

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO SEMI-EMPÍRICO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Giovanna Fabris

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais – Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais
gfabris@gmail.com

Gilva Altair Rossi de Jesus

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais – Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais
gilva@ufmg.br

Jose Maria Galvez

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais – Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais
jmgalvez@terra.com.br

Luis Machado

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais – Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais
lmachado@ufmg.br

Resumo. O artigo apresentado a seguir teve por objetivo obter o modelo matemático dinâmico de uma válvula de expansão do tipo termostática. A válvula termostática faz parte de um banco de teste ar-ar, e os ensaios necessários à obtenção do seu modelo matemático envolveram o monitoramento de algumas variáveis do ciclo da máquina frigorífica quando a temperatura de ebulição do fluido no evaporador sofre uma perturbação do tipo degrau. Essa perturbação foi causada através do aquecimento do ar que atravessa o evaporador. Através dos registros dos experimentos e utilizando técnicas de identificação, os valores dos parâmetros do modelo foram obtidos. O modelo obtido foi utilizado para calcular os valores da vazão de fluido refrigerante. Foram obtidos os erros relativos a este modelo, comparando os valores calculados com aqueles obtidos dos experimentos. Verificou-se que esses erros não excederam 10%. Assim, conclui-se que o modelo possibilita uma simulação adequada do comportamento da válvula de expansão termostática estudada.

Palavras chave: Válvula de Expansão Termostática, Identificação de Sistemas, Modelagem matemática.

1. Introdução

O trabalho a ser apresentado tem por objetivo a modelagem de uma válvula de expansão do tipo termostática, tipicamente utilizada em sistemas de refrigeração de médio e grande porte. A estrutura do modelo é definida a partir do conhecimento relativo à física do processo e os parâmetros deste modelo são determinados experimentalmente a partir de técnicas de identificação. Nestes ensaios, provocou-se na temperatura do ar na entrada do evaporador uma perturbação tipo degrau, e foram medidas as respostas de algumas grandezas a esta perturbação. Os dados obtidos foram utilizados na determinação do modelo matemático dinâmico da válvula de expansão.

Modelos matemáticos para os diferentes componentes de sistemas de refrigeração vêm sendo desenvolvidos pelos integrantes do Grupo de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica; o modelo para evaporadores, condensadores e dispositivos de expansão do tipo tubo capilar e válvula manual já foram desenvolvidos, além de um modelo simples para compressores. Todos esses modelos estão acoplados em um só bloco, implementados no código computacional CARNOT.FOR, de domínio do Grupo de Refrigeração. A motivação para a obtenção do modelo que descreve a válvula termostática vem da possibilidade de incluir esse modelo como mais uma das diversas sub-rotinas do programa CARNOT.FOR. A ampliação do código computacional possibilitará simular o comportamento de sistemas de refrigeração de médio e grande porte.

2. A Máquina Frigorífica

A máquina frigorífica que será utilizada para os ensaios a serem realizados é a máquina do banco de testes ar-ar pertencente ao Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG. O fato de ser uma máquina ar-ar significa que o fluido que troca calor com o refrigerante tanto no evaporador quanto no condensador é o

ar. O fluido de trabalho utilizado nessa máquina é o diclorodifluorometano (CCl_2F_2), genericamente tratado como refrigerante-12 ou R-12. Todas as tubulações de fluido do banco de testes são bem vedadas e isoladas termicamente.

A Figura 1 é uma representação esquemática do banco de testes, onde são mostrados os componentes básicos e alguns acessórios de uma máquina frigorífica. Os principais componentes de uma máquina frigorífica de compressão de vapor são: o evaporador, o compressor, o condensador e válvula de expansão. Uma descrição sucinta da bancada ar-ar será feita seguindo a seqüência do ciclo frigorífico, a partir do evaporador 2 (Maia, 2000; Van Wylen et al, 1998).

