

OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO EM TANQUE DE GELO COM EXPANSÃO DIRETA.

Oswaldo J. Venturini – osvaldo@iem.efei.br

Manuel da S. Valente de Almeida – manuelvalente@uol.com.br

Eli Silva – eli_silva@uol.com.br

Escola Federal de Engenharia de Itajubá – EFEI

Av BPS, 1303 CEP 37500-000 Itajubá – MG Brasil

***Resumo.** O objetivo deste trabalho é apresentar um modelo para simulação de sistemas de ar condicionado que utilizem termoacumulação em tanque de gelo com expansão direta, através do qual é possível otimizar o sistema de acumulação, de forma a minimizar o consumo de energia do sistema frigorífico, em função do perfil de carga térmica a que está sujeito o sistema de ar condicionado. O modelo apresentado utiliza dados de desempenho, de cada um dos equipamentos do sistema, obtidos diretamente de catálogos dos seus fabricantes.*

***Palavras-Chave:** Termoacumulação, Otimização e Expansão Direta.*

1. INTRODUÇÃO

A estrutura da tarifação elétrica existente pode onerar consideravelmente o consumidor que possui um perfil de carga com pontas acentuadas de demanda, o que é o caso dos usuários de sistemas de ar condicionado para conforto. A utilização de sistemas de termoacumulação de gelo pode ser uma solução para este problema, pois através destes sistemas pode-se conseguir redução da demanda e deslocamento de cargas ao longo do dia (Bhansali e Hittle, 1990). Com relação ao consumo de energia elétrica, Shan (1997) observa que este pode ser maior para os sistemas com termoacumulação, no entanto, devido a tarifação elétrica diferenciada, o gasto com a compra de energia elétrica é menor.

Os sistemas de termoacumulação podem ser divididos em duas categorias principais: sistemas de acumulação com expansão direta, onde o gelo é formado diretamente sobre os tubos do evaporador do equipamento frigorífico, e sistemas de expansão indireta, onde o equipamento frigorífico resfria, a temperaturas inferiores a 0 °C, uma solução aquosa, geralmente a base de etileno-glicol, que é utilizada para produzir gelo (ASHRAE, 1995).

Neste trabalho é apresentado um modelo para simulação de sistemas de termoacumulação com expansão direta, através do qual é possível otimizar o sistema de acumulação, de forma a minimizar o consumo de energia do sistema frigorífico, em função do perfil de carga térmica a que está sujeito o sistema de ar condicionado. O modelo apresentado, que é baseado no princípio termodinâmico de quase-equilíbrio, utiliza dados de desempenho, para cada equipamento do sistema, obtidos diretamente dos catálogos dos seus fabricantes.

2. MODELO MATEMÁTICO.

A instalação analisada neste trabalho é mostrada esquematicamente na Fig. 1. Como pode ser observado, o sistema é composto de compressor alternativo, condensador resfriado à água, válvula de expansão termostática, torre de resfriamento de contra corrente e tanque de água, dentro do qual existem serpentinas de cobre, que formam o evaporador de expansão direta do sistema frigorífico. A água resfriada, contida no tanque, é bombeada para o condicionador (fan-coil), onde é efetuado o resfriamento do ar para o sistema de condicionamento de ar.

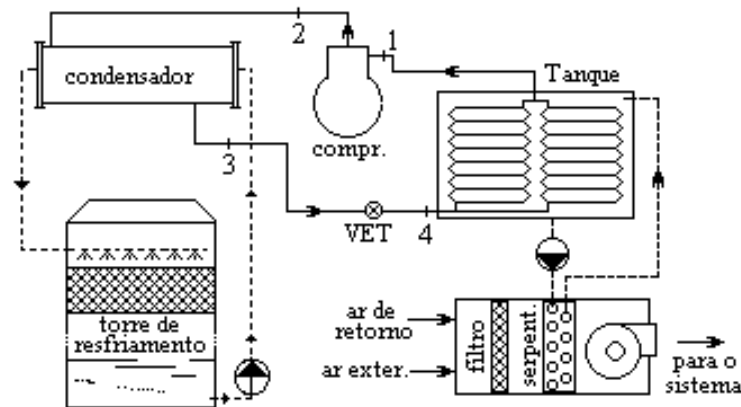


Figura 1 – Esquema da Instalação analisada.

