

MODELAGEM DINÂMICA DE COMPRESSORES HERMÉTICOS

José Eduardo Santos Oliveira

Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica
Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos
Av. João Naves de Ávila, 2.121 Bloco 1M CEP 38400-902, Uberlândia – MG, Brasil
[e-mail: jeolivei@mecanica.ufu.br](mailto:jeolivei@mecanica.ufu.br)

José Antônio Tumialán

Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica
Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos
Av. João Naves de Ávila, 2.121 Bloco 1M CEP 38400-902, Uberlândia – MG, Brasil
[e-mail: jtumialan@mecanica.ufu.br](mailto:jtumialan@mecanica.ufu.br)

Oscar Saul Hernandez Mendonza

Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica
Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos
Av. João Naves de Ávila, 2.121 Bloco 1M CEP 38400-902, Uberlândia – MG, Brasil
[e-mail: oscarhm@mecanica.ufu.br](mailto:oscarhm@mecanica.ufu.br)

Resumo. Este trabalho apresenta um modelo semi-empírico para a simulação transiente de compressores herméticos a pistão. O processo real de compressão é decomposto em processos fictícios que são modelados individualmente baseados em equações da termodinâmica clássica. Uma parede isotérmica fictícia concentra toda a inércia térmica do compressor, sendo também responsável pela simulação de todas as trocas térmicas que ocorrem no compressor. O processo de compressão é descrito através de equações paramétricas lineares, para simular o comportamento transiente do compressor utiliza-se um modelo de capacitância global na parede fictícia com apenas uma equação diferencial de primeira ordem. Os parâmetros necessários a simulação do compressor podem ser identificados facilmente através de catálogos e/ou ensaios experimentais. Neste artigo apresentamos o procedimento experimental de identificação de parâmetros para um compressor hermético de velocidade variável. Foi utilizada uma bancada experimental de pequeno porte composta por um ciclo padrão de compressão a vapor (compressor, evaporador, condensador e válvula de expansão) operando em quatro faixas de velocidade de rotação do compressor. A bancada foi instrumentada com sensores de temperatura e pressão nos vários pontos de interesse permitindo determinar a vazão mássica de refrigerante através de balanços de energia, a potência elétrica consumida pelo compressor foi medida com um wattímetro. A resposta do modelo foi confrontada com dados experimentais preliminares, mostrando uma boa coerência.

Palavras chave: compressores, modelagem dinâmica, refrigeração

1. Introdução

Sistemas de refrigeração consomem uma grande quantidade de energia. No Brasil, segundo dados oficiais, 15 % de toda energia elétrica produzida no país é gasta em sistemas de refrigeração e condicionamento térmico (Procel, 1998). Assim o conhecimento do comportamento operacional destes sistemas é bastante útil para que haja um uso mais eficiente da energia. A modelagem matemática e a simulação computacional de componentes vêm sendo bastante utilizadas nas últimas décadas. Com elas é possível prever o comportamento de sistemas de maneira barata e rápida, tornando possível ainda durante o projeto testar diversas configurações, agilizando o procedimento de otimização. Encontra-se na literatura diferentes linhas de modelagem dinâmica de compressores, modelos altamente detalhados como o proposto por Rigola et al (1996) são mais úteis na otimização do ‘design’ de compressores e não na predição do comportamento do compressor.

Em outra linha de modelagem estão modelos mais simplificados baseados em correlações estatísticas, parâmetros de performance e simplificações fundamentadas em conceitos físicos (Chi, 1982, Yassuda, 1983, MacArthur, 1984, e Braun, 1999). Modelos dessa natureza são úteis em projeto, otimização, investigação de controle e detecção de falhas em sistemas de refrigeração. A principal dificuldade relacionada com estes modelos é a obtenção dos parâmetros que são propostos para descrever o comportamento do compressor, como: eficiências de processos, coeficiente de inércia de válvulas, coeficientes politrópicos, parâmetros geométricos e coeficientes locais de troca térmica. Os quais nem sempre estão verdadeiramente disponíveis ou necessitam da realização de testes específicos para serem identificados.

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de modelo computacional que possa a simular com boa precisão a dinâmica de compressores herméticos a pistão. O modelo deve ser simples e barato computacionalmente, de maneira que possa ser integrado a modelos de outros componentes na simulação completa de um ciclo de compressão a vapor.

2. Modelagem

O modelo proposto segue a linha mais simples de modelagem, a simulação do comportamento do compressor é feita através de equações paramétricas e modelos de capacitância global. Uma das principais preocupações da modelagem foi com a facilidade na obtenção/identificação dos parâmetros utilizados pelo modelo. Nesse sentido a como base para o desenvolvimento do modelo dinâmico uma formulação semi-empírica para simulação de compressores em regime permanente proposta por Winandy et al (1999), sendo que o principal diferencial desse modelo com relação aos demais encontrados na literatura é a facilidade de obtenção dos parâmetros, que em sua grande maioria podem ser obtidos através dos dados de catálogos sem que haja a necessidade de testes específicos para os compressores.

