

(S9-P11)

DESENVOLVIMENTO DE INTERFACE HOMEM MÁQUINA PARA CONTROLE INTELIGENTE DE PROCESSOS DE RESFRIAMENTO COM AR FORÇADO VISANDO ECONOMIA DE ENERGIA

BÁRBARA TERUEL⁽¹⁾ e NELSON CAPPELLI⁽²⁾

⁽¹⁾Faculdade de Engenharia Agrícola. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, UNICAMP
CEP. 13083-970. Brasil. Tel: 53-19-3521-1082, Fax: 53-19-3521-1005

E-mail: barbarat@agr.unicamp.br.

⁽²⁾Faculdade de Engenharia Agrícola/UNICAMP. Brasil

Palavras chave: produtos agrícolas - massa de produto - vazão de ar - potência útil

RESUMO

Apresenta-se o desenvolvimento de um equipamento microprocessado, com saída de corrente para o controle inteligente de um inversor de frequência. Através de programação, o usuário pode definir a massa a ser resfriada em kilogramas de produto. O equipamento calcula através de um polinômio pré-estabelecido (programável), a frequência na qual o inversor deverá operar e que corresponderá a uma vazão de ar específica dentro dos limites de projeto. A faixa de frequência de operação também é programável. O equipamento foi instalado num sistema de resfriamento com ar forçado, estimando-se pelo cálculo da variação da potência útil mecânica, uma economia de energia da ordem de 82%, com uma rotação equivalente a 56% da nominal do ventilador, proporcionando, desta forma, uma economia significativa no custo de operação do sistema.

ABSTRACT

The work presents the development of a human-computer interface equipment featuring a 4 -20 mA current output and interface relay with a frequency inverter. By using keys, the user is able to define, in kilograms, the mass to be cooled. Through a predefined (adjustable) polynomial, the equipment estimates the inverter frequency, which corresponds to the recommended air flow. The operation frequency range is also configurable. The equipment was installed in a forced-air cooling system and, according to the variation of the useful mechanical power, with an energy saving of up to 82% for the 56% of the installed ventilator nominal rotation. Thus, the system operational costs are reduced and the air rate is kept within the predefined range, meeting the cooling time and product quality requirements.

INTRODUÇÃO

O tema da eficiência energética é de grande importância nos tempos atuais. Particularmente no Brasil, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), lançou a meta de que até 2015 deverão ser economizados 130 bilhões de kWh, e segundo este programa, a refrigeração é responsável pelo consumo de um terço de toda a energia produzida no mundo.

O Brasil, um país de clima tropical com temperaturas médias altas, quase o ano todo, não pode prescindir de sistemas de refrigeração para a conservação de seus produtos hortícolas. Esta realidade além das rígidas normas que os países importadores impõem e, o

apelo por alimento seguro, apontam para um cenário em que os investimentos nos sistemas de refrigeração tendem a crescer nos próximos anos.

Após a colheita, o resfriamento rápido deve ser o primeiro passo a ser dado para a conservação dos produtos. Este tipo de resfriamento além de garantir melhor qualidade dos produtos, permite reduzir a quantidade de energia que é gasta durante o armazenamento em câmaras frigoríficas (ASHRAE, 1994). Resultados de experimentos realizados avaliando diferentes sistemas de resfriamento demonstram que depois daqueles à água gelada e vácuo, o mais eficiente é o que utiliza ar forçado (FRASER, 1991; BROSNAN & WEN, 2001; KADER, 2002).

Produtos hortícolas para consumo fresco, resfriados em sistemas com ar forçado, têm sua vida útil prolongada em função da diminuição rápida da temperatura até patamares recomendados para cada tipo de produto. Adiado, desta forma, o desenvolvimento de microorganismos, e diminuindo o processo de respiração e de transpiração, os quais são responsáveis pelo rápido amadurecimento e conseqüente perda de qualidade dos frutos (CASTRO et al, 2005).

