



## **APLICAÇÃO DE TÉCNICAS MSR E CONTROLE HÍBRIDO FUZZY VISANDO O MÍNIMO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO**

**Moreno G. Francisco. E.,** [francisco\\_moreno78@hotmail.com](mailto:francisco_moreno78@hotmail.com)<sup>1</sup>  
**Antunes, Arthur H.P.,** [arthur.h.pantunes@gmail.com](mailto:arthur.h.pantunes@gmail.com)<sup>1</sup>  
**Bandarra Filho. Enio P.,** [bandarra@mecanica.ufu.br](mailto:bandarra@mecanica.ufu.br)<sup>1</sup>  
**Hernandez M. Oscar S.,** [oscarhm@mecanica.ufu.br](mailto:oscarhm@mecanica.ufu.br)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Federal University of Uberlândia – Faculty of Mechanical Engineering  
Laboratory of Energy and Thermal System

Av. João Naves de Avila, 2160 Campus Santa Monica, Bloco 1M CEP. 38400-089, Uberlandia – MG, Brasil

**Resumo:** Os ciclos de compressão a vapor comumente utilizados em aplicações industriais e residenciais, especificamente, para bombas de calor e sistemas de ar condicionado são operados de maneira clássica e inadequada do ponto de vista de consumo de energia. Entre as alternativas mais promissoras encontram-se os sistemas de refrigeração com compressor de velocidade variável. Este trabalho experimental desenvolvido no laboratório de Energia e Sistemas Térmicos da UFU investiga algumas vantagens do uso dos sistemas utilizando compressor com rotação variável e também uma válvula de expansão eletrônica com o objetivo de reduzir o consumo de energia e elevar o COP. Esta meta pode ser alcançada através do desenvolvimento e aplicação de um controle heurístico. Utiliza-se um modelo proposto experimentalmente através de técnicas de planejamento experimental, aplicando ferramentas de superfície de resposta. Este modelo permite a estimativa do comportamento em regime permanente da frequência de rotação do compressor, possibilitando o conhecimento que vai contribuir, efetivamente, nas malhas de controle. Para as malhas de controle foi desenvolvida uma arquitetura híbrida fuzzy como estratégia do controle, apresentando um comportamento robusto e excelente desempenho no sistema na procura de um mínimo grau de superaquecimento, sempre garantindo melhoria no COP e na capacidade de refrigeração.

**Palavras chave:** Refrigeração, Controle, Fuzzy, Superfície Resposta.

### **1. INTRODUÇÃO**

Os sistemas convencionais de refrigeração e ar condicionado são projetados para atender a carga máxima. Devido à 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 em equipamentos convencionais ou outro método de controle da capacidade. Teoricamente o mais eficiente método de gerenciamento de ciclos de compressão a vapor consiste na combinação do controle do grau de superaquecimento do refrigerante e o controle da velocidade do compressor. Este método fornece varias vantagens em relação aos outros métodos (controle liga/desliga, controle de compressores múltiplos, entre outros). Recentes pesquisas têm obtido grandes melhorias na eficiência energética e na confiabilidade dos sistemas de compressão a vapor utilizando-se da velocidade variável do compressor para garantir o controle da temperatura Shuangquan S. (2004), Koury R. N. (2001) entre outros. No trabalho desenvolvido por Vargas e Parise (1995), onde os autores analisaram a substituição do tradicional sistema “liga-desliga” pelo sistema com velocidade variável do compressor, foi verificado uma economia de 11% no consumo de energia elétrica.

A vazão mássica do refrigerante pode ser variada instantaneamente dentro do ciclo de compressão a vapor com a utilização de novas tecnologias. Uma das maneiras de ter total controle sobre o sistema é utilizar uma válvula de expansão eletrônica (EEV), que substituem as tradicionais válvulas de expansão termostáticas (TXV). Quando se trata da estabilidade dos sistemas EEV- evaporador, os estudos guiam-se em dois aspectos: características do sistema e operacionalidade destes mesmos. Outtagarts et al. (1995) estudaram a viabilidade de mudar a vazão mássica do refrigerante usando EEV. À resposta do evaporador, constante do tempo e retardos são identificados numa função da temperatura do evaporador e velocidade do compressor como principais atuadores nos resultados experimentais. Nestes estudos Outtagarts et al. (1997) foram estudados dois algoritmos: PID e controle ótimo linear-quadrático (QQR). Jia et al. (1995) observou a experiência do sistema em pequenos períodos transitórios ao decrescer ou aumentar um passo à vazão do refrigerante. Yasuda (1994) expressa a relação entre parâmetros estáveis e de operação do sistema de refrigeração numa resposta das temperaturas de entrada e saída do evaporador para posições da válvula expressas por duas funções de transferências. Yasuda discute os efeitos dos parâmetros PI na estabilidade do sistema. Para grandes valores nas constantes proporcional e integral (PI), o controlador da EEV tende, a prolongar o tempo da estabilidade do sistema.

A procura por técnicas para o controle de sistemas de refrigeração e ar condicionado buscam, nos dias atuais, obter melhores rendimentos térmicos e mecânicos, visando uma efetiva integração de sistemas de refrigeração e ar condicionado com a eletrônica e computadores, fornecendo uma ampla e contínua possibilidade de novas soluções tecnológicas. Este trabalho apresenta a construção, instrumentação, controle e avaliação de uma bancada de ensaios de um sistema de compressão a vapor; integrando os princípios de projeto térmico, projeto eletrônico, programação de computadores e técnicas de controle que levem a aumentar a eficiência da operação do sistema controlando estritamente o grau de superaquecimento de maneira a manter apropriadamente as condições normais de operação do sistema em função das principais variáveis do processo.

## 2. BANCADA EXPERIMENTAL

A Figura 1 ilustra um diagrama esquemático da bancada experimental que foi construída para os ensaios. A circulação do fluido refrigerante R22 é gerada por um compressor semi-hermético, modelo Octagon da empresa Bitzer compressores. O evaporador, com capacidade de 17.5 kW (5 TR), é do tipo tube-in-tube de 7.252 m de comprimento, compostos por tubo interno de cobre com diâmetro de 15.6 mm. O tubo externo é confeccionado em ferro, com diâmetro externo de 22.2 mm e pintura epóxi. O refrigerante escoa pelo tubo interno dos trocadores e a água escoo no espaço anular do tubo externo. Para segurança do compressor, foi instalado um separador de líquido após o evaporador, evitando possíveis riscos de entrada de refrigerante na fase líquida no compressor, que pode ocasionar a quebra imediata do compressor pelo denominado golpe de líquido. Um condensador, com capacidade de 17.5 kW (5 TR), também confeccionado de 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, evitando ao máximo a perda de calor para o ambiente. Para o resfriamento da água de condensação, foi utilizado um circuito secundário composto por uma torre de resfriamento, instalada no lado externo do laboratório. A água de alimentação do evaporador, responsável pela variação da carga térmica no sistema, é procedente de um tanque de armazenamento térmico de 0.1 m<sup>3</sup> e contém uma resistência elétrica, com potência de 15 kW, comandada pelo controlador lógico programável (CLP), operando de forma a controlar a temperatura da água na entrada do evaporador em um valor estipulado para os ensaios.