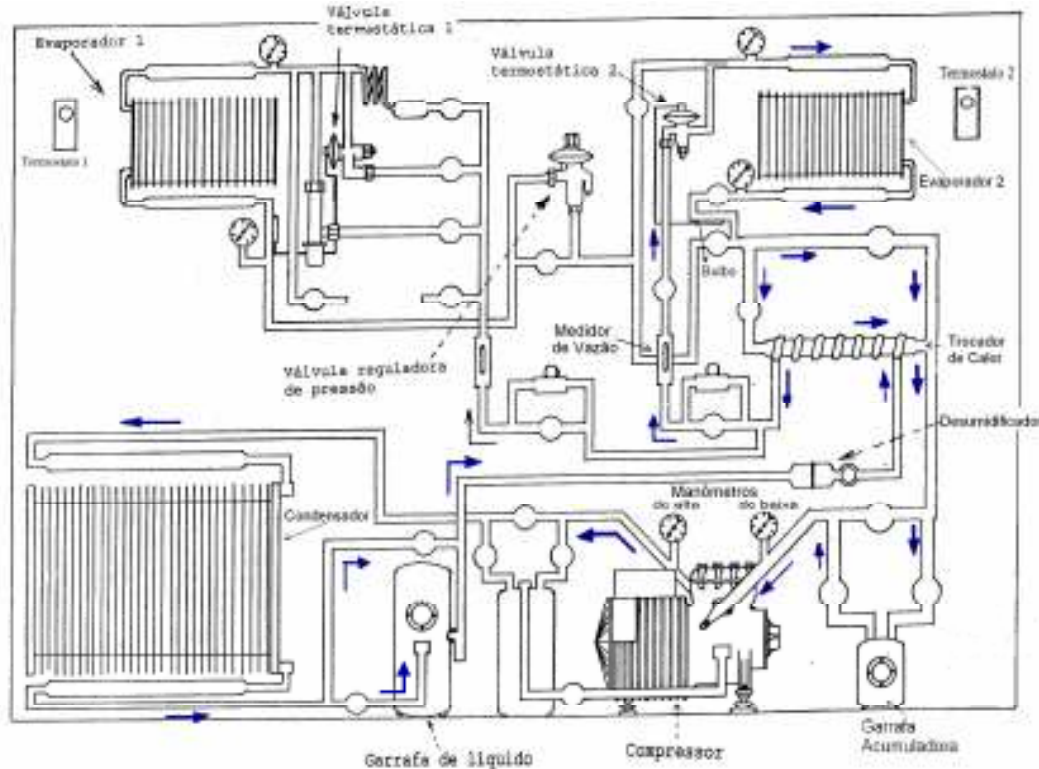


Figura 1: Representação esquemática do banco de ensaios.

O evaporador 2 é o trocador de calor pelo qual o ar ambiente, forçado por um ventilador a passar através da serpentina, cede calor para o fluido de trabalho, que está a uma temperatura cerca de 10-15°C abaixo da temperatura ambiente. O fluido é, então, aquecido e sai do evaporador na forma de vapor, passando, em seguida, por um trocador de calor em contra-corrente, onde recebe uma quantidade adicional de calor a fim de ter seu grau de superaquecimento aumentado. Nesse estado, o fluido passa por uma garrafa acumuladora de líquido para garantir que não haverá entrada de partículas líquidas no compressor. A garrafa acumuladora não é isolada, o que provoca aumento da temperatura do fluido.

O vapor superaquecido recebe trabalho no compressor, passando a uma pressão mais alta, havendo também elevação da temperatura. A seguir, o fluido na forma de vapor, passa pelo condensador. No condensador, o refrigerante rejeita calor para o ar ambiente, que está a uma temperatura cerca de 10-15°C mais baixa e é forçado, por um ventilador, a passar através desse trocador de calor.

Após trocar calor com o ar, o fluido sai do condensador na forma de mistura líquido-vapor, passando então por outra garrafa de líquido. Nessa garrafa, um pescador separa somente o líquido, para que esse siga para um desumidificador e então para o trocador de calor em contra-corrente. Nesse componente, o líquido é sub-resfriado, cedendo calor para o vapor que sai do evaporador para que esse vapor seja superaquecido, como citado anteriormente.

Finalmente, o líquido sub-resfriado segue para a válvula de expansão, onde, sofrendo uma expansão adiabática, é resfriado e passa a uma pressão mais baixa. Um medidor de vazão localizado antes da entrada da válvula de expansão permite a leitura do valor da vazão de refrigerante. Após passar pela válvula de expansão, o fluido retorna ao estado inicial e entra novamente no evaporador, recomeçando o ciclo frigorífico.

2.1. A Válvula de Expansão Termostática

O objetivo principal da válvula de expansão é manter constante o superaquecimento do fluido refrigerante no evaporador, utilizando como variável controladora a vazão do fluido refrigerante na entrada do evaporador. Além disso, a válvula de expansão provoca queda na pressão, e conseqüentemente na temperatura do fluido de trabalho após a saída do condensador.

A válvula de expansão por superaquecimento altera a vazão de refrigerante líquido na entrada do evaporador em função da taxa de evaporação, ou seja, através da ação do superaquecimento do gás de aspiração sobre a válvula.

A Figura 2 apresenta um diagrama esquemático da válvula. Sempre que ocorrer um superaquecimento no evaporador, a temperatura na saída do evaporador sobe, causando aumento na temperatura do bulbo. O fluido que está em contato com o bulbo expande e força o diafragma para baixo, causando abertura da válvula. Com o aumento da vazão na válvula de expansão, e, conseqüentemente, no evaporador, o grau de superaquecimento inicial é restabelecido (Stoecker, 1985).

