema. Variando-se o fluxo de calor incidente no coletor solar – gerador entre condições limites de operação e calculando-se a resposta do sistema a cada fluxo foram elaborados os gráficos apresentados a seguir:



Figuras 2 e 3 – Variação das temperaturas e fluxos de calor em função da variação do calor incidente no coletor solar

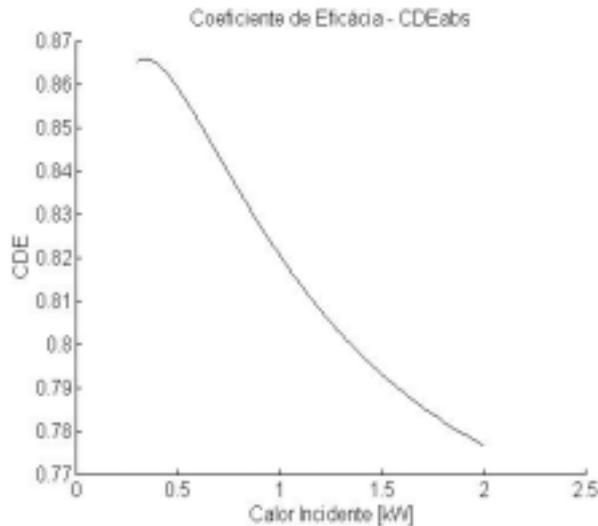


Figura 4 – Variação do coeficiente de eficácia em função da variação do calor incidente no coletor solar

2.2. Segundo Modelo

Evaporador Seco e Dispositivo de Expansão tipo Válvula de Expansão Termostática.

Conhecidas também como válvulas por superaquecimento, regulam a vazão de refrigerante líquido em função da taxa de evaporação. A variação da taxa de evaporação implica em alteração da pressão do fluido na saída do evaporador. O controle destas válvulas se faz por um diferencial de pressão entre a saída e a entrada do evaporador, mantido constante como descrito em Stoecker.

O algoritmo elaborado determina uma diferença de pressão constante entre a entrada e a saída do evaporador. Esta foi admitida igual a 600 Pa, sendo que a expansão é considerada isoentálpica. Conforme apresentado:

$$P_{baixa} \rightarrow T_{evaporação} \quad (17)$$

$$T_{saída\ do\ evaporador} = T_{saturação}(P_{baixa} + \Delta P) \quad (18)$$

$$h_{saída\ do\ evaporador} = h(T_{saída\ do\ evaporador}, P_{baixa}) \quad (19)$$

A substituição da válvula de bóia pela válvula de expansão termostática implica diretamente no abandono da hipótese de evaporador inundado, sendo que estará agora sujeito a um superaquecimento proporcional ao incremento de pressão definido para a válvula. Isto implica diretamente na variação da temperatura de troca de calor no evaporador, alterando-se o equacionamento inicialmente elaborado para temperatura constante (Incropera & DeWitt).

Para o equacionamento do evaporador sujeito à variação da temperatura do fluido de trabalho foi utilizado o procedimento apresentado a seguir, obtendo um valor equivalente para o produto da constante do trocador de calor e a área:

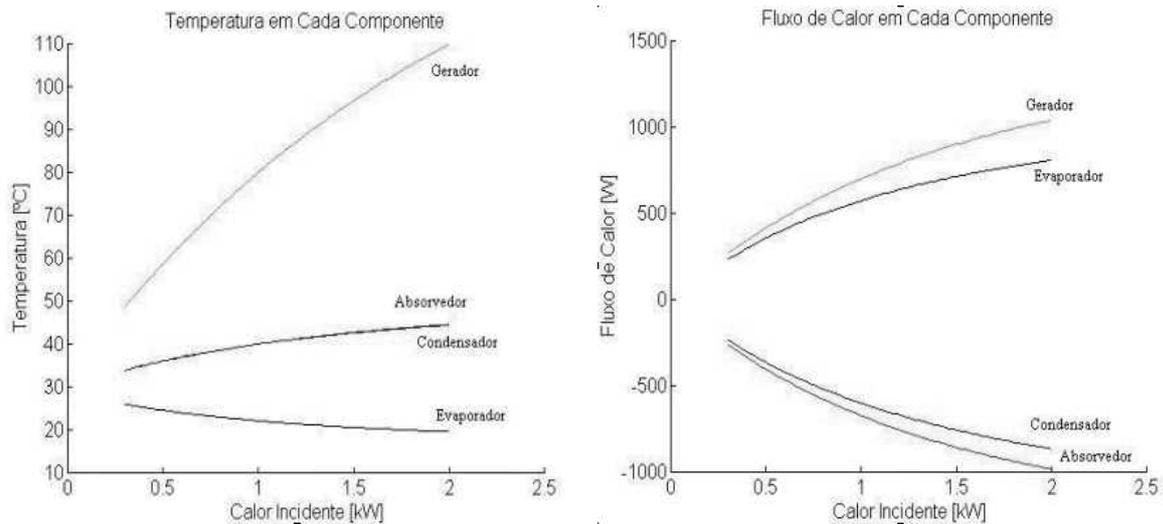
$$\dot{q}_{evaporador} = UA_{evaporador} \cdot [alfa * (T_{interna} - T_{evaporador}) + (1 - alfa) * Dmlte] \quad (20)$$

