

ANÁLISE E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR POR ABSORÇÃO NA REGIÃO DO TRIÂNGULO MINEIRO

L. S. PAIVA¹; N. G. SOUSA²

^{1,2}Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Faculdade de Engenharia Química

¹E-mail para contato: larissapaiva@msn.com

RESUMO – Na busca por geração de energia sem comprometer o meio ambiente, é de grande relevância a uso de sistemas de cogeração de energia solar, que produz concomitantemente água quente e condiciona o ambiente, já que essas aplicações se requerem uma maior demanda de energia. Assim, o presente trabalho tem como objetivo estudar e avaliar um sistema de refrigeração solar pela análise e simulação de seu modelo matemático utilizando os dados coletados na região do Triângulo Mineiro. A região do Triângulo Mineiro é propensa à utilização de energia solar pelo fato da sua localização geográfica, que tem um ótimo índice de radiação por todo o ano. Pelos resultados obtidos nas simulações pode-se afirmar que o sistema de refrigeração solar é eficiente, apresentando coeficientes de desempenho (COP) satisfatórios para os casos avaliados.

1. INTRODUÇÃO

Atualmente o grande problema mundial é a degradação do meio ambiente e para não agravar ainda mais essa situação, precisa-se de meios de geração de energia provinda de fontes renováveis limpas. Nessa busca por novas fontes de energia, a energia solar mostrou-se uma ferramenta em potencial, pois é uma fonte de energia totalmente renovável e um recurso inesgotável de energia que foi desconsiderado por muitos anos.

Segundo Hauden (2007), estudos mostram que a demanda de energia irá subir mais de 50% até 2030 e que aplicações para o condicionamento de ar e água são responsáveis por 30% do consumo total de energia. Dessa forma, a utilização de sistema de refrigeração solar causará um grande impacto na demanda de energia elétrica. A grande vantagem de se utilizar esses sistemas de refrigeração solar é que no período do ano em que se exige maior energia para resfriamento de um ambiente é o período em que o Sol emite mais radiação solar.

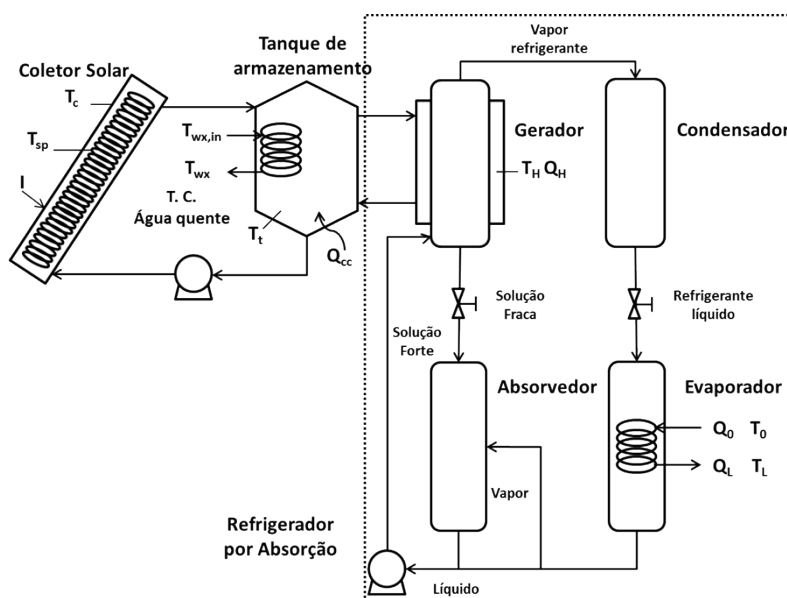
O uso de coletores solares como fonte de energia é encontrado em diversas aplicações na literatura como no trabalho de Mendonça (2010) que utilizou o ciclo de refrigeração por absorção de brometo de lítio em água (LiBr/H₂O). Vargas *et al.* (2009) propuseram um modelo matemático adimensional para uma unidade de aquecimento de água e refrigeração por absorção de alimentação híbrida a coletor solar e gás combustível. Vakiloaya *et al.* (2013) modelaram um sistema de ar condicionado híbrido, equipando-o com sensores para melhor coleta de dados e com controladores para um melhor aproveitamento da energia coletada.