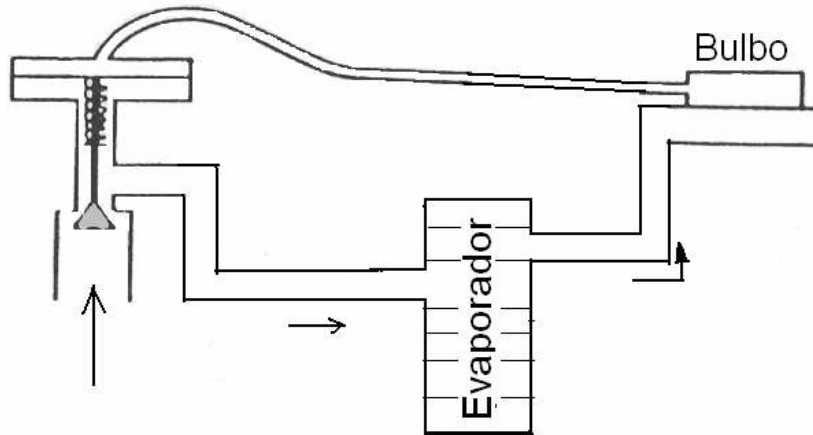


Figura 2. Diagrama esquemático da válvula de expansão controlada por superaquecimento.

Uma das funções da válvula de expansão termostática é manter aproximadamente constante a quantidade de refrigerante líquido dentro do evaporador. Se a quantidade de líquido diminuir, a temperatura do fluido na saída do evaporador aumentará, uma vez que o vapor ficará exposto a uma maior área de troca térmica no evaporador. O aumento de temperatura do vapor superaquecido implicará em um aumento de pressão no bulbo que, por sua vez, irá empurrar o diafragma e conseqüentemente, irá causar a abertura da válvula.

3. Modelagem e Identificação de Sistemas

A modelagem matemática consiste em descrever um determinado sistema físico, por meio de equações obtidas a partir das leis físicas que governam o sistema, ou a partir de técnicas de identificação de sistemas. Os modelos matemáticos resultantes dessas técnicas de identificação são conhecidos como empíricos ou “caixa preta”, e são obtidos através da medição experimental das variáveis de entrada e de saída do sistema em estudo. A elaboração de tais modelos consiste na determinação de: (i) a forma da relação matemática para as variáveis de saída em função das variáveis de entrada (a estrutura do modelo), e (ii) os valores experimentais dos coeficientes desta relação.

O modelo matemático dinâmico apresentado neste artigo será do tipo semi-empírico, sendo que foram utilizados conhecimentos relativos à física do processo para se obter a estrutura do modelo e foram realizados experimentos para a determinação dos valores dos coeficientes presentes na equação. Para que se possa selecionar adequadamente a equação da válvula e o tipo de experimento a ser realizado e quais dados serão medidos, é necessário conhecer o funcionamento da válvula termostática, o ciclo de refrigeração e o funcionamento da máquina frigorífica estudada.

3.1. O modelo Semi-empírico

Para a escolha da estrutura do modelo, considerou-se que a válvula de expansão termostática se comporta como um processo de primeira ordem, (Bonte, 1983). Portanto, assumiu-se que o seu comportamento pode ser representado por uma função de transferência de primeira ordem (Eq. 1), com um ganho em regime permanente k , um atraso no tempo θ , e uma constante de tempo τ (Ogata, 2003). A função de transferência apresentada a seguir representa a relação entre a vazão de fluido refrigerante na saída da válvula $\dot{m}(s)$ e a perturbação na temperatura do evaporador $p(s)$.

$$\frac{\dot{m}(s)}{p(s)} = \frac{k.e^{-\theta s}}{\tau s + 1} \quad (1)$$

Quando o sistema é submetido a uma perturbação degrau, de amplitude igual a diferença de temperatura ΔT , obtém-se :

$$\dot{m}(s) = \frac{\Delta T}{s} \frac{k.e^{-\theta s}}{\tau s + 1} \quad (2)$$

A Transformada Inversa de Laplace, aplicada sobre a Eq. 2, fornece a parcela da equação da vazão na válvula de expansão termostática devida às variações na abertura da válvula após a perturbação.

$$\dot{m}(t) = k.\Delta T \cdot \left(1 - e^{\left(\frac{-(t-\theta)}{\tau}\right)} \right) \quad (3)$$

A esta parcela deve-se somar a equação da vazão na válvula manual uma vez que ela representa a vazão na válvula quando o regime permanente é atingido, na ausência de perturbação (ΔT nulo).

$$\dot{m}_{VE}(t) = C \sqrt{(P_{cond}(t) - P_{eb}(t))} \cdot \rho_L \quad (4)$$

Sendo P_{cond} a pressão na saída do condensador, P_{eb} a pressão de ebulição, ρ_L é a densidade do fluido refrigerante e C é a constante da válvula. Obtém-se assim, a seguinte equação para representar o comportamento da válvula de expansão termostática:

$$\dot{m}_{VET}(t) = \dot{m}_{VE}(t) + \Delta T.k \cdot \left(1 - e^{\left(\frac{-(t-\theta)}{\tau}\right)} \right) \quad (5)$$

ou seja,

$$\dot{m}_{VET}(t) = C \sqrt{(P_{cond}(t) - P_{eb}(t))} \cdot \rho_L + \Delta T.k \cdot \left(1 - e^{\left(\frac{-(t-\theta)}{\tau}\right)} \right) \quad (6)$$

Caso o tempo de observação (t) seja menor ou igual ao atraso, a vazão na válvula de expansão é representada pela Eq. 4. Caso o tempo seja maior que o atraso, deve-se considerar a Eq. 6.