$$Dmlte = \frac{(T_{saída\ do\ evaporador} - T_{evaporação})}{\ln \left(\frac{(T_{interna} - T_{evaporação})}{(T_{interna} - T_{saída\ do\ evaporador})} \right)} \quad (21)$$

$$\alpha = \frac{den}{num + den} \quad num = (h_{sup} - h_{sat}) * (T_{int} - T_{evap}) \quad den = (h_{sat} - h_{int}) * (Dmlte) \quad (22)$$

As equações apresentadas para o primeiro modelo foram as mesmas utilizadas neste segundo modelo, com exceção do abandono da hipótese de que na saída do evaporador temos vapor saturado. Dessa forma temos que a Eq. (4) não mais é válida, tendo sido substituída pela Eq. (19) e também a Eq. (16) deve ser substituída pelas Eq. (20), Eq. (21) e Eq. (22).

Similarmente ao procedimento descrito anteriormente foram elaboradas curvas para o comportamento do sistema entre pontos externos aos limites de incidência de radiação solar.



Figuras 5 e 6 – Variação das temperaturas e fluxos de calor em função da variação do calor incidente no coletor solar

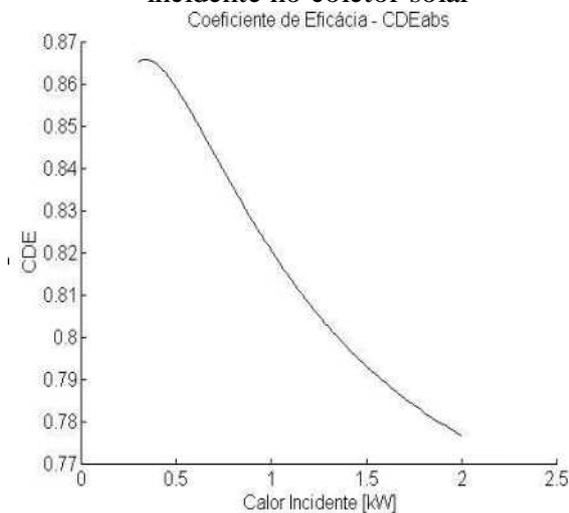


Figura 7 - Variação do CDE em função da variação do calor incidente no coletor solar

2.3. Terceiro Modelo

Evaporador Seco e Dispositivo de Expansão tipo Tubo Capilar.

O refrigerante líquido que entra no tubo capilar perde pressão a medida que escoar por ele, em virtude do atrito, a perda de carga, e da aceleração do fluido. O resultado deste processo é a evaporação de parte do refrigerante.

Podem ser feitas diversas combinações de diâmetro interno e comprimento de tubo para obter a expansão necessária. Porém, para uma dada combinação, não é possível acomodar

vazão para variações da carga ou das pressões de descarga e aspiração, uma importante limitação a ser observada quando da sua utilização (Stoecker). Para este modelo valem também as alterações mencionadas na seção anterior, porém as equações serão substituídas pelas obtidas neste algoritmo.

Para o tubo capilar foi elaborado um procedimento de diferenças finitas, onde o escoamento foi dividido em partições determinadas por decrementos de pressão. Equacionando-se a perda de carga no escoamento em cada partição e acumulando os comprimentos obtidos temos o comprimento de tubo necessário.