2.1. Modelo estático

Na Figura (1) é apresentado o esquema conceitual do modelo. A idéia básica da modelagem é substituir o processo real de compressão, que é altamente complexo, por um conjunto de etapas fictícias bem conhecidas na termodinâmica clássica. O percurso do refrigerante através do compressor é dividido em cinco etapas:

- 1) Perda de pressão, sucção (su → su1)
- 2) Aquecimento (su1 → su2)
- 3) Compressão isentrópica (su2 → ex2)
- 4) Resfriamento (ex2 → ex1)
- 5) Perda de carga, exaustão (ex1 → ex)

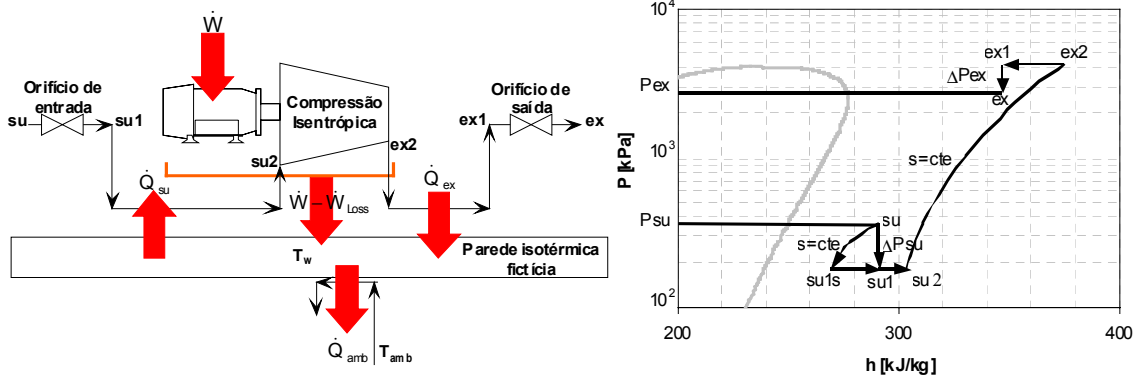


Figura 1. Esquema conceitual do modelo e diagrama P x h dos processos

Os estados termodinâmicos do fluido através do compressor estão representados no diagrama P x h da Fig. (1).

2.1.1. Perda de Carga

Os diversos obstáculos no caminho do fluido e as irregularidades durante a abertura e fechamento das válvulas causam perdas variáveis na pressão de sucção (ΔP_{su}) e descarga (ΔP_{ex}) do compressor, verifica-se experimentalmente que as perdas são proporcionais a vazão de refrigerante (\dot{M}_{ref}) como mostrado por Winandy et al (2001). O processo é modelado supondo uma restrição na área de passagem do fluido através de duas válvulas fictícias na entrada e na saída do compressor, como ilustrado na Fig. (1).

A perda de pressão na válvula fictícia é um processo isentálpico, para o cálculo divide-se o processo em duas etapas: expansão isentrópica (su → su1s) e difusão de calor isobárica (su1s → su1). Esse artifício permite obter uma relação entre a diferença de pressão e a restrição de área na válvula, se ΔP_{su} é muito menor que a pressão de sucção (P_{su}) o fluido pode ser considerado incompressível. Assim:

$$\dot{M}_{ref} = \left(\frac{\pi \cdot d_{su}^2}{4} \right) \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{su} \cdot \rho_{su}} \quad (1)$$

Onde:

ρ – Densidade do fluido [kg/m^3]

d_{su} – Diâmetro da garganta do bocal fictício [m]

2.1.2. Transferência de calor

A modelagem proposta concentra todas as interações térmicas entre o fluido refrigerante e o compressor em duas parcelas: aquecimento do fluido antes da entrada na câmara de compressão ($su1 \rightarrow su2$) e resfriamento na saída do compressor ($ex2 \rightarrow ex1$). Considerando um volume de controle no gás refrigerante, o fluxo de calor (\dot{Q}) na entrada do compressor é dado por:

$$\dot{Q}_{su} = \dot{M}_{ref} \cdot (h_{su2} - h_{su1}) \quad (2)$$

Onde:

h – entalpia [J/kg]

Assume que a parede isotérmica fictícia (w) é suficiente para modelar todas as trocas térmicas existentes no compressor, utiliza-se as Eq. (3) e (4) para modelar o trocador de calor fictício na entrada do compressor:

$$\dot{Q}_{su} = \varepsilon_{su} \cdot \dot{M}_{ref} \cdot Cp_{ref} \cdot (T_w - T_{su1}) \quad (3)$$

$$\varepsilon_{su} = 1 - e^{-\frac{AU_{su}}{\dot{M}_{ref} \cdot Cp_{ref}}} \quad (4)$$

Onde:

ε – eficiência [-]

Cp_{ref} – calor específico do gás refrigerante [J/kg-K]

T – temperatura [°C]

AU_{su} – coeficiente global de troca térmica na sucção [W/K]

A troca de calor na descarga do compressor; é modelada de forma análoga a troca na entrada do compressor. O modelo do compressor considera também as perdas de calor para o meio ambiente (amb):

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} \cdot (T_w - T_{amb}) \quad (5)$$

2.1.3 Predição da Vazão

A eficiência volumétrica de compressores a pistão é afetada principalmente pela re-expansão do gás aprisionado no espaço nocivo do cilindro de compressão (V_c). Esse efeito é bastante conhecido na literatura, descrito através das Eq. (6) e (7):

$$\frac{\dot{M}_{ref} \cdot v_{su2}}{N} = V_s \cdot \left[1 - C_f \cdot \left(\frac{v_{su2}}{v_{ex2}} - 1 \right) \right] \quad (6)$$

$$C_f = \frac{V_c}{V_s} \quad (7)$$

Onde:

C_f – fator de espaço nocivo [-]

N – velocidade de rotação do compressor [Hz]

V_s – deslocamento volumétrico do pistão [m³]

v – volume específico do fluido [m³/kg]

2.1.4 Potência Consumida

O processo de compressão é considerado isentrópico ($su2 \rightarrow ex2$) dessa forma a potência de compressão isentrópica (\dot{W}_{is}) pode ser facilmente calculada:

$$\dot{W}_{is} = \dot{M}_{ref} \cdot (h_{ex2} - h_{su2}) \quad (8)$$

A potência elétrica consumida pelo compressor (\dot{W}) difere da potência de compressão isentrópica devido a perdas eletromecânicas no motor. Para calcular a potência consumida utiliza-se um modelo linear, dado pela Eq. (9). Os parâmetros de ajuste são: \dot{W}_{Loss} , que representa uma parcela constante de perdas eletromecânicas e $\alpha \cdot \dot{W}_{is}$ parcela de perdas proporcional a potência de compressão isentrópica.

$$\dot{W} = \dot{W}_{Loss} + (1 + \alpha) \cdot \dot{W}_{is} \tag{9}$$

2.2 Modelo Transiente

O comportamento transiente do compressor é modelado através de apenas uma equação diferencial, utiliza-se um modelo de capacitância global na parede fictícia que descreve a mudança da energia térmica acumulada na parede fictícia ao longo do tempo. Toda a inércia térmica do compressor é concentra no parâmetro C_w , Eq. (10), que é a capacitância térmica da parede fictícia e deve ser identificada. Segundo Braun (1999), a maior inércia térmica do compressor está associada as características térmicas da carcaça de metal que envolve os compressores herméticos, uma vez que o processo de compressão responde relativamente rápido as perturbações na entrada. Portanto acredita-se que um modelo de primeira ordem é capaz de simular bem o comportamento do compressor.

$$C_w \frac{d}{dt} T_w = \dot{E}_g + \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} \tag{10}$$

Como se trata de um compressor hermético as perdas eletromecânicas no motor contribuem para o aumento da temperatura da carcaça do compressor através do termo de geração interna de energia (\dot{E}_g), que é expresso como:

$$\dot{E}_g = \dot{W} - \dot{W}_{is} \tag{11}$$

Quando o regime permanente alcançado o balanço de energia na parede fecha e todo o termo à direita na Eq. (10) é igual a zero ($E_n = 0$), o fluxograma da Fig. (2) mostra a implementação o modelo dinâmico.