Neste trabalho será apresentada a análise e simulação de uma unidade de refrigeração utilizando coletores solares como fonte de energia, empregada em sistemas de condicionamento de ar e água, avaliando a configuração híbrida e não híbrida. Os dados de irradiação e temperatura ambiente foram coletados na cidade de Uberlândia, localizada no Triângulo Mineiro.

2. DESCRIÇÃO DO PROCESSO

O ciclo de refrigeração solar por absorção é constituído por quatro equipamentos térmicos: coletor solar, tanque de armazenamento, trocador de calor e refrigerador por absorção, como mostrado na Figura 1.

Figura 1 – Fluxograma de refrigeração por absorção.



Primeiramente, a captação da energia solar (irradiação) é feita através de um coletor solar que transmitirá o calor por meio de uma serpentina para o fluido térmico, que no caso trata-se do etileno-glicol. Este tem como função transportar o calor para o tanque de armazenamento e retornar à serpentina para que, se possível, aumente cada vez mais a temperatura do tanque. O sistema de aquecimento da água ocorre a partir do trocador de calor que está imerso no tanque e a refrigeração do ambiente é feita por um refrigerador por absorção que, neste trabalho, utiliza a solução de amônia e água como solução refrigerante/absorvente. O calor de combustão é necessário quando o tanque não consegue mais manter a temperatura desejada, neste caso tem-se um sistema solar híbrido.

2.1. Modelo Matemático

O modelo matemático utilizado foi descrito por Vargas *et al.* (2009) e para melhor estabilidade numérica e generalização dos resultados, optou-se pelo um modelo adimensional composto por seis equações diferenciais ordinárias, em que os índices referem-se a: coletor solar (c), serpentina (sp), tanque de armazenamento (t), água do trocador de calor (wx), trocador de calor (H) e refrigerador (L), respectivamente.

$$\frac{d\tau_c}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{\mathcal{Q}}_c - \gamma_c (\tau_c - 1) - \tilde{\mathcal{Q}}_{sp} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_c \tilde{c}_c} \quad (1)$$

$$\frac{d\tau_{sp}}{d\tilde{t}} = \left\{ \psi_{sp,s} (\tau_c - \tau_{sp}) + \tilde{\mathcal{Q}}_{sp} - \tilde{W}_{fr,sp} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_{sp,s}} \quad (2)$$

$$\frac{d\tau_t}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{\mathcal{Q}}_{wx} + \tilde{\mathcal{Q}}_{cc} - \gamma_{t,w} (\tau_t - 1) + \psi_{sp,s} (\tau_{sp} - \tau_t) - \tilde{\mathcal{Q}}_{sp} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_t \tilde{c}_t} \quad (3)$$

$$\frac{d\tau_{wx}}{d\tilde{t}} = \left\{ \psi_{wx,wx} (\tau_{wx,in} - \tau_{wx}) - \tilde{\mathcal{Q}}_{wx} - \tilde{W}_{fr,wx} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_h \tilde{c}_h} \quad (4)$$

$$\frac{d\tau_H}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{\mathcal{Q}}_{Hs} - \tilde{\mathcal{Q}}_H - \gamma_{H,w} (\tau_H - 1) - \tilde{W}_{fr,H} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_H \tilde{c}_H} \quad (5)$$

$$\frac{d\tau_L}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{\mathcal{Q}}_{cs} - \tilde{\mathcal{Q}}_L - \gamma_{L,w} (\tau_L - 1) \right\} \frac{1}{\tilde{m}_L \tilde{c}_L} \quad (6)$$

em que os adimensionais são: τ_i representa a temperatura, \tilde{m}_i a massa referente ao fluido ou equipamento, \tilde{c}_i o calor específico, $\tilde{\mathcal{Q}}_i$ o calor, \tilde{W}_i o trabalho realizado pela resistência do determinado trocador de calor, γ_i a condutância térmica. ψ_i é a capacidade térmica do fluido em questão.

Para a resolução do sistema, é necessário o conhecimento de algumas relações constitutivas como a irradiação adimensional $\tilde{I} = \alpha_c A_c \dot{I} / UAT_0$ que leva em consideração a absortividade (α_c), a área da superfície do coletor exposta (A_c), a irradiação (\dot{I}), o produto do coeficiente global de transferência de calor e a área (UA) e a temperatura ambiente (T_0). O adimensional da emissividade $\tilde{\varepsilon}_c = \varepsilon_c A_c \sigma T_0^3 / UA$, em que σ é a constante de Stefan-Boltzman ($5.670E-8 \text{ W/m}^2\text{K}^4$).

