



MODELAGEM DINÂMICA DE COMPRESSORES HERMÉTICOS

Oliveira, J. E., Tumialán, J. A., Hernandez, O., Melo, C.

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 jtumialan@mecanica.ufu.br oscarhm@mecanica.ufu.br cmtmelo@mecanica.ufu.br

Machado, L.

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica

Grupo de Refrigeração

e-mail: luizm@demec.ufmg.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. Todo 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. 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 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. Também são apresentados alguns resultados preliminares, comparando os resultados simulados com dados experimentais.*

Palavras-chave: Modelagem dinâmica, compressores, 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 pode ser 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 uma maneira barata e rápida. Permitindo ainda durante a fase de projeto testar diversas configurações, facilitando e agilizando o procedimento de otimização de sistemas. Encontra-se na literatura diferentes linhas de modelagem dinâmica para compressores, cada uma com diversos graus de detalhamento e complexidade. Alguns modelos como o proposto por Rigola et al (1996) são bastante detalhados e levam em consideração detalhes geométricos e características construtivas muito particulares para cada tipo de compressor, requerendo uma grande quantidade de parâmetros que geralmente são

conhecidos apenas pelos fabricantes. Modelos como este são mais úteis na otimização do ‘design’ de compressores e não na simulação de seu comportamento.

Em outra linha de modelagem estão modelos mais simplificados baseados em correlações estatísticas, parâmetros de performance e simplificações fundamentadas em conceitos físicos; utilizados no projeto, otimização, investigação de controle e detecção de falhas em sistemas de refrigeração. Nessa linha de aplicação geralmente utiliza-se modelos de capacitância global, com vários níveis de detalhamento, para descrever o comportamento do componente (Chi, 1982, Yassuda, 1983, MacArthur, 1984, e Braun, 1999). 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 muitos outros; os quais não estão verdadeiramente disponíveis.

2. MODELAGEM

A proposta apresentada neste trabalho segue a linha mais simples de modelagem, baseado em equações paramétricas e modelos de capacitância global, uma vez que o objetivo do modelo é de ser utilizado no projeto, otimização e investigação de estratégias de controle utilizados em sistemas de aquecimento, ventilação e ar-condicionado (HVAC). Uma das principais preocupações durante a etapa de modelagem foi com a facilidade de obtenção/identificação dos parâmetros utilizados pelo modelo. Nesse sentido utilizou-se 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

A Fig. (1) apresenta o esquema conceitual no qual o modelo é baseado. A idéia básica consiste em substituir o processo real de compressão por etapas fictícias, cujo processo seja bem conhecido pela termodinâmica clássica. O percurso do refrigerante ao longo do compressor é dividido ao todo em cinco etapas:

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

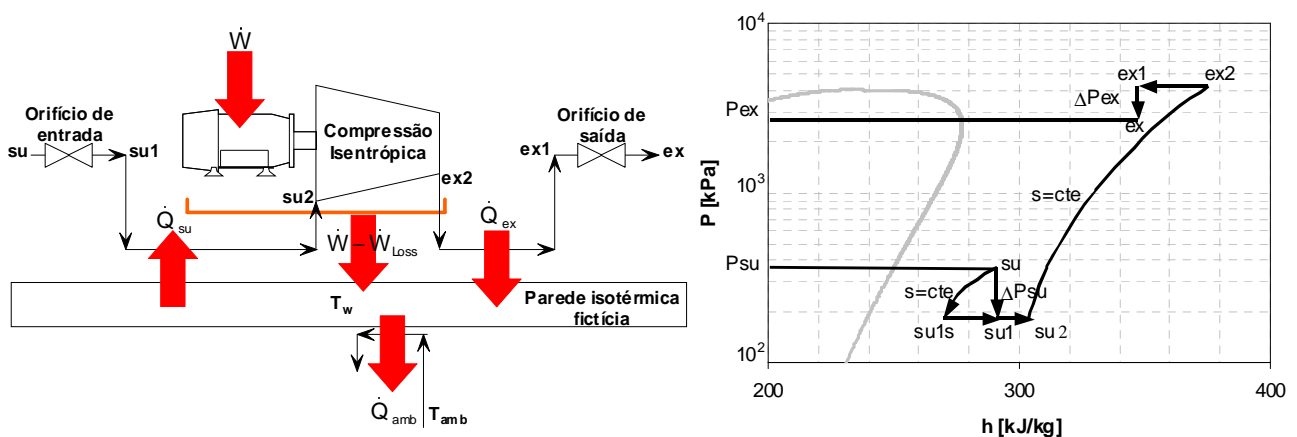


Figura 1. Esquema conceitual do modelo

Todos os processos e estados termodinâmicos supostamente sofridos pelo fluido durante sua passagem através do compressor estão representados no diagrama $P \times h$ da Fig. (1).

2.1.1. Perda de Carga

Diversos obstáculos como resistência dos condutos, inércia e irregularidades na abertura e fechamento das válvulas, produzem perdas de carga na entrada (ΔP_{su}) e na saída (ΔP_{ex}) do compressor. Essas perdas são proporcionais ao fluxo mássico de refrigerante (\dot{M}_{ref}) fornecido pelo compressor como mostrado por Winandy et al (2001), o processo é modelado supondo a existência de duas válvulas fictícias na entrada e na saída do compressor, como ilustrado na Fig. (1). A restrição na área de passagem do fluxo de refrigerante produz uma perda de carga isentálpica.

Para o cálculo da perda de pressão o processo isentálpico é decomposto em duas etapas como ilustrado na Fig. (1): ($su \rightarrow su1s$), expansão isentrópica e de ($su1s \rightarrow su1$), difusão isobárica; a decomposição do processo isentálpico permite obter uma relação entre a diferença de pressão e a restrição de área imposta pela válvula fictícia. Se ΔP_{su} é muito menor que a pressão de sucção (P_{su}) o fluido pode ser considerado quase-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 – Diâmetro da garganta do bocal fictício [m]

2.1.2. Transferência de Calor

O fluido refrigerante interage termicamente com o compressor em duas ocasiões: a primeira, antes de ser admitido pela câmara de compressão, onde recebe calor da parede fictícia ($su1 \rightarrow su2$) e por fim ao sair do compressor, o fluido a alta temperatura cede calor a parede ($ex2 \rightarrow ex1$). Considerando como volume de controle o gás refrigerante, o fluxo de calor (Q) na entrada do compressor é dado por:

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

Onde:

h – entalpia do [J/kg]

O calor ganho pelo refrigerante é cedido pela parede fictícia (w), e modelado através das Eq. (3) e (4):

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

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

Onde:

ε – eficiência [-]

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

T – temperatura [$^{\circ}C$]

AU – coeficiente global de troca térmica [W/K]

A troca de calor na exaustão do compressor; é modelada de forma análoga a troca na entrada do compressor. Também é contabilizada pelo modelo é dissipação de perda de calor do compressor para o meio ambiente (amb), também através da parede isotérmica fictícia.

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

2.1.3 Vazão Mássica

A eficiência volumétrica dos compressores a pistão é afetada principalmente pela re-expansão do gás aprisionado no volume morto do cilindro (V_c) no início do ciclo de admissão. Esse efeito é bastante conhecido na literatura, sendo descrito através das Eq. (6) e (7):

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

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

Onde:

C_f – fator de folga [-]

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→ex2), a potência de compressão isentrópica (\dot{W}_{is}) é facilmente calculada por:

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

A potência elétrica consumida pelo compressor (W) difere da potência de compressão isentrópica, devido às perdas eletromecânicas do motor. Para calcular a potência consumida utiliza-se um modelo de correlação linear, dada pela Eq. (9). Sendo que os dois parâmetros de ajuste são: W_{Loss} , que representa uma parcela constante de perdas eletromecânicas e $\alpha \cdot W_{\text{is}}$ parcela de perdas proporcional à potência gasta na compressão isentrópica.