A nomenclatura utilizada no equacionamento está apresentada a seguir:

A = área da seção transversal interna do tubo, m ²	V = velocidade do refrigerante, m/s
D = diâmetro interno do tubo, m	m = vazão, kg/s
f = coeficiente de atrito	x = título
ΔL = comprimento do tubo, m	h = entalpia, kJ/kg
p = pressão, Pa	índices l e v = líquido e vapor saturado
Re = número de Reynolds	μ = viscosidade dinâmica, Pa.s
v = volume específico, m ³ /kg	índice m = propriedade média na partição

A equação da conservação de massa pode ser escrita como

$$\frac{\dot{m}}{A} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2} \quad (23)$$

onde a área é constante ao longo do tubo capilar e os índices 1 e 2 referem-se a seção de entrada e saída da partição. A equação da conservação da energia é dada pela equação abaixo na qual o tubo capilar foi admitido adiabático.

$$1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} = 1000h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (24)$$

A equação da conservação da quantidade de movimento é expressa do seguinte modo: as forças aplicáveis ao volume de controle, como resultado do arrasto e da pressão, devem ser igualadas pela aceleração do fluido, isto é,

$$\left[(p_1 - p_2) - f_m \frac{\Delta L}{D} \frac{V_m}{2} \frac{\dot{m}}{A} \right] A = \dot{m}(V_2 - V_1) \quad (25)$$

Onde o fator de atrito é calculado a partir do Reynolds do escoamento, cuja viscosidade é determinada utilizando-se a correlação que considera a fração volumétrica.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad \text{para} \quad f = 0.0056 + \exp(\ln 0,5 - 0,32 \ln(Re)) \quad (26)$$

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{(1-x)v_l}{x^* v_v}} \quad \text{e} \quad \mu = \mu_l(1-\alpha) + \mu_v \alpha \quad (27)$$

Combinando os valores para a entalpia e volume específico na região de saturação com a equação 11 temos uma equação de segundo grau para determinação do título.

$$1000 \cdot h_{l2} + 1000 \cdot (h_{v2} - h_{l2}) \cdot x + \frac{[v_{l2} + (v_{v2} - v_{l2}) \cdot x]^2}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 = 1000 \cdot h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (28)$$

A partir destes resultados temos o comprimento da partição, suficiente para a perda de carga determinada pelo decremento de pressão pela equação 25. A acumulação destes comprimentos resulta no comprimento total necessário para o tubo capilar.

Para a inclusão deste procedimento na simulação das condições de operação percebemos que a limitação para a variação da vazão era de tal forma restritiva que a ocorrência de bocagem no escoamento tornou-se uma constante. Mesmo para uma vazão bastante próxima de projeto as iterações numéricas implicam em cálculo da solução para pontos em uma faixa sempre tão estreita quanto o a diferença em relação ao valor de projeto. Isto impossibilitou a realização da simulação, sendo que os valores de projeto foram os mesmos para o caso do evaporador inundado, já que na condição inicial considerou-se vapor saturado na saída do evaporador.

2.4. Quarto Modelo

Evaporador Seco e Dispositivo de Expansão tipo Válvula de Expansão Termostática e Inclusão do Cálculo do Coletor Solar.

A inclusão do cálculo do coletor solar foi a alteração, visualmente, mais significativa para o ciclo, sendo que o seu procedimento inclui desde o cálculo da incidência de radiação solar direta e difusa, a partir do dia do ano e da hora do dia até o cálculo das perdas de calor e da eficiência do equipamento. Foram elaborados modelos baseados nos estudos de Duffie e Beckman, em Stoecker e Jones e nos handbooks da ASHRAE, levando-se em conta a geometria solar e seus diversos ângulos. Para os valores de coeficiente de troca de calor no coletor solar foram utilizadas as equações apresentadas a seguir.

$$Q_{coletor} = A \cdot (trans \cdot absor \cdot I_{total} - (T_{placa} - T_{ambiente}) \cdot U) \quad (29)$$

$$U = \left(\frac{1}{\left(\frac{344}{T_{placa}} \right) \cdot \left[\frac{(T_{placa} - T_{amb})}{(1+f)} \right]^{0.31}} + \frac{1}{h_w} \right)^{-1} + \frac{\sigma \cdot (T_{placa} + T_{amb}) \cdot (T_{placa}^2 + T_{amb}^2)}{\frac{1}{\epsilon_p + 0.425 \cdot (1 - \epsilon_p)} + \frac{1+f}{\epsilon_g} - 1} + \frac{k_{isol}}{L_{isol}} \quad (30)$$