O calor adimensional do coletor é descrito por $\tilde{\mathcal{Q}}_c = \tilde{I} - \tilde{\varepsilon}_c (\tau_c^4 - 1)$, da serpentina por $\tilde{\mathcal{Q}}_{sp} = \gamma_{sp} (\tau_c - \tau_{sp})$, para a água do trocador de calor $\tilde{\mathcal{Q}}_{wx} = \gamma_{t,wx} (\tau_{wx} - \tau_t)$ e o calor do fluido térmico do trocador de calor (gerador) $\tilde{\mathcal{Q}}_{Hs} = \psi_{wx,wx} (\tau_t - \tau_H)$. Os trabalhos realizados pela resistência ao escoamento do fluido são dados por $\tilde{W}_{fr,i} = (\dot{m}_i \Delta p_i / \rho_{fluid}) UAT_0$, sendo ρ_{fluid} a massa específica do fluido em questão e Δp_i é a perda de pressão determinada por $\Delta p_i = 2fL_i \rho_{fluid} u_i^2 / D_i$, em que f é o fator de atrito, L_i o comprimento do equipamento, D_i o diâmetro do equipamento, u_i é a velocidade do fluido e é calculado por $u_i = 4\dot{m}_i / \pi \rho_{fluid} D_i^2$.

Para a resolução do modelo, faz-se necessário o cálculo corrente do número de unidades de transferência de calor adimensional (NTU_H) expressa por $NTU_H = \gamma_H / \psi_{H,s}$, da efetividade do regenerador (λ) pela equação $\lambda = 1 - \exp(-NTU_H)$, do calor do gerador (\tilde{Q}_H) por $\tilde{Q}_H = \gamma_H (\tau_H - \tau_{HC})$ e também, a temperatura adimensional que está em contato com o gerador, dado por $\tau_{HC} = \tau_H - (1 - \lambda)\tau_t / \lambda$. Dessa forma, é possível obter-se o valor do calor do evaporador (\tilde{Q}_L) em cada instante de tempo através de substituição analítica, do seguinte conjunto de equações: $\gamma_0 = 1 - \gamma_L - \gamma_H$; $\tilde{Q}_0 = \gamma_0 (\tau_{0C} - 1)$; $\tilde{Q}_L = \gamma_L (\tau_L - \tau_{LC})$ e $\frac{\tilde{Q}_H}{\tau_{HC}} + \frac{\tilde{Q}_L}{\tau_{LC}} = \frac{\tilde{Q}_0}{\tau_{0C}}$.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os valores dos parâmetros para a resolução do sistema, através do software Scilab, encontram-se na Tabela 1. Os dados da irradiação e da temperatura ambiente de Uberlândia do mês de Fevereiro/2015 foram retirados do INMET (Instituto Nacional de Meteorologia). O tempo empregado no sistema é de 24 horas, o que é aproximadamente 36000 para tempo adimensional pela equação $\tilde{t} = tUA / m_{H,s} c_s$.

Tabela 1 – Parâmetros usados nas simulações.

$A_c = 40 \text{ m}^2$	$\tilde{m}_h \tilde{c}_h = 4,26$	$\gamma_c, \gamma_{L,w}, \gamma_{t,w} = 0,1$	$c_{sp} = 0,46 \text{ KJ/kg/K}$
$D_{sp}, D_h, D_H = 0,01 \text{ m}$	$\tilde{m}_H \tilde{c}_H = 1,77$	$\gamma_H, \gamma_L = 0,25$	$\dot{m}_{wx} = 0,1 \text{ kg/s}$
$f = 0,01$	$\tilde{m}_L \tilde{c}_L = 22,58$	$\gamma_{H,w} = 0,06$	$\rho_{wx} = 1000 \text{ kg/m}^3$
$L_{sp} = 100 \text{ m}$	$\tilde{m}_t \tilde{c}_t = 407,7$	$\gamma_{sp} = 1$	$c_s = 2,391 \text{ KJ/kg/K}$
$L_h, L_H = 10 \text{ m}$	$\tilde{Q}_{cc} = 0,00403$	$\gamma_{t,wx} = 0,5$	$\psi_{sp} = 0,335$
$m_{H,s} = 0,5 \text{ kg}$	$\tilde{Q}_{cs} = 0,00034$	$\alpha_c, \varepsilon_c = 0,9$	$\psi_{H,s} = 0,239$
$\tilde{m}_{sp,s} = 4$	$T_0 = 298,15 \text{ K}$	$\tau_{wx,in} = 0,996$	$\psi_{wx,wx} = 0,5$
$\tilde{m}_c \tilde{c}_c = 4.53$	$UA = 500 \text{ W/K}$	$\rho_s = 1074,8 \text{ kg/m}^3$	$\tilde{t} = 36000$

