

LIMITES DE VALIDADE DO MÉTODO DE PROJETO $f - \bar{\phi}$ CHART PARA CICLOS DE REFRIGERAÇÃO DE EJETOR ASSISTIDOS POR ENERGIA SOLAR

Colle S.*, Vidal H.***, Pereira G.*

* LABSOLAR – Departamento de Engenharia Mecânica,
Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 88040-900, SC, BRAZIL,
tel.: +55-48-2342161, fax: +55-48-3317615, E-mail: colle@emc.ufsc.br

** Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Magallanes, Punta Arenas,
Correo Postal 113-D, CHILE, tel.: +56-61-207000, fax: +56-61-232284,
E-mail: rvidal@ona.fi.umag.cl

RESUMO

Este trabalho apresenta resultados preliminares da simulação de um ciclo de refrigeração de ejeter assistido por energia solar, que opera com o refrigerante R141b, para o caso particular de coletores solares de placa plana e tubos de cobre, com simples cobertura. O objetivo da simulação é a validação do método $f - \bar{\phi}$ chart para o caso de ciclos de refrigeração de ejeter, plenos ou de dois estágios, sendo o primeiro estágio de ciclo de compressão mecânica de vapores. O método $f - \bar{\phi}$ chart foi desenvolvido para projetar sistemas de aquecimento solar para fornecimento de calor de processo, supondo que todo o calor do processo é utilizado para temperaturas de fornecimento de calor superiores a uma determinada temperatura mínima pré-estabelecida. Resultados do presente trabalho sugerem uma modificação da correlação $f - \bar{\phi}$ chart para o caso aqui analisado.

PALAVRAS-CHAVE: Simulação, ciclo de ejeter, método $f - \bar{\phi}$ chart

ABSTRACT

The present paper focuses the simulation of an ejector cooling cycle assisted by solar energy. The working fluid utilized is R141b. The solar collectors are of plate and tube type. The main goal of the present analysis is the validation of the $f - \bar{\phi}$ chart method for the case of ejector cooling cycles of a single or double-stages, in the latter case the first stage performed by a mechanical compressing cycle. The $f - \bar{\phi}$ chart method was originally proposed for the case of solar systems designed to supply process heat, assuming that all the heat can be utilized whenever the temperature of the heat supply is greater than a given minimum temperature. Results presented here show the $f - \bar{\phi}$ chart correlation has to be modified for application to the case of ejector cooling cycles assisted by solar energy.

KEYWORDS: Simulation, ejector cooling cycle, $f - \bar{\phi}$ chart method

INTRODUÇÃO

O modelo de cálculo da fração f de energia solar conhecido como método $f - \bar{\phi}$ chart (Klein e Beckman, 1979), combina o conceito de utilizabilidade diária $\bar{\phi}$ com o método f -chart para produzir uma metodologia de projeto que atende sistemas térmicos assistidos por energia solar. Esta metodologia é limitada a sistemas que operam num ciclo fechado, onde o coeficiente de desempenho (COP) é considerado constante e o processo é caracterizado por uma temperatura de suprimento de calor mínima, acima da qual todo calor removido do sistema solar é utilizado. A metodologia $f - \bar{\phi}$ chart foi implementada e aplicada na análise termoeconômica de um ciclo de refrigeração solar de ejetor (Colle e Vidal, 2004). Todavia, a validade do método não foi verificada para a aplicação mencionada.

Poucos estudos de simulação dinâmica tem sido desenvolvidos para sistemas de refrigeração solar de ejetor. Alguns autores têm realizado simulação de sistemas de refrigeração solar de ejetor, porém, estes autores não consideraram as variações no desempenho do sistema decorrentes da climatologia do local em estudo, adotaram a hipótese de irradiação solar constante e consideraram o gerador de vapor do ciclo ejetor como um trocador de calor ideal (Huang et al., 2001; Arbel e Sokolov, 2004). A transferência de calor do fluido de trabalho do sistema solar para o fluido de trabalho do ciclo ejetor ocorre com mudança de fase, o que implica que o calor trocado no processo é uma função não-linear da temperatura do fluido de trabalho do sistema solar. Esta particularidade resulta em que o calor de processo passa a ser uma função da temperatura do fluido de trabalho, violando por conseguinte a principal condição de validade do método $f - \bar{\phi}$ chart . O gerador do ciclo ejetor é o equipamento de conexão entre o sistema de aquecimento solar e o ejetor propriamente. Uma das três configurações mais utilizadas para esta conexão (Chunnanond e Aphornratana, 2004), é apresentada na Fig. 1.

