

## UTILIZAÇÃO DE REDES NEURAIS ARTIFICIAIS NA IDENTIFICAÇÃO E CONTROLE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

**José Antônio Tumialán Borja**

Universidad de La Salle – Bogotá – Colombia  
tumialan@hotmail.com

**Oscar Saul Hernandez Mendonza**

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia  
oscarhm@mecanica.ufu.br

**Enio Pedone Bandarra Filho**

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia  
bandarra@mecanica.ufu.br

**Resumo.** Os sistemas de refrigeração tornam-se a cada dia mais imprescindíveis para a vida moderna, à medida que as necessidades de conforto humano e conservação de produtos ganham maior destaque no mundo contemporâneo. O controle convencional destes sistemas é uma das principais causas da perda de eficiência energética, de forma que, diversas alternativas têm sido propostas para a sua substituição. Dentre as alternativas mais promissoras, encontram-se os sistemas de refrigeração com compressor de velocidade variável e válvula de expansão eletrônica. Este trabalho procura investigar algumas vantagens do uso dos sistemas a velocidade variável, mantendo o grau de superaquecimento constante, sob o ponto de vista de operação na faixa recomendada pelo fabricante, que é considerada a mais eficiente, utilizando um modelo dinâmico inteligente e controle inteligente. Utiliza-se um modelo “Black-box” (Redes Neurais Artificiais) com arquitetura de uma rede em atraso. A rede utilizada é um perceptron multi-camadas (MLP) com o algoritmo de “back-propagation” com a função de ativação sigmóide. A rede é treinada utilizando dados experimentais coletados de um protótipo do sistema de refrigeração confeccionado especialmente para este propósito. Os ensaios foram realizados alterando a velocidade do compressor em grau e rampa. O modelo de controle apresentou resultados satisfatórios.

*Palavras chave:* Refrigeração, Redes Neurais, Velocidade Variável, Compressor.

### 1. Introdução

Os sistemas convencionais de refrigeração e ar condicionado são projetados para atender a carga nominal (máxima). Dada a ampla variação nas condições de carga, esses sistemas operam a maior parte do tempo com carga parcial. A operação com carga parcial é caracterizada por um controle do compressor do tipo liga/desliga ou proporcional. Teoricamente o mais eficiente método de gerenciamento de ciclos de compressão a vapor consiste na combinação do controle do grau de superaquecimento do refrigerante a partir da válvula de expansão com o controle da velocidade do compressor. Este método apresenta inúmeras vantagens em relação a outros utilizados (controle liga/desliga, desvio de gás quente, controle da temperatura do evaporador, uso de vários compressores, entre outros).

O controle de velocidade variável do compressor tem sido utilizado para reduzir a vazão do refrigerante no compressor em resposta às condições de refrigeração com carga parcial, diminuindo o consumo de energia quando comparado com o mesmo compressor com velocidade fixa. Comparações teóricas de vários métodos de controle da capacidade frigorífica, sob condições de carga total e parcial, têm mostrado que o controle da velocidade do compressor é o mais eficiente. Lenarduzzi e Yap (1998) estimaram que a economia de energia possa chegar a 41%, utilizando um controlador de velocidade variável, quando comparado com resultados obtidos num mesmo chiller, operando com velocidade fixa.

Apesar das novas tecnologias existentes, os fundamentos da operação básica dos ciclos de compressão a vapor são rudimentares; em ar condicionado geralmente o ajuste da temperatura do ar nas salas é feito controlando o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador do sistema de refrigeração, através da válvula de expansão termostática. A procura por técnicas, para o controle de sistemas de refrigeração e ar condicionado, que buscam obter melhores rendimentos térmicos e mecânicos tem crescido nos dias atuais, visando uma efetiva integração de sistemas de refrigeração e ar condicionado com a micro-eletrônica e computadores, o que fornece uma ampla e continua possibilidade de novas soluções. Um sistema HVAC (aquecimento, ventilação e ar condicionado) pode ser otimizado tanto no estágio do projeto como durante a operação. Um sistema não trabalhará eficientemente se o controle não é o adequado ainda que tenha sido projetado corretamente.

Os incrementos de custos da eletricidade e a contínua ênfase na conservação da energia estão direcionando os trabalhos de pesquisa para o desenvolvimento de novas tecnologias que sejam economicamente viáveis em novos sistemas de HVAC. Procura-se, então, aprimorar o desempenho dos sistemas de refrigeração de compressão a vapor, reduzindo o consumo de energia dos diferentes componentes tais como: ventiladores do evaporador, compressores,

ventiladores do condensador e bombas ou equipamentos de descongelamento do evaporador. Esta redução no consumo de energia pode ser obtida através de mudanças nos equipamentos, assim como nos procedimentos de controle e gerenciamento do sistema.

Operando tais equipamentos próximos de seu limite de eficiência termodinâmica pode-se diminuir o consumo de energia. Porém, maximizando individualmente a eficiência dos componentes não necessariamente garantirá um consumo global mínimo para todo o grupo de componentes de um determinado sistema. Outra opção para minimizar o consumo de energia está no controle supervisionado dos componentes do sistema.

Este trabalho apresenta a construção, instrumentação, controle e avaliação de uma bancada de testes de um sistema de refrigeração; integrando os princípios de projeto térmico, projeto eletrônico, programação de computadores e técnicas de controle que levam a aumentar a eficiência do sistema diminuindo tempos de aquisição, comunicação e armazenagem de informações das variáveis e grandezas físicas, permitindo manter apropriadamente as condições normais de operação do sistema em função das principais variáveis do processo.

## 2. BANCADA EXPERIMENTAL

### 2.1 Descrição da bancada experimental

A bancada experimental utilizada neste trabalho é composta por dois circuitos: um principal de refrigerante e um secundário de água, sendo este responsável pelo resfriamento do refrigerante do circuito principal.

O diagrama do circuito principal é mostrado na Fig.1. A circulação do fluido refrigerante é gerada por um compressor hermético de velocidade variável e potência de aproximadamente 300W. A montante do compressor tem-se um trocador de calor de tubos concêntricos, denominado de evaporador, o refrigerante escoo no interior do tubo central e a água no espaço anular do tubo externo.

Um condensador, também confeccionado com tubos concêntricos, foi instalado após o compressor, com o objetivo de rejeitar o calor gerado no processo de compressão. Os dois trocadores de calor foram isolados termicamente por uma camada de 20 mm de espuma elastomérica, impedindo a perda de calor para o ambiente.