Nas seções seguintes é apresentado o modelo matemático para cada componente do sistema de termoacumulação. Segundo Strand *et al.* (1994), nos sistemas de termoacumulação com expansão direta, o tanque de armazenamento e o evaporador da unidade frigorífica estão termodinamicamente acoplados, portanto deve-se modelá-los simultaneamente, o que é efetuado neste trabalho. Para facilitar a modelagem, admite-se ainda que a carga térmica é aplicada diretamente no tanque de água, isto é, o processo de resfriamento do ar no condicionador é tratado simplesmente como um fluxo de calor aplicado ao tanque de água.

2.1 Compressor

Um compressor frigorífico, por si só, não possui qualquer capacidade frigorífica, mas sim uma capacidade de promover uma vazão de refrigerante. A vazão mássica de refrigerante de um compressor alternativo é dada pela Eq.(1), onde v_1 é o volume específico do refrigerante na sucção do compressor, \dot{V}_d é o deslocamento volumétrico do compressor e η_{VR} o rendimento volumétrico, o qual pode ser calculado em função da relação de pressões no compressor (r_p) (Venturini *et al.*, 1999). A Eq. 2 fornece η_{VR} em função da relação de pressões, para o compressor utilizado nesta análise, tendo sido obtida a partir de dados de catálogo do fabricante.

$$\dot{m}_{refr} = \frac{\dot{V}_{des} \cdot \eta_{VR}}{v_1} \quad (1)$$

$$\eta_{VR} = 1,02439 - 0,06701 r_p + 0,00262 r_p^2 \quad (2)$$

Uma vez calculada a vazão mássica, podem ser calculadas a capacidade frigorífica (\dot{Q}_o) e a potência de eixo do compressor (\dot{W}_{eixo}), a partir das Eq. (3) e (4), onde h_4 e h_1 são as

entalpias específicas do refrigerante na entrada e saída do evaporador, respectivamente, h_2 é a entalpia específica do refrigerante na saída do compressor e η_g é o rendimento global do compressor, que varia entre 62% e 83% (Strand *et al.*, 1994).

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{refr} (h_1 - h_4) \quad (3)$$

$$\dot{W}_{eixo} = \frac{\dot{m}_{refr} (h_2 - h_1)}{\eta_g} \quad (4)$$

Em uma instalação de condicionamento de ar, sem acumulação de gelo, o sistema frigorífico opera na maior parte do tempo em condições de carga parcial. Assim, neste trabalho, quando é analisado o sistema sem termoacumulação, considera-se um controle de capacidade para o sistema frigorífico, efetuado pela desativação, em grupos de 2, dos 8 cilindros do compressor utilizado. Como parâmetro para o controle da capacidade, utiliza-se a temperatura da água no tanque, com um “set-point” de 7,0 °C. Para o sistema com termoacumulação, considera-se que o equipamento frigorífico sempre opera a plena carga.

Para o compressor operando com controle de capacidade, é utilizada a curva da Fig. 2, onde se tem a fração da potência a plena carga em função da fração da capacidade a plena carga, para cálculo da potência em condições de carga parcial (Leverenz & Bergan, 1983).

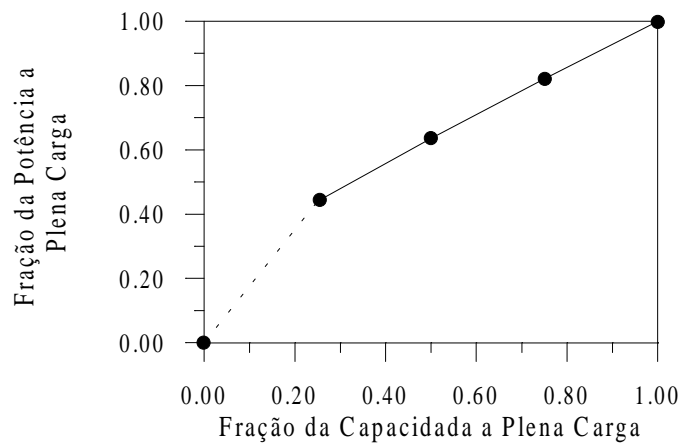


Figura 2 – Potência do compressor para cargas parciais.

