

OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO HÍBRIDO DE COMPRESSÃO MECÂNICA-EJETOR ACIONADO COM ENERGIA SOLAR UTILIZANDO ÁGUA E CO₂ COMO FLUIDOS DE TRABALHO

Cardemil J., Colle S.*

* LEPTEN. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Trindade, 88040-900, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, Telefone: +55 48 32340408, Fax: +55 48 37217615, colle@emc.ufsc.br

RESUMO

A utilização do CO₂ como fluido de trabalho no ciclo de compressão mecânica apresenta duas desvantagens. A primeira, é que a temperatura crítica do CO₂ é relativamente baixa e a segunda é que a pressão de trabalho deste fluido é relativamente elevada em comparação aos fluidos de trabalho utilizados tradicionalmente na refrigeração. A conjugação do ciclo de compressão mecânica com um ciclo de ejetor de água permite que a temperatura do intercooler seja menor que a temperatura crítica do CO₂, resultando, por conseguinte, a sua condensação a pressões menores. Uma vantagem em utilizar-se CO₂ e água é que estes fluidos são abundantes na natureza e não produzem efeitos danosos a camada de ozônio. O presente trabalho apresenta uma análise econômica básica, cuja teoria foi especialmente desenvolvida para obter parâmetros de projeto com base em dados das médias mensais da radiação global.

PALAVRAS-CHAVE: Refrigeração Solar, Ciclo de Ejetor, Custos Ótimos.

ABSTRACT

The use of CO₂ as working fluid in cooling cycles based on mechanical compression of vapour has two disadvantages. The first is that the critical temperature of CO₂ is relatively low and the second is that the higher pressure of the cycle is exceedingly high, in comparison to the working fluids normally utilized in refrigeration. The conjugation of an ejector cycle using water as working fluid with a mechanical compression cycle using CO₂ as working fluid is proposed in order to operate the CO₂ cycle with lower pressure, with the advantage of increased coefficient of performance. One advantage of using CO₂ and water is that these fluids are abundant in the environment. Another advantage is that these fluids are cheap and chemically stable, and therefore cause no effect in the ozone layer. The present work reports an economic analysis based on an analytical approach to optimize the collector area as well as the temperature of the intercooler of the cycle.

KEYWORDS: Solar Cooling, Ejector Cycle, Optimized

INTRODUÇÃO

A evidência do fenômeno do aquecimento global tem despertado atenção dos pesquisadores na direção de reduzir a dependência dos combustíveis fósseis, através da racionalização do consumo desses combustíveis ou da redução do consumo de energia elétrica. Ar-condicionado e refrigeração são considerados globalmente como fatores de consumo de energia elétrica, sobretudo em regiões tropicais, como é o caso do Brasil. Na busca de novas soluções para refrigeração, o grande desafio é o projeto de sistemas de ar-condicionado ou refrigeração movidos a energia solar, economicamente competitivos com os sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores. Esforços têm sido direcionados para aumentar a eficiência desses equipamentos. No caso particular de ciclos de CO₂ uma das desvantagens é o fato de o coeficiente de desempenho (COP) ser relativamente baixo, da ordem da unidade. Um ciclo de refrigeração assistido com energia solar que tem sido objeto de investigação nas últimas duas décadas é o ciclo de ejetor assistido por um compressor auxiliar (booster). Esse ciclo foi proposto por Sokolov e Hershgal (1993). A vantagem desse ciclo é que o coeficiente de desempenho do ciclo de ejetor é aumentado, enquanto que o coeficiente de desempenho do ciclo composto é melhorado em relação ao coeficiente de desempenho do ejetor pleno, para as mesmas temperaturas de operação. Adotando a idéia de Sokolov e Hershgal (1993), Colle e Vidal (2004), Vidal *et al.* (2006) propuseram um ciclo conjugado com diferentes fluidos de trabalho, a saber, R134a e R141b. Nestas duas referências são apresentadas as condições de otimização de custo segundo um formalismo analítico próprio, baseado no método P_1 - P_2 de Brandemuhel e Beckman (1979). Foi analisado o caso particular de um ciclo de refrigeração de três toneladas de capacidade de refrigeração. Neste trabalho, diferentemente do caso anteriormente analisado, propõe-se o ciclo conjugado, com o ciclo ejetor operando à água e o ciclo de compressão mecânica operando à CO₂. A simulação de base horária é necessária para a otimização. Por outro lado, a simulação demanda o conhecimento da série temporal de radiação solar e outros parâmetros meteorológicos, os quais não são geralmente disponíveis para todos os locais do planeta, em particular, nos países subdesenvolvidos e em desenvolvimento em geral. Para contornar esta limitação, Colle *et al.* (2008) validaram para o caso particular de ciclo ejetor o método f - $\bar{\phi}$ -chart de Klein e Beckman (1979), o qual foi proposto originalmente como método de projeto para situações em que o ciclo de refrigeração possa consumir todo o calor oriundo da energia solar para temperaturas do reservatório térmico acima de determinada temperatura de processo T_{min} , como é o caso dos ciclos de absorção. A validação realizada possibilita que se proceda a análise econômica utilizando a fração solar f - $\bar{\phi}$ -chart como função das médias mensais da radiação solar incidente no coletor solar.