O sistema conta, ainda, com uma válvula de expansão eletrônica, acionada por motor de passo com acionamento mecânico (came), sendo totalmente instrumentado com sensores de temperatura tipo PT-100 e sensores de pressão manométrica piezo-resistivos.

Para adquirir dados experimentais de operação inicial da bancada, foi instalado um medidor de vazão, tipo “venturi”, devidamente calibrado para a faixa de operação dos ensaios.

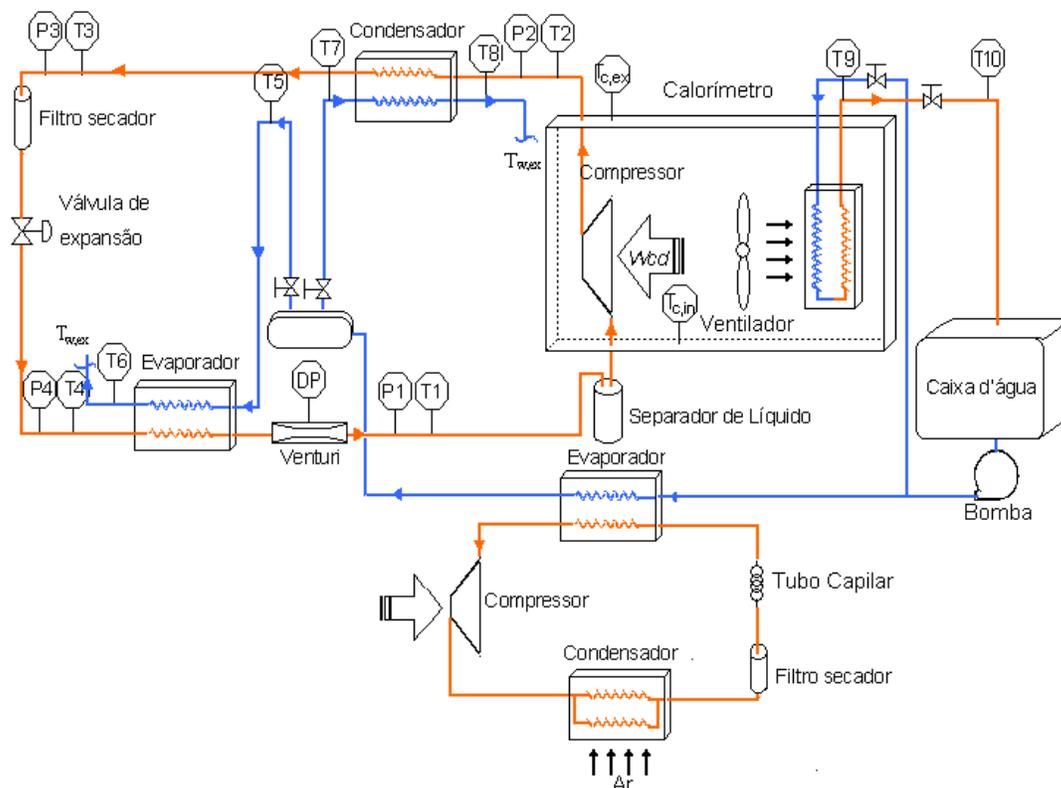


Figura.1 - Representação esquemática da bancada da bancada experimental.

### 3. ANÁLISE DO PROTÓTIPO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Após a montagem e instrumentação do sistema protótipo de refrigeração passou-se a fase de operação do sistema. Devido à complexidade do sistema de refrigeração, diversos ensaios de conhecimento do comportamento das variáveis e suas interações tiveram que ser realizados. Tais ensaios fazem parte da metodologia de familiarização com o sistema, que foi de fundamental importância no desenvolvimento dos controladores.

Com o objetivo de obter um conhecimento do comportamento dinâmico das variáveis dependentes, o sistema de refrigeração foi submetido a diferentes perturbações individuais e múltiplas, a partir de condições em regime permanente, a fim de analisar as tendências e atenuações dos parâmetros do sistema.

#### 3.1 - Determinação das condições iniciais dos ensaios

Os ensaios partiram de uma condição inicial dentro da faixa de operação recomendada pelo fabricante, com o sistema em regime permanente, esta condição inicial é a referencia para implementar perturbações nas variáveis manipuláveis do sistema.

A abertura da válvula de expansão e a frequência de rotação do compressor foram pré-estabelecidas como as variáveis manipuláveis do sistema de refrigeração. A realização dos ensaios consistiu em partir de uma condição inicial, perturbar o sistema e monitorar até atingir um novo estado permanente.

Sabe-se que o sistema de refrigeração opera segundo um ciclo fechado, com estados termodinâmicos do refrigerante primário em cada estado do circuito dependentes entre si, com influencia das condições externas, intrinsecamente, as variáveis se adequarão a uma condição induzida, devido ao controle exercido pela válvula de expansão sobre o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador.

#### 3.2 - Perturbações individuais com diversas amplitudes

É usual em ensaios de sintonia de controladores convencionais, apenas a investigação da reação do processo frente à perturbação com uma única amplitude e sentido, considerando-se que perturbações diversas promoverão reações proporcionais às obtidas nos ensaios. Esta consideração é equivocada em sistemas não lineares.

Foram definidos dois níveis de perturbação positiva e dois níveis de perturbação negativa, para cada variável manipulada. As condições iniciais dos ensaios e os níveis de perturbações individuais são apresentados na tabela 1. As condições iniciais foram escolhidas como condições padrão para implementar as perturbações, devido à faixa de variação mais conveniente das variáveis manipuladas.

Tabela. 1 - Condições iniciais e níveis de perturbações individuais, com diversas amplitudes.

Condições Iniciais							
Controle da válvula de expansão- CVE (%)				Frequência de rotação do compressor - FRC (Hz)			
50 %				105			
Variação das perturbações							
$\Delta$ CVE				$\Delta$ FRC			
-20 %	-10 %	10%	20%	-45	-22	22	45

#### 3.2.1 Resultados obtidos durante os ensaios.

As condições iniciais mostradas na tabela 1 foram alcançadas em regime permanente e foram utilizadas como ponto de partida em todos os ensaios de perturbações nas variáveis manipuladas. Algumas variações nos valores foram identificadas devido a alterações ambientais e de natureza inerente ao processo de resfriamento.