2.2 Tanque-Evaporador.

O processo de transferência de calor da água contida no tanque, para o fluido frigorífico escoando no evaporador, pode ser representado esquematicamente pelo circuito equivalente mostrado na Fig. 3. Como pode ser observado, este circuito equivalente é composto pelas resistências térmicas da água no tanque (R_{ag}), dos tubos (R_{tubo}), do refrigerante (R_{refr}) e da camada de gelo (R_g), a qual se comporta como um potenciômetro, isto é, a sua resistência térmica aumenta à medida que há um aumento da espessura da camada do gelo, e vice-versa.

Com base no circuito equivalente da Fig. 3, são calculados o calor removido do tanque através do evaporador (\dot{Q}_{tq}), e o calor transferido da água para a superfície do gelo (\dot{Q}_g), ou para a superfície dos tubos, quando não houver gelo.

$$\dot{Q}_{tq} = \frac{(T_{sup} - T_o)}{R_{refr} + R_{tubo} + R_g} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_g = \frac{(T_{ag} - T_{sup})}{R_{ag}} \quad (6)$$

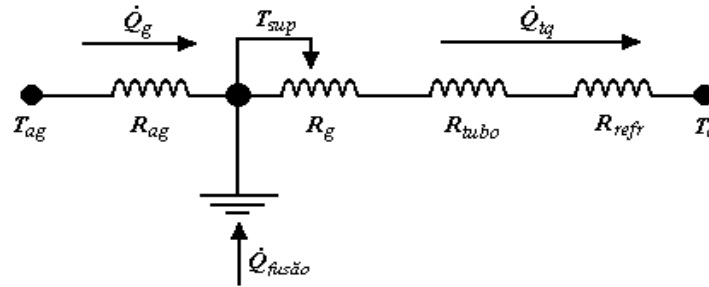


Figura 3 – Circuito térmico equivalente, para o conjunto tanque-evaporador.

Para o cálculo da resistência térmica do refrigerante, no interior dos tubos do evaporador, são utilizadas duas correlações para o coeficiente de convecção (α_i), uma para a região de escoamento com mudança de fase e a outra para a região de superaquecimento do fluido.

De acordo com Klimenco (1988), o coeficiente de convecção (α_i), para escoamento com mudança de fase, no interior de tubos, é dado pela Eq. (7), onde Re_q é o número de Reynolds equivalente para escoamento bifásico, Pr é o número de Prandtl, ρ é a massa específica, k é a condutividade térmica e L' é a constante de Laplace, definida pela Eq. (8).

$$\alpha_i = 0,087 \cdot Re_q^{0,6} \cdot Pr_l^{1/6} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{k_v}{k_l}\right)^{0,09} \cdot \frac{k_l}{L'} \quad (7)$$

$$L' = \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \quad (8)$$

Na Eq. (8) σ é a tensão superficial do refrigerante e g é a aceleração da gravidade, e os índices l e v , que aparecem nas Eq. (8) e (9) se referem à fase líquida e a fase vapor, respectivamente.

Para o cálculo do coeficiente de convecção na região de superaquecimento, é utilizada a Eq. (9), que define o número de Nusselt (Rahman *et al.*, 1995), onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido, Re é o número de Reynolds e f é o fator de atrito.

$$Nu = \frac{Re Pr}{X} \left(\frac{f}{8}\right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,25}$$

$$X = 1,07 + 12,7 \left(Pr^{2/3} - 1\right) \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \quad (9)$$

$$f = (1,82 \log(Re) - 1,64)^{-2}$$

O coeficiente de convecção da água, sobre os tubos do evaporador ou sobre o gelo, é calculado a partir da relação do número de Nusselt, proposta por Incropera e DeWitt (1990), mostrada na Eq. (10), onde Pr e Pr_s são os números de Prandtl calculados para a corrente livre e para a interface gelo/água, respectivamente.

$$Nu = 0,989 Re^{0,63} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (10)$$

Como o processo de transferência de calor não é uniforme ao longo do comprimento dos tubos do evaporador (L), este é dividido em várias seções de comprimento (ΔL), permitindo um cálculo mais detalhado do processo de transferência de calor no evaporador. Assim, considerando um intervalo de tempo (Δt), a variação do diâmetro da camada de gelo (ΔD_g), sobre uma secção do evaporador, pode ser calculada pela Eq. (11), onde D_g é o diâmetro da camada de gelo, ρ_g é a massa específica do gelo e r_L é a entalpia de solidificação da água.