Desta forma, obteve-se a equação que descreve o comportamento da válvula de expansão termostática. É necessário obter os parâmetros desta equação, e deve-se primeiramente conhecer a constante C da válvula. Para tanto, Bonte (1983) sugere que ensaios em regime estacionário sejam feitos, uma vez que essa constante é independente das condições de operação que ocorrem durante o comportamento dinâmico. Experimentalmente, a constante C pode ser obtida medindo-se a vazão na válvula e as pressões de condensação e de ebulição, conforme apresenta a Eq. 7.

$$C = \frac{\dot{m}_{VE}(\infty)}{\sqrt{(P_{cond}(\infty) - P_{eb}(\infty))} \cdot \rho_L} \quad (7)$$

Também os valores k , θ e de τ são obtidos através da análise dos dados e gráficos obtidos experimentalmente. Existem vários métodos para a obtenção desses valores (Aguirre, 2000). O método adotado considera que θ é um atraso puro de tempo, igual ao período decorrido entre a aplicação do degrau e o início da resposta do sistema à entrada; enquanto τ , constante de tempo do sistema, é o tempo que o sistema leva para que a resposta saia do valor que tinha antes da aplicação do degrau e chegue a 63,2% da variação. A Figura 3 apresenta uma curva de resposta típica para um sistema de primeira ordem, quando o mesmo é submetido à uma perturbação degrau.

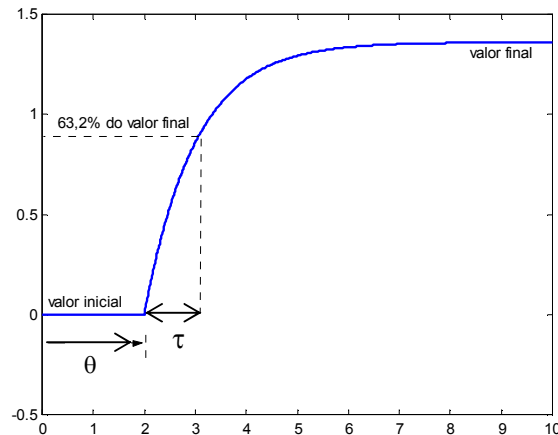


Figura 3 : Resposta ao degrau de um sistema de primeira ordem

O valor do ganho em regime permanente, k , é a relação entre a variação ocorrida na resposta e a variação ocorrida na perturbação. Para o caso em questão, k é obtido através da Eq. 3, fazendo o tempo t tender para infinito. Obtém-se, portanto,

$$k = \frac{\Delta \dot{m}_{VET}}{\Delta T} \quad (8)$$

No caso, $\Delta \dot{m}_{VET}$ é a variação que ocorre na vazão da válvula (resposta) devido à variação na temperatura, ΔT (perturbação), e ambos serão obtidos experimentalmente.

4. Metodologia Experimental

Para que os valores dos parâmetros experimentais da equação que descreve a vazão de fluido refrigerante na válvula de expansão termostática pudessem ser avaliados, foram realizados ensaios no banco de testes descrito na seção 2, que envolviam o monitoramento do comportamento de algumas grandezas do ciclo da máquina frigorífica quando a temperatura de ebulição do fluido R-12, no evaporador, sofresse uma variação do tipo degrau. Essa perturbação é causada no fluido através do aquecimento do ar que atravessa o evaporador. São apresentadas, a seguir, as adaptações introduzidas no banco de testes, com o objetivo de se provocar a perturbação degrau no fluido.

4.1. Dispositivo para Aplicação da Perturbação Degrau

O banco de testes no qual foram realizados os ensaios conta com dois evaporadores. Nos ensaios feitos para o presente trabalho, apenas o evaporador 2 foi utilizado (todas as válvulas do circuito que direcionam o fluido para o evaporador 1 ficaram fechadas). Os ventiladores dos evaporadores 1 e 2 são iguais, conforme mostrado na Fig.1, no entanto foram feitas adaptações apenas para o evaporador 2, uma vez que apenas este foi utilizado.

