

**APLICAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM FLUIDO SECUNDÁRIO
TERMOACUMULADO PARA CÂMARA DE ESTOCAGEM DE ALIMENTOS**

JULIANO JOSÉ FIORI¹, MARCIU JOSÉ RENO², NATÁLIA BELCHIOR³,
VIVALDO SILVEIRA JÚNIOR⁴

RESUMO

A utilização racional da energia é, atualmente, uma preocupação mundial. A refrigeração destaca-se como sendo grande consumidora de energia elétrica, devido principalmente aos compressores. Durante o horário de pico, que corresponde a três horas do dia (das 18:00 as 21:00), há a possibilidade dos sistemas de refrigeração serem desligados, utilizando-se a energia a baixa temperatura que foi termoacumulada durante o período fora de pico, podendo resultar em investimento fixo e custo variável menores, justificando o objetivo principal deste estudo. A curva típica de carga térmica de uma câmara fria foi estudada e construiu-se uma instalação de fluido secundário (solução de propileno glicol) de um sistema de refrigeração (*chiller*) à câmara, adequando-se trocadores de calor, tanques, isolamento térmico e instrumentação necessária. A estratégia de termoacumulação privilegiou o calor sensível, isto é, sem mudança de fase. Os ensaios realizados com o sistema construído e a estratégia de calor sensível mostraram que são eficientes para manter a temperatura da câmara abaixo de 5 °C durante três horas no horário de pico, racionalizando a curva de demanda térmica.

Palavras-chaves: Capacidade Excedente de Refrigeração, Termoacumulação, Calor sensível, Carga Térmica.

INTRODUÇÃO

Os equipamentos de refrigeração possuem uma importante aplicação na indústria de alimentos e setores relacionados. Em muitas indústrias e supermercados os sistemas de refrigeração contribuem com o maior consumo energético da empresa. No horário de pico (ou de ponta), definido como o período compreendido entre 18:00 e 21:00, o consumo de energia elétrica é muito mais alto comparando-se ao dos outros horários, além da tarifa cobrada ser maior (CPFL, 2007). Assim, a economia de energia elétrica no horário de pico é desejável.

Uma estratégia interessante para racionalização de energia em sistemas frigoríficos é a termoacumulação, definida como sendo um sistema convencional de refrigeração que estoca energia térmica à baixa temperatura em gelo, água gelada ou algum outro material. Essa estratégia tem como objetivo a racionalização da demanda elétrica no período de pico, através do deslocamento de carga de resfriamento para períodos fora de pico, nos quais a tarifa elétrica é menor (WULFINGHOFF, 1999). De acordo com MacCracken (2004), o resfriamento de líquido em períodos fora de pico utiliza eletricidade de baixo custo, a qual possui geração mais eficiente e limpa, claramente podendo ser qualificada como uma tecnologia verde. Bancos de gelo ou outros sistemas e termoacumulação não só podem reduzir até pela metade os custos operacionais, como também podem diminuir substancialmente o desembolso de capitais, quando os sistemas são adequadamente projetados para novos edifícios comerciais e industriais. Como regra geral, a capacidade do compressor ou *chiller* de um sistema de estocagem parcial pode ser dimensionada para 60% da carga necessária no pico de capacidade frigorífica (GATLEY, 1987).

Uma desvantagem dos sistemas de bancos de gelo comparado a *chillers* é que menores temperaturas de evaporação precisam ser empregadas, o que resulta em redução no coeficiente de performance (COP), aumentando o uso de energia elétrica por unidade de efeito frigorífico (FINER et al., 1993).