$$\Delta D_g = \frac{(\dot{Q}_{tq} - \dot{Q}_g)}{r_L \pi D_g \rho_g \Delta L} \Delta t \quad (11)$$

A variação da temperatura da água contida no tanque, em um intervalo de tempo, pode ser calculada pela Eq. (12), onde \dot{Q}_T é a carga térmica aplicada ao sistema durante o intervalo de tempo considerado, cp_{ag} é o calor específico da água contida no tanque, M_{ag} e M_{gelo} são as massas de água e gelo existentes no tanque, respectivamente.

$$\Delta T_{ag} = \frac{(\dot{Q}_T - \dot{Q}_g)}{(M_{ag} - M_{gelo}) cp_{ag}} \cdot \Delta t \quad (12)$$

O modelo considera que a temperatura da água no tanque é homogênea e que a temperatura da superfície do gelo (T_{sup}), isto é, da interface gelo/água se mantém a 0 °C. Deve-se ressaltar também que quando o sistema frigorífico está desligado, o calor removido do tanque através do evaporador é igual a zero, e a energia para resfriamento é proveniente somente do gelo armazenado no tanque, o que resultará em um valor negativo para a variação do diâmetro obtido pela Eq. (11), indicando consumo de gelo (Venturini *et al.*, 1999).

2.2 Condensador

A representação precisa do comportamento de um condensador pode ser complexa, porque o vapor de fluido frigorífico entra no condensador superaquecido e, quando atinge o início da condensação, a fração de líquido e vapor varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido. Por outro lado, o calor cedido pelo refrigerante, é em grande parte absorvido pelo meio de resfriamento, no caso água, e em uma escala bem menor, transferido para o meio externo.

Para facilitar a representação matemática do condensador, o modelo utilizado baseia-se na determinação da sua capacidade por diferença unitária de temperatura (F_C) (Stoecker e Jones, 1985). A partir de F_C é então calculado o calor rejeitado no condensador, utilizando-se a Eq. (13), onde T_c é a temperatura de condensação e T_{a-e} é a temperatura da água na entrada do condensador.

$$\dot{Q}_c = F_c (T_c - T_{a-e}) \quad (13)$$

Para condições de fluxo mássico de água de resfriamento fora das condições de projeto, o valor de F_c varia em função da própria vazão de água de resfriamento (Venturini *et al.*, 1999). Assim, a Eq. (14) apresenta o valor de F_c em kW/°C, variando em função da vazão mássica

de água de condensação (\dot{m}_{a-c}), dada em kg/s, para o condensador utilizado nesta análise, sendo que esta equação foi obtida a partir de dados de catálogo do fabricante do condensador.

$$F_c = 0,37682 + 1,34356 \dot{m}_{a-c} - 0,19383 \dot{m}_{a-c}^2 \quad (14)$$

2.4 Torre de resfriamento

O desempenho de uma torre de resfriamento do tipo contra corrente, que é a utilizada nesta análise, é geralmente expresso em função do Número de Unidades de Transferência (NTU) (McQuinston, 1988). Para uma condição de operação da torre, o NTU pode ser calculado a partir da relação entre as vazões de água (\dot{m}_{a-c}) e ar (\dot{m}_{ar}) (Massafeli, 1991), como mostra a Eq. (15), que foi obtida a partir de dados do catálogo da torre.

$$NTU = 2,09179 - 0,81834 \left(\frac{\dot{m}_{a-c}}{\dot{m}_{ar}} \right) \quad (15)$$

Durante a simulação da operação de uma torre de resfriamento, são conhecidas a temperatura da água na entrada da torre e as vazões de ar e água, e deseja-se determinar a temperatura da água na saída da mesma. Para tal, utiliza-se neste trabalho o processo iterativo descrito por Stoecker e Jones (1985). Este processo consiste basicamente em se estimar um valor para a temperatura da água na saída da torre, e então calcular o NTU através da Eq. (16).