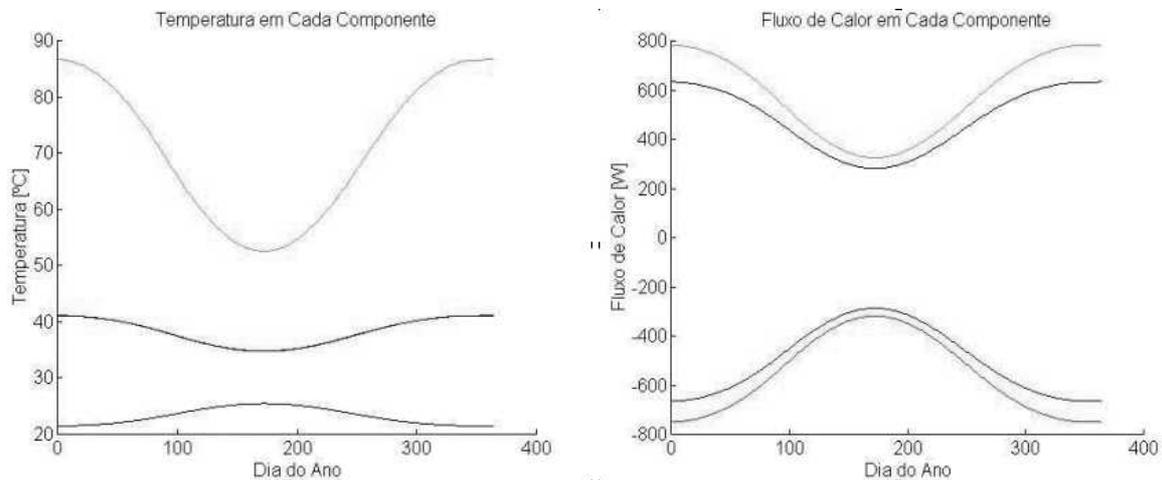
$$f = 1.058 \cdot (1 - 0.04 \cdot h_w + 5E - 4 \cdot h_w^2) \quad \text{onde} \quad h_w = 5.7 + 3.8 \cdot V_w \quad (31)$$

Onde ϵ são as emissividades da placa (p) e do vidro (g), σ é a constante de Boltzman, T são as temperaturas da placa e do ambiente e V_w é a velocidade do vento.

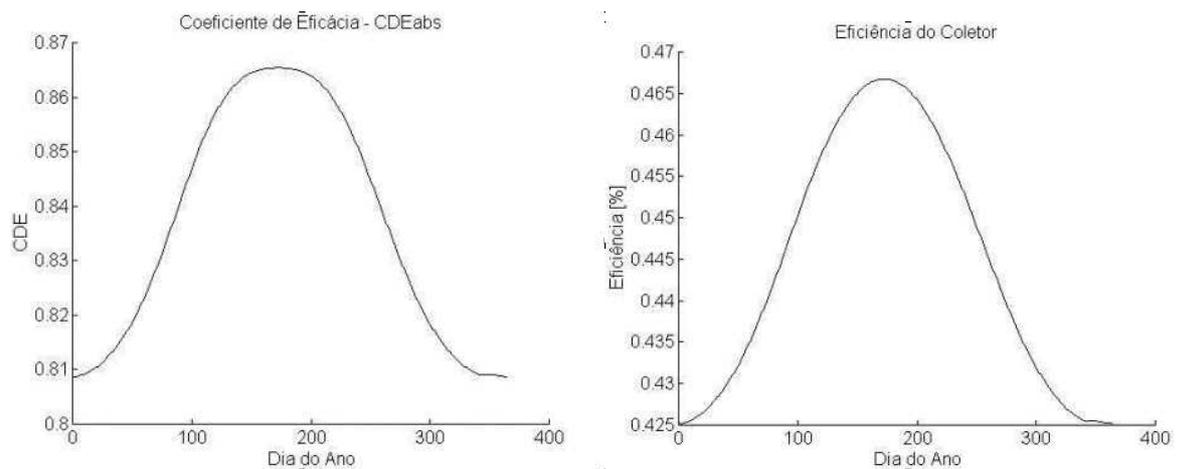
Na abordagem para a inclusão do coletor consideramos que a geração do vapor ocorre diretamente no coletor solar, sem a utilização de um fluido intermediário para a transferência de calor. Assim, pela ocorrência de evaporação durante a passagem do fluido, minimizando as variações de temperatura, tomamos a temperatura de saída do fluido como temperatura da média placa absorvedora, acreditando que esta seja a predominante.