Em relação à instrumentação, para as medidas de temperatura foram utilizados sensores do tipo PT100 e para pressão, sensores do tipo piezos-resistivos. Foi adquirido, um variador de frequência para controlar a velocidade de rotação do compressor. Um medidor de vazão do tipo coriolis foi adicionado ao circuito principal do R22, complementando a instrumentação. A aquisição de dados foi realizada por intermédio de uma placa eletrônica com sinal de saída analógica que foi projetada no laboratório LEST para essa finalidade. Os sinais analógicos eram convertidos em digitais por intermédio do controlador lógico programável (CLP) e os dados eram monitorados e gerenciados através de um programa elaborado no LABVIEW. O sistema conta, ainda, com uma válvula de expansão termostática (TEV) de 5 TR, instalada paralelamente em bypass a uma válvula de expansão eletrônica (EEV) marca danfoss modelo ETS25, com motor de passo bipolar operado eletronicamente.

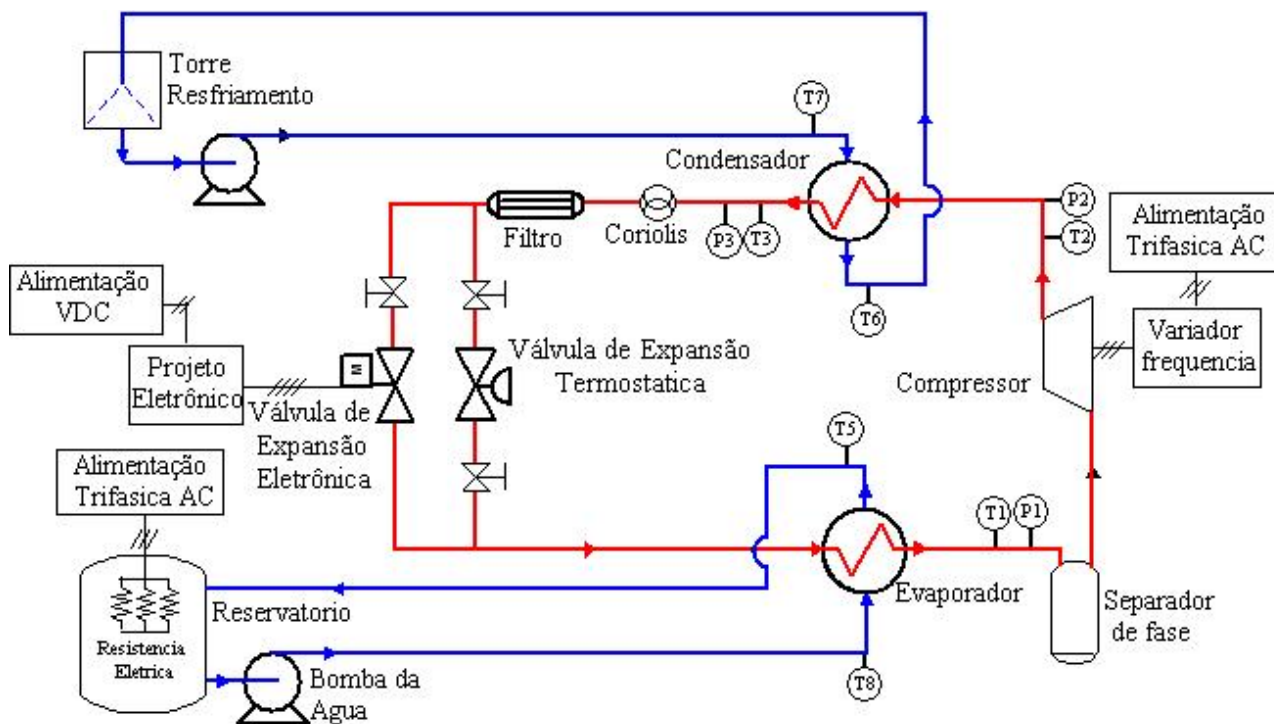


Figura 1. Representação esquemática da bancada experimental.

### 3. MODELAGEM E ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.

Com o objetivo de obter um conhecimento do comportamento estático das variáveis, o sistema de refrigeração foi submetido a um planejamento experimental ou simplesmente DOE (do inglês, *Design of Experiments*), a partir de condições em regime permanente, a fim de analisar as tendências dos parâmetros do sistema em superfícies de resposta. Existem dois tipos principais de arranjos experimentais para a coleta de dados na metodologia de superfície de resposta: o arranjo central composto e o Box-Behnken.

Foi aplicado um arranjo central composto de Face centrada (CCF), caracteriza-se por dispor os pontos axiais sobre o centro de cada face do espaço fatorial, ou seja  $\alpha = +1$  ou  $\alpha = -1$ . Requer 3 níveis para cada fator. Foram estabelecidos dois fatores atuantes no sistema: número de passos da válvula de expansão (VEE) e frequência de rotação do compressor (FREQ) 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).

Na tabela 1 são apresentados os fatores e níveis adotados no planejamento experimental CCF.