A seguir são apresentados resultados de dois ensaios realizados no sistema:

##### 1° Caso: Mudança na válvula de expansão.

Nas Figuras 2a e 2b observa-se às mudanças nas temperaturas de evaporação ( $T_{ev}$ ), condensação ( $T_{cd}$ ), grau de superaquecimento ( $t_{sp}$ ) e sub-resfriamento ( $t_{sb}$ ), o consumo de potência (W) e fluxo de calor dos trocadores ( $Q_{ev}, Q_{cd}$ ). O ensaio consistiu em abrir/fechar/abrir, a válvula de expansão deixando o sistema entrar em regime (permanente), tendo como referência a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ), a figura 2a, mostra dois casos o primeiro demorou 260s para entrar em regime, no segundo caso, 90 [s].

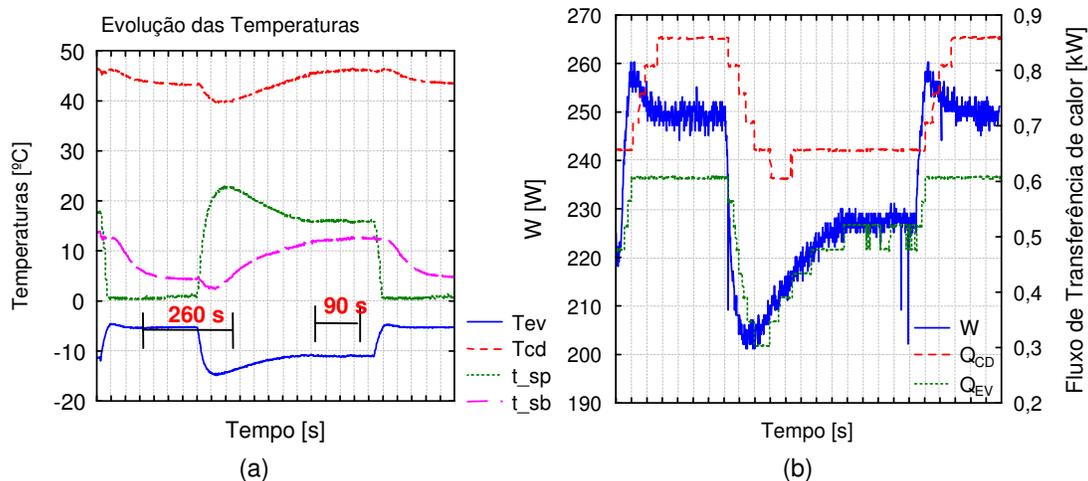


Figura 2 - Mudanças na válvula de expansão. Abre/Fecha/Abre.

Na Figura 3a observa-se a variação do COP e na Figura 3b a variação de consumo de potência do compressor, ambas em relação à  $T_{EV}$  e à  $\dot{m}_{ref}$ .

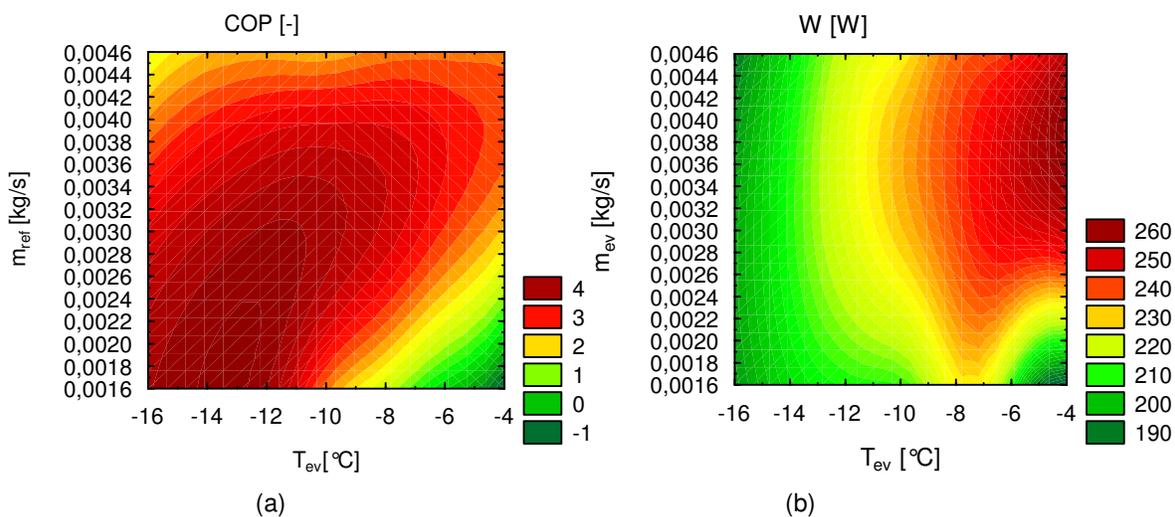


Figura 3 - Variação do COP e  $W$  em relação  $T_{EV}$  e  $\dot{m}_{ref}$ .

2° Caso: Mudança na velocidade de rotação do compressor.

A Figura 4a apresenta os resultados obtidos durante os testes realizados na mudança da velocidade de rotação do compressor de 4200 a 3150 [rpm]. É interessante observar as variações das temperaturas ( $T_{ev}$ ,  $T_{cd}$ ,  $t_{sp}$ ,  $t_{sb}$ ) durante a troca da rotação.

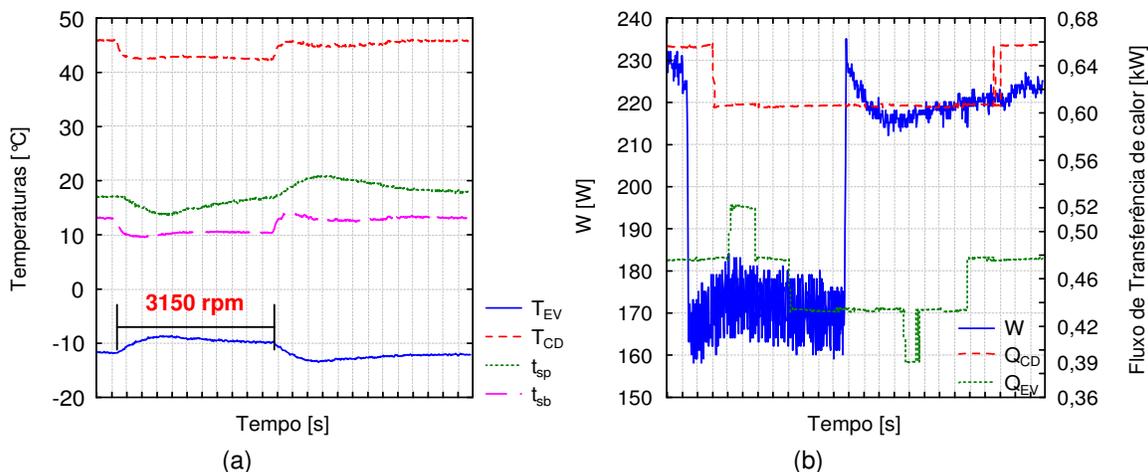


Figura 4 - Perfil das temperaturas durante mudança de rotação (4200-3150 [rpm]).