Neste último modelo valem exatamente as mesmas equações que para o segundo modelo, sendo que a única diferença encontrada é o fato da eficiência do coletor solar não ser mais

função apenas da temperatura de evaporação. Anteriormente a entrada do algoritmo era o fluxo de calor no coletor solar. A inclusão do procedimento de cálculo do coletor levou a alteração da entrada já que o fluxo de calor incidente é uma resposta do procedimento do coletor solar, sendo calculado a partir do dia do ano e do horário estipulado. Assim os gráficos apresentados não relacionam mais as respostas com o fluxo de calor, mas sim com o dia do ano, conforme apresentado a seguir.



Figuras 8 e 9 - Variação das temperaturas e fluxos de calor em função do dia do ano



Figuras 10 e 11 - Variação do CDE e eficiência do coletor solar em função do dia do ano

3. Conclusão

Através deste trabalho pretendeu-se, principalmente, avaliar através de simulações numéricas o comportamento de um sistema de refrigeração por água-brometo de lítio, visando à utilização de energia solar como fonte. Nota-se uma gradual elevação da dificuldade e também da proximidade com os sistemas reais mais popularmente utilizados no decorrer de cada um dos modelos apresentados. Dessa forma temos como principais resultados o quarto modelo, onde são conciliadas a utilização da válvula de expansão termostática e o procedimento de cálculo do coletor solar.

Estes resultados mostraram um bom comportamento do sistema mesmo sob condições bastante severas, com baixos e altos níveis de radiação incidente. É bastante interessante o comportamento do ciclo, operando com sua máxima eficiência nos pontos de menor intensidade de irradiação solar. Valem ressalvas quanto aos valores de carga térmica considerados, inferiores aos valores usualmente encontrados para condicionamento de ar,

sendo que o seu incremento depende do aumento da área dos trocadores de calor e do coletor solar, bem como das vazões mássicas, etc.

É bastante provável que mais alguns aprofundamentos sejam incluídos na simulação posteriormente a apresentação deste artigo, restando a indicação dos relatórios de trabalho junto ao Pibic-Cnpq como referências bibliográficas.

Agradecimentos

Os autores agradecem a contribuição do CNPq, através do programa institucional de bolsas de iniciação científica – PIBIC, que financiou o presente trabalho por dois anos.

Agradecemos também as colaborações diretas de Beltrán, Ismail e Rodolfo, que colaboraram diretamente com a execução deste trabalho.

REFERÊNCIAS

- “ASHRAE Handbook, Fundamentals and Equipment Volume”, Atlanta, Ga.;
- Duffie, J.A.; Beckman, W.A.; John Wiley & Sons, New York, USA, 1974; Solar Energy Thermal Processes.
- Dorgan, C. B.; Leight, S. P.; Dorgan, C. E.; ASHRAE, Inc, 1995, Application Guide for Absorption Cooling / Refrigeration Using Recovered Heat.
- Incropera, F. P.; DeWitt, D. P.; John Wiley & Sons, New York, 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer
- Lopes, V. L. R.; Ruggiero, M. A. G.; 1º Edição, McGraw-Hill, São Paulo, 1988, Cálculo Numérico Aspectos Teóricos e Computacionais
- Moran M. J.; Shapiro H. N.; 2nd. Ed., John Wiley & Sons, New York, USA, 1993, Fundamentals of Engineering Thermodynamics.
- Sbravati, A.; Projeto de sistema de refrigeração por absorção de água – brometo de lítio e análise de sua operação sob condições diversas; Relatório final de atividades; Trabalho de Iniciação Científica FEM/UNICAMP, com financiamento PIBIC/Cnpq.
- Stoecker W. F.; New York, USA, McGraw-Hill, 1985, Refrigeração e Ar Condicionado.

PROJECT OF AIR CONDITIONING SYSTEM BY ABSORPTION OF WATER-LITHIUM BROMIDE USING SOLAR ENERGY AND SIMULATION OF ITS OPERATION UNDER SEVERAL CONDITIONS.

Abstract. This article presents computational models for water - lithium bromide absorption air conditioning systems, verifying the use of solar energy as source of heat for the cycle.

Four different models were elaborated for the cycle, changing the configurations and hypotheses. In each model two algorithms were elaborated: the first one accomplished the calculations of the heat and mass flows and a estimative of the areas heat transfer, a project of a system, and another which, based on the answers of the first, simulate the behavior of this system when the conditions of initial project are changed, keeping constant the constructive parameters. As in the project a numeric procedure has been used for solution of non lineal systems based on the algorithm of Newton-Raphson.

The main alteration among the models went to substitution of the expansion device and evaporator, and, in the fourth model, was increased a procedure for calculation of the solar collector performance.

Key Words. *Refrigeration, Absorption, Solar Enegy.*