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

2.2 Modelo Transiente

O comportamento transiente do compressor é descrito através de apenas uma equação, que descreve a mudança no tempo da energia térmica acumulada na parede fictícia, Fig. (1). O parâmetro (C_w), Eq. (10), representa a capacitância térmica equivalente dos componentes de maior inércia térmica no compressor (carcaça, motor e óleo lubrificante) esse parâmetro é que irá determinar como será a resposta do sistema ao longo do tempo. De fato, segundo Braun (1999), a maior inércia térmica associada ao compressor é devida às características térmicas da carcaça de metal que envolve o compressor, uma vez que o processo de compressão responde relativamente rápido as perturbações na entrada. Um modelo de capacitância global é usado para descrever o balanço de energia na parede, uma vez que a parede fictícia possui temperatura uniforme (em

compressores herméticos de pequeno porte o gradiente de temperatura ao longo de sua superfície é bastante reduzido):

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

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

$$\dot{E}_g = \dot{W} - \dot{W}_{is} \quad (11)$$

O fluxograma da Fig. (2) mostra com é implementado o modelo dinâmico.

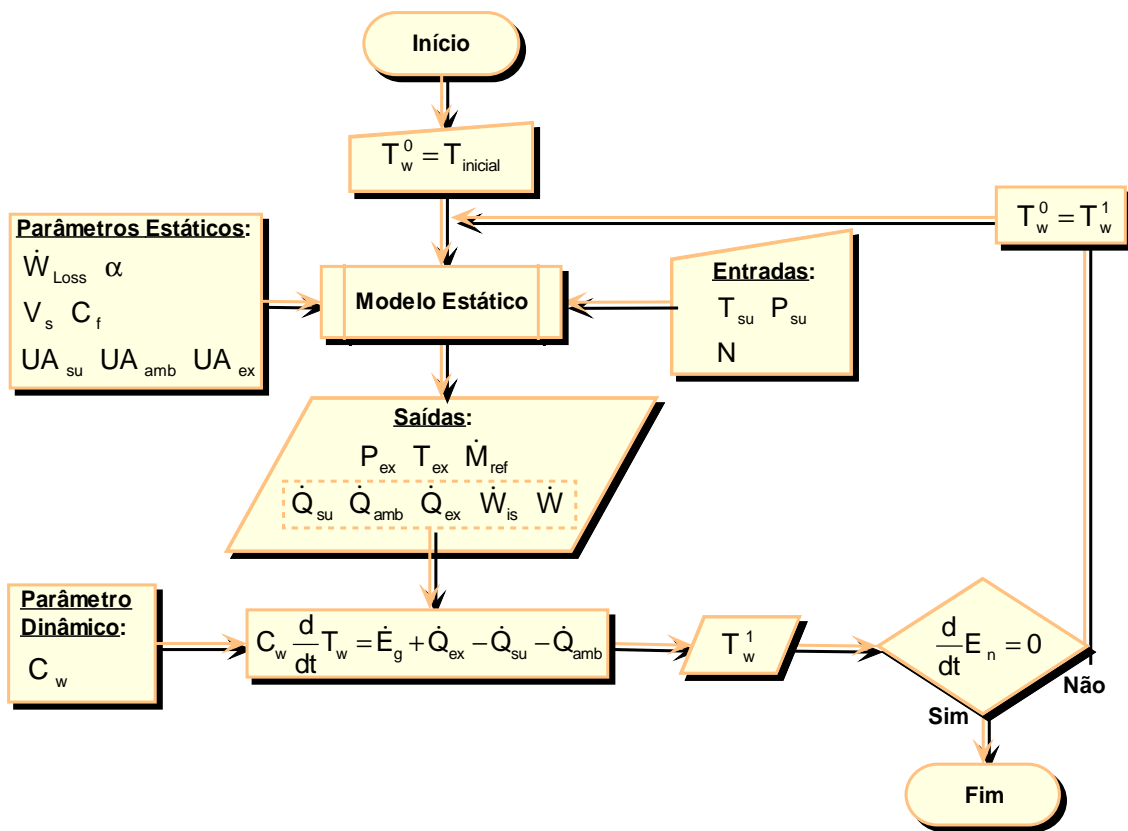


Figura 2. Implementação do modelo dinâmico

3. BANCADA DE ENSAIOS

A bancada de ensaios consiste em um sistema frigorífico de compressão a vapor, que opera com R134a e água como fluido secundário, responsável por emular a carga térmica do sistema (fonte fria) e a rejeição de calor para o ambiente (fonte quente). A Fig. (3) apresenta um esquema do sistema, composto