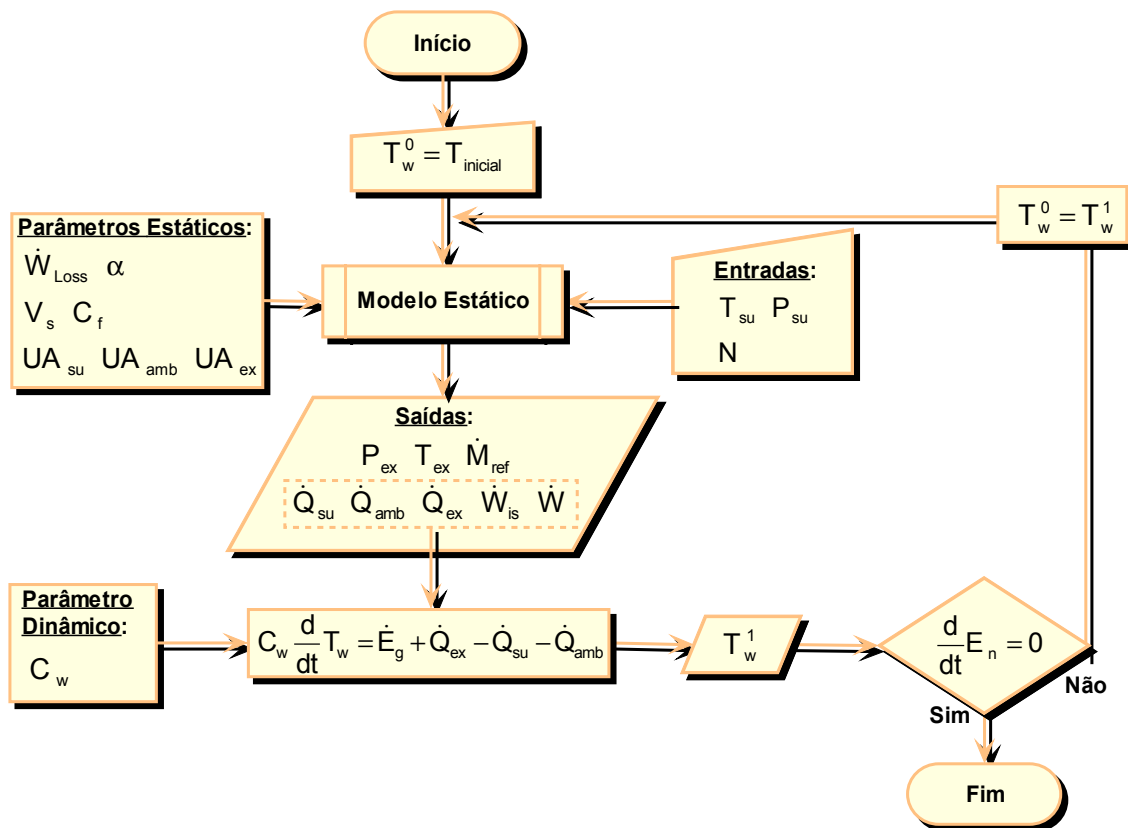


Figura 2. Implementação do modelo dinâmico

3. Bancada de ensaios

A bancada de ensaios consiste de um sistema frigorífico de compressão a vapor que utiliza R134a como fluido primário. A água é o fluido secundário responsável por emular a carga térmica do sistema (fonte fria) e a rejeição de calor para o ambiente (fonte quente). A Figura (3) apresenta um esquema do sistema, composto por trocadores de calor de fluxo cruzado, válvula de expansão e um compressor hermético de velocidade variável (~300 W) doado pela Embraco S.A.

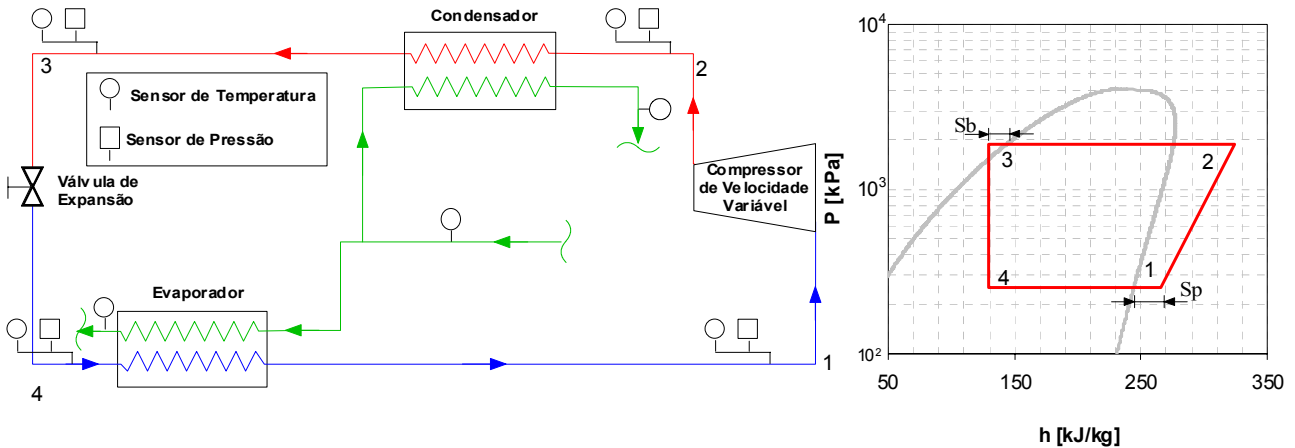


Figura 3. Bancada de ensaios e diagrama P x h do ciclo de compressão a vapor

Os primeiros experimentos em regime permanente, necessários para o levantamento dos parâmetros do modelo estático, foram divididos em cinco séries de acordo com a velocidade de rotação nominal do compressor: 3600, 3000, 2400, 2100 e 1800 RPM. Cada série é composta por sete ensaios em diferentes níveis de consumo de potência, ajustados através da vazão de água nos trocadores e da temperatura de evaporação.

As variáveis termodinâmicas do sistema são monitoradas em tempo real por um sistema de aquisição de dados via computador. A pressão manométrica é medida utilizando sensores piezos-resistivos e a temperatura através de termômetros de resistência (RTD – Resistance Temperature Detector) do tipo PT-100 com bulbo de porcelana. Como os sensores de temperatura não devem entrar em contato direto com o refrigerante, os sensores são alojados em uma cápsula de cobre com pasta térmica posicionados contrários ao fluxo, como mostrado no esquema da Fig. (4).

A vazão de fluido refrigerante do sistema é determinada através de balanços de energia no evaporador e no condensador, o erro relativo médio entre os balanços é de 10 % nunca ultrapassando 15 % de erro. O grau de superaquecimento (Sp) e de sub-resfriamento (Sb), Fig. (3), foram mantidos sempre acima de 10 ° C para evitar a presença de fluxo bifásico, garantindo precisão na medida da pressão naqueles pontos. A potência consumida pelo compressor foi medida com um wattímetro analógico que não possui interface com o sistema de aquisição, o que impossibilita nestes estudos preliminares o acompanhamento da potência em tempo real.