**Tabela 1 - Fatores e níveis adotados no planejamento experimental CCF.**

Fatores					
Passos Válvula de Expansão VEE			Frequência de rotação do compressor FREQ		
-1	0	+1	-1	0	+1
$-\alpha$		$+\alpha$	$-\alpha$		$+\alpha$
-400	0	+400	40	50	60
Abrindo-se ←		Fechando-se →		Baixas frequências ←	
				Altas frequências →	

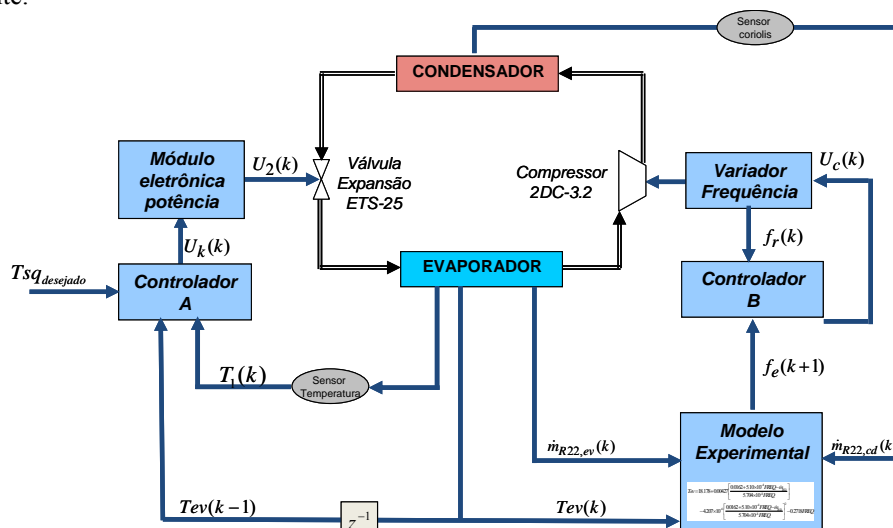
As duas variáveis estudadas utilizadas como fatores do planejamento, guiaram à necessidade de realizar 12 ensaios aleatoriamente mais quatro repetições no ponto central para a estimativa do erro experimental.

A combinação das respostas dos ensaios permite a obtenção de uma correlação multivariável (modelos linear ou quadrático), que facilita a compreensão e a visualização do comportamento das variáveis de processo em regime permanente da temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ), Vazão do refrigerante R22 ( $\dot{m}_{R22}$ ) e Coeficiente de Desempenho ( $COP$ ), entre outros. As funções que descrevem o comportamento da vazão do refrigerante ( $\dot{m}_{R22}$ ) e da temperatura de evaporação, também chamadas funções objetivos são apresentadas nas seguintes equações:

$$\dot{m}_{r22} = 0.0162 + 5.10 \times 10^{-4} FREQ - 5.704 \times 10^{-8} FREQ \times VEE \quad (1)$$

$$T_{ev} = 18.178 + 0.00427VEE - 4.207 \times 10^{-6} VEE^2 - 0.2718FREQ \quad (2)$$

Assim, as equações anteriormente apresentadas são solucionadas matematicamente através de iterações internas desenvolvidas no software labview. Portanto, a finalidade deste modelo é proporcionar saídas futuras no sistema, preditas para cada instante de tempo e facilitar a execução de futuras ações guiadas para levar o sistema mais próximo possível de uma referência estável. A figura 2 mostra a estrutura experimental empregando o modelo proposto experimentalmente.



**Figura 2. Estrutura Experimental: malha fechada trabalhando com o modelo proposto experimental.**

#### 4. IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLE HÍBRIDO NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR.

##### 4.1. Controle do superaquecimento através da válvula de expansão utilizando um controlador fuzzy.

O controlador denominado (A), na figura 2, está fundamentado na arquitetura de um controlador fuzzy convencional proporcional e integrativo (PI) utilizado neste trabalho para comandar o motor de passos da válvula ETS25.

O controle proposto é do tipo sintonizado heurísticamente, admite como entradas: o erro ( $e$ ) o erro acumulado ( $e_a$ ) em relação ao sinal de referência. O comando é o resultado do sinal de saída ( $U_k$ ) do controlador fuzzy codificado a três bits, formato binário, multiplicado pelo ganho introduzido no programa do computador ( $k_{pc}$ ) igual a 1. O sinal de saída para o atuador ( $U_2$ ) gera um valor (numero de passos) para o qual o motor deverá atuar.

Sete conjuntos difusos tipo triangular foram utilizados para cada uma das variáveis de entrada. Estes conjuntos formados por funções de pertinência representa um valor lingüístico denominados por: NG, NM, NB, ZO, PB, PM, PG, ou seja negativo grande, negativo médio, negativo baixo, zero, positivo baixo, positivo médio e positivo grande respectivamente. O universo de discurso para a variável erro e erro acumulado é definido como  $[-4, 4]$ , sendo que qualquer erro ou erro acumulado com valores de acima ou abaixo do universo terá como função de pertinência PB ou NG. O mecanismo de inferência escolhido foi o max-prod e a saída do tipo Sugeno de ordem zero, assumindo os valores: NG=-8, NM=-4, NB=-2, ZO=0, PB=2, PM=4 e PG=8, para a variável de saída ( $U_k$ ) o intervalo de passos definidos como  $[-8, 8]$ .

##### 4.2. Controle da Velocidade do motor do compressor utilizando um controlador fuzzy Adaptativo

Para melhorar a eficiência do ciclo de compressão a vapor, implementou-se outro controle denominado (B), mostrado na figura 2, baseado em uma lógica difusa adaptativa para controlar a frequência de rotação do compressor.

A relevância deste tipo de controlador adaptativo difere dos controladores fuzzy convencionais, por possuir reajuste automático para adaptar-se a novas características do processo que se deseja controlar, Garcia (2006). A necessidade de identificar estas mudanças e de se adaptar a novas condições, acrescenta aos controladores fuzzy adaptativos dois componentes extras, que não estão presentes nos controladores fuzzy convencionais. O primeiro componente é o “Monitor do Processo” cuja função é detectar as mudanças nas características do processo, podendo ser uma medida do rendimento de atuação do controlador ou um parâmetro baseado no estado do processo. O segundo componente adicional é o “mecanismo de adaptação”, que a partir da informação proporcionada pelo monitor do processo atualiza os parâmetros do controlador, tais como: fator de escala de cada variável, conjunto difuso de cada nome lingüístico ou as regras da base de conhecimento.

Foram definidas para cada uma destas entradas três funções de pertinência [(N)negativo, (Z)zero e (P)positivo] do tipo triangular, igualmente espaçadas e definidas dentro de um universo de discurso sintonizado de forma heurística. A saída do controlador fuzzy é do tipo Sugeno de ordem zero, com valores “crisp” (N=-1.0, Z=0 e P=1.0) constantes.

Para o mecanismo de adaptação. Foi estabelecido um universo de discurso normalizado num intervalo de  $[-1 a 1]$ , acoplado ao controlador fuzzy primário. Cabe destacar que o sistema é monitorado a partir da média absoluta da derivada do erro ( $|\Delta \bar{e}|$ ) e da média absoluta da saída do controle ( $|\Delta \bar{U}_c|$ ) observando os três últimos tempos de amostragem.