Na Figura 4b observa-se a queda da potência consumida pelo compressor de 230 → 170 [W], sua instabilidade quando a rotação é reduzida o que conseqüentemente afeta o fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor.

Na Figura 5.b observa-se a variação do COP e da potência consumida pelo compressor, ambas em relação à  $T_{EV}$  e à  $\dot{m}_{ref}$ , onde é possível perceber a instabilidade na potência do compressor com baixas velocidades do compressor.

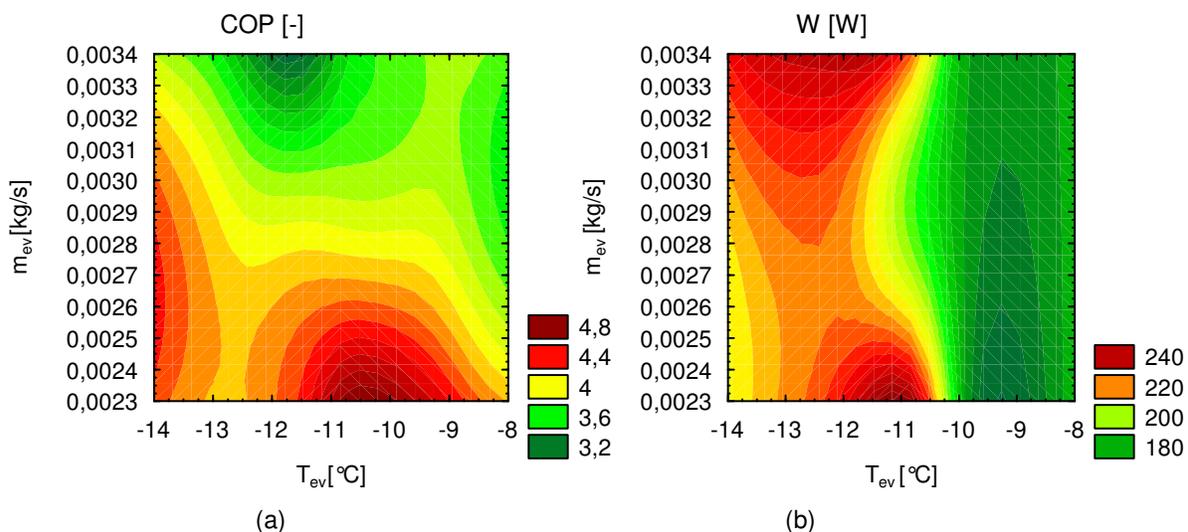


Figura 5 - Variação do COP e W em relação  $T_{EV}$  e  $\dot{m}_{ref}$  (4200-3150 [rpm]).

A figura 6a mostra os resultados obtidos mudando a velocidade do compressor de 4200 a 1800 [rpm], sobre as temperaturas  $T_{ev}$ ,  $T_{cd}$ ,  $t_{sp}$ ,  $t_{sb}$ .

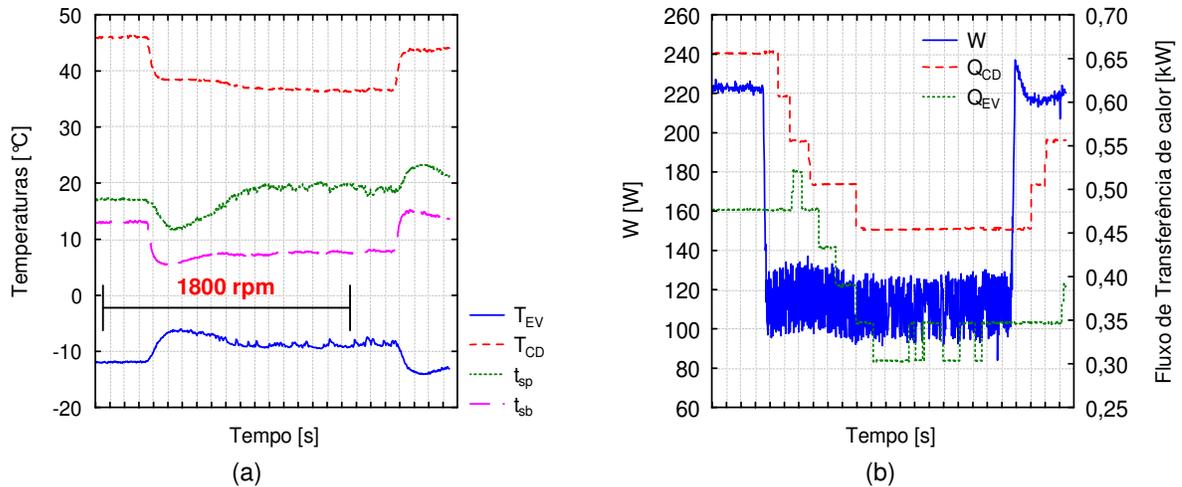


Figura 6- Perfil das temperaturas durante mudança de rotação (4200-1800 [rpm]).

Na Figura 6b observa-se que, na rotação mínima do compressor, o consumo de potência não é estável, oscilando entre 130 - 100 [W].