por trocadores de calor fluxo cruzado, válvula de expansão e um compressor hermético de velocidade variável (~300 W) doado pela Embraco S.A. Todo o sistema é monitorado em tempo real por um sistema de aquisição de dados via computador, são utilizados sensores de temperatura do tipo RTD (Resistance Temperature Detector) e sensores de pressão manométrica piezos-resistivos. A potência consumida pelo compressor é monitorada por um wattímetro analógico que não possui interface com o sistema de aquisição.

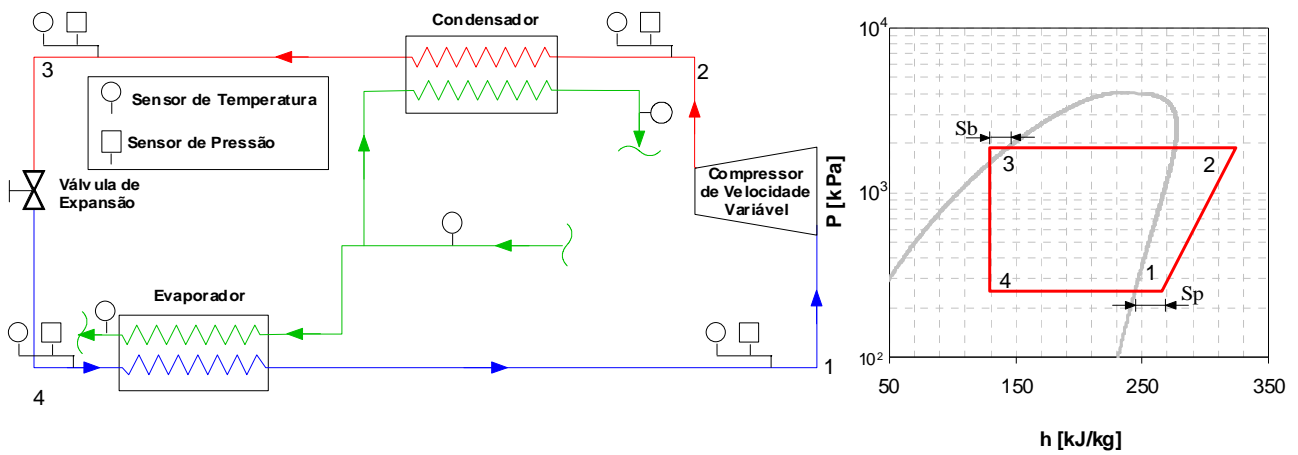


Figura 3. Bancada de ensaios

No início dos ensaios tivemos de realizar experimentos em regime permanente, que são necessários para o levantamento dos parâmetros relativos ao modelo estático do compressor. Foram conduzidas quatro séries de ensaios em regime permanente, diferenciadas pela velocidade de rotação nominal de operação do compressor: 3600, 2400, 2100 e 1800 RPM. Cada série é composta por sete ensaios, com diferentes níveis de consumo de potência, determinados através de ajustes na vazão de água através dos trocadores e na temperatura de evaporação.

Além da potência consumida pelo compressor, temperaturas e pressões em diversos pontos do sistema, faz-se necessária a determinação da vazão mássica de refrigerante. Determinada através de balanços de energia no evaporador e no condensador, a divergência média nos balanços foi de 10 % mais nunca ultrapassando 15 % de erro entre os dois cálculos. Os graus de superaquecimento (S_p) e subresfriamento (S_b), Fig. (3), tiveram de ser mantidos bem elevados a fim de se evitar a presença de fluxo bifásico, garantindo precisão na medida da pressão naqueles pontos.