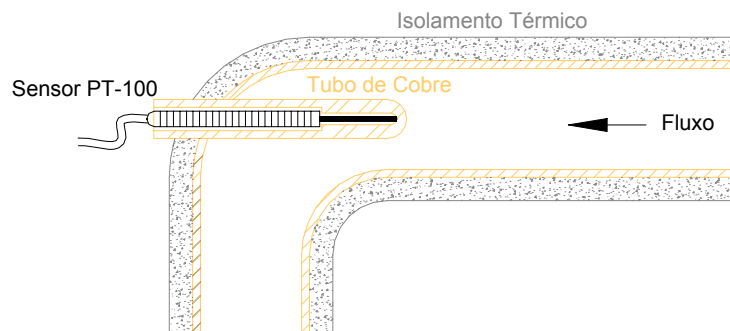


Figura 4. Montagem do sensor de temperatura

4. Resultados

4.1 Identificação de parâmetros

Os parâmetros do modelo são identificados através de uma rotina computacional, o procedimento iterativo está ilustrado no fluxograma da Fig. (5). A partir de uma estimativa inicial os parâmetros vão sendo modificados de forma a proporcionar um melhor ajuste aos pontos experimentais.

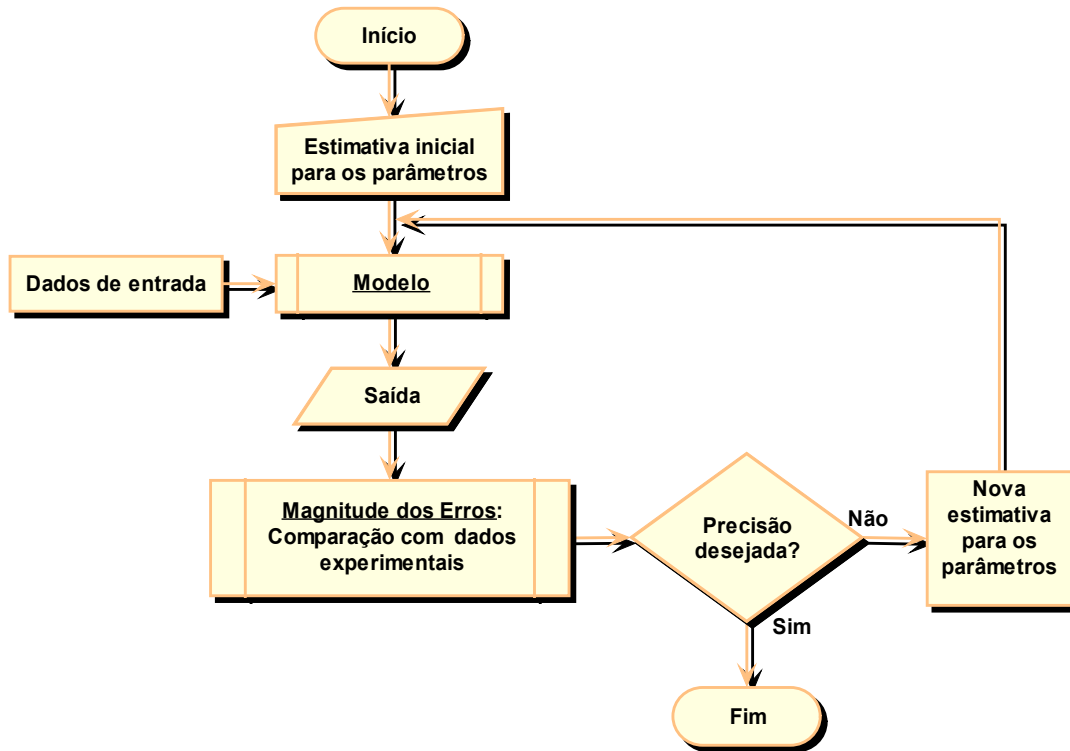


Figura 5. Procedimento de identificação de parâmetros

O modelo pode ter vários níveis de detalhamento, neste trabalho foram utilizados nove parâmetros, a perda de carga na saída do compressor foi desprezada, por julgar satisfatório a magnitude dos erros obtidos, Tab.(1).

Tabela 1. Precisão do procedimento de identificação

Variável	Erro relativo médio [%]	Índice de correlação R^2 [-]
Potência consumida	2,05	0,9897
Vazão mássica	1,85	0,7846
Temperatura na descarga	2,94	—

O ajuste dos pontos experimentais segundo as correlações lineares proposta pelo modelo, está ilustrado na Fig. (6). O gráfico da esquerda é para a potência consumida pelo compressor Eq. (9), o outro mostra os parâmetros identificados para vazão de refrigerante, como apresentado na Eq. (6), a relação entre os volumes específicos é dada pelo parâmetro Vfactor.

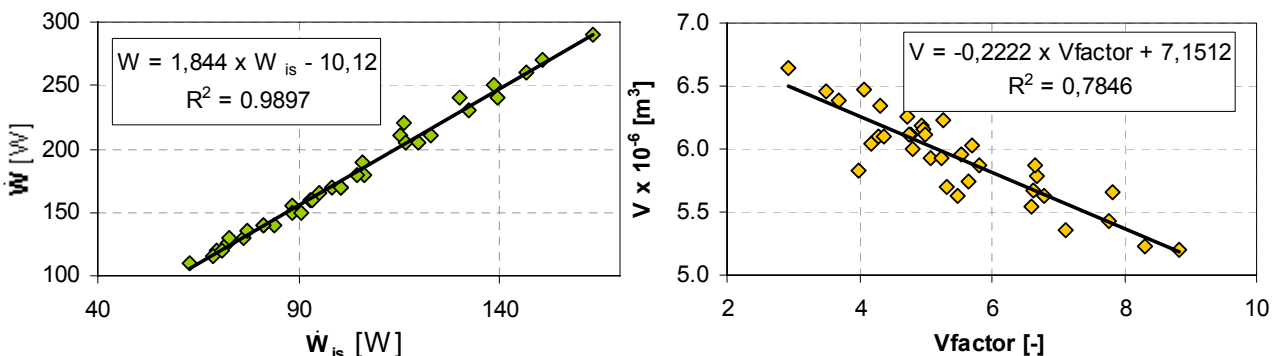


Figura 6. Resultados dos ajustes na identificação de parâmetros

O procedimento de identificação de parâmetros forneceu o seguinte resultado:

$d_{su} = 0,0022 \text{ [m}^2\text{]}$	$d_{ex} = 0 \text{ [m}^2\text{]}$	$\dot{W}_{loss} = -10,12 \text{ [W]}$	$\alpha = 0,8439 \text{ [-]}$
$V_s = 7,151 \times 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$	$C_f = 0,084524 \text{ [-]}$	$AU_{su} = 1,3 \text{ [W/K]}$	$AU_{amb} = 4,1 \text{ [W/K]}$
$AU_{ex} = 2,0 \text{ [W/K]}$	$C_w = 5,25 \text{ [kJ/K]}$		

4.2 Resultados dos ensaios e comparações com a simulação

Para avaliar a resposta do modelo foi realizado um ensaio transiente, a aquisição de dados foi iniciada após o estabelecimento do regime permanente do compressor a uma velocidade de rotação de 3600 RPM. Aos 400 seg, Fig. 7, a velocidade de rotação do compressor foi alterada para 1800 RPM. A Figura (7) mostra no gráfico da esquerda a evolução da pressão de entrada ($P_{en \text{ Comp}}$) e de saída ($P_{ex \text{ Comp}}$) do compressor; na direita temos a evolução da temperatura de entrada ($T_{en \text{ Comp}}$) e saída ($T_{ex \text{ Comp}}$) do compressor e da temperatura de saída da válvula de expansão ($T_{ex \text{ Val}}$). O novo regime é atingido aproximadamente após o tempo de 1500 seg para a temperatura de saída do compressor, já a resposta da pressão de descarga é bastante rápida.

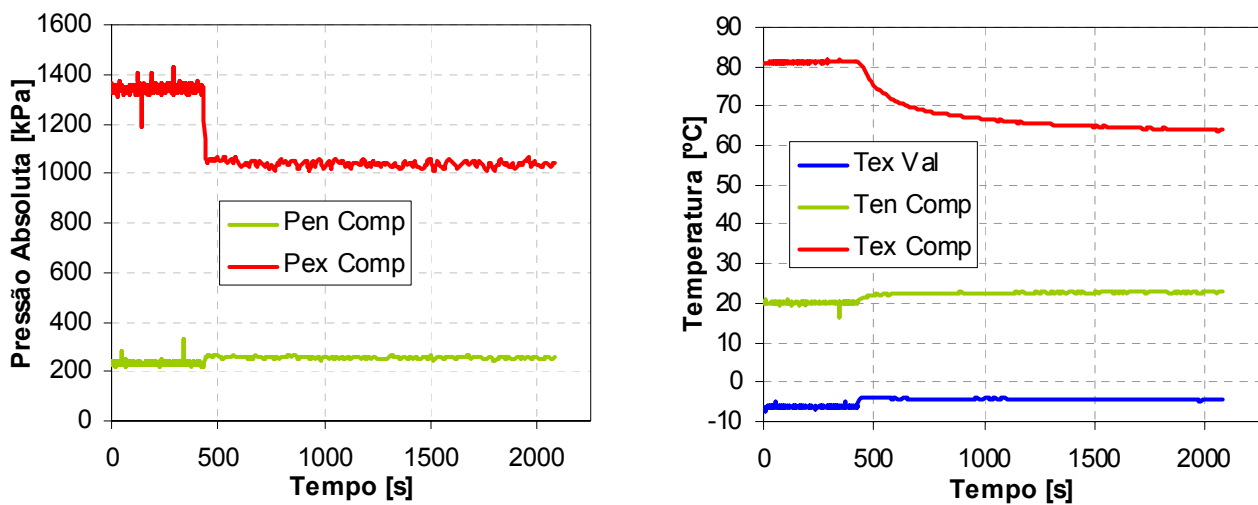


Figura 7. Ensaio transiente, mudança brusca na velocidade de rotação do compressor

A Fig. (8-a) apresenta a evolução das temperaturas simulada e experimental na saída do compressor. No início da simulação os resultados do modelo concordam bem com as medidas experimentais, entretanto logo após a perturbação na velocidade de rotação a temperatura simulada não consegue acompanhar a tendência da curva, chegando a provocar erros de -16 %, Fig. (8-b). O modelo é incapaz descrever os instantes iniciais do regime transiente, somente 120 seg. após a perturbação o modelo volta a fornecer resultados coerentes, com erro inferior a -5 % entre as curvas, estabilizando em torno de -4 % no novo regime permanente.