O sistema de aquecimento do fluido instalado no banco de testes tem que possibilitar uma elevação de temperatura uniforme do ar que entra no evaporador. Para que o aquecimento do ar fosse uniformizado, foi proposta a instalação de uma resistência elétrica de dimensão aproximadamente igual ao diâmetro das pás do ventilador, que fosse posicionada entre o ventilador e o evaporador. Dessa forma, o ar na descarga do ventilador seria aquecido de forma uniforme.

Assim, foi elaborada uma solução através de um suporte, no qual o ventilador foi fixado, e que é também a estrutura para o cilindro que direciona o fluxo de ar e serve de base para a fixação da resistência elétrica. Para o cilindro de condução do ar, foi utilizada uma seção de tubo de PVC, de oito polegadas de diâmetro.

A resistência elétrica foi calculada para provocar uma elevação de 20°C na temperatura do ar. O dimensionamento foi feito conforme as equações listadas a seguir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \cdot \Delta T \quad (09)$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{V}_{ar} \cdot \rho_{ar} \quad (10)$$

$$\dot{V}_{ar} = V_{ar} \cdot A_{seção} \quad (11)$$

$$P = V \cdot i \quad (12)$$

$$V = R \cdot i \quad (13)$$

Para uma estimativa da vazão imposta pelo ventilador, foi realizado um experimento simples. O ventilador foi posicionado em uma das extremidades de um tubo de diâmetro igual a 160 mm, e mediu-se, com um anemômetro, a velocidade do ar a uma distância de aproximadamente 160 mm da extremidade oposta do tubo. Nestas condições, a velocidade medida foi de 3 m/s.

Assim, com os valores obtidos do experimento descrito acima e com os dados de densidade e capacidade calorífica do ar ($\rho_{ar} = 1,2 \text{ kg/m}^3$ e $c_{p_{ar}} = 1,006 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$), foi possível calcular a potência a ser dissipada pela resistência, e portanto, a resistência (em ohms), que ela deve ser instalada é de 11,12 Ω :

Para atender a essa necessidade, $R = 11,12 \Omega$, foi feita uma espira de 6 mm de diâmetro, a partir de 5,5 m de uma resistência com uma resistência do fio de 2,09 Ω/m e diâmetro do fio de 0,9 mm. Ajustes finos do valor da resistência poderiam ser feitos durante a montagem e ligação elétrica. A Figura 4(a) apresenta a disposição do fio de resistência montada no interior do cilindro. Atrás da resistência vêem-se os tubos e aletas do evaporador 2.

Foi feito um furo no cilindro de PVC, na porção mais próxima ao evaporador, para posicionamento de um termopar para medição da temperatura do ar insuflado. A resistência foi fixada no interior do cilindro, de forma a cobrir a maior área possível de escoamento de ar e foi ligada, por fiação adequada, a um disjuntor de 20 A, que é ligado diretamente na rede. A Figura 4.(b) apresenta a montagem resultante.

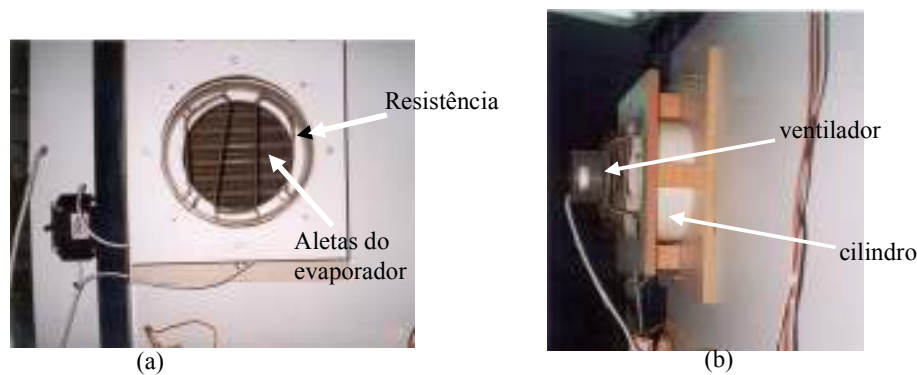


Figura 4. Dispositivo para aplicação da perturbação.

5. Ensaios para obtenção dos valores dos parâmetros experimentais

Para que fossem obtidos os valores dos parâmetros da equação da vazão na válvula de expansão termostática, foram realizados ensaios, nos quais foram monitoradas as temperaturas do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador, a temperatura do ar insuflado, a vazão de fluido R-12, as pressões de condensação e ebulição e a temperatura ambiente. As temperaturas foram medidas através de termopares. A vazão foi medida através de um rotâmetro. As pressões de condensação e de ebulição foram medidas através de manômetros posicionados na aspiração e na descarga do compressor. Para o monitoramento e armazenamento de tais grandezas, os sensores foram conectados a uma placa de aquisição de dados, que enviava os sinais para um computador, de forma que tais dados pudessem ser gravados em um arquivo para análise posterior.