De forma similar, foram definidas para cada uma das entradas do mecanismo fuzzy de adaptação, três funções de pertinência [(P)pequeno, (M)médio e (G)grande] do tipo triangular, igualmente espaçadas definidas dentro do universo de discurso das variáveis de entrada e sintonizadas de forma heurística. O mecanismo de inferência escolhido foi o max-prod e a saída do tipo Sugeno de ordem zero, assumindo os valores D=0.8; M=1 e A=1.2.

Assim para realizar o controle da frequência de rotação do compressor com base na informação anteriormente apresentada, foi realizado, inicialmente, um controlador fuzzy primário e em seguida foi implementado um mecanismo fuzzy de adaptação dos ganhos, onde as variáveis de entrada do controlador fuzzy avaliadas a partir do sinal do erro

$e(k) = f_e(k) - f_r(k)$  e da variação do erro  $\Delta e(k) = \frac{e(k) - e(k-1)}{\Delta t}$ , onde  $f_e(k)$  é a frequência estimada e  $f_r(k)$  a frequência real.

#### 5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os testes experimentais foram realizados sob condições extremas de operação do sistema em malha fechada. Para esta avaliação do controlador atua simultaneamente nos dois atuadores, controlando o grau de superaquecimento ( $\Delta Tsq$ ) através da manipulação da válvula de expansão eletrônica da frequência de rotação do compressor.

### 5.1. Primeiro Teste

Para a execução deste teste, foi estabelecida como condição inicial de trabalho uma frequência de rotação 35 Hz (900 RPM) no sistema, com objetivo de observar o comportamento do controlador híbrido em condições de baixa frequência. É aplicada uma mudança na posição da válvula de expansão eletrônica, forçando até atingir uma temperatura de evaporação igual  $-9^{\circ}\text{C}$  com um grau de superaquecimento igual a  $26^{\circ}\text{C}$ , como se mostra na figura 3. A carga térmica do sistema não foi influenciada pela temperatura da água na entrada do evaporador ( $T_8$ ), pois a mesma foi mantida constante à  $24^{\circ}\text{C}$ . As devidas vazões de água no evaporador e condensador reguladas em  $0.23\text{ kg/s}$  e  $0.989\text{ kg/s}$  respectivamente.

Na figura 3, Após dos 18 minutos com 52 segundos, com o sistema operando em regime estável foi acionado o controlador, que atuou levando o sistema a um novo regime estável para um tempo de acomodação ( $t_a$ ) igual há 181 segundos, com um tempo morto observado de 7 segundos. Pode-se observar nesta figura o controle do grau de superaquecimento ajustando-o na ordem dos  $6.9^{\circ}\text{C}$  com uma temperatura de evaporação de  $9.5^{\circ}\text{C}$ . O grau de subresfriamento e temperatura de condensação mantiveram-se praticamente constante na ordem dos  $21^{\circ}\text{C}$  e  $41.5^{\circ}\text{C}$  respectivamente. A evolução do grau de superaquecimento e a temperatura de evaporação não apresentaram comportamentos oscilatórios relevantes.

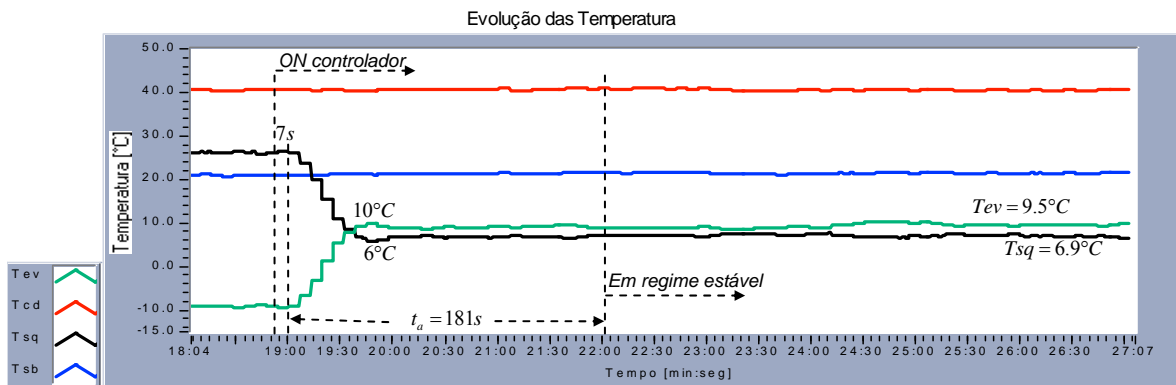


Figura 3. Comportamento do sistema no primeiro teste.

O comportamento da capacidade de refrigeração (taxa de transferência de calor no evaporador ( $\dot{Q}_{ev}$ ), como se mostra na figura 4 apresentou um aumento em  $950\text{ W}$  com a atuação do controlador, estabelecendo-se em regime estável na ordem dos  $4.75\text{ kW}$  com um consumo de potência de  $1.965\text{ kW}$ . Foi registrado um máximo do  $\dot{Q}_{ev}$  na ordem dos  $5.8\text{ kW}$ , com potência de consumo de  $1.91\text{ kW}$ , aos 19 minutos e 30 segundos.

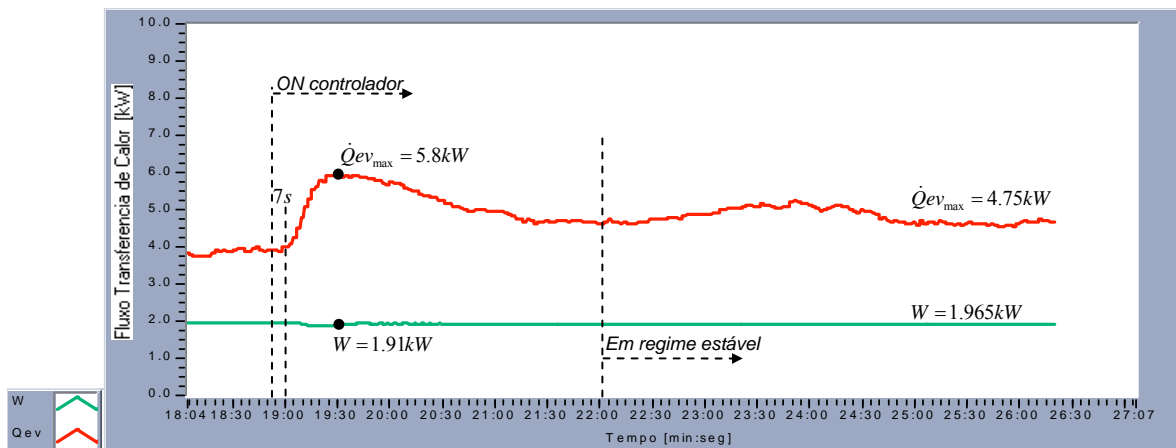


Figura 4. Transferência de calor no evaporador e potência consumida no primeiro teste.