Os sistemas de resfriamento rápido com ar forçado são dimensionados estabelecendo uma vazão de ar que deve passar pelos produtos, selecionando então o ventilador atendendo à vazão total de ar necessária para o resfriamento e também às perdas de carga que são esperadas no processo. Vários trabalhos têm estudado a relação custo-benefício entre a vazão de ar o tempo de resfriamento e qualidade do produto resfriado, sempre considerando que a vazão de ar deve estar entre 0,001 a 0,006 m³ s⁻¹ por kg de produto a resfriar. Vazões acima do recomendado podem provocar, além do aumento do custo de energia elétrica, aumento da transferência de massa, o que se reflete em perdas de peso dos produtos (BAIRD et al., 1985; ARIFIN & CHAU, 1988; TALBOT & CHAU, 1992; FRASER, 1991; BROSNAN & WEN, 2001; KADER, 2002; CASTRO et al, 2005).

Os sistemas existentes atualmente funcionam de acordo com a vazão de ar escolhida para a quantidade de produto a resfriar. Mas se a quantidade de produto for diferente daquele valor considerado no dimensionamento do ventilador, o sistema de ar forçado trabalhará a 100% da sua capacidade alterando-se a relação custo-benefício do processo, podendo o sistema se tornar subdimensionado ou sobredimensionado. Estas variações das condições de projeto podem trazer alteração do consumo de energia, acima do previsto, aumentando assim os custos de resfriamento e afetando a qualidade dos produtos (TERUEL et al, 2001; TERUEL et al, 2002).

Levando em conta o controle de velocidade de motores assíncronos trifásicos de corrente alternada, e as características intrínsecas de alguns tipos de carga, pode-se economizar energia elétrica. No caso dos ventiladores, é possível ter economia de energia considerável, pois sua curva de consumo de potência está em função do cubo de sua rotação, ou seja, para baixas rotações o consumo de potência é baixo, porém quando aumenta a rotação a potência cresce em função do cubo da velocidade.

É importante observar que, os produtores agrícolas precisam de soluções práticas aliadas a custos acessíveis, mantendo os custos de resfriamento em patamares compatíveis com as exigências do mercado, para que o produto se torne atrativo economicamente. Por outro lado, quando já existe o sistema de resfriamento, uma premissa fundamental é que as novas tecnologias possam ser adaptáveis aos sistemas já em funcionamento.

Neste trabalho apresenta-se o desenvolvimento de um equipamento microprocessado (com saída de corrente 4 a 20 mA para controle com inversor de frequência), com interface homem-máquina (IHM), para o controle inteligente de sistemas de resfriamento com ar forçado, podendo trabalhar com vazões de ar variáveis, quando varia a quantidade variável de produto a resfriar, mantendo-se a vazão de ar na faixa de valores recomendados para se ter uma adequada relação custo-benefício.

MATERIAL E MÉTODOS

Sistema de resfriamento com ar forçado

O sistema de resfriamento com ar forçado em conjunto com a IHM forma parte de um protótipo experimental instalado no Laboratório de Termodinâmica e Energia, da Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas (Figura 1a). Os sistemas comerciais podem possuir um ou mais ventiladores, posicionados na parte traseira dos paletes, embaixo do evaporador (Figura 1b). Os paletes contendo os produtos são cobertos por lonas para garantir que o ar passe pelas laterais das embalagens e escoe pelo leito de frutos, sendo então succionado e retornado ao evaporador onde é resfriado (Figura 1c).

O sistema de resfriamento com ar forçado está composto por um ventilador (marca Articom, modelo EC4-TPR), com vazão de $3.960 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, rotação nominal de 3500 rpm, frequência de 60 Hz, potência de 3,73 kW (5 HP). O sistema conta com um inversor de frequência (marca WEG®, modelo CFW 09-0024T2223, 220-330 V; 28,8 A, 0-170 Hz) (Figura 1e). O sistema de resfriamento está instalado numa câmara frigorífica (3,06x 3,06 x 2,30 m), com sistema de refrigeração de compressão de vapor (R-22) e potência frigorífica de 4.880 W.