Os ensaios realizados consistiram, basicamente, de três etapas: (1) Procedimento para ligar a máquina e monitoramento do regime transiente até que o regime permanente fosse estabelecido; (2) Perturbação do tipo degrau na temperatura do ar insuflado no evaporador e monitoramento das grandezas de interesse até o estabelecimento de um novo ponto de operação; (3) Desligamento da resistência elétrica e monitoramento do retorno das grandezas de interesse para o ponto de operação original. As etapas 1 e 3 duraram, dez minutos, já a etapa 2 durou 20 minutos, que corresponde ao tempo durante o qual a perturbação foi aplicada. Durante as três etapas os dados foram medidos e registrados.

Os gráficos gerados, de perturbação tipo degrau na temperatura do ar e temperatura de ebulição no evaporador, são apresentados na Fig. 5. E a Figura 6 apresenta o comportamento da vazão do fluido R-12.

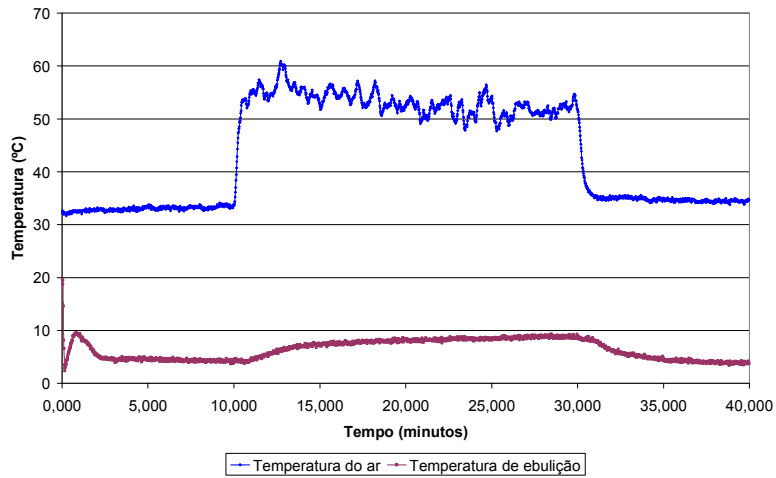


Figura 5: Temperaturas medidas durante o ensaio

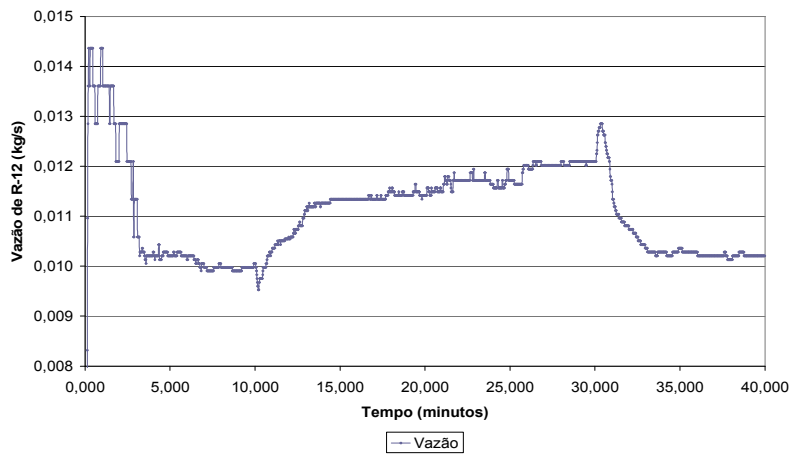


Figura 6 : Vazão do Fluido de Refrigeração R-12

Também a temperatura na saída do evaporador foi medida, que é a temperatura que indica o grau de superaquecimento. O resultado é apresentado na Fig. 7.

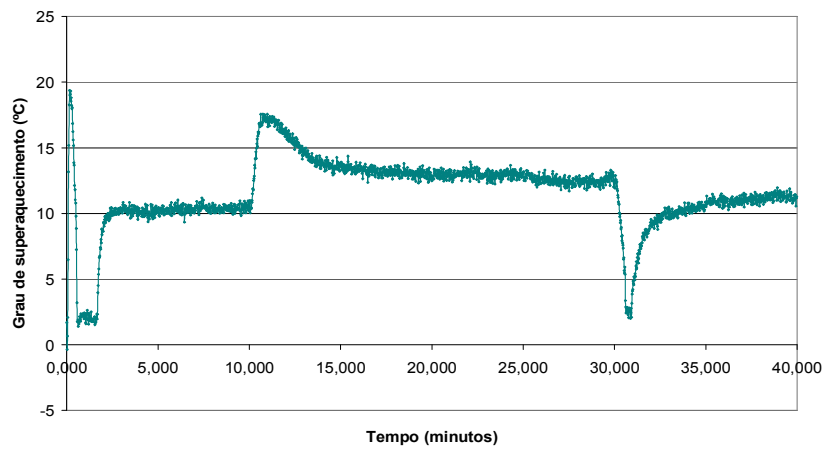


Figura 7: Grau de Superaquecimento

6. Cálculo do coeficiente C e dos parâmetros k, θ e τ .

O coeficiente C da válvula é calculado utilizando a Eq. 7 e os valores medidos em regime permanente antes de se aplicar a perturbação, apresentados na Tab 1. O valor da densidade do fluido R-12, ρ_L foi obtido através do software CATT (Sonntag et al., 1996) e seu valor é 1211,534 kg/m³. Utilizando estes dados, o coeficiente C obtido foi de 0,000003088 m².