A equação (16) resulta de um processo numérico, onde a torre de resfriamento é dividida em diversos volumes diferenciais, de forma que a variação da temperatura da água (ΔT_a) em cada volume seja igual. Realiza-se em seguida o somatório da diferença de entalpia média para cada volume diferencial em que foi dividida a torre ($(h_i - h_{ar})_m$), sendo h_i a entalpia do ar saturado à temperatura da água, h_{ar} a entalpia do ar e cp_a o calor específico da água.

$$NTU = cp_a \Delta T_a \sum \frac{1}{(h_i - h_{ar})_m} \quad (16)$$

Se o NTU calculado pela Eq. (16) for maior que o NTU calculado pela Eq. (15), a temperatura da água na saída da torre deve ser aumentada, caso contrário a temperatura da água na saída da torre deve ser diminuída, efetuando-se em seguida novo cálculo do NTU. O procedimento pára quando o erro entre os valores do NTU, calculados pelas Eq. (15) e (16), for igual ou menor que a máxima tolerância admitida, que para o caso é $0,5 \cdot 10^{-3}$.

Segundo King e Potter (1998), a potência de um sistema de resfriamento de água de condensação, que utilize torre de resfriamento, pode ser calculada, de maneira aproximada, pela Eq. (17), onde os valores de \dot{W}_{eixo} e \dot{Q}_o devem ser utilizados em kW.

$$\dot{W}_{torre} = 0,025 (\dot{W}_{eixo} + \dot{Q}_o) \quad (17)$$

2.5 Válvula de expansão termostática.

A vazão de refrigerante através de uma válvula de expansão termostática operando completamente aberta, que é a condição encontrada nos catálogos dos fabricantes destes equipamentos, pode ser calculada pela Eq. (18), onde ΔP é a diferença de pressão operada pela válvula, ρ_3 é a massa específica do refrigerante na entrada da válvula, A_o é a área do orifício da válvula e Cd é o coeficiente de descarga do orifício. Embora o refrigerante que sai

da válvula seja uma mistura de líquido e vapor, a Eq. (18) pode ser utilizada, uma vez que o processo de vaporização se inicia após a passagem do fluido pela válvula.

O coeficiente K_a , que aparece na Eq. (18), varia principalmente em função da temperatura de vaporização do sistema (T_o) (Massafeli, 1991). Na Eq. (19), é dado o valor do coeficiente K_a , em m^2 , obtido a partir de dados de catálogo do fabricante da válvula de expansão utilizada neste trabalho.

$$\dot{m}_{refr-max} = Cd A_o \sqrt{2 \rho_3 \Delta p} = K_a \sqrt{2 \rho_3 \Delta p} \quad (18)$$

$$K_a = 0,5923 \cdot 10^{-5} + 0,8201 \cdot 10^{-5} T_o - 0,153610^{-9} T_o^2 \quad (19)$$

A vazão mássica de refrigerante através da válvula, para condições de operação com carga parcial, pode ser calculada pela Eq. (20) (Yassuda et al, 1983), onde ΔT_{ss} é o superaquecimento necessário para o início de abertura da válvula, ΔT_{os} é o superaquecimento para abertura máxima menos o de abertura inicial e, ΔT_{ops} é o superaquecimento de operação.

$$\dot{m}_{refr} = \dot{m}_{refr-max} \frac{\Delta T_{ops} - \Delta T_{ss}}{\Delta T_{os}} \quad (20)$$

3. RESULTADOS

A solução do sistema de equações formado pelo modelo matemático dos equipamentos individuais, mostrados acima, isto é, a solução do sistema formado pelas Eq. (1) a (3), (5), (6), (11), (13) a (16), (19) e (20), foi efetuada pelo método da bisseção e substituição sucessiva. Neste trabalho foi utilizado como fluido frigorífico o R-22, no entanto, outros refrigerantes podem ser utilizados, bastando para isto a substituição da rotina para cálculo das propriedades do refrigerante, que podem ser facilmente obtidas (Almeida, 1995).