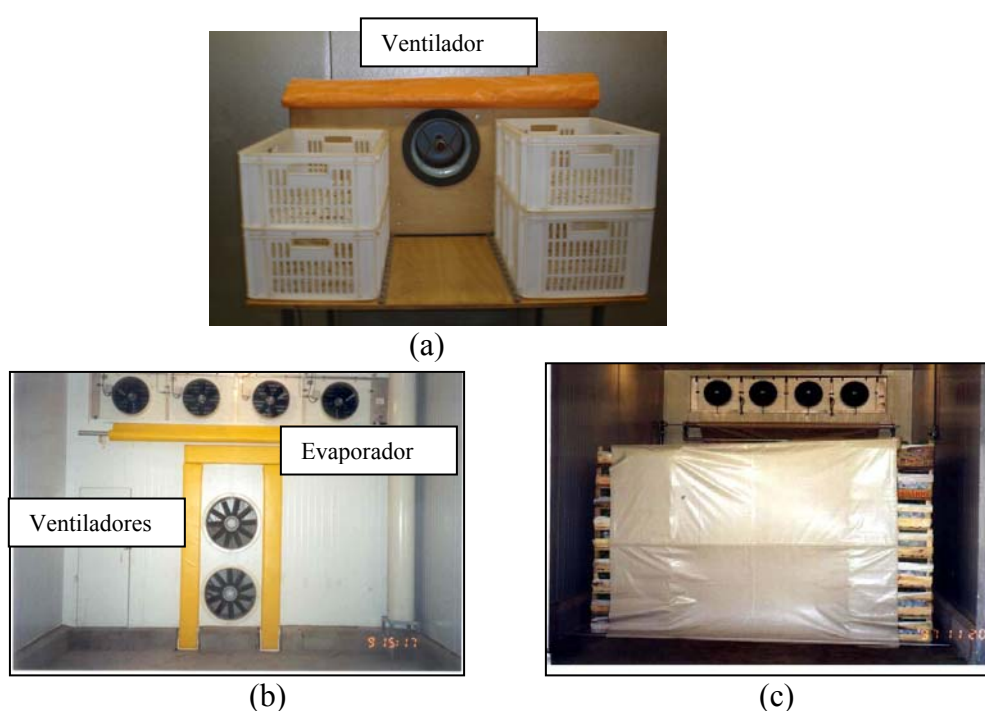


Figura 1- a). Protótipo experimental do sistema de resfriamento com ar forçado. b) Posicionamento dos ventiladores em um sistema de resfriamento comercial dentro de uma câmara frigorífica c)- Posicionamento dos paletes com produtos no túnel de ar forçado.

Cálculo da vazão de ar e da rotação

Foi feito o cálculo da vazão de ar necessário para resfriar a massa de produto numa faixa de 50 kg até 1200 kg, aplicando-se uma vazão de ar de $0,001 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ por kg de produto resfriado. Com o valor da vazão de ar para cada condição, foi aplicada a Lei dos Ventiladores para o cálculo da rotação do eixo do motor para cada nova vazão, através da Equação 1:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}; N_2 = \frac{Q_2 N_1}{Q_1} \quad (1)$$

onde: Q_1 é a vazão de ar nominal ($m^3 s^{-1}$); Q_2 é a vazão de ar para cada nova massa de produto ($m^3 s^{-1}$); N_1 é a rotação nominal (rpm) e N_2 é a rotação que corresponde a cada nova massa de produto (rpm).

A velocidade de rotação do motor do ventilador também foi medida experimentalmente, com um tacômetro digital (marca Lutron, faixa de medição de 0 a 15.000 rpm), o qual foi posicionado no eixo do motor do ventilador, para comparar o desvio entre os valores calculados e medidos.

Cálculo da frequência

Com cada novo valor de rotação, N_2 , pôde-se calcular o valor da frequência correspondente (Equação 2). Os valores de frequência foram também conferidos na tela digital do inversor de frequência para cada condição.

$$f = \frac{np N_2}{120} \quad (2)$$

onde: f é a frequência (Hz) e np é o número de pólos do motor do ventilador ($np = 2$)

Com os valores de massa, para o intervalo de 50 kg a 1.200 kg e os respectivos valores de frequência, calculados com a Equação 2, foi obtido um polinômio de 3ª ordem, e determinado as constantes introduzidas na programação da IHM (Equação 3):

$$f = -A_3(mp)^3 + A_2(mp)^2 + A_1(mp) + A_0 \quad (3)$$

onde: f é a frequência calculada para cada valor de massa (Hz); mp é a massa de produto a ser resfriada (kg) e A_0, A_1, A_2, A_3 são as constantes do polinômio de 3ª ordem

Cálculo do valor de corrente

O valor da corrente corresponde à frequência calculada, em função da massa e da vazão de ar, foi determinada aplicando-se a Equação 4. O sinal de saída do inversor foi condicionado com o sinal de corrente entre 4 a 20 mA, correspondente aos limites de frequência máximo e mínimo estabelecidos (3 a 90 Hz).

$$I = m.f + b \quad (4)$$

onde: I é o valor de corrente em função da frequência de operação (mA); m e b são as constantes do polinômio e f é a frequência (Hz).