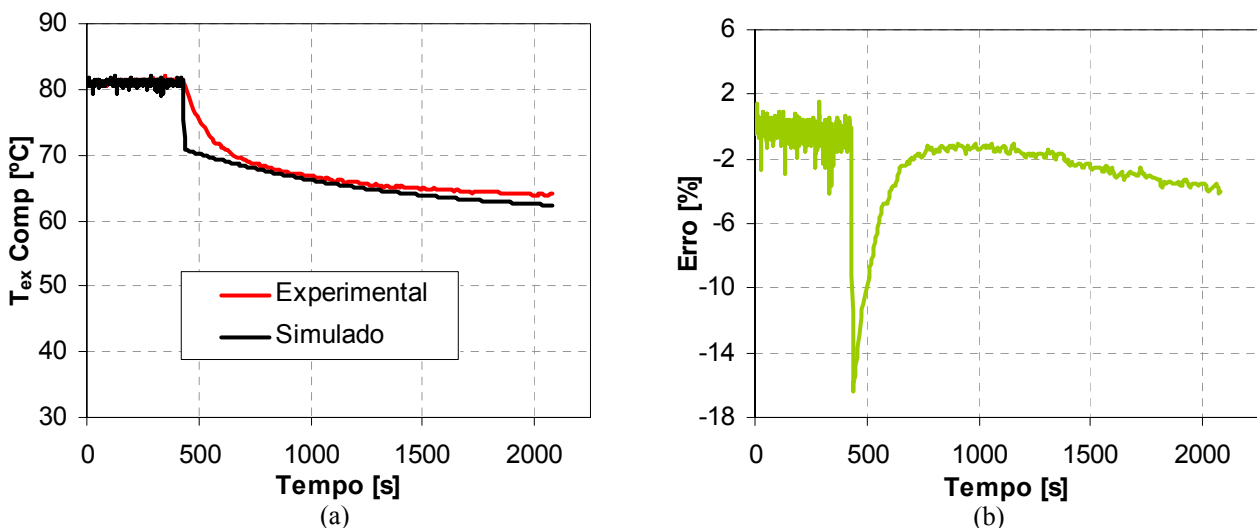


Figura 8. Simulação: evolução da temperatura de saída do compressor

A simulação da pressão de descarga do compressor, Fig. (10-a), apresenta bons resultados. O modelo foi capaz de acompanhar os dados experimentais tanto em valores absolutos como em tendência. O erro relativo entre o modelo e os dados experimentais, Fig. (10-b), ficou na ordem de 2 % em média.

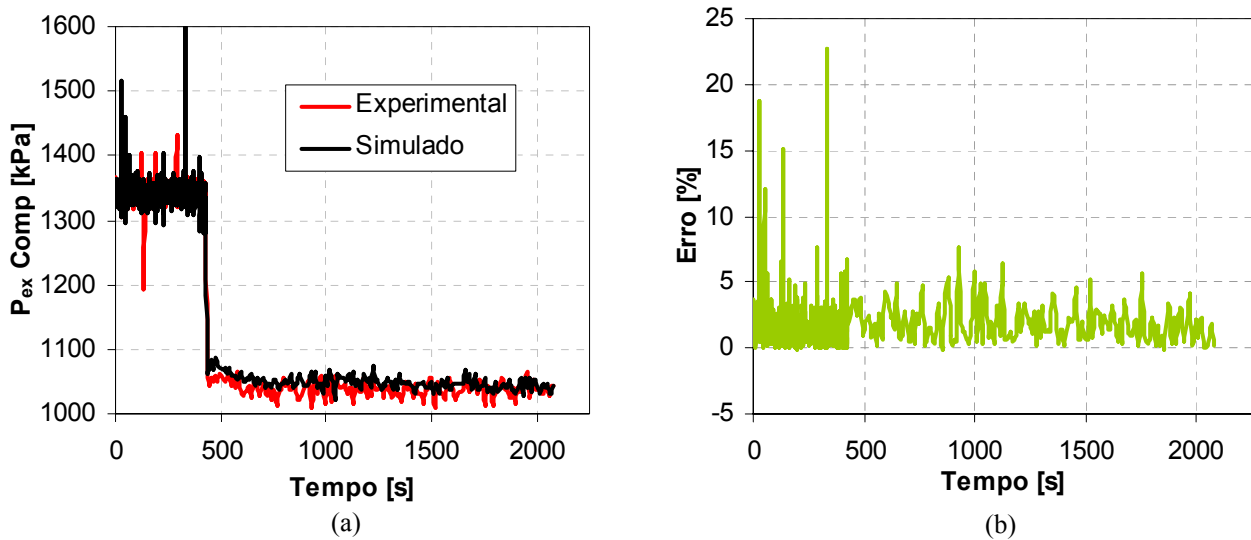


Figura 9. Simulação: evolução da pressão de saída do compressor

O erro relativo das Fig. (8-b) e (9-b) são calculados através da Eq. (12), onde V é a variável de interesse e ΔV é a variação de V entre a entrada e a saída do compressor:

$$Erro = \frac{V_{ex}^{simulado} - V_{ex}^{experimental}}{\Delta V_{ex,en}^{experimental}} \cdot 100 \quad (12)$$

5. Conclusões

Os resultados preliminares da simulação foram satisfatórios, a simulação da pressão de descarga do compressor apresentou um bom resultado. O erro médio manteve-se em torno de 2 %, porém com elevadas oscilações no erro durante o regime inicial a 3600 RPM, esses picos no valor simulado são o reflexo das oscilações no sinal do sensor de pressão na entrada do compressor que são amplificadas pelo modelo.