A variação do COP é mostrada na figura 5, o controlador melhorou o coeficiente de rendimento do sistema durante sua atuação, apresentando uma melhoria na ordem dos 1.9 até os 2.42.

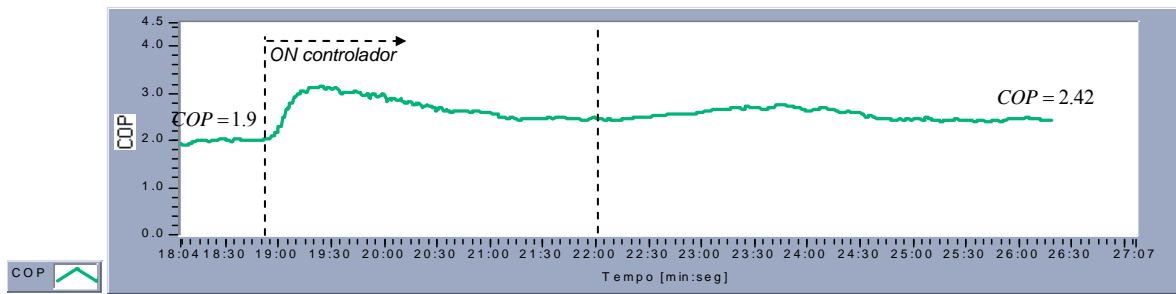
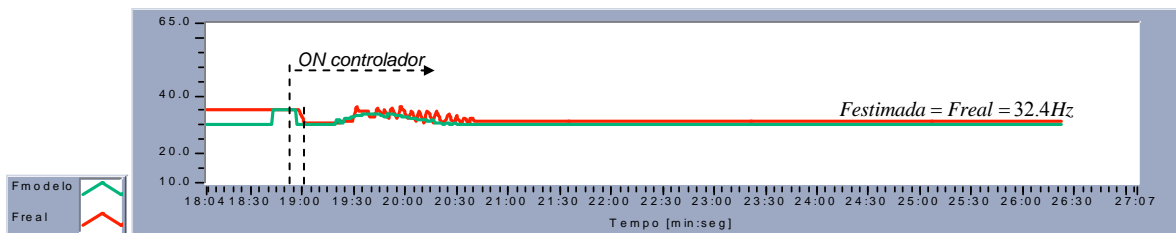


Figura 5. Evolução do Coeficiente de eficácia no primeiro teste.

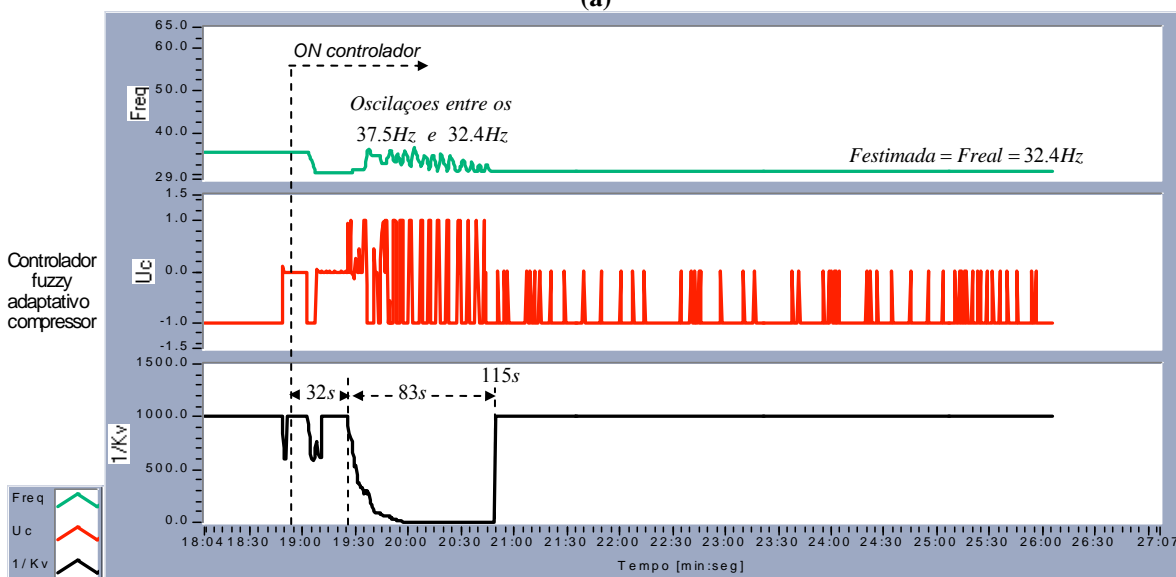
No momento em que o controlador é ligado, ele detecta uma diferença entre a frequência estimada pelo modelo e a frequência real. O valor inicial de  $K_v$ , como fator de adaptação do controlador observado na figura 6b, é muito pequeno, o que implica dizer que a derivada do erro tem pouca importância para o controlador principal e que há também inicialmente, o envolvimento de um número restrito de regras. Portanto, durante 32 segundos o controlador atua sem nenhuma compensação do sinal de saída ( $U_c$ ) para diminuir a frequência do compressor, ou seja, trabalha tipo *on-off*.

Com o passar do tempo, observa-se na figura 6b, que o valor de  $K_v$  como mecanismo interno de adaptação vai aumentando, tornando o controlador mais sensível ao  $\Delta e(k)$ , consequentemente um número maior de regras do controlador principal é utilizado, o que melhora o desempenho do controlador. Portanto, o valor inicial de  $K_v$  influencia o número de regras envolvidas no controlador principal ao inicializar-se o processo de controle e a "velocidade" com que outras regras são "atingidas" também são afetadas. Assim o controlador atua gerando saídas moduladas de forma a diminuir o erro.

O valor de  $K_v$  foi monitorado passo a passo pelo mesmo controlador adaptativo, após os 115 segundos quando o controlador foi acionado, restabeleceu o valor do  $K_v$  inicial, para se manter dentro de uma faixa de  $\pm 1\%$  por mais de 20 instantes de amostragem. Como pode ser observado na figura 6b, o valor de  $1/K_v$  convergiu para um valor de  $1/25$  maior sensibilidade.