O cálculo do coeficiente m é feito em função da frequência máxima e mínima estabelecida, a constante b é calculada em função do valor de m calculado e da frequência mínima estabelecida e calcula o sinal de corrente que é enviado ao inversor de frequência.

Potência consumida pelo motor do ventilador

Após o desenvolvimento do equipamento implementou-se a IHM e o *software* de configuração, testando a funcionalidade desta. Os cálculos da potência consumida foram realizados para cada novo valor de rotação, correspondente ao valor de massa do produto a resfriar, mostrando, desta forma, uma estimativa da economia de energia que se poderia obter para as diferentes condições de operação (Equação 5):

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3; P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3} \quad (5)$$

onde: P_1 é o valor da potência útil mecânica (kW); P_2 é a potência útil mecânica (kW) correspondente ao novo valor de rotação.

A estimativa que está sendo apresentada diz respeito apenas à potência elétrica de entrada, correspondente à potência mecânica útil no eixo do motor do ventilador. Ou seja, não está sendo considerada a potência de entrada para suprir as perdas elétricas, atrito, ventilação e perdas magnéticas associadas, além da potência necessária para suprir os campos magnéticos, que regem o princípio de funcionamento de máquinas elétricas.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

As constantes determinadas para o ajuste da Equação 3 são: $A_0 = 0,8223$; $A_1 = 0,0419$; $A_2 = 1E^{-05}$ e $A_3 = -5E^{-09}$. Nota-se a existência de uma relação fortemente linear entre a frequência e a massa que será resfriada, podendo considerar as constantes A_2 e A_3 desprezíveis. Para o estudo de caso que está sendo apresentado, uma relação linear pode ser adequada e suficiente para obter a curva de ajuste. No entanto, optou-se por um polinômio de 3ª ordem permitindo maior flexibilidade ao sistema, visto que pode ser reprogramado para diferentes condições de operação onde uma relação linear pode não ser precisa o suficiente. Esta reprogramação faz com que a vazão de ar mantenha-se nos valores recomendados para o processo de resfriamento do produto, garantindo a qualidade do produto e a economia de energia.

A diferença entre os valores de rotação medidos experimentalmente e calculados por meio da Equação 1, foi em média de $41,01 \pm 34,43$ rpm, representando um erro médio de 2,59%. Este erro pode ser considerado aceitável podendo se adotar com segurança o cálculo de todos os parâmetros através das equações apresentadas.

Características da Interface Homem-Máquina

O equipamento desenvolvido possui as seguintes características:

- Microcontrolador modelo PIC16F876A, com memória ROM de 8k x 14 bits, RAM de 368 bytes; EEPROM de 256 bytes. Interface serial RS-232, para reprogramação do microcontrolador; saída de corrente controlada de 4 a 20 mA, impedância máxima de 500 Ohms, para interface com inversor de frequência. Teclado com 4 teclas e display de sete segmentos com 4 dígitos, alimentação bivolt 110/220V selecionável, consumo máximo de 5 W. Apresenta-se na Figura 4a o diagrama de blocos da IHM e na Figura 4b o equipamento desenvolvido.

Na Figura 2 apresenta-se a tela de programação do *software* IHM.EXE, escrito em Delphi 4.0, desenvolvido para a programação da IHM, na qual são introduzidos os valores das constantes do polinômio, a frequência mínima e máxima de operação e indicada a porta serial para a comunicação com o computador. Se o usuário desejar pode modificar os parâmetros, clicando em "Programar Frequências" ou "Programar Polinômio", quando as condições de operação foram modificadas. Na figura 3 apresenta-se a vista frontal da IHM.