ANÁLISE ECONÔMICA DO CICLO

O ciclo em análise é ilustrado na Fig. 1. Na presente análise, a temperatura do gerador de vapor do ciclo ejetor T_g , a temperatura do condensador T_c e a temperatura do evaporador T_r são consideradas fixas, enquanto que a temperatura do intercooler T_e é variável e objeto de otimização.

O coeficiente de desempenho do ejetor é a razão entre o calor transferido do intercooler, Q_e e o calor gerado no gerador, Q_g e é definido como segue:

$$COP_{ej}(T_e, T_c, T_g) = Q_e / Q_g \quad (1)$$

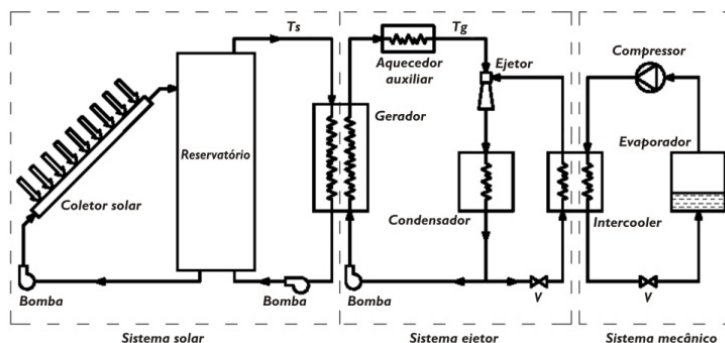


Fig. 1. Ciclo conjugado de ejetor e compressão mecânica de vapores movido a energia solar e aquecedor auxiliar

Note-se que o trabalho mecânico da bomba representa menos do que 1% do calor fornecido no gerador de vapor, por conseguinte é desconsiderado. Dessa forma o COP do ciclo de ejetor é definido por:

$$COP_{ej}(T_e, T_c, T_g) = \omega \frac{(h_{out} - h_{in})_{evap}}{(h_{out} - h_{in})_{gerador}} \quad (2)$$

onde ω é a razão entre os escoamentos primário e secundário que escoam no ejetor, assim tem-se

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (3)$$

O parâmetro ω é calculado utilizando-se o método reportado por Cardemil e Colle (2012).

O coeficiente de desempenho do ciclo de compressão mecânica é definido pela equação que segue:

$$COP_m(T_r, T_e) = Q_r / W_m \quad (4)$$

onde Q_r é o calor transferido do evaporador e W_m é a potência mecânica do compressor. COP_m pode ser calculado utilizando o software *CoolPack*. Através de um balanço de energia no ciclo composto, prova-se que o coeficiente de desempenho do ciclo conjugado $COP = Q_r / Q_g$ é expresso pela equação

$$COP(T_r, T_e, T_c, T_g) = COP_m / (1 + COP_{ej} COP_m + COP_{ej}) \quad (5)$$

Para efeitos desta análise considera-se um sistema onde $Q_r = 3TR = 10,55kW$. O evaporador opera a $-5^\circ C$ e o condensador a $35^\circ C$. Além disso, considera-se que a temperatura do gerador de vapor é fixa e igual a $95^\circ C$. Sob essas considerações o COP do

sistema completo depende somente da temperatura do *intercooler*. A variação do COP do sistema completo e dos dois subsistemas é apresentada na Figura 2.