(a)



(b)

Figura 6. Efeitos do controlador lógico difuso adaptativo no primeiro teste: (a) evolução das frequências de referência e real do compressor. (b) Sensibilidade ( $1/K_v$ ), sinal de saída ( $U_c$ ) do controlador (B) difuso adaptativo.

## 5.2. Segundo Teste

Para este ensaio experimental, os resultados foram satisfatórios na atuação do controlador híbrido na procura do mínimo grau de superaquecimento deste tipo de sistemas. Para este teste, foram impostas condições iniciais em regime permanente, uma frequência de rotação do compressor em 35 Hz (900 RPM), um grau de superaquecimento inicial  $24.9^{\circ}\text{C}$  e uma temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) igual  $-9^{\circ}\text{C}$ , como se mostra na figura 7. As vazões mássicas da água correspondentes ao evaporador e condensador permanecem constantes, em  $0.23\text{ kg/s}$  e  $0.989\text{ kg/s}$ , respectivamente. A temperatura da água na entrada do evaporador ( $T_8$ ) permanece constante, na ordem dos  $22^{\circ}\text{C}$ . O ganho ( $k_{pc}$ ) do controlador (A), que atua na EEV foi ajustado à metade. Aos 84 segundos (1 minuto com 24 segundos), o controlador foi ligado, levando o sistema a um novo regime estável com um tempo de acomodação ( $t_a$ ) igual há 122 segundos e um tempo morto de 8 segundos, como se mostra na mesma figura 7. O trabalho do controlador foi satisfatório ao manter um mínimo grau de superaquecimento na ordem dos  $2.5^{\circ}\text{C}$  e uma temperatura de evaporação de  $6.5^{\circ}\text{C}$  com incertezas  $\pm 0.095^{\circ}\text{C}$  e  $\pm 0.075^{\circ}\text{C}$  respectivamente. O grau de subresfriamento apresentou um leve aumento até os  $17.5^{\circ}\text{C}$ . Observa-se que o comportamento da  $T_{ev}$  foi criticamente amortecido e o tempo de acomodação foi muito menor em comparação ao teste anterior. A resposta para a vazão do refrigerante durante a ação do controlador apresentou um comportamento criticamente amortecido, o que ocorreu devido às mudanças leves e lineares da frequência de rotação do compressor, trabalhando na faixa de 35 e 32 Hz.

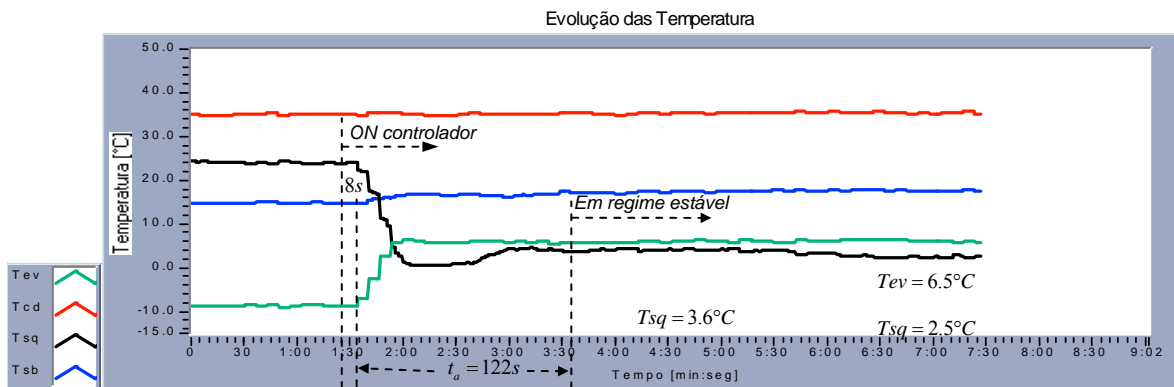


Figura 7. Comportamento do sistema no segundo teste.

Para os 8 primeiros segundos, no momento quando o controlador foi ligado, a taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}_{ev}$ ) manteve-se constante na ordem dos  $4.6\text{ kW}$ , causado pela sensibilidade da válvula de expansão, sensibilidade que corresponde a execução de passos suficientes de abertura para produzir um efeito, como se observa na figura 8. A capacidade ( $\dot{Q}_{ev}$ ) apresentou um aumento de  $650\text{ W}$  de um regime a outro, estabelecendo-se na ordem dos  $5.12\text{ kW}$  com uma diminuição da potência consumida até os  $1.89\text{ kW}$ . Após 118 segundos (1 minuto com 58 segundos) inicia-se uma transferência de calor no evaporador máxima de  $6.23\text{ kW}$  e o COP registrado nesse mesmo instante de tempo foi  $3.2$ . É importante ressaltar, para este teste, a influência e ação do controlador, foram registrados intervalos de tempos mais rápidos menores para atingir a máxima transferência de calor ( $\dot{Q}_{ev}$ ). Houve uma diferença de 30 segundos, em comparação com o primeiro teste, onde foram registrados 39 segundos para poder atingir o máximo  $\dot{Q}_{ev}$ .

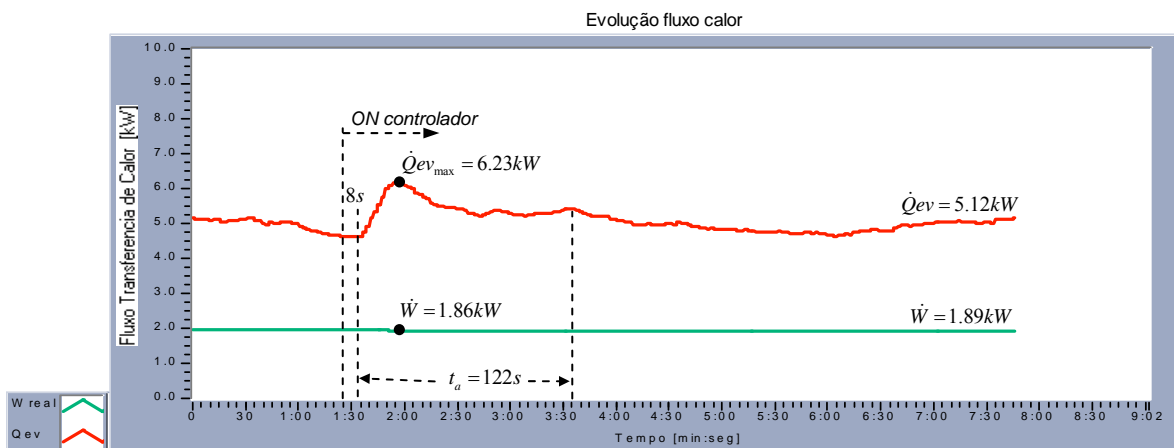


Figura 8. Transferência de calor no evaporador e potência consumida no segundo teste.