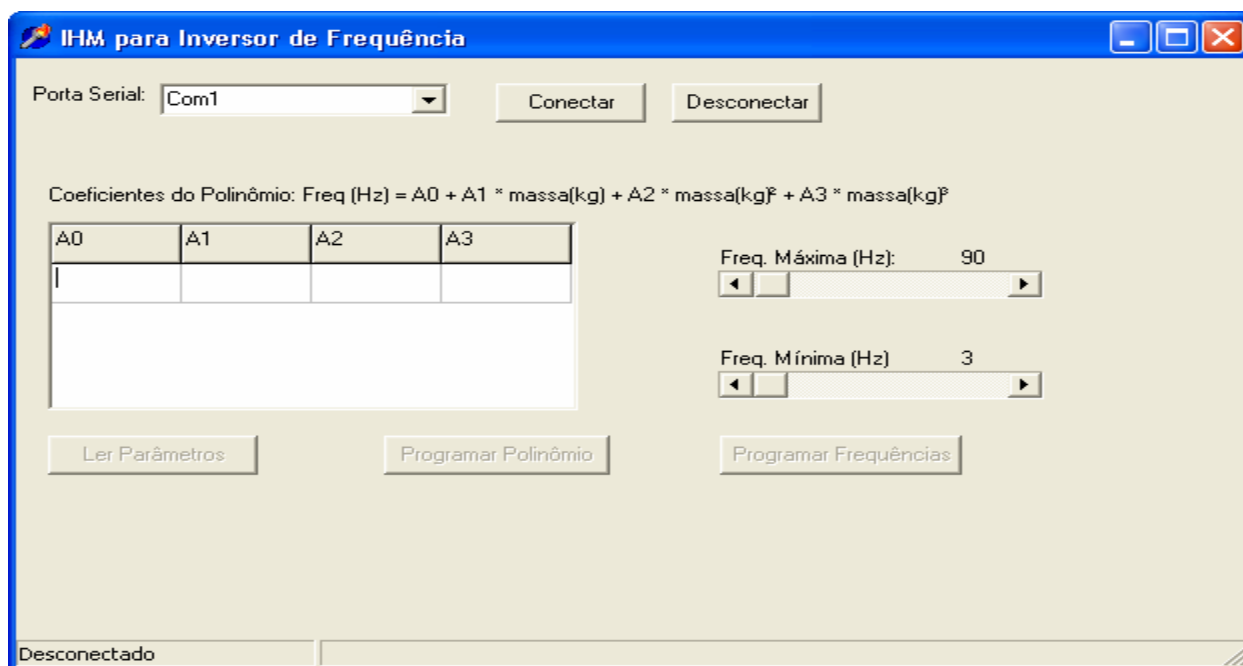


Figura 2-Tela de programação da IHM.

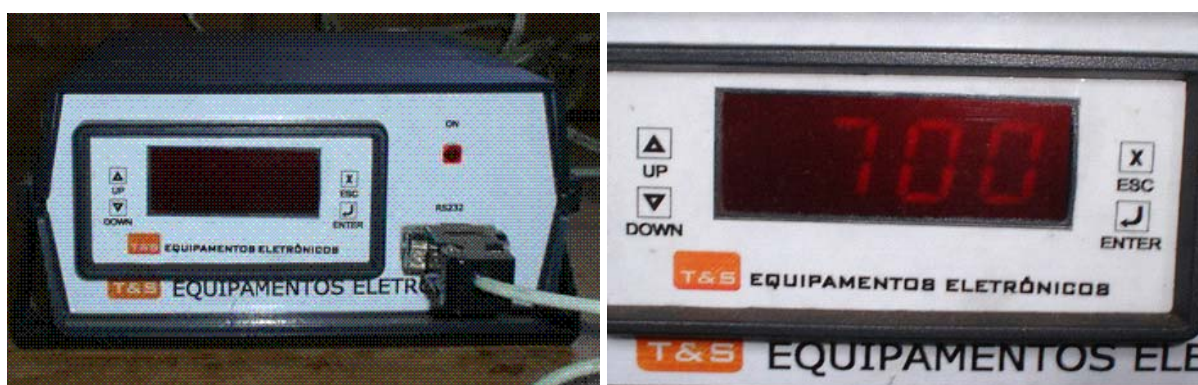


Figura 3- Vista frontal da IHM.

Estimativa preliminar da potência elétrica consumida

A Figura. 4 apresenta as curvas que relacionam, em porcentagem, a potência consumida e a vazão em função da velocidade de rotação do motor do ventilador. Nota-se que na rotação nominal do ventilador (100%), o consumo de potência é máximo (100%), no entanto, operando-se a 80% da rotação nominal, obtém-se 80% da vazão equivalente a um consumo de potência útil de apenas 53%. Este efeito é ainda mais significativo quando se opera a 60% da rotação nominal (60% da vazão nominal), com um consumo de potência de apenas 22%, que equivale a uma potência útil mecânica de 0,82 kW (1,1 HP). Através da IHM desenvolvida poderá ser operado o sistema de resfriamento com ar forçado, de maneira tal a obter economia de energia e qualidade do produto.