¹ Doutorando em Engenharia de Alimentos, DEA/FEA/UNICAMP, jufiori@fea.unicamp.br

² Doutorando em Engenharia de Alimentos, DEA/FEA/ UNICAMP, mjreno@fea.unicamp.br

³ Mestranda em Ciência dos Alimentos, DCA/UFLA, natbelchior@gmail.com

⁴ Professor , DEA/FEA/UNICAMP, vivaldo@fea.unicamp.br

Assim, o objetivo deste trabalho foi analisar a curva típica de carga térmica em uma câmara de estocagem de produtos resfriados (temperatura acima de 0 °C), verificando a aplicabilidade e economia de energia vinculada à utilização de um sistema com fluido secundário e termoacumulação utilizando calor sensível.

MATERIAL E MÉTODOS

O estudo foi realizado nas instalações do Laboratório de Controle de Processos de Alimentos (LACPA) da Faculdade de Engenharia de Alimentos (FEA) da Unicamp.

O trabalho prático foi iniciado estudando-se a carga térmica numa câmara de refrigeração (marca Moduloc Dânica[®], dimensões externas de 1.750x2.100x2.450 mm, isolante de espuma de poliuretano de 70 mm. Unidade de refrigeração *plug-in* (marca Kit Frigor[®], modelo KFN 100, compressor hermético, fluido refrigerante R-22, potência 1.200 W), localizada internamente a um prédio, durante um período de 24 horas para que fosse possível dimensionar um tanque acumulador de energia térmica a baixa temperatura.

O cálculo teórico da carga térmica foi realizado utilizando o método do balanço de energia, (DOSSAT, 2002), considerando os calores infiltrados por transmissão, infiltração, equipamentos, iluminação e pessoas. Paralelamente ao estudo teórico da carga térmica, os dados reais do comportamento da temperatura externa e interna da câmara auxiliaram o cálculo prático da carga térmica (Equação 1), bem como a estimativa da capacidade do tanque de termoacumulação.

$$Q_{Dia} = \dot{Q}_0 \sum_{i=0}^N \Delta t_i \quad (1)$$

Onde Q_{Dia} é a quantidade de energia (kJ) utilizada durante o período de experimento, \dot{Q}_0 é a capacidade frigorífica do equipamento e t é o tempo em que este permanece ligado.

A temperatura externa foi monitorada através de registradores de dados compactos com diagnóstico em campo (data loggers) Testo[®] 175. A temperatura interna da câmara e as temperaturas de entrada e saída foram medidas por sensores de temperatura tipo Pt100.

Realizou-se a montagem de uma linha em tubos de aço carbono com isolamento em uma linha de fluido secundário (solução de propileno glicol) de uma unidade frigorífica de resfriamento de líquido (*chiller*) até a câmara frigorífica, instalando um trocador de calor aletado com convecção forçada em seu interior, bem como todos os acessórios necessários. Foi acrescido um reservatório isolado de fibra de vidro com capacidade para 2.000 L de fluido, marca Fortlev[®], instalado em uma plataforma de alvenaria localizada externamente.

O ensaio realizado com o sistema completo é caracterizado pela operação somente com fluido secundário e a unidade frigorífica desligada, testando a estratégia de operação com equipamento continuamente, evitando liga e desliga, de tal forma a racionalizar o consumo de energia e utilizar a energia excedente termoacumulada no horário de pico, durante o qual o *chiller* também foi desligado.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Avaliação da carga térmica e demonstração da ociosidade da aplicação

O sistema de refrigeração original possui uma capacidade nominal de 1.878 kcal/h (conforme catálogo). O cálculo teórico com todas as suas considerações mostrou que a carga térmica a ser suprida é de 0,9 kW (ou 760 kcal/h), portanto menor que o dado do catálogo, mostrando um possível superdimensionamento para a câmara de estocagem. Assim, a manutenção da temperatura interna é feita por ciclos de acionamentos e desligamentos (controle liga-desliga), indicando que o sistema opera com parte da capacidade frigorífica ociosa.