Na Fig. 4, é mostrado o tempo para a produção de 7000 kg de gelo, para diferentes capacidades do compressor, mantendo-se fixa a área de transferência de calor do evaporador. A massa de água contida no tanque, no início da fabricação do gelo, é de 12500 kg à temperatura de 5 °C. Como pode ser observado, à medida que a capacidade diminui, o tempo para a produção do gelo aumenta. Na Fig. 4, a capacidade do compressor se refere à condição de 29 °C para a temperatura da água na saída da torre, e 0 °C para a de vaporização, sendo que neste trabalho esta condição será a referência para expressar a capacidade dos sistemas. É importante observar que durante a fabricação do gelo, a temperatura de vaporização diminui, e conseqüentemente a capacidade frigorífica também diminui.

No sistema de termoacumulação considerado, o equipamento frigorífico, que possui capacidade inferior à necessária para atender à carga térmica, opera durante a noite produzindo gelo. O gelo produzido durante o período noturno, é utilizado para complementar a capacidade do equipamento frigorífico de modo a atender a carga térmica nos horários fora de ponta, e para atender totalmente a carga térmica durante o período de ponta, quando o equipamento frigorífico é desligado. Assim, considerando que o horário de ponta das concessionárias de energia elétrica compreende o período entre as 17:30 e 20:30 horas, o tempo máximo de funcionamento do sistema frigorífico deve ser de 21 horas/dia.

Com relação à área da superfície de troca de calor do evaporador, para uma mesma capacidade do equipamento frigorífico, o tempo de produção de gelo diminui à medida que a área aumenta. Segundo Moore (1997), devido a fatores relacionados ao espaçamento dos tubos no evaporador e às dimensões do tanque, deve-se restringir a relação entre a área do evaporador e a máxima energia armazenada a valores entre 0,11 e 0,18 m^2/kWh .

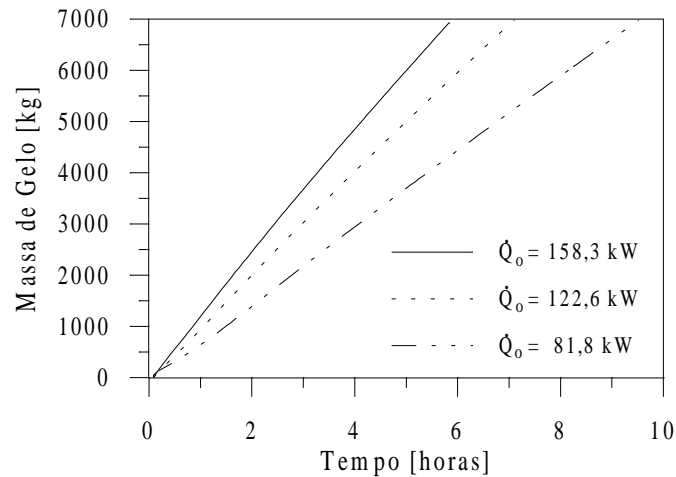


Figura 4 – Tempo necessário para a produção de 7000 kg de gelo.

A última restrição que se faz ao modelo apresentado, é o fato de que a capacidade frigorífica obtida pela simulação deve ser atendida por um compressor disponível no mercado. O modelo apresentado pode ser então utilizado para otimizar sistemas de termoacumulação de gelo, através da determinação da área do evaporador e de um compressor, que acoplados resultam num mínimo consumo de energia do sistema, como mostrado abaixo.

O sistema de ar condicionado analisado opera das 8:00 as 20:00, e esta sujeito à carga térmica mostrada na Fig. 5, numa localidade onde a temperatura de bulbo úmido ambiente se mantém em 26 °C. Para que a carga térmica deste sistema seja atendida, sem armazenamento de gelo, deve-se utilizar um compressor com capacidade frigorífica igual a 158 kW, na condição de referência, cuja potência de acionamento é de 39,5 kW. O consumo deste sistema, já incluindo o subsistema de resfriamento de água de condensação, é de 316 kWh/dia durante o período fora de ponta, e 99,8 kWh/dia para o horário de ponta.