Os resultados para o sistema de refrigeração solar híbrido com a temperatura ambiente constante (25°C) e para o sistema com a temperatura ambiente real estão apresentados na Figura 2 (a) e (b). A análise dos gráficos mostra que a influência da temperatura ambiente é baixa, pois o comportamento das temperaturas e das taxas de calor não sofrem grandes mudanças. O ambiente pode atingir até 17°C e a água do trocador de calor alcança temperaturas como 37°C.

A comparação entre os sistemas de refrigeração solar híbrido e não híbrido ($\tilde{Q}_{cc} \approx 0$), para a temperatura ambiente real, está ilustrado na Figura 2 (c) e (d). Pode-se notar que a taxa de calor de combustão exerce uma influência considerável nas temperaturas. Como não

há alto nível de irradiação o dia todo, o sistema não híbrido não consegue refrigerar o ambiente até o aumento da irradiação a partir da metade do dia e nem esquentar a água. Porém, mesmo no momento em que a irradiação aumenta esse sistema não é capaz de condicionar o ambiente e a água de maneira eficaz, pois o ambiente chega apenas a aproximadamente 22°C e a água a 28°C.

Figura 2 – Comportamento das temperaturas: (a) e (b) Sistema híbrido - temperatura ambiente constante (linha contínua) e temperatura ambiente real (linha tracejada). (c) e (d) Temperatura ambiente real – sistema híbrido (linha contínua) e sistema não híbrido (linha tracejada).

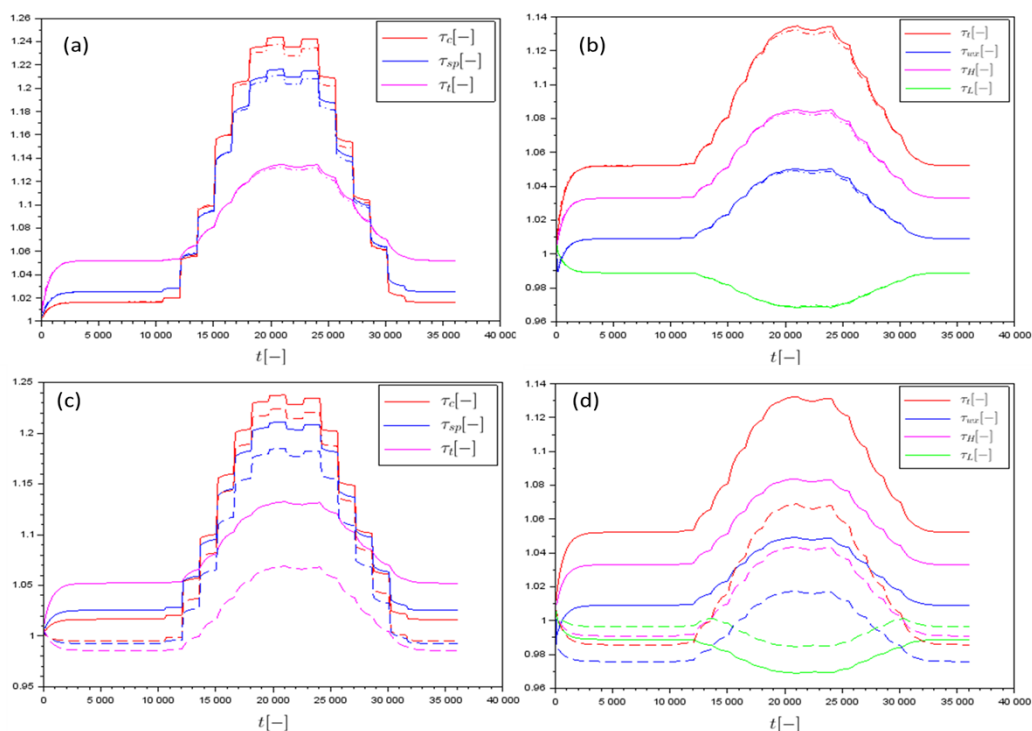
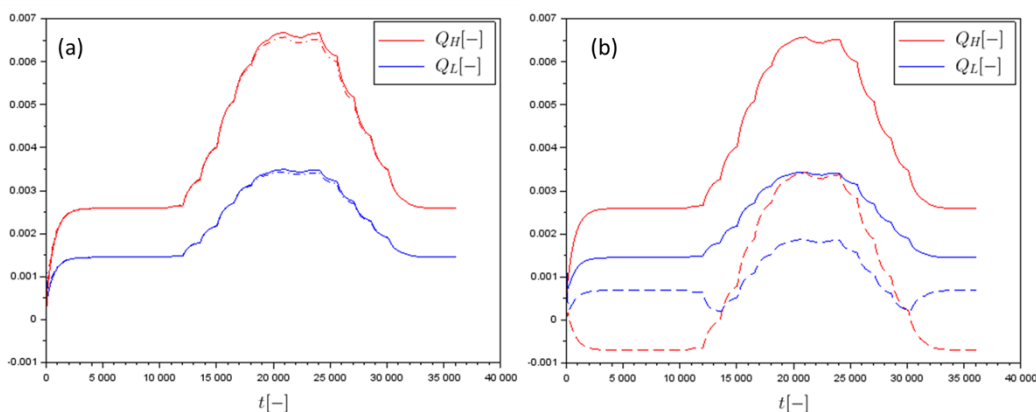