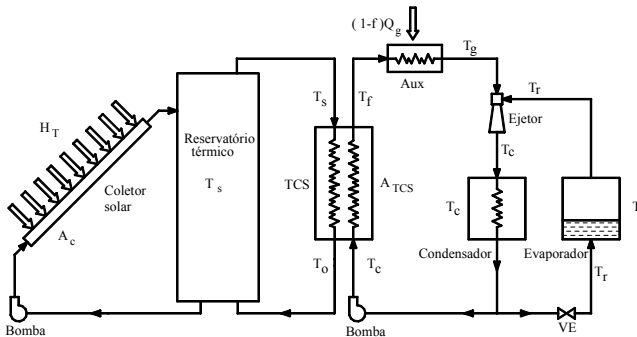


Fig. 1. Sistema de aquecimento solar com trocador de calor conjugado a ciclo de refrigeração de ejetor.

Nesta configuração, o calor removido do sistema é determinado pela própria temperatura de operação T_s que, por sua vez depende da radiação solar incidente, das perdas térmicas, além do que o calor máximo depende da temperatura de vapor T_g do fluido refrigerante para suprimento de vapor do fluxo primário do ejetor. Muito embora, o COP de um ciclo ejetor

não seja uma função fortemente dependente da temperatura T_g , deve-se considerar que a fração solar f dependerá do processo de troca de calor com mudança de fase no trocador de calor do gerador e portanto, esta dependerá da temperatura T_g . Os resultados da simulação utilizando o software TRNSYS e o EES, são utilizados para verificar a validade da correlação $f - \bar{\phi}$ chart para o caso aqui analisado.

EQUAÇÕES GOVERNANTES

A equação diferencial que governa a troca de energia de um sistema de aquecimento solar como mostrado na Fig. 1, desconsiderando-se a estratificação de temperatura no reservatório (*fully mixed model*) é expressa por

$$(mc)_s \frac{dT_s}{dt} = A_c [F_R(\tau\alpha)_n K_{\tau\alpha} G_T - F_R U_L (T_s - T_{ae})] - (UA)_s (T_s - T_{ai}) - \alpha_s Q_s \quad (1)$$

onde $(mc)_s$ é a capacitância térmica do reservatório térmico sem estratificação, $F_R(\tau\alpha)_n$ e $F_R U_L$ são os fatores de ganho e perda térmica do coletor, respectivamente, A_c é a área de coletor, $(UA)_s$ é o fator de perda térmica na parede do reservatório (W/K), T_{ai} e T_{ae} são as temperaturas ambientes interna e externa na vizinhança do sistema, G_T é a energia solar (W/m²) sobre o plano inclinado do coletor, $K_{\tau\alpha}$ é o modificador do ângulo de incidência da radiação solar, Q_s é a potencia térmica para mover o ciclo e $\alpha_s = 0$ se $T_s \leq T_c$ e $\alpha_s = 1$ se $T_s > T_c$ onde T_c é a temperatura do condensador do ciclo ejetor. O máximo de Q_s para o qual a fração solar é a unidade é $Q_s = Q_g = Q_r / COP$, onde COP é calculado para temperaturas de geração de vapor primário T_g , T_c e T_e especificadas. No processo de troca de calor, a temperatura T_s varia com os ganhos e perdas de energia do sistema e determina os diferentes regimes de troca de calor como segue:

Caso I: Regime de Calor Sensível ($T_f < T_g$)

Neste caso, a temperatura T_f do fluido refrigerante na saída do trocador de calor é menor que a temperatura T_g e portanto a troca de calor é sensível e expressa pela equação

$$Q_s = W_{\min} \varepsilon_s (T_s - T_c) = \omega_{ej} c_{rl} (T_f - T_c) \quad (2)$$

onde a efetividade do trocador de calor que é expressa por

$$\varepsilon_s = \frac{\omega_{ej} c_{rl} (T_f - T_c)}{W_{\min} (T_s - T_c)} \quad (3)$$

onde $\varepsilon_s = \varepsilon_s \left(\frac{U_s A_s}{W_{\min}} \right)$, $A_s = A_{TCS}$, $W_{\min} = \min\{(\omega c_p)_s, \omega_{ej} c_{rl}\}$, $(\omega c_p)_s$ é a

capacitância térmica horária do escoamento do fluido do lado do sistema de aquecimento solar, c_{rl} é o calor específico do fluido refrigerante na temperatura T_c e ω_{ej} é o fluxo de massa estacionário no gerador de vapor do ciclo ejetor. O máximo valor de T_s para o qual $T_f=T_g$ é obtido da Eq. (2) e é expresso como segue

$$T_{sl} = T_c + \frac{\omega_{ej}c_{rl}(T_g - T_c)}{W_{\min}\varepsilon_s} \quad (4)$$