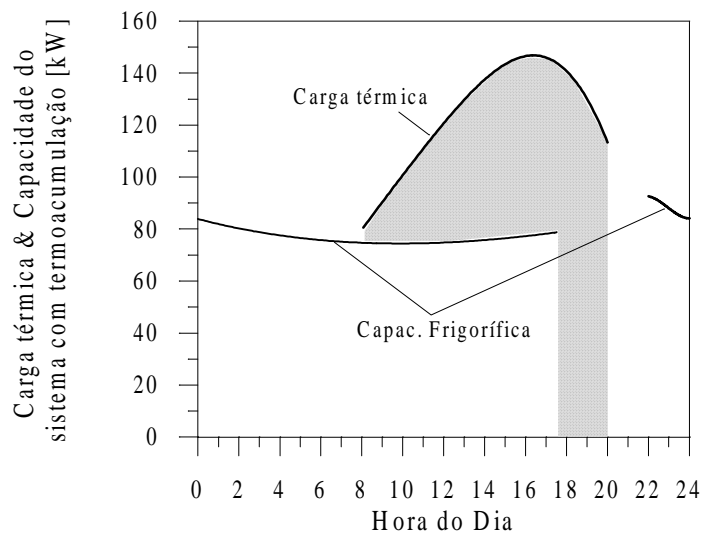


Figura 5 – Carga térmica e Capacidade frigorífica do sistema.

A Fig. 6 mostra o consumo de energia do sistema com termoacumulação, para duas capacidades do compressor, disponíveis no mercado, em função da área do evaporador. A faixa de valores apresentados para a área do evaporador está limitada pelas restrições mencionadas acima. Como pode ser observado, o menor consumo de energia ocorre para a menor capacidade frigorífica. Com base na Fig. 6 e visando o menor consumo, adota-se para o sistema de termoacumulação, o compressor com capacidade frigorífica de 94,8 kW, na

condição de referência, cuja potência de acionamento é de 30 kW, e área da superfície de transferência de calor do evaporador igual a 123 m², o que resulta numa relação entre a área do evaporador e a energia armazenada de 0,149 m²/kWh. O tempo de operação deste sistema é de 19,5 horas/dia, sendo que devem ser produzidos 8925 kg de gelo, durante a noite. A variação da capacidade frigorífica do sistema durante um ciclo de funcionamento pode ser observada na Fig. 5, sendo que a área sombreada desta figura representa a energia que deve ser armazenada, na forma de gelo.

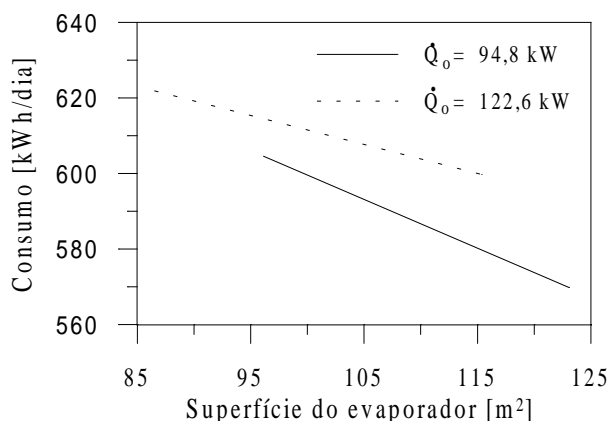


Figura 6 – Consumo do sistema com termoacumulação.

Na Tabela 1, é comparado o consumo e a demanda para os sistemas com e sem termoacumulação, sendo que estes valores incluem o compressor, e o subsistema de resfriamento de água de condensação. A tarifa considerada foi de 100,69 R\$/MWh e 16,58 R\$/kW, para consumo e demanda, respectivamente, no horário de ponta, e 45,71 R\$/MWh e 8,12 R\$/kW, para consumo e demanda, respectivamente, no horário fora de ponta, sendo estes valores típicos de um período úmido.

Tabela 1. Consumo e demanda para os sistemas considerados.

	Fora de Ponta		Ponta		Gasto para 01 mês.
	Consumo	Demanda	Consumo	Demanda	
Sem termoacumulação	316 kWh/dia	45,4 kW	99,8 kWh/dia	45,4 kW	R\$ 1856,17
Com termoacumulação	569 kWh/dia	34,4 kW	-	-	R\$ 1060,69

4. CONCLUSÕES

O modelo apresentado, apesar da sua simplicidade, pode ser utilizado para analisar o comportamento de sistemas de termoacumulação, e tem como principal vantagem o fato de serem utilizados dados de desempenho, dos equipamentos individuais do sistema, obtidos diretamente dos seus fabricantes. A única exceção é com relação ao conjunto tanque-evaporador, para o qual é necessário conhecer a área de troca de calor do evaporador.