Com a câmara de estocagem fechada, não considerando as perturbações na carga térmica, mas apenas a transmissão como o fator mais importante, então, a temperatura do ar externo tem grande influência na quantidade de calor trocado através das paredes da câmara. Apesar da temperatura

interna da câmara não ser exatamente constante, pode-se fazer essa consideração para uma faixa de valores, já que a variação que ela sofre é aproximadamente desprezível. A partir dos dados obtidos e tratados, considerando-se os períodos ligados e desligados e a capacidade frigorífica da unidade frigorífica plug-in dada em catálogo, calcula-se a média da capacidade frigorífica como se o sistema estivesse operando a uma capacidade constante dentro de um intervalo especificado. No caso estudado, foi utilizado o período de uma hora e graficou-se 24 pontos (das 24 horas do dia), que são mostrados na Figura 1.

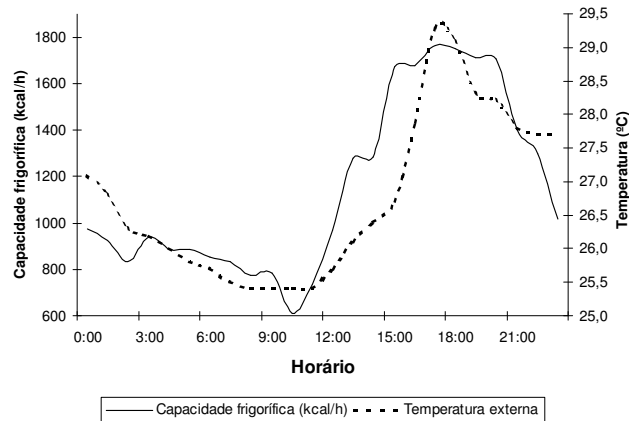


Figura 1 – Histórico da temperatura do ar externo durante o dia e da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão.

Assim, confirma-se a proposição de que a transmissão de calor é variável durante o dia e é diretamente proporcional à variação da diferença de temperatura entre o ambiente e a câmara.

Se o equipamento de refrigeração é dimensionado e instalado para suprir a carga térmica do período mais quente do dia (geralmente das 12:00 as 18:00), em outros períodos, ele operaria com capacidade ociosa. Se a potência elétrica nominal da unidade frigorífica plug-in é de 1,2 kW e essa consome em média, metade desse valor, conforme os dados coletados, então, o equipamento já opera com capacidade ociosa.

Apesar de nenhum dado de pressão e temperatura do refrigerante primário da unidade frigorífica plug-in (R-22) haver sido coletado, pode-se supor que para manter a temperatura da câmara em 2 °C, a temperatura de evaporação foi de -3 °C. Desta forma, um novo sistema denominado “*pseudo-chiller*”, que seria um equipamento de mesma capacidade frigorífica que a unidade plug-in, deveria apresentar uma temperatura de evaporação menor, considerada -10 °C, para efeito de cálculo simulatório. Considerando uma temperatura de condensação de 40 °C, um superaquecimento de 6 °C e utilizando o software CoolPack®, pode-se construir os ciclos frigoríficos e obteve-se os dados termodinâmicos.

Utilizando uma equação reduzida do balanço de energia, conforme mostrado na Equação 2, pode se encontrar a vazão mássica de refrigerante requerida para suprir a carga térmica da câmara, considerando uma operação a 100% da capacidade (1.878 kcal/h).

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta\hat{H} \quad (2)$$

Onde \dot{Q} é a capacidade frigorífica da unidade frigorífica plug-in (1.878 kcal/h); \dot{m} é a vazão mássica de refrigerante (kg/s) e $\Delta\hat{H}$ é a variação de entalpia de evaporação (kJ/kg).

Assim:

$$1.878 \frac{kcal}{h} \frac{1h}{3.600s} \frac{4,184kJ}{1kcal} = \dot{m} 158,8 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m} = 0,014 kg / s$$

Utilizando a Equação 3, estimou-se o deslocamento volumétrico para as condições consideradas (temperatura de evaporação $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura de condensação $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e capacidade frigorífica de 1.878 kcal/h).

$$\dot{V} = v\dot{m} \quad (3)$$

Onde \dot{V} é o deslocamento volumétrico de refrigerante (m^3/s) e v é o volume específico do refrigerante (m^3/kg).