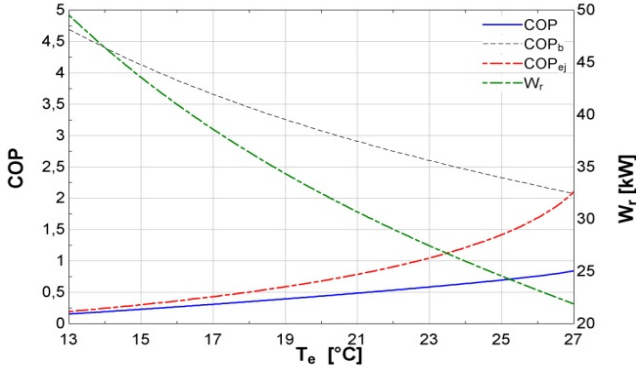


Fig. 2. Variação do desempenho do sistema e do consumo elétrico segundo a Temperatura de evaporação da água no intercooler.

O coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica operando entre as temperaturas T_r e T_c , neste caso utilizando CO_2 como fluido de trabalho é expresso por

$$COP_M(T_r, T_c) = Q_r / W_M \quad (6)$$

onde W_M é a potência mecânica do compressor. A função de ganho financeiro é definida como a diferença entre o custo total associado ao equipamento de compressão mecânica (M) e o custo associado ao equipamento referente ao ciclo oposto. Esta função, conforme Colle *et al.* (2003) é definida na forma que segue

$$LCS = P_1 Q_r \Delta t C_{E1} \left(\frac{1}{COP_M} - \frac{1}{COP_m} \right) - P_1 Q_r \Delta t C_{F1} (1 - f) / COP - P_2 C_A A_C + P_2 (C_M - C_m - C_{EJ} - C_E) \quad (7)$$

onde P_1 é o fator de valor presente para série uniforme de pagamentos de despesa de energia elétrica ou de gás para aquecimento auxiliar, C_{E1} e C_{F1} são respectivamente o custo específico da energia elétrica e do gás natural no primeiro ano do período de análise econômica, P_2 é um fator de composição de custos financeiros referentes a amortização do financiamento da planta, seguro, depreciação, custo residual e outros custos menores associados ao capital, C_A é o custo do coletor por metro quadrado, C_M é o custo de capital referente a planta de compressão mecânica, C_m é o custo de capital do compressor, C_{EJ} é o custo de capital associado ao ejetor (inclui o custo do reservatório térmico, do gerador de vapor e do intercooler), C_E é o custo independente da área de coletor, Δt é o tempo de operação anual (todo o ano), A_C é a área de coletor em metro quadrado e f é a fração de

energia solar anual estimada pelo método f - $\bar{\phi}$ -chart. Conforme Colle *et al.* (2008) a fração f pode ser estimada considerando-se $T_{min} = T_g$.

A fração solar anual é expressa em termos da carga mensal (Q_{ri}) e anual de refrigeração (Q_r), como segue:

$$f = \sum_{i=1}^{12} \frac{f_i Q_{ri}}{Q_r} \quad (8)$$

onde f_i é a fração solar mensal, a qual segundo a metodologia proposta por Klein e Beckman (1979) é expressa pela seguinte correlação

$$f_i = \bar{\phi}_{max} Y_i - 0,0015 \left(e^{3,85 f_i} - 1 \right) \left(1 - e^{0,15 X_i} \right) R_s^{0,76} \quad (9)$$

onde $\bar{\phi}_{max}$ é máxima utilizabilidade diária e R_s é a razão da capacidade padrão de armazenamento térmico por unidade de área de coletor, definida na unidade para efeitos desta análise. Os parâmetros X_i e Y_i são modificados para incluir o COP do sistema de refrigeração, dessa forma

$$Y_i = A_c F_r (\tau\alpha)_n \left[\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \right] \bar{H}_{Ti} N_i \frac{COP}{Q_{ri}} \quad (10)$$

$$X_i = A_c (F_r U_L) 100 \Delta t_i \frac{COP}{Q_{ri}} \quad (11)$$

onde $F_r (\tau\alpha)_n$ e $F_r U_L$ são os coeficientes de eficiência dos coletores e \bar{H}_{Ti} é a radiação média mensal incidente no coletor.