Tabela 1 : Valores medidos em regime permanente

| Grandeza | Valores Medidos |
|------------------------|-----------------|
| Temperatura ambiente | 34,0°C |
| Pressão de Condensação | 1216,03 kPa |
| Pressão de ebulição | 354,2 kPa |
| Vazão \dot{m}_{VE} | 0,0100 kg/s |

Os parâmetros k, θ e τ foram obtidos como descrito na seção 3.1. Foram utilizados os resultados apresentados na Fig. 5 (perturbação ΔT) e Fig. 6 (vazão) para o cálculo destes parâmetros. Os valores obtidos foram :

$$k = 0,000152$$

$$\theta = 11$$

$$\tau = 807,839$$

Substituindo os valores obtidos na equação da válvula de expansão termostática, obtém-se o seu modelo matemático dinâmico semi-empírico, apresentado na Eq. (14).

$$\dot{m}_{VET}(t) = 0,3088 \cdot 10^{-6} \sqrt{(P_{cond}(t) - P_{eb}(t)) \cdot \rho_L} + \Delta T \cdot 0,000152 \cdot \left(1 - e^{\frac{-(t-11)}{807,839}} \right) \quad (14)$$

7. Validação do modelo da válvula

Foi realizado um segundo ensaio, onde os dados coletados foram utilizados no procedimento de validação do modelo matemático obtido. Procurou-se realizar um ensaio com condições de operação próximas ao do ensaio utilizado para gerar o modelo. Para este novo ensaio, considerando P_{cond} e P_{eb} valores medidos em regime estacionário, tem-se a seguinte equação para a válvula termostática

$$\dot{m}_{VET} = 0,0096 + \Delta T \cdot 0,000152 \cdot \left(1 - e^{\frac{-(t-11)}{807,839}} \right) \quad (15)$$

A partir do modelo proposto na Eq. 15, foi obtido um gráfico (Fig. 8) para comparação entre os valores de vazão experimentais e calculados pelo modelo da válvula. E a partir deste resultado, foi gerado um gráfico dos erros dos valores calculados em relação aos medidos, apresentado na Fig. 9.

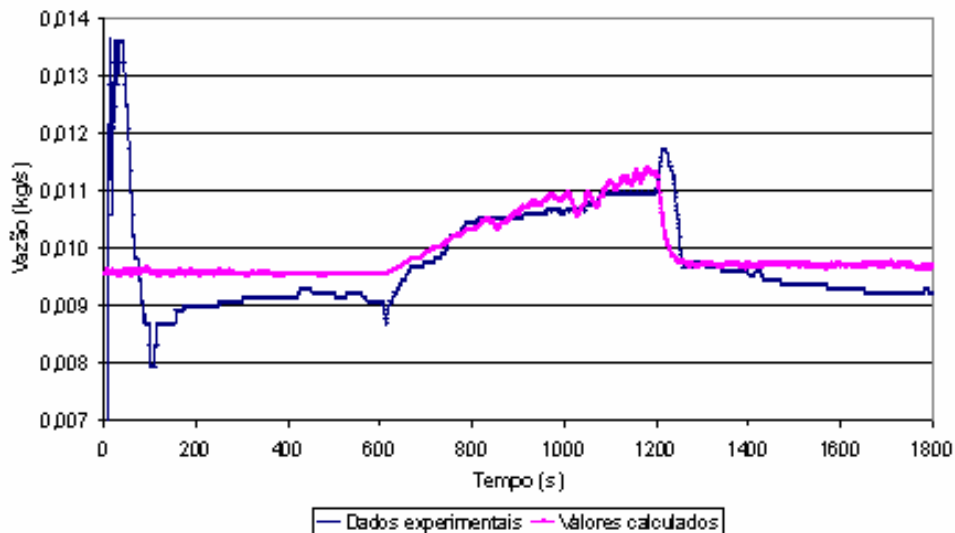


Figura 8: Comparação entre valores experimentais e valores calculados através do modelo.