O modelo, quando submetido às restrições de tempo de operação, relação entre área do evaporador e máxima energia armazenado, e compressores disponíveis no mercado, pode facilmente identificar a configuração do sistema que resulta no menor consumo de energia elétrica, definindo parâmetros importantes do sistema. A Fig. 6 indica uma tendência ao menor consumo, dos sistemas com menor capacidade e maior área do evaporador, considerando as restrições impostas.

Mesmo não considerando uma análise do consumo ao longo do ano e de custos para a instalação do sistema, que é o objetivo final do trabalho que vem sendo realizado, ficam evidentes os benefícios dos sistemas de termoacumulação, quando analisada a Tabela 1, onde

foi constatada uma redução de consumo e demanda no horário de ponta, levando a uma redução significativa do gasto com energia elétrica. Deve-se observar que nesta análise não foi considerado o consumo e a demanda das bombas de água gelada, que devem estar operando no horário de ponta, para ambos os sistemas.

REFERÊNCIAS

- Almeida, A. M. 1995, Desenvolvimento de software para simulação de sistemas industriais típicos, Relatório Final do Programa de Bolsas de Iniciação Científica - CNPq, EFEI.
- ASHRAE, 1995, Handbook: Heating, Ventilating and Air-Conditioning Applications, ASHRAE, Atlanta, GA, Cap. 40.
- Bhasali, A. & Hittle, D. C., 1990, Estimated energy consumption and operation cost for ice storage systems with cold air distribution, ASHRAE Transactions, part I, pp. 418-427.
- King, D. J. & Potter, R. A. 1998, Description of a steady-state cooling plant model developed for use in evaluating optimal control of ice storage systems, ASHRAE Trans., pp. 42-53.
- Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 1990, Introduction to Heat Transfer, J. W. & Sons, N. York.
- Klimenko, V. V., 1988, A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 31, No. 3, pp. 541-542.
- Leverenz, D. J. & Bergan, N. E., 1983, Development and validation of reciprocating chiller model for hourly energy analysis programs, ASHRAE Transac., vol. 89, pp. 156-174.
- Massafeli, N., 1991, Análise da dinâmica de resfriamento de instalações frigoríficas para carne bovina, Dissertação de Mestrado, EFEI, Itajubá – MG.
- McQuinston, F. C. and Parker, J. D., 1988, Heating, ventilating and air conditioning, J. Wiley & Sons, New York.
- Moore, G., 1995, Optimization of ice storage process for air conditioning systems, ASME Transactions, pp. 236-241.
- Rahman, A. A., Castro F. e Tinaut, F. V., 1995, Modeling of an air conditioning evaporator with calculation of refrigerant pressure drop”, Anais do CIAR, vol. 2, pp. 163-168.
- Shan, S. L., 1997, Feasibility study on using cooling capacitance from ice storage system to save energy costs of operating chiller ac system, Proceedings of the ASME, Advanced Energy Division, vol. 37, pp. 365-370.
- Stoecker, W. F. & Jones, J. W., 1985, Refrigeração e Ar Condicionado, McGraw-Hill, SP.
- Strand, R. K., Pedersen, C. O., Coleman, G. N., 1994, Development of direct and indirect ice-storage models for energy analysis calculations, ASHRAE Trans., vol. 2, pp 1230-1244.
- Yassuda, H., Touber, S. e Machielsen, C. H. M., 1983, Simulation model of a vapor compression refrigeration system, ASHRAE Transactions, part 2A, pp. 408-425.
- Venturini, O. J., Valente, M. S. & Silva, E., 1999, Modelo computacional para la simulación de sistemas de aire acondicionado con termoacumulacion, Información Tecnológica, vol. 10, nº 2, pp. 273-280.

OPTIMIZATION OF AN ICE-ON-COIL THERMAL STORAGE SYSTEM.

Abstract. *The aim of this work is to present a computational model for simulation of a thermal storage air conditioning system, through which is possible to optimize the ice-on-coil storage tank. The storage process is optimized by minimizing the amount of energy consumption of the refrigeration system, in function of the load profile. The required simulation data, for each component of the system, can be obtained directly from manufacturer catalogues.*

Keywords: *Thermal storage, Optimization and Direct Expansion.*