Enquanto que a temperatura T_f permaneça menor que T_g (e portanto que T_s permaneça menor que T_{sl}), o calor Q_s deve ser calculado pela Eq. (2), isto é

$$Q_s = W_{\min}\varepsilon_s(T_s - T_c) \quad (5)$$

O processo numérico tem seqüência até que T_s alcance a temperatura T_{sl} (ou T_f alcance a temperatura T_g). Note-se que pela Eq. (2) T_f pode ser expressa por

$$T_f = T_c + \frac{Q_s}{\omega_{ej}c_{rl}} \quad (6)$$

Caso II: Regime de Mudança de Fase ($T_f=T_g$)

Neste caso, ocorrerá mudança de fase em determinada área A_{ev} de troca de calor e o calor trocado é expresso por $Q_s = \omega_{ej}(h(T_g, x_f) - h_c)$, onde h é a entalpia e x_f é o título. Na secção de calor sensível tem-se a efetividade de calor expressa por

$$\varepsilon_s = \varepsilon_s \left(\frac{U_s A_s}{W_{\min}} \right) = \frac{\omega_{ej}c_{rl}(T_g - T_c)}{W_{\min}(T_i - T_c)} \quad (7)$$

onde $A_s = A_{TCS} - A_{ev}$. Na secção de mudança de fase tem-se,

$$\varepsilon_{ev} = \varepsilon_{ev} \left(\frac{U_{ev} A_{ev}}{(\omega c_p)_s} \right) = \frac{(T_i - T_s)}{(T_g - T_s)} \quad \text{onde} \quad \varepsilon_{ev} = 1 - \exp\left(\frac{-U_{ev} A_{ev}}{(\omega c_p)_s} \right) \quad (8)$$

A temperatura do fluido de trabalho do sistema de aquecimento solar correspondente a condição de vapor saturado na saída do gerador de vapor pode ser determinada em função do balanço energético no trocador de calor, do qual resulta

$$T_{sv} = \left[T_c + \frac{\omega_{ej}c_{rl}}{\varepsilon_s W_{\min}} (T_g - T_c) - \varepsilon_{ev} T_g \right] / (1 - \varepsilon_{ev}) \quad (9)$$

Um gráfico típico de T_s como função de x_f é apresentado na Fig. 2. Note-se que o valor de $\omega_{ej} c_{rl}$ é fixo e especificado pelo projeto do ciclo ejetor considerando-se a potência de refrigeração constante. A Fig. 3 ilustra a função da fração solar $f = Q_s / Q_g$, como função de T_s para várias razões de capacitância térmica dos fluidos do trabalho. Para $T_s > T_{sv}$, a capacitância térmica $(\omega c_p)_s$ é controlada, de sorte a assegurar o estado de vapor saturado na saída do gerador de vapor.