Então:

$$\dot{V} = 0,053 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} 0,014 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{V} = 7,35 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Considerando que o mesmo equipamento resfriando primeiramente o fluido secundário com as condições operacionais de temperatura de evaporação $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e temperatura de condensação $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, e que o deslocamento volumétrico útil de refrigerante seja igual em ambos os casos, pode-se estimar que a redução da capacidade frigorífica foi de 22% , aproximadamente.

Dados do ciclo com redução na temperatura de evaporação:

$$v = 0,067 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\Delta\hat{H} = 156,0 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}}{v} \Delta\hat{H}$$

$$\dot{Q} = \frac{7,35 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}}{0,067 \text{ m}^3 / \text{kg}} 156,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 0,011 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 156,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{Q} = 1.470 \text{ kcal} / \text{h}$$

Assim, o ciclo de refrigeração para o resfriamento de fluido secundário, reduziu sua capacidade frigorífica em 22% .

$$\% \text{ redução} = \frac{Q_{-3^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}} - Q_{-10^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}}}{Q_{-3^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}}} \cdot 100 = \frac{1.878 - 1.470}{1.878} \cdot 100 = 22\%$$

Fazendo uma analogia com a Figura 1, agora considerando a capacidade frigorífica variável para a aplicação, obtém-se o diagrama da Figura 2.

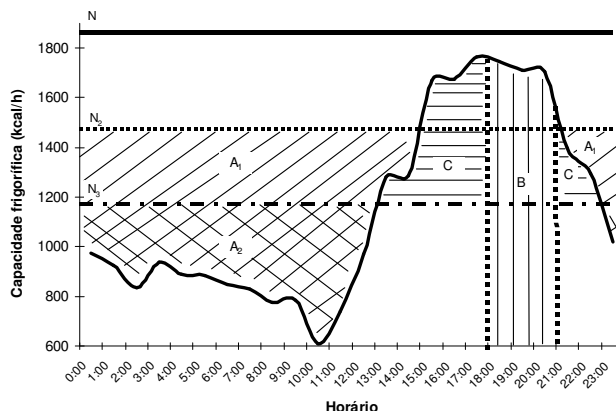


Figura 2 – Histórico da capacidade frigorífica relativa à carga térmica de transmissão (kcal/h).

Considerando a hipótese de que a aplicação tenha sido dimensionada para a potência nominal N da Figura 2 e se fosse utilizado o mesmo sistema de refrigeração para um segundo, operando com fluido secundário, no qual é necessária a redução da temperatura de evaporação do fluido primário e conseqüentemente uma diminuição da capacidade frigorífica nominal para um valor abaixo da nominal, ou seja N_2 , então a energia excedente diária, E_A , (dada pela área A_1 , área sob a linha N_2 e sobre a curva de potência modulada elétrica) seria suficiente para que não houvesse operação no horário de pico, uma vez que o estoque de energia à baixa temperatura seria sobressuficiente para a demanda térmica no período de pico e em outros períodos, com um consumo de energia dado pela área B, ou seja, $E_{A1} > E_B$.

Em adição, é possível pressupor que para um dimensionamento racional da aplicação, seria possível dimensionar um sistema de refrigeração com capacidade frigorífica ainda menor (N_3), com o propósito de que a energia excedente A_2 , suprisse as necessidades de B e C.

Comprovação da possibilidade de operação racionalizada, utilizando energia termoacumulada em carga parcial

Como a capacidade de 2.000 kg de propileno glicol do tanque que foi instalada não comportaria uma estratégia de carga total (12 h de operação noturna de termoacumulação para 12 h de descarregamento), o teste foi realizado apenas para a estratégia parcial, com descarregamento no horário de pico, no qual a tarifa elétrica é maior.