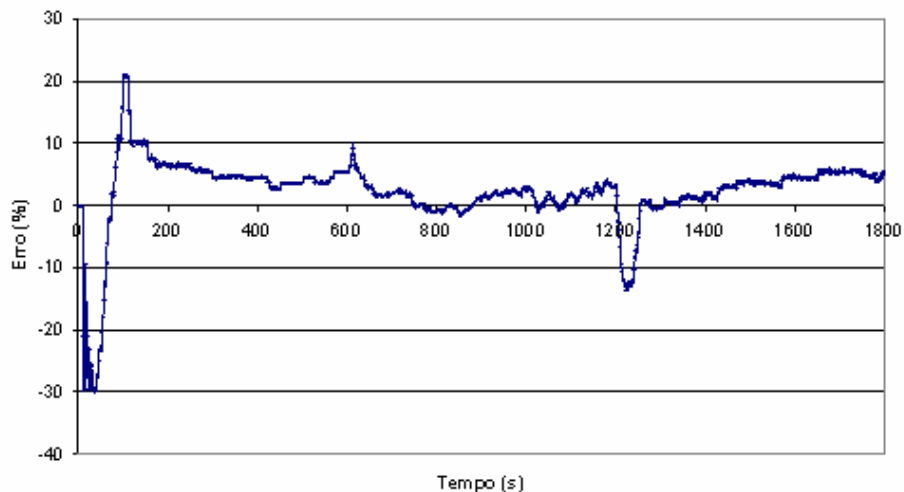


Figura 9: Gráfico do erro percentual dos valores calculados em relação aos dados experimentais,

8. Conclusões

Foi desenvolvido um modelo matemático dinâmico, semi-empírico, de uma válvula de expansão termostática. O modelo foi validado, utilizando dados obtidos em um segundo ensaio. Verifica-se que os gráficos obtidos reproduzem o comportamento real da vazão. Foram obtidos os erros relativos ao modelo, comparando os valores calculados a aqueles obtidos dos experimentos. Na faixa de interesse, verificou-se que esses erros não excederam 10%. Assim, conclui-se que o modelo obtido atende ao objetivo inicial, possibilitando uma simulação adequada do comportamento da válvula de expansão termostática estudada, no domínio da faixa de operação utilizada no processo de identificação.

9. Referências

- Aguirre, L. A., 2000, "Introdução à Identificação de Sistemas - Técnicas Lineares e não Lineares Aplicadas a Sistemas Reais", Editora UFMG. Belo Horizonte, Brasil, 549p.
- Bonte, A., Veldhoven, B. V., 1983, "Dynamic Behaviour of a Refrigerating Plant". In: International Congress of Refrigeration, XVI, Paris, France, P.845-851.

- Faria, R. N., 2004, "Avaliação do Comportamento de uma Máquina Frigorífica com Controle do Grau de Superaquecimento por Válvulas Termostática e Eletrônica", Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia da UFMG, Belo Horizonte, Brasil, 107p.
- Maia, A. A. T., 2005, "Estudo Experimental do Comportamento Transiente do Conjunto Evaporador-Válvula de Expansão", Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia da UFMG, Belo Horizonte, Brasil, 71 p.
- Ogata, K., 2003, "Engenharia de Controle Moderno". Quarta Edição. Editora Pearson, 788p.
- Sonntag, R. E.; Borgnakke, C.; Park, K. K.; Park, Y. M; CATT 2, 1996, "Computer-Aided Thermodynamic Tables 2". Versão 1.0a. John Wiley & Sons, Inc.
- Stoecker, W. F., Jones, J.W.,1985, "Refrigeração e Ar Condicionado", Makron Books do Brasil Editora, São Paulo 481p.
- Van Wylen, G. J., Sonntag, R. E., Borgnakke, C., 1998, "Fundamentos da Termodinâmica". 5.ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 537p.

DEVELOPMENT OF A SEMI-EMPIRICAL MODEL OF A THERMOSTATIC EXPANSION VALVE

Giovanna Fabris

Mechanical Engineering Department – Federal University of Minas Gerais –
Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais

Gilva Altair Rossi de Jesus

Mechanical Engineering Department – Federal University of Minas Gerais
Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais
gilva@ufmg.br

Jose Maria Galvez

Mechanical Engineering Department – Federal University of Minas Gerais
Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais
jmgalvez@terra.com.br

Luis Machado

Mechanical Engineering Department – Federal University of Minas Gerais
Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais
lmachado@ufmg.br

Abstract

This article aims to obtain the dynamic mathematical model of a thermostatic expansion valve. The thermostatic valve is part of a refrigeration system, and it is necessary some experimental tests to obtain the mathematical model parameters. During these tests, some variables are measured when the ebullition temperature of the fluid in the evaporator suffered a step disturbance. This disturbance was caused through the heating of the air that crosses the evaporator. Based on the experiments registrations and using identification techniques, the model parameters were obtained. The obtained model was used to calculate the refrigeration flow values, and then, it were obtained the model errors, comparing the values calculated with those obtained in experiments. It was verified that those errors didn't exceed 10%. Thus, this model produces acceptable simulation of the expansion thermostatic valve behavior.

Keywords: Thermostatic Expansion Valve, Systems Identification, Mathematical Models.