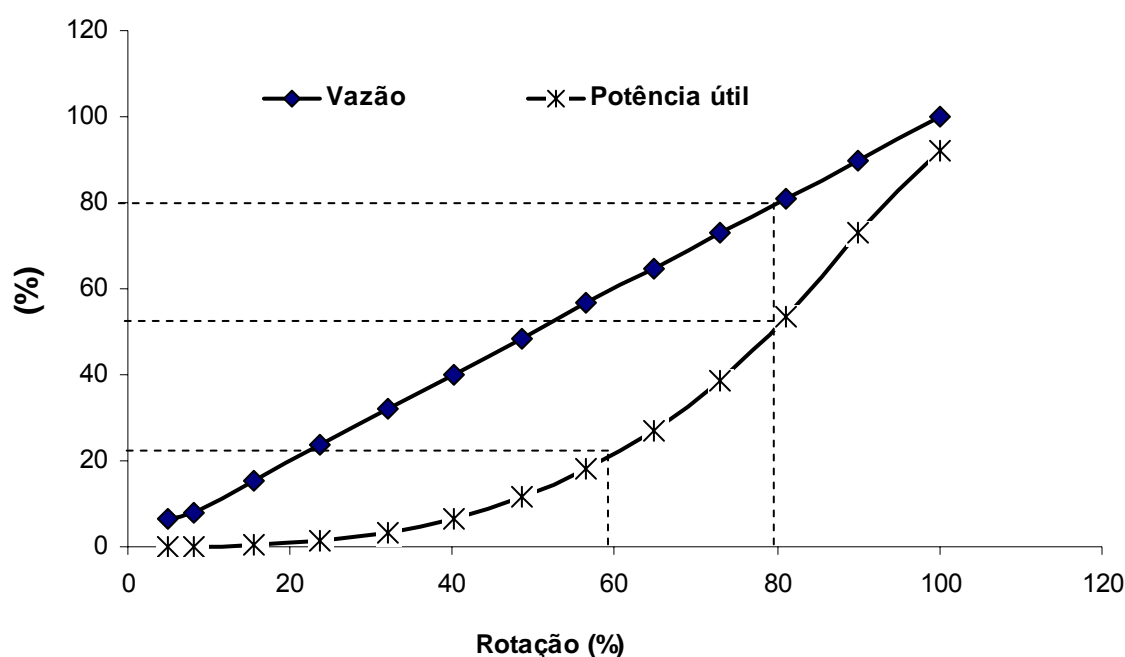


Figura 4- Potência útil consumida e vazão de ar em função da variação da velocidade de rotação do ventilador (N_2).

A título de exemplo, para resfriar 700 kg de produto, a vazão de ar na condição nominal seria de $3.960 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ que equivale a uma vazão de ar de $0,0016 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ por kilograma de produto resfriado, afastando-se desta forma, da condição de projeto. Utilizando-se a IHM o sistema poderia voltar a trabalhar com uma vazão de ar de $0,001 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ correspondendo a uma vazão de $2.520 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ que atende as condições do projeto para atender a qualidade do produto e economia de energia.

Para garantir esta vazão, o motor do ventilador trabalhará aproximadamente a 56% da rotação nominal (2.035 rpm) o que significa uma redução da potência útil mecânica de 18%, equivalente a 0,67 kW (0,89 HP). Estimando que o sistema opere 2.304 h ano^{-1} (8 h dia^{-1} , 6 dias mês^{-1} , $12 \text{ meses ano}^{-1}$) e que o custo do kW-h seja de R\$ 0,25 (US\$ 0,11, considerando $1 \text{ US} = \text{R}\$ 2,25$) - custo da energia na área rural do Brasil, referência da Companhia Paulista de Força e Luz do Estado de São Paulo - o valor da conta de energia paga seria de R\$ 385,92 (US\$ 171,52). Se o sistema operasse a 100% da rotação, a potência útil consumida seria de 3,73 kW (5 HP), que aplicando os parâmetros anteriormente apresentados, significaria um custo de energia elétrica de R\$ 2.148,48 (US\$ 954,88), ou seja, uma diferença de R\$ 1.762,08 (US\$ 783,14), que equivale a uma economia de 82% do custo da energia elétrica consumida. Ressalta-se ainda que este consumo de energia é equivalente ao consumo de potência elétrica que será transformada em potência útil mecânica.