Na figura 9 é apresentado o comportamento do sinal de saída do controlador atuando na frequência do compressor. Para este controlador, durante o período transitório, nota-se com sua mínima sensibilidade, portanto, seu comportamento não foi influenciado pelo  $\Delta e(k)$ , isto ocorre devido à máxima rapidez de convergência nesta condição de trabalho.

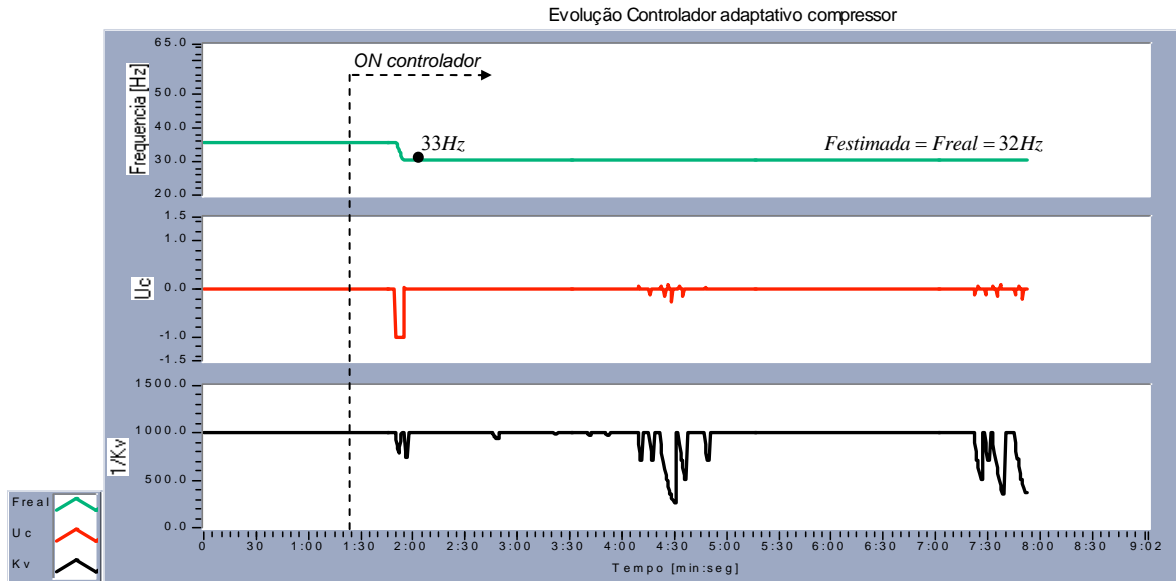


Figura 9. Efeitos do controlador lógico difuso adaptativo no sistema segundo teste: Sensibilidade ( $1/Kv$ ), sinal de saída ( $Uc$ ) do controlador (B) difuso adaptativo.

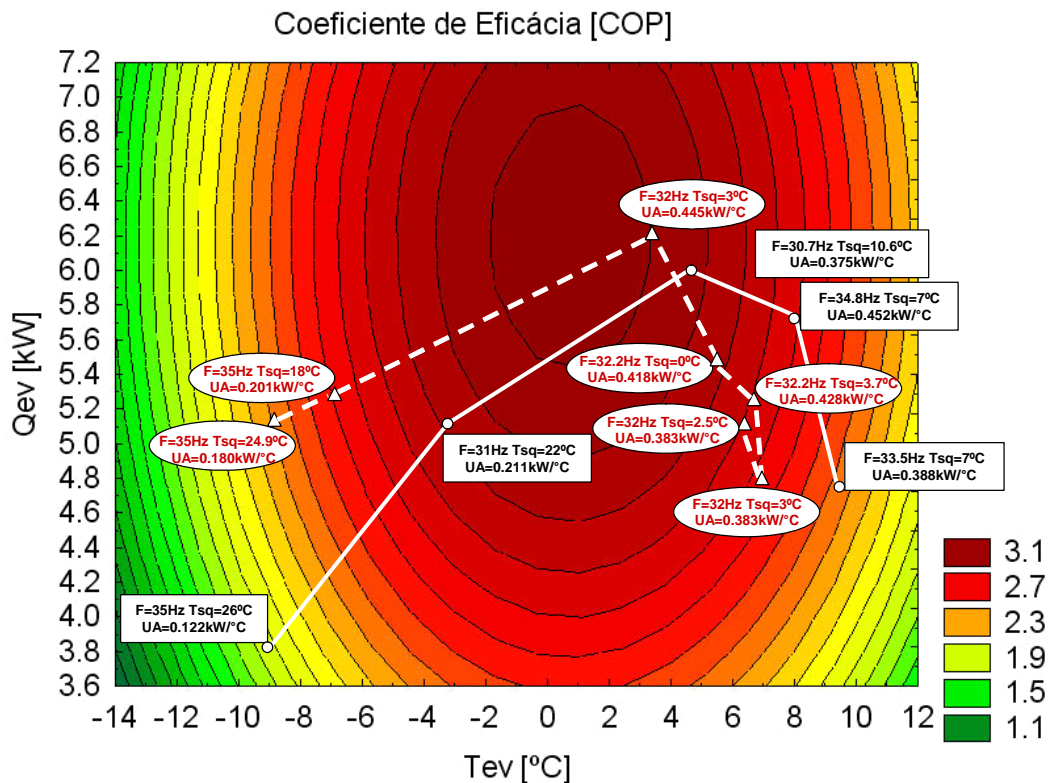


Figura 10. Trajetória do comportamento de coeficiente de eficácia ( $COP$ ) em função da capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ) para os dois testes executados

Na Figura 10 é apresentada a uma comparação realizada entre o primeiro teste (linha contínua) e o segundo teste (linha tracejada), que trabalharam com a condição inicial da frequência de rotação de 35 Hz e com graus de superaquecimento iniciais de 26°C e 24.9°C, respectivamente. A trajetória do segundo teste (linha tracejada) atinge o



maiores valores de COP. Nos dois testes, as oscilações no transitório foram minimizadas e estabilizaram a uma faixa de operação entre os 35 Hz e 32 Hz. A dinâmica do sistema, comporta-se de forma muito amortecida nestes dois testes, mas um menor tempo de convergência foi atingido pelo segundo teste, ajustando o mínimo grau de superaquecimento. Disponibilizando um resultado valioso quando se trata de sistemas de refrigeração trabalhando sob controle de sistemas difusos convencionais e adaptativos simultaneamente em suas variáveis atuadoras.