As figuras 7a e 7b mostram a variação do COP e da potencia  $W$ , em função da  $T_{EV}$  e do fluxo de massa de refrigerante  $\dot{m}_{ref}$ , durante a mudança de velocidade de rotação do compressor de 4200 a 1800 rpm

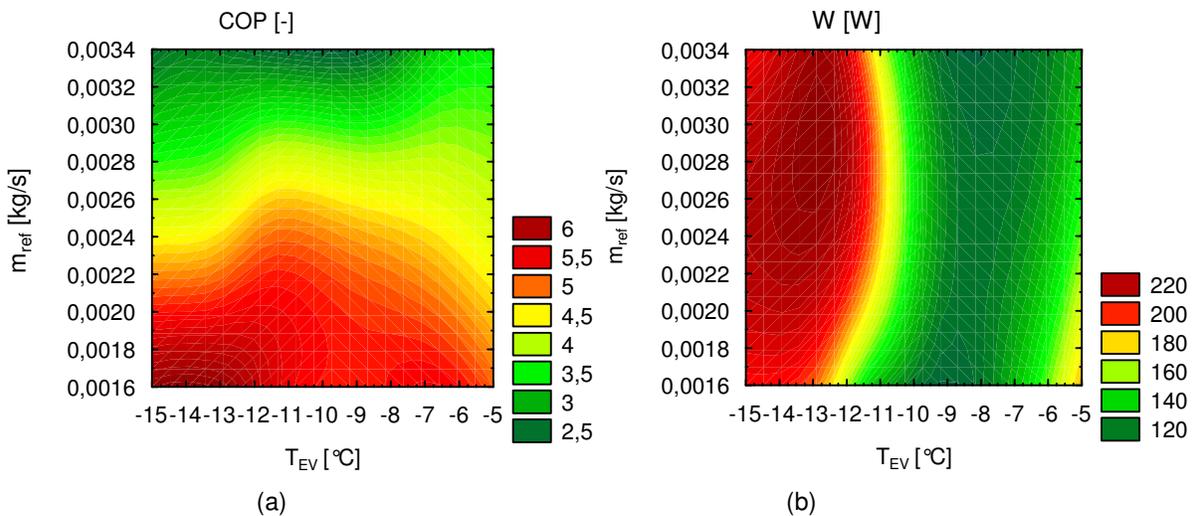


Figura 7 - Variação do COP e  $W$  em relação  $T_{EV}$  e  $\dot{m}_{ref}$  (4200-1800 [rpm]).

### 3.3 Comportamento dinâmico das variáveis sob perturbações simultâneas

O estudo das interações das variáveis manipuladas nas variáveis de processo é de fundamental importância para a implementação do controle multivariável. Tendo em vista a não linearidade constatada anteriormente, a aplicação de controladores convencionais pode ser ineficiente, sugerindo a viabilidade da utilização de controladores avançados nestes tipos de processos.

Uma metodologia de planejamento experimental foi aplicada, objetivando o conhecimento da dinâmica das interações das variáveis de processo do sistema de refrigeração, quando submetidas a perturbações das variáveis manipuladas. O conhecimento deste comportamento permitirá a construção da base de conhecimento das malhas de controle.

#### 3.3.1. Metodologia de planejamento experimental.

A metodologia de planejamento fatorial permite a obtenção de correlações multivariáveis e o estudo dos efeitos e das interações das variáveis, a partir de ensaios com valores adequadamente estabelecidos (níveis), possibilitando uma análise estatística dos resultados obtidos (resposta).

Inicialmente, foi desenvolvido um planejamento fatorial de dois níveis, sendo as variáveis de estudo definidas em um valor máximo (+1) e em um valor mínimo (-1), denominados, níveis. Os níveis estão correlacionados com um nível central de referência (nível 0). Esta investigação inicial é de grande utilidade para o estudo dos efeitos das variáveis na variável resposta.

Esse planejamento pode ser então ampliado para um planejamento fatorial completo, através da adição de níveis axiais (+ $\alpha$  e - $\alpha$ ), podendo, assim, estabelecer relações matemáticas entre as respostas e os fatores. Estas relações podem ser polinomiais lineares ou quadráticas.

A quantidade de ensaios do planejamento é definida pela expressão  $2^n$ , onde o valor de “n” representa a quantidade de variáveis (fatores) estudadas. Na realização do planejamento fatorial completo, o valor do nível “a” é definido pela expressão  $\sqrt[4]{2^n}$ , sendo adicionado ao planejamento um número de ensaios definido pela expressão  $2^n$ .

É importante ressaltar que o objetivo da metodologia adotada, foi a obtenção do conhecimento das interações entre as perturbações nas variáveis manipuladas, visando alcançar um tipo de resposta específica (positiva ou negativa) das variáveis do processo. Na Tabela 2 são apresentados os fatores e níveis adotados no planejamento experimental

Tabela 2. Fatores e níveis adotados.

Fatores									
Controle da Válvula de expansão (%)					Frequência de rotação do compressor (Hz)				
- $\alpha$	-1	0	+1	+ $\alpha$	- $\alpha$	-1	0	+1	+ $\alpha$
Variação das perturbações									
$\Delta$ CVE					$\Delta$ FRC				
-20 %	-10 %	10%	20%		-45	- 22	22	45	

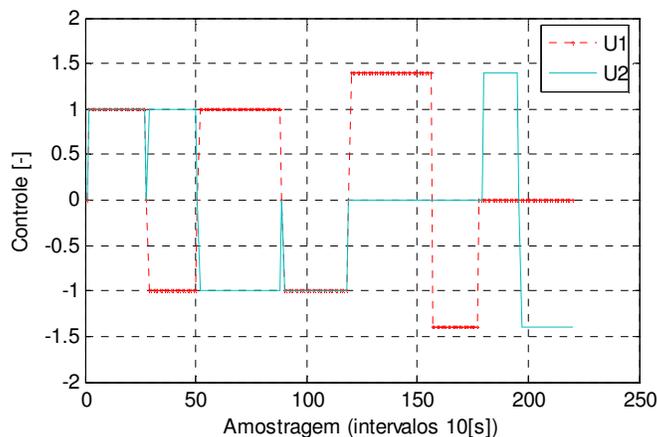


Figura 8 - Perturbações aplicadas nas variáveis manipuláveis de controle para treinamento

As Equações (1) e (2) são de codificação das variáveis de controle.

$$Val = 128.U_1 \tag{1}$$

Tabela 4.1. Níveis superiores e inferiores das variáveis de controle.

Variável	Nível inferior	Valor	Nível superior	Valor
Val [passos do motor passo]- $U_1$	-1.4	-179	1.4	179
rpm- $U_2$	-1.4	1600	1.4	4500

Na Figura 9, pode-se observar a mudança da diferença de temperatura da água no evaporador ( $\Delta T_{we} = T_{we} - T_{ws}$ ) em função da manipulação da velocidade de rotação do compressor  $\Delta$ FRC e da válvula de expansão  $\Delta$ CVE.