Partindo-se da câmara já resfriada, com a estabilização da temperatura, verifica-se que a operação com fluido secundário mantém a temperatura da câmara abaixo de 5 °C, indicando que a estratégia de termoacumulação sensível em carga parcial pode apresentar um bom desempenho quando operada continuamente, isto é, com o compressor ligado em período fora de pico, alimentando o trocador de calor da câmara e a energia excedente sendo termoacumulada no tanque, para ser descarregada no período de tarifa elétrica maior, como é o caso do período de pico.

Quando o sistema opera em regime contínuo, como é o caso alcançado durante a coleta de dados para o teste, a temperatura interna da câmara é mantida aproximadamente constante durante as 24 horas, que tem início as 21:00 de um dia. Essa convenção é devido ao *chiller* estar operando a partir das 21:00 do dia anterior até as 18:00 do dia seguinte, ficando desligado nas três horas de pico (18:00 as 21:00). Durante o horário de pico, a temperatura da câmara, que estava em 3,5 °C, atinge um máximo de 5,5 °C exatamente no tempo final de descarregamento. Com o reacionamento do *chiller*, a temperatura tende a cair novamente, reiniciando mais um ciclo de operação.

CONCLUSÃO

De posse dos dados obtidos, pode-se inferir que o sistema instalado apresenta superdimensionamento para a aplicação estudada. Esse fato é bastante evidenciado pelo valor teórico calculado para a carga térmica (0,9 kW) em comparação ao dado de catálogo (1,2 kW), além do constante acionamento e desacionamento do compressor da unidade.

Sendo assim, existe uma ociosidade de operação para os sistemas com fluido primário em que não há possibilidade de termocumular a energia. Aliado a esse fato, o sistema necessita operar no horário de pico, no qual a tarifa elétrica é maior.

Partindo desse pressuposto, uma instalação com fluido secundário, como a que foi construída resultaria em melhor utilização da energia elétrica e térmica, mantendo uma reserva dessa última nos períodos do dia em que é mais vantajoso economicamente fazer uso reduzido da primeira, isto é, mantendo o compressor desligado.

O estudo realizado nas curvas de demanda considerando o equipamento com redução de capacidade em relação a um previamente dimensionado (*pseudo-chiller*) mostram claramente que um sistema operado continuamente em sua capacidade máxima e termoacumulando a energia excedente pode resultar numa melhor distribuição do consumo de energia elétrica durante o dia, resultando em economia financeira, já que as tarifas empregadas em horário de pico são maiores que nos outros períodos do dia.

REFERÊNCIAL BIBLIOGRÁFICO

COOLPACK, A Collection of Simulation Tools for Refrigeration, Technical University of Denmark – Department of Mechanical Engineering, v 1.46, <<http://www.et.dtu.dk/CoolPack>>.

CPFL ENERGIA. Dicas de economia e energia elétrica. Porque é importante evitar usar energia no horário de pico. Disponível em <http://agencia.cpfl.com.br/portal-servicos/piratininga/dicas_economia.asp#11>. Acesso em 06 de agosto de 2007.

DOSSAT, R. J. **Principles of refrigeration**, Upper Saddle River: Prentice Hall, 2002.

FINER, S. I; CLELAND, A. C; LOVATT, S. J. Simple mathematical model for predicting the transient behaviour of an ice-bank system, **International Journal of Refrigeration**, n.16 v.5, p.312-320, 1993.

GATLEY, D. P. Cooling thermal storage, **Heating, Piping and Air Conditioning**, n.59 v.4, p.73-83, 1987.

MACCRACKEN, M. M. Thermal energy storage myths, **Energy Engineering**, n.101 v.4, p.69-80, 2004.

WULFINGHOFF, D. R. **Energy efficiency manual**, Wheaton: Energy Institute, 1999, p.