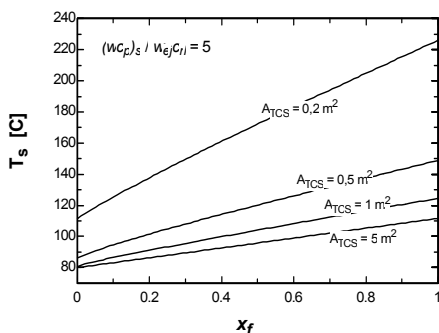


Fig. 2. T_s função de x_f

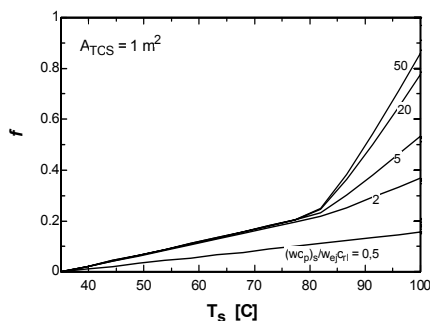


Fig. 3. f função de T_s

Comparação com o método $f - \bar{\phi}$ chart

A fração solar anual F associada ao ciclo de ejetor é uma função de $A_c, T_r, T_c, T_g, A_{TCS}, \omega_{ej} c_{rl}$ e $(\omega c_p)_s$. Por outro lado, a fração solar anual $F_{\bar{\phi}}$ do método $f - \bar{\phi}$ chart é função de A_c, T_{min} e εW_{min} , onde ε é a efetividade do trocador de calor. Tanto a fração F quanto a fração $F_{\bar{\phi}}$ crescem com o aumento da área do trocador de calor e da área do coletor solar. Por conseguinte para determinado valor de T_{min} , a fração $F_{\bar{\phi}}$ é crescente com εW_{min} , alcançando um valor assintótico para εW_{min} infinito. Quando a área de trocador de calor, A_{TCS} , aumenta, também aumenta o valor de F . Estas dependências funcionais sugerem que o parâmetro εW_{min} seja uma função tanto de A_c , quanto de A_{TCS} . Esta função pode ser determinada numericamente através da equação que segue

$$F_{\bar{\phi}}(T_{min}, A_c, \varepsilon W_{min}) = F(T_r, T_c, T_g, A_c, A_{TCS}, \omega_{ej} c_{rl}, (\omega c_p)_s) \quad (10)$$

onde T_{min} é considerada igual a T_g . A dependência funcional de $\varepsilon W_{min} / \omega_{ej} c_{rl}$ com as variáveis A_c / Q_g e A_{TCS} / Q_g é ilustrada nas Figs. 4 e 5, nas quais, $COP = 0.25$, $\omega_{ej} c_{rl} = 0.2$ kW/C, $Q_r = 10.55$ kW, $T_r = 8$ C, $T_c = 35$ C e $T_g = 80$ C.

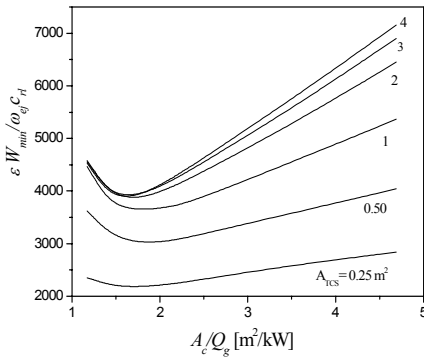


Fig. 4. $\varepsilon W_{min} / \omega_{ej} c_{rl}$ função de A_c / Q_g

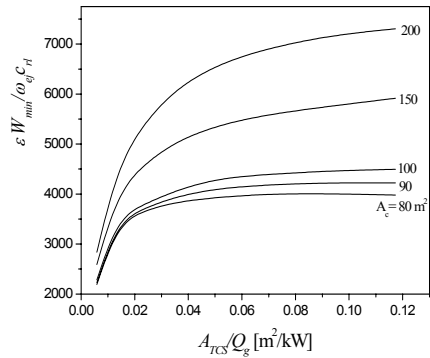


Fig. 5. $\varepsilon W_{min} / \omega_{ej} c_{rl}$ função de A_{TCS} / Q_g

DISCUSSÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÃO

Pelos resultados obtidos, conclui-se que o método $f - \bar{\phi}$ chart não pode ser diretamente aplicado ao presente caso, a menos que se proceda a correção de εW_{min} com a área de coletor e do trocador de calor. Para o caso-limite de área de trocador de calor infinita, contudo, conforme mostram as Figs. 4 e 5, a correlação de εW_{min} com A_c pode ser aproximada por uma reta, para áreas de coletor solar relativamente grandes. Esta aproximação permite simplificar a otimização econômica dos ciclos de ejetor assistidos por energia solar, que normalmente requerem áreas relativamente grandes no ponto de ótimo.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Fundo CT-PETRO / PETROBRAS pelo apoio na presente pesquisa, no contexto do contrato do projeto SIRE SOL.

REFERÊNCIAS

- Arbel A., Sokolov M. (2004). *Revisiting solar-powered ejector air conditioner-the greener the better*, *Solar Energy*. 77, No. 1, 57-66.
- Chunnanond K. and Aphornratana S. (2004). Ejectors: applications in refrigeration technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 8, No. 2, 129-155.
- Colle S., Vidal H. (2004). Upper Bounds for Thermally Driven Cooling Cycles Optimization Derived from the $f - \bar{\phi}$ Chart Method, *Solar Energy*. 76, 125-133.
- Huang B. J., Petrenko V. A., Samofatov I. YA. and Shchetinina N. A. (2001). Collector selection for solar ejector cooling system, *Solar Energy*. 71, No. 4, 269-274.
- Klein S. A. and Beckman W. A. (1979). A general design method for closed-loop solar energy systems, *Solar Energy*. 22, 269-282.