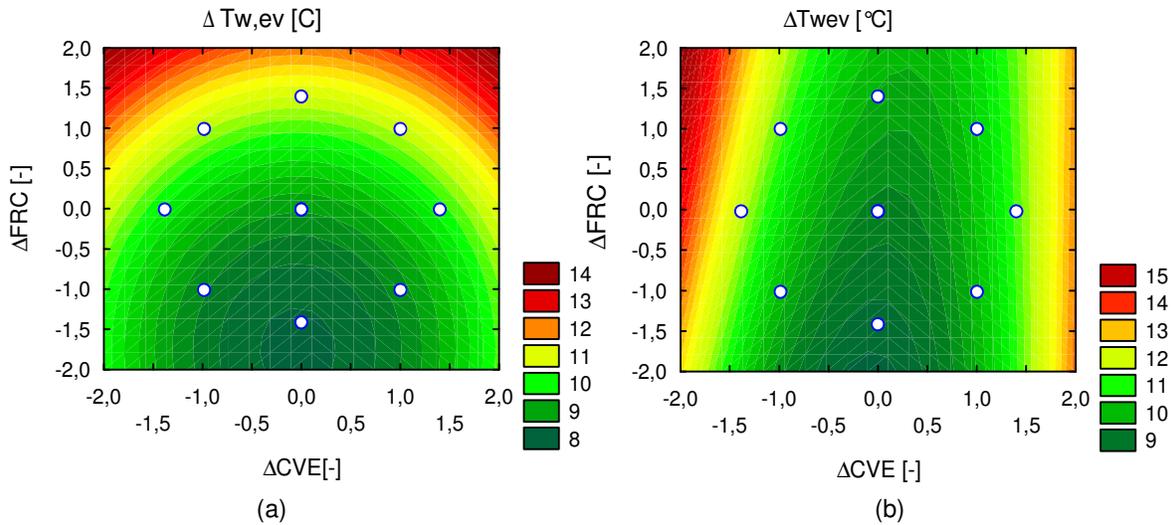


Figura 9 - Variação do  $\Delta T_{we}$  em relação  $\Delta FRC$  e  $\Delta CVE$ .

Foram realizados vários ensaios para poder caracterizar o comportamento das variáveis mais sensíveis. Devido à complexidade do sistema de refrigeração, foi observado que na maioria dos casos as variáveis não apresentam resultados similares, dependendo do ponto inicial do ensaio, como mostram as figuras 9 (a) e 9 (b), por isso é necessário realizar vários ensaios para obter uma grande base de dados do sistema, que vai ser aproveitada no treinamento da rede neural.

Na Figura 10 observa-se a variação do COP do sistema da ordem de 3 a 6, sendo as iso-linhas estabelecidas em relação a  $\Delta FRC$  e  $\Delta CVE$ .

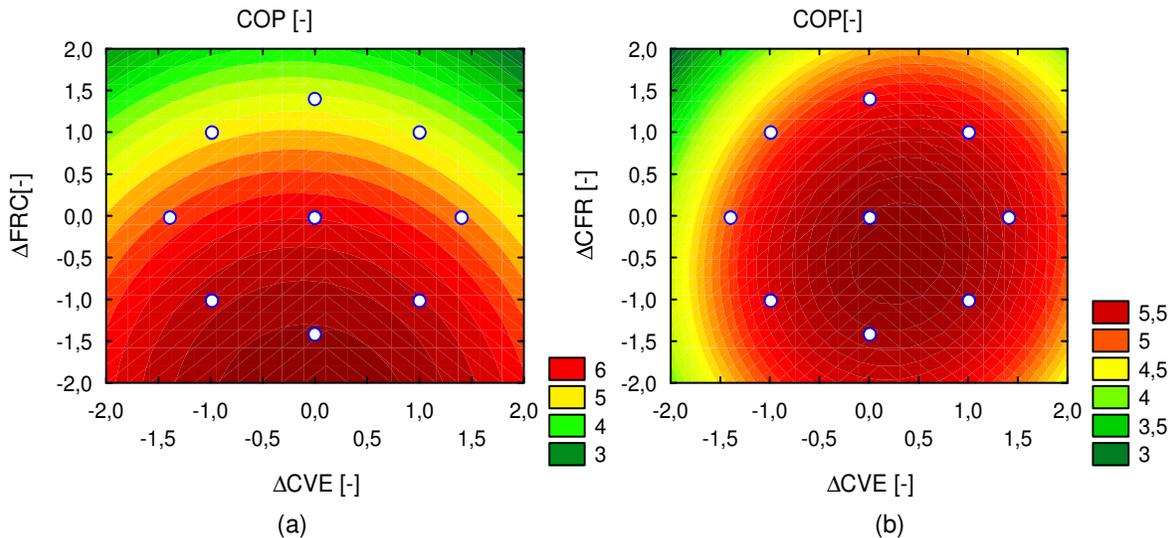


Figura 10 - Variação do COP em relação  $\Delta FRC$  e  $\Delta CVE$ .

Pode-se observar que nas Fig. 10 (a) e (b) as iso-linhas não apresentam comportamentos similares no cálculo do COP, em relação  $\Delta FRC$  e  $\Delta CVE$ , fato que deve ser considerado na implementação do controlador neural.

#### 4. IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLE NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

O controle implementado é um sistema MISO (múltiplas entradas e uma saída), para ser mais preciso, tem-se duas variáveis de entrada (variáveis manipuladas): Válvula de expansão ( $U_1$ ) e velocidade de rotação do compressor ( $U_2$ ).

O diagrama de blocos da figura 11 apresenta, de forma simplificada, o sistema de controle preditivo, utilizado neste trabalho.