O caso analisado no presente estudo refere-se a um sistema localidade de Manaus – Amazonas. O coletor solar é do tipo plano, cujos coeficientes de eficiência foram fornecidos pelo fabricante. Os custos de capital do sistema de compressão mecânica e coletores solares (planos) foram acessados no mercado, enquanto que o custo do ejetor foi arbitrado. Nesse contexto, a Fig. 3 mostra as curvas de valor constante do LCS.

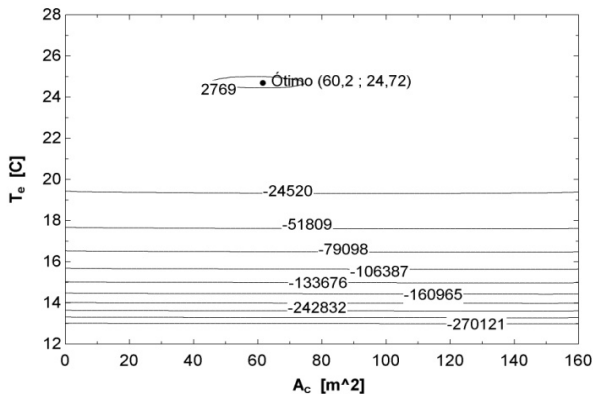


Fig 3. Curvas de LCS para diferentes áreas de coletores e Temperatura de evaporação da água no intercooler.

O modelo apresentado anteriormente foi programado no EES, onde usando o método de otimização SIMPLEX, encontra-se o ótimo para a área da superfície coletora e da temperatura do *intercooler*.

CONCLUSÕES

No exemplo aqui analisado, admitiu-se para COP_M um valor numérico próximo a unidade, número realista para ciclo de refrigeração operando entre -5°C e 40°C . No ótimo o COP_m atingiu valores da ordem de 4,3, enquanto que COP foi da ordem de 0,68, número comparável ao coeficiente de desempenho de chiller de absorção. Para o caso de custo $C_{E1} = \text{US\$ } 32/\text{GJ}$, $C_{F1} = \text{US\$ } 9/\text{GJ}$, $C_A = \text{US\$ } 150/\text{m}^2$, período da análise econômica igual a 20 anos, taxa de desconto igual a 8% e inflação igual a 3%, a área ótima resultou em 130 m^2 e a temperatura ótima em $24,72^{\circ}\text{C}$. A Fig. 3 nos mostra que o presente caso quanto maior a temperatura de operação do *intercooler*, maiores ganhos financeiros são obtidos. Essa situação é devida ao incremento no desempenho do sistema global, conforme evidenciado na Fig.2. Em outras palavras, para custo de energia elétrica fixo, maiores ganhos de capital, obtidos com a substituição do ciclo convencional pelo ciclo conjugado movido a energia solar e gás natural, resultam em soluções economicamente viáveis para maiores custos da energia do gás.

REFERÊNCIAS

- Sokolov, M. and Hershgal, D. (1993). Solar-powered compression-enhanced ejector air conditioner. *Solar Energy*, 51, 3, 183-194.
- Colle, S., and Vidal, H. (2004). Upper Bounds for Thermally Driven Cooling Cycles Optimization Derived from the f-phi Chart Method. *Solar Energy*, 76, 125-133.
- Vidal, H., Colle, S. and Pereira, G. S. (2006). Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 26, 663-672.
- Brandemuehl, M. J., and Beckman, W. A. (1979). Economic evaluation and optimization of solar heating systems. *Solar Energy*, 23, 1.
- Klein, S. A., and Beckman, W. A. (1979). A general design method for closed-loop solar energy systems. *Solar Energy*, 22, 269-282.
- Cardemil, J.M., Colle, S. (2012). A general model for evaluation of vapor ejectors performance for application in refrigeration, Energy Conversion and Management. In Press.
- Colle, S., Pereira, G. S, Vidal, H. and Escobar, R. (2008). On the validity of a design method for a solar assisted ejector cooling system. Aceito para publicação, *Solar Energy*.
- Colle, S., Vidal, H., Tapia, G. I. M. and Silva, A. J. G. (2003). Thermo-economic evaluation and optimization of solar assisted thermally driven cooling cycles-with irreversibility constraint. *Proceedings of Solar World Congress - ISES, Göteborg*.