Se a quantidade de produto a resfriar for inferior à considerada nos cálculos demonstrativos, por exemplo 100 kg, a vazão de ar por kg de produto seria de $0.011 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ (considerando que o sistema trabalhe com vazão nominal, sem o sistema de controle), um valor 11 vezes maior que a vazão considerada no projeto ($0.0010 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$), o que trará um aumento significativo dos custos aliado à provável perda de qualidade dos produtos.

Baird *et. al* (1985) determinaram o custo de resfriamento por kg de produto num sistema com ar forçado, para diferentes vazões de ar (velocidade do ar entre $0,3$ e 2 m s^{-1}). O custo de resfriamento oscilou entre US\$ 0,50 à US\$ 0,95 por kg de produto resfriado.

Observa-se que com o aumento da velocidade do ar, e por conseguinte da vazão, os custos de resfriamento aumentaram em 47%.

O equipamento foi desenvolvido pela empresa T&S Equipamentos Eletrônicos, incorporando-se o inversor de frequência, o custo de fabricação foi de R\$ 3.120,00 (US\$ 1.386,66) que poderá ser absorvido pelo produtor agrícola em menos de dois anos, dependendo de cada caso em específico.

CONCLUSÕES

A IHM desenvolvida é de fácil manuseio, instalação e operação. O usuário pode selecionar, através das teclas, a quantidade de produto a ser resfriado, após esta programação, o sinal de corrente que vai para o inversor é alterado, e conseqüentemente a rotação do motor do ventilador, melhorando significativamente a eficiência no uso da energia elétrica, e isto refletirá nos custos de resfriamento dos produtos.

A IHM pode ser utilizada para diferentes condições de operação pela simples reprogramação dos parâmetros iniciais, mantendo-se dentro das recomendações de operação que vão garantir a qualidade do produto.

O equipamento desenvolvido pode ser adaptado a sistemas de resfriamento com ar forçado em operação em propriedades agrícolas e unidades de beneficiamento.

AGRADECIMENTOS

À FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) pelo suporte financeiro. Ao Laboratório de Termodinâmica e Energia e ao Laboratório de Instrumentação e Controle, da Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas. Ao Engenheiro Ernesto Barrientos pela valiosa colaboração.

BIBLIOGRAFÍA

- ASHRAE. Systems and Applications. Methods of precooling of fruits, vegetables and flowers. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Cap. 10, p. 1-10, 1994.
- ARIFIN, B. B., CHAU, K. V. Cooling of strawberries in cartons with new vent hole designs. ASHRAE Transactions, 94, p. 1415-1426, 1998.
- BAIRD, C. D. et al. An engineering/economic model for evaluating forced-air cooling systems for fruits and vegetables. Refrigeration Science and Technology. Institute International of Refrigeration, p. 259-266, 1985.
- CASTRO, L. R et al. Effect of container openings and airflow rate on energy required for forced-air cooling of horticultural produce. Canadian Biosystem Engineering, 21, p. 3.1-3.9, 2005.
- FRASER H., OTTEN, L. Predicting $7/8$ cooling times for peaches by comparing heat transfer modelling and field measurement methods. American Society of Agricultural Engineers. ASAE. Paper no. 92-6016. 10 p, 1992.
- KADER, A. A. Postharvest technology of horticultural crops. 3.ed. Division of Agriculture and Natural Resources. Davis: University of California, n. 3311, 295p, 2002.
- TADHG BROSAN, T. WEN, S. D. Precooling techniques and applications for horticultural products- a review. International Journal of Refrigeration. v. 24, p.154-170, 2001.

- TALBOT, M. T. et al. Improving forced –air cooler performance. Florida Cooperative Extension Service, Institute of Food and Agricultural Sciences. University of Florida. Circular AE 108. 9 p, 1992.
- TERUEL M. B. et al. Curvas de enfriamiento de naranjas refrigeradas en un sistema con aire forzado. Revista Información Tecnológica, CIT, v. 11, p. 25-29, 2000.
- TERUEL, M. B. et al. Avaliação preliminar dos custos de resfriamento de laranja *in natura*. Revista Brasileira de Fruticultura, Jaboticabal, SP, v. 24, p. 86-90, 2002.