O comportamento do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ) para os dois testes realizados, influenciado pelo controlador atuando na bancada experimental, podem ser observado nesta mesma figura 10, observa-se para o primeiro teste (linha continua) que o coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor possui um valor mínimo inicial de 0.122 kW/°C. Um máximo ( $UA$ ) na ordem dos 0.452 kW/°C foi atingido pelo controlador ao abrir a válvula de expansão eletrônica, representando assim uma maior vazão de refrigerante no sistema, mesmo com ajustes da frequência do compressor na ordem dos 34 Hz. O coeficiente global por unidade de área neste primeiro teste foi localizado em regime estável na ordem dos 0.388 kW/°C e frequência em 33.5 Hz. Além de melhorar o COP do sistema, uma evolução positiva de ( $UA$ ) também ocorre no evaporador, o que representa a qualidade do controlador para se operar em níveis referenciados pelo fabricante dos trocadores. Paralelamente na mesma Figura 10, o comportamento do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca de calor ( $UA$ ) para o segundo teste (linha tracejada), experimentou um aumento, partindo de 0.18 kW/°C até 0.384 kW/°C, à frequência de 32 Hz, com máximos valores registrados na ordem dos 0.445 kW/°C.

## 6. CONCLUSÕES

A aplicação do planejamento experimental proporcionou a análise dos resultados de maneira objetiva. O delineamento experimental foi tratado da forma mais simples possível, com o intuito de reconhecer a dinâmica do sistema como em um processo iterativo de variáveis.

Variações significativas da temperatura de evaporação foram observadas ao se manipular a frequência de rotação do compressor (FREQ) e ao se abrir ou fechar a válvula de expansão eletrônica (VEE). Portanto, estes parâmetros, podem compor satisfatoriamente uma malha de controle SIMO para a temperatura de evaporação.

Torna-se evidente que os dispositivos de expansão, tais como as válvulas de expansão e aplicações com compressores de velocidade variável, têm um papel fundamental no quesito conservação de energia. Assim, o rendimento destes sistemas controlados pode ser melhorado através do estudo de novas tecnologias, como por exemplo, a utilização de refrigerantes alternativos.

Mudanças na velocidade do compressor permitem que o sistema opere mais confortavelmente e adequadamente a diferentes condições de trabalho.

Foi implementado um modelo para o controle do grau de superaquecimento controlando simultaneamente a abertura da válvula de expansão eletrônica ETS25 e a frequência de rotação do compressor, aproveitando as vantagens oferecidas pelos controladores difusos.

A estratégia de controle garantiu boa estabilidade ao sistema e minimizou a diferença nas vazões dos trocadores de calor. Observou-se uma excelente rendimento do controlador em manter o grau de superaquecimento do refrigerante R22 num nível desejado.

Finalmente, o fato na aplicação do variador de frequência neste sistema como ferramenta de automação, permitiu uma economia de energia elétrica anual, uma redução de custos e maior confiabilidade em relação ao uso do sistema, favorecendo investimento em um curto espaço de tempo.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de expressar seu agradecimento às empresas ACP Termotécnica, pela doação dos trocadores de calor, EMERSON, pela válvula de expansão termostática, BITZER Compressores pelo compressor do sistema e DANFOSS pela doação da válvula de expansão eletrônica. Ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) e FAPEMIG pelo apoio financeiro.

## 8. REFERENCIAS

- Box G.E.P., Draper N.R. Empirical Model-Building and Response Surfaces, John Wiley & Sons, 1 ed, 650 p, 1987.
- Dhar M, Soedel W. "Transient analysis of vapor compression refrigeration system: part I, mathematical model and part II", computer simulation. Proceedings of 15th International Congress of Refrigeration Meeting Venice, Italy 1979:1035-67.
- Garcia F.E. "Estudo experimental de um controle adaptativo para um sistema de refrigeração." 2006. 108 f. Tese de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, MG - Brasil.
- Jia X, Tso C.P, Chia P.K. "A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator." International Journal of Refrigeration 1995;18(5):336-42.
- Koury R. N. N., Machado L.E, Ismail K. A. R. "Numerical simulation of a variable speed refrigeration", Int. J. Refrigeration, Vol. 24, pp. 192-200, 2001;

- Outtagarts A, Haberschill P, Lallemand M. Comportement dynamique d'un e'vaporateur de machine frigorifique soumis a` des variations de debit. In: Proceedings of 19<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, B2. La Haye, Netherlands, 1995. p. 413–20.
- Outtagarts A, Haberschill P, Lallemand M. The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve. International Journal of Energy Research 1997;21:793–807.
- Shunagquan S. "Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data", Int. J. Refrigeration, Vol 27, 2004, pp. 805- 815.
- Vargas J. V.C., Parise J. A.R. "Simulation in transient regime of a heat pumb with closed-loop and on-off control", Int. J. Refrigeration, Vol. 18, No. 4, pp. 235-243, 1995.
- Yasuda H. "Modeling of refrigeration cycle dynamics for air conditioner." Transaction of JSME 1994;60(573):103–10.

## 9. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

### **CONTROL TECHNIQUES MSR AND FUZZY HYBRID FOCUSING ON THE MINIMUM DEGREE OF SUPERHEATING**

**Abstract.** *The vapor compression systems used in industrial and residential applications, specifically to heat pumps and air conditioning systems present a classical control and inadequate under energy consumption point of view. The most promising alternative to this is the use of the variable speed compressor. The present work, development in the Energy and Thermal System Laboratory of Federal University of Uberlandia, analyze some advantages of the use of variable speed compressor and electronic expansion valves focusing on energy consumption reduction and increase of the coefficient of performance, COP, trough of the development and application of heuristic control. In these conditions, a proposed model experimentally based on experimental planning techniques, applying tools of answer surfaces. This model allows the estimative of the dynamic behavior of the compressor frequency to contribute in the control mesh and was developed fuzzy hybrid architecture as control strategy, showing an good performance on the system, searching a minimum degree of superheating, focusing on the better COP zones and also refrigeration capacity.*

**Keywords:** *Refrigeration, Control, Fuzzy, superheating, Surface.*