4. RESULTADOS

4.1 Identificação de Parâmetros

O procedimento de identificação de parâmetros não possui grande relevância matemática, os parâmetros são identificados através de um procedimento iterativo de substituições sucessivas dos parâmetros até que o erro entre os pontos experimentais e o modelo esteja num patamar considerado aceitável pelo usuário. O modelo pode ter vários graus de detalhamento, neste trabalho em particular trabalhamos com nove parâmetros, sendo desconsiderada a perda de carga na saída do compressor ($d_{ex}=0$), por julgar como sendo satisfatória 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 de exaustão	2,94	—

A Fig. (4) apresentamos um fluxograma ilustrativo de como se conduz o procedimento de identificação de parâmetros.

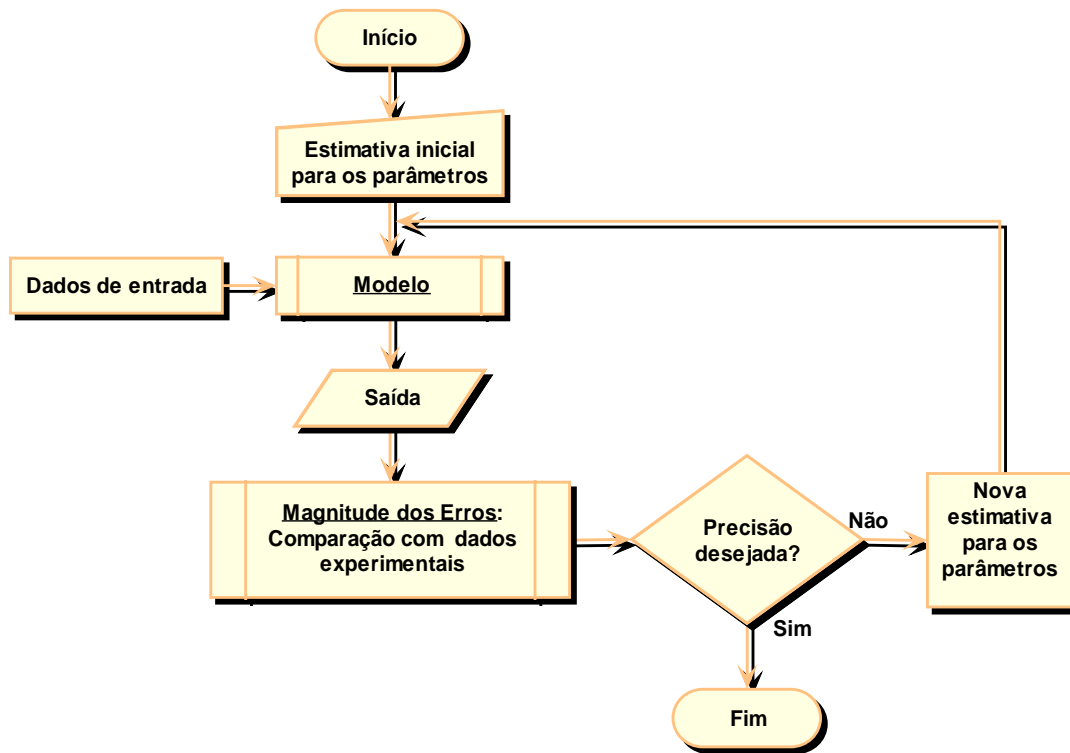


Figura 4. Procedimento de identificação de parâmetros

O ajuste dos pontos experimentais segundo as correlações lineares proposta pelo modelo, está ilustrado na Fig. (5). O gráfico da esquerda diz respeito a potência consumida pelo compressor, Eq. (9). O da direita é relativo a vazão de refrigerante, apresentada na Eq. (6), onde a relação entre os volumes específicos é representada pelo parâmetro V_{factor} .