Figura 3 – Comportamento dos calores de combustão (a) Sistema híbrido - temperatura ambiente constante (linha contínua) e temperatura ambiente real (linha tracejada). (b) Temperatura ambiente real – sistema híbrido (linha contínua) e sistema não híbrido (linha tracejada).



O sistema de refrigeração é analisado pelo seu coeficiente de desempenho ($COP = \tilde{Q}_L / \tilde{Q}_H$) a partir da Figura 3. Nos casos avaliados, pode-se notar que o sistema híbrido possui um COP superior, $COP = 0,5343$ - (T_0 constante) e $COP = 0,5349$ - (T_0 variável), quando comparado ao sistema não híbrido, $COP = 0,4487$ - (T_0 variável).

4. CONCLUSÕES

As simulações efetuadas mostraram que algumas variáveis possuem influência direta no coeficiente de desempenho do processo (COP). Para os casos simulados, utilizando os dados medidos na região do Triângulo Mineiro, a temperatura ambiente não altera de maneira relevante, mas vale ressaltar que em locais onde há uma grande variação de temperatura durante o dia, esta é uma variável a ser avaliada. Analisando os resultados para o calor de combustão nota-se que este é muito importante para o bom funcionamento do sistema, principalmente em períodos noturno ou com pouca irradiação solar.

Avaliando os resultados obtidos para as temperaturas pode-se afirmar que a utilização de coletores solares como fontes de energia para condicionamento de água e ambientes é uma ferramenta em potencial a ser avaliada para a implementação na prática. Apesar de que ainda seja uma tecnologia cara, novos estudos vêm surgindo para a sua viabilização, justificando assim, a importância do conhecimento de sistemas solares de refrigeração.

5. REFERÊNCIAS

- HAYDEN, T. Dossiê Terra: O guia indispensável sobre as tendências globais, São Paulo:Editora Abril, 2007.
- INMET – Instituto Nacional Meteorológico. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/>>.
- MENDONÇA, A. L. Z. L. G. Ar Condicionado Solar: Modelagem e Simulação. São Paulo, 2010.
- VAKILOROAYA, V.; HA, P. Q.; SKIBNIEWSKI, M. Modeling and experimental validation of a solar-assisted direct expansion air conditioning system. School of Electrical, Mechanical and Mechatronic Systems, University of Technology Sydney, Australia e A.J. Clark School of Engineering, University of Maryland, USA, 2013.
- VARGAS, J. V. C.; ORDONEZ, J.C.; DILAY, E.; PARISE, J. A. R. Modeling, simulation and optimization of a solar collector driven water heating and absorption cooling plant. Universidade Federal do Paraná, Brasil, 2009.