Já na simulação da temperatura de saída do compressor apesar do modelo ter fornecido bons resultados em regime permanente e também durante grande parte do transiente (com erro médio em torno 3 %), o modelo não é capaz de simular o comportamento transiente do compressor nos primeiros instantes após o degrau na velocidade de rotação. Os resultados simulados divergem bastante dos pontos experimentais alcançando erros na ordem de 16 %, nesse período o modelo sugere uma tendência diferente para a temperatura daquela verificada experimentalmente. Uma fonte de erro é a elevada constante de tempo do sensor de temperatura ($\tau = 13$ s), contudo verifica-se que o erro do modelo permanece elevado por aproximadamente 120 seg, dessa forma o sensor não é o único responsável pelo erro. O fato merece uma análise mais detalhada, entretanto acredita-se que um dos fatores deve-se ao fato do modelo desprezar a inércia na mudança da velocidade de rotação do compressor, uma forma de se verificar essa hipótese é introduzir perturbações mais suaves no compressor como rampas.

A formulação simplificada do modelo proporciona grande facilidade na obtenção dos parâmetros necessários a simulação do compressor; além de exigir um baixo esforço computacional característica importante em modelos para a simulação global de sistemas. No futuro pretende-se realizar uma maior quantidade de ensaios, com aquisição em tempo real da potência consumida, para que se possa avaliar melhor o desempenho do modelo e a influência do transiente do compressor no comportamento do sistema.

6. Agradecimentos

Os autores gostariam de agradecer a CAPES e ao CNPq, que proporcionam o suporte financeiro para essa pesquisa e a EMBRACO S.A. pela doação do compressor de velocidade variável.

7. Referências

- Braun, J., and Rossi, T., 1999, "A Real - Time Transient Model for Air Conditioners", 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney.
- Chi, J. and Didion, D., 1982, "A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump", International Journal of Refrigeration, Vol. 5, p. 176-184.
- Grodent, M., Lebrun, J., and Winandy, E., 1999, "Simplified Modelling of an Open – Type Reciprocating Compressor Using Refrigerants R22 and R410a 2nd Part: Model", 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney.
- MacArthur, J., 1984, "Analytical Representation of the Transient Energy Interactions in Vapor Compression Heat Pumps", ASHRAE Transactions, Vol. 90, Pt. 1b. p. 982-996.
- Procel, 1998, <http://www.eletronbras.gov.br/procel/>
- Rigola, J., Pérez-Segarra, C., Oliva, A., Serra, J., Escribà, M. and Pons, J., 1996, "Parametric Study and Experimental Comparison of Small Hermetic Refrigeration Compressor Using an Advanced Numerical Simulation Model", International Compressor Engineering Conference, Purdue University, pp. 737-742.
- Winandy, E., Saavedra, C. O. and Lebrun, J., 2001, "Simplified Modelling of an Open-Type Reciprocating Compressor", International Journal of Thermal Science, Vol. 41, N°3
- Yassuda, H., Touber, S., and Machielsen, C., 1983, "Simulation Model of a Vapor Compression Refrigeration System", ASHRAE Transactions, Vol. 89, Pt. 2A and B.

DYNAMIC MODELLING OF HERMETIC COMPRESSORS

José Eduardo Santos Oliveira

Federal University of Uberlândia, FEMEC, Laboratory of Energy and Thermal Systems
 Av. João Naves de Ávila, 2.121, Bloco 1M, CEP 38400-902, Uberlândia – MG, Brazil
 e-mail: jeolivei@mecanica.ufu.br

José Antônio Tumialán

Federal University of Uberlândia, FEMEC, Laboratory of Energy and Thermal Systems
 Av. João Naves de Ávila, 2.121, Bloco 1M, CEP 38400-902, Uberlândia – MG, Brazil
 e-mail: jtumialan@mecanica.ufu.br

Oscar Hernandez

Federal University of Uberlândia, FEMEC, Laboratory of Energy and Thermal Systems
 Av. João Naves de Ávila, 2.121, Bloco 1M, CEP 38400-902, Uberlândia – MG, Brazil
 e-mail: oscarhm@mecanica.ufu.br

Abstract. This work presents a semi-empirical model for transient simulation of hermetic reciprocating compressors. The real process of compression is decomposed in fictitious processes that are modeled individually based in equations of classic Thermo-dynamics. A fictitious isothermal wall concentrates all the compressor inertia thermal effects; fictitious wall is also responsible for all heat transfers that occur on compressor. The compression process is described through linear parametric equations, to simulate the transient behavior of compressor it is used a lumped model of a fictitious wall with only one first-order differential equation. This paper presents the parameter identification procedure for a variable-speed hermetic compressor. A small-scale vapor compression system operating with four different compressor speed rotations was used as a test bench. The experimental testing apparatus was instrumented with temperature and pressure sensors in the interest points allowing to determine the refrigerant flow rate through energy balances in the heat exchangers. The electric power consumed by the compressor was measured with a wattmeter. Preliminary simulation results are presented and compared with experimental data.

Keywords: *Dynamic Modelling, Compressors, Refrigeration.*