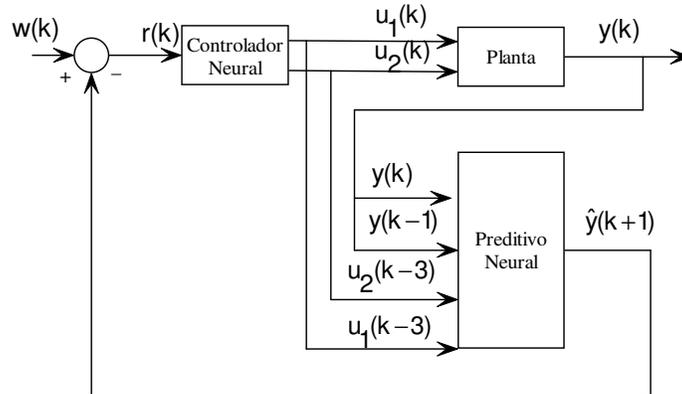


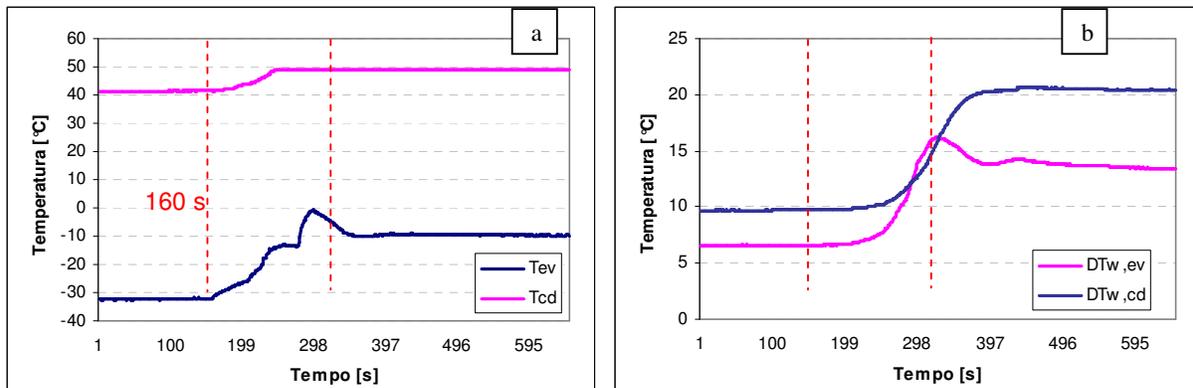
Figura 11 - Diagrama de blocos simplificado do sistema de controle preditivo.

O controlador atua controlando a diferença de temperatura da água no evaporador ( $DTw_{ev}$ ), mantendo o grau de superaquecimento ( $T_{sp} > 10^\circ\text{C}$ ), grau de sub-resfriamento ( $T_{sb} > 0^\circ\text{C}$ ) e, igualando os fluxos de massa do refrigerante no evaporador e condensador ( $\dot{m}_{ref, ev} \cong \dot{m}_{ref, cd}$ ) (conservação de massa).

Para analisar a resposta do controle foram feitos testes na bancada de ensaios, trabalhando em malha fechada até atingir o regime estável. Depois aplicamos mudanças (perturbações) na válvula de expansão ( $U_1$ ).

O teste do controlador consistiu em introduzir uma perturbação na válvula de expansão, (fechamento brusco), e deixou-se o sistema entrar em regime, pode-se observar que a  $T_{ev}$  estabilizou-se em  $\cong -31^\circ\text{C}$ , após 160 [s] como mostra a figura 12, com o sistema operando em regime estável foi acionado o controlador, que atuou levando o sistema a um novo regime estável em 320 [s].

Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, das taxas de transferência de calor, e das temperaturas  $T_{ev}$ ,  $T_{cd}$ ,  $DTw_{ev}$ ,  $DTw_{cd}$ ,  $T_{sp}$  e  $T_{sb}$ .



(a)

(b)

Figura 12 - Comportamento do sistema com atuação dos controladores

Na Figura 12 (b) pode-se observar a evolução das diferenças de temperatura ( $DTw_{ev}$  e  $DTw_{cd}$ ) estabilizando em 14 e 20  $^\circ\text{C}$  respectivamente.

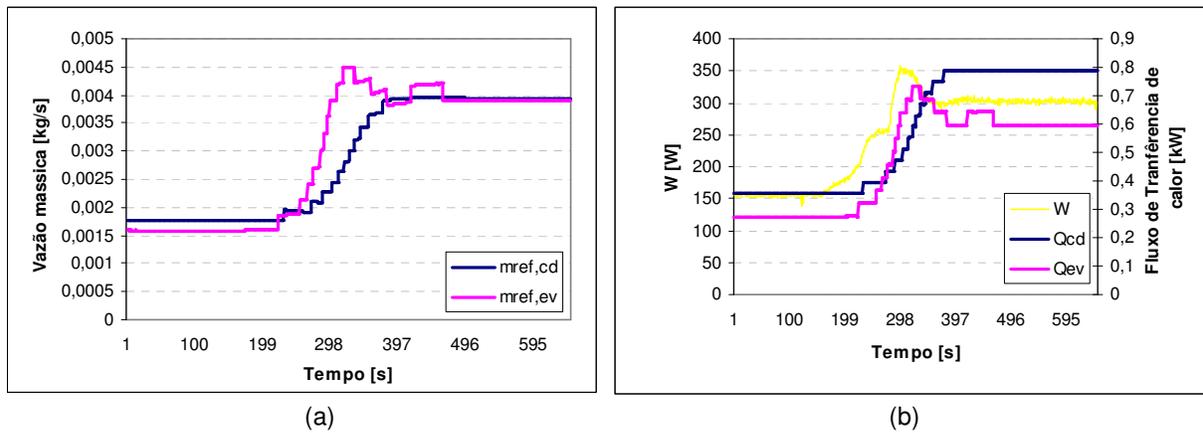


Figura 13 Comportamento do sistema com atuação dos controladores

Na Figura 13 (a) pode-se observar a evolução da vazão do refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 0,5%, a figura 13 (b) mostra que a evolução da potência consumida pelo compressor estabiliza em torno de 300 [W] e as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador estabilizam respectivamente em 0.8152 e 0.6245 [kW]. O sistema se estabiliza após a perturbação em aproximadamente 150 seg.

Na Figura 14 pode-se observar a evolução do COP no tempo, estabilizando em 2.0, aumentando significativamente o calor transferido no evaporador, e aumentando a temperatura de evaporação, ou seja, fazendo o evaporador mais eficiente por causa do aumento da vazão mássica de refrigerante.

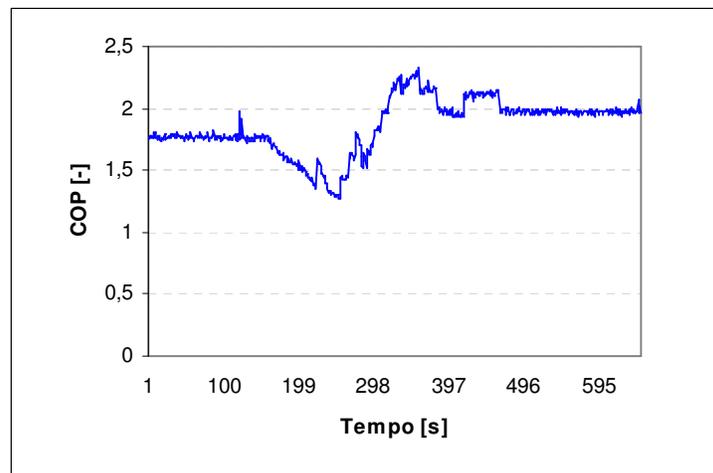


Figura 14 - Evolução do COP do sistema com atuação dos controladores

## 5. CONCLUSÃO

No estudo do comportamento dinâmico individual das variáveis do sistema ( $T_{ev}$ ,  $T_{sp}$ ,  $T_{sb}$ ,  $DTw_{ev}$ ), observamos as seguintes características importantes:

- De uma forma geral, a diferença de temperatura da água na saída do evaporador ( $Dtw_{ev}$ ) apresentou comportamento igual à temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ), causando com isto uma temperatura de saída da água do evaporador menor, ou seja, mais troca de calor, sendo fortemente influenciada pela atuação da válvula de expansão.
- O sistema apresentou não linearidades, especialmente na evolução das temperaturas ( $T_{ev}$ ,  $T_{sp}$ ,  $T_{sb}$ ).
- As perturbações individuais realizadas em diversas amplitudes (positivas e negativas), possibilitaram a obtenção de uma base de conhecimento, que ajuda na implementação de outros tipos de controladores.

O estudo do comportamento dinâmico simultâneo das variáveis de controle possibilitou o conhecimento dos efeitos individuais e de interações das variáveis manipuladas, observando-se que:

- Significativas variações da temperatura de evaporação foram observadas manipulando-se as frequências de rotação do compressor, podendo-se concluir que esta variável de controle pode compor uma malha de controle simples para temperatura de evaporação.
- A grande quantidade de informação adquirida durante a análise de sensibilidade das variáveis do sistema, pode contribuir para a identificação da malha de controle mais efetiva para o projeto de controladores inteligentes multivariáveis.

A estratégia de controle implementada garantiu boa estabilidade ao sistema e minimizou a diferença nas vazões dos trocadores de calor a valores inferiores a 5%, para as condições de operação do sistema de refrigeração recomendadas pelo fabricante. Observou-se um excelente desempenho do controlador em manter o grau de superaquecimento e sub-resfriamento do refrigerante R134a num nível constante e com um erro mínimo satisfatório.

## 6. MOMENCALTURA

Tcd	-	Temperatura de condensação [°C]
Tev	-	Temperatura de evaporação [°C]
Tsp	-	Temperatura de superaquecimento [°C]
Tsb	-	Temperatura de sub-resfriamento [°C]
U	-	Variável de controle [-]
Y	-	Resposta do sistema [-]
$\Delta T_{wcd}$	-	Diferença de temperatura da água no condensador [°C]
$\Delta T_{wev}$	-	Diferença de temperatura da água no evaporador [°C]
$\Delta FRC$	-	Variação na velocidade de rotação do compressor. [-]
$\Delta CVE$	-	Variação na válvula de expansão [-]

## 6. REFERÊNCIAS

- Agarwal, M. A systematic classification of neural network based control. Control Systems Magazine, v.17, n.2, April 1997.
- Binneberg P.; Philipp J.; Kraus W. Variable-speed Hermetic Compressor In A Household Refrigerator, 1999.
- Boskovic, J. D.; Narendra, k. s. Comparison of linear, nonlinear and neural Network based adaptive controllers for a class of fed-batch fermentation process. Automatica, v31, n6, p. 817-840, 1995.
- Ku, C. C.; Lee, K. Y. Diagonal recurrent neural networks for dynamic systems control. IEEE Transactions on Neural Networks, v.6, n.1, p. 144-156, 1995.
- Liu, C. C.; Chen, F. C. Adaptive control of non-linear continuous-time systems using neural networks - general relative degree and MIMO cases. International Journal of Control, v.58, n.2, p.317-335, 1993.
- Lenarduzzi, F. J.; Yap, S. S. Measuring the Performance of a Variable-Speed Drive Retrofit on a Fixed-Speed Centrifugal Chiller, 1998.
- Miller, W. A., 1988, Laboratory examination and seasonal analyses of the dynamic losses for a continuously variable-speed heat pump, ASHRAE Transactions, Vol 94, Pt. 2
- Murphy, W. E. e Goldshmidt, V. W., 1985. Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner
- Murphy, W. E. e Goldschmidt, V. W., 1986, Cycling characteristics of a residential air conditioner - Modeling of shutdown transients. ASHRAE Transactions, Vol. 92, Pt. 1A, p. 186-202
- Narendra, K, S. Parthasarathy, K. Identification and control of dynamical systems using neural networks. IEEE Transactions on Neural Networks, v.1, n.2, p. 4-27, 1990.
- Nascimento Jr, C. L. Artificial Neural Networks in Control and Optimization. Manchester: UMIST – Control System Centre, 1994
- Nordgren, R. E.; Meckel, P. H. An analytical comparasion of a neural network amd a model-based adaptive controller. IEEE Transactions on Neural Networks, v.4, n.4, p.685-694, 1993.
- Ng. G. W. Application of neural networks to adaptative control of nonlinear systems. New York: John Wiley & Sons, 1997.
- O'Neal, D. L. e Katipamula, S., 1991, Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps: Model development and analysis. ASHRAE Transaction, v. 97, Pt. 2, p. 316-323.

## **UTILIZAÇÃO DE REDES NEURAIS ARTIFICIAIS NA IDENTIFICAÇÃO E CONTROLE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**

**José Antônio Tumialan Borja**

Universidad de La Salle – Bogotá - Colômbia

**Oscar Saul Hernandez Mendonza**

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia

**Enio Pedone Bandarra Filho**

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia

**Abstract.** The refrigeration systems become more essential each day for the modern life, where the necessities of human comfort and products conservation gain more detached in the world. The conventional control of these systems is one of the main causes of loss of energy efficiency, where many alternatives have been proposals for its substitution. Amongst the alternatives most promising, the refrigeration systems are met the variable speed compressor and electronic expansion valve. This work looks for to investigate some advantages of the use of the systems with variable speed, keeping constant the superheating, in the point of view of operation in the band recommended for the manufacturer, who is considered most efficient, using an intelligent dynamic model and intelligent control. A Black-box model (Artificial Neural Network) with architecture of a network is used behind schedule. The network used is trained using given experimental collected of an archetype of the refrigeration system confectioned especially for this intention. The experimental tests had been carried through modifying the speed of the compressor in degree and slope. The control model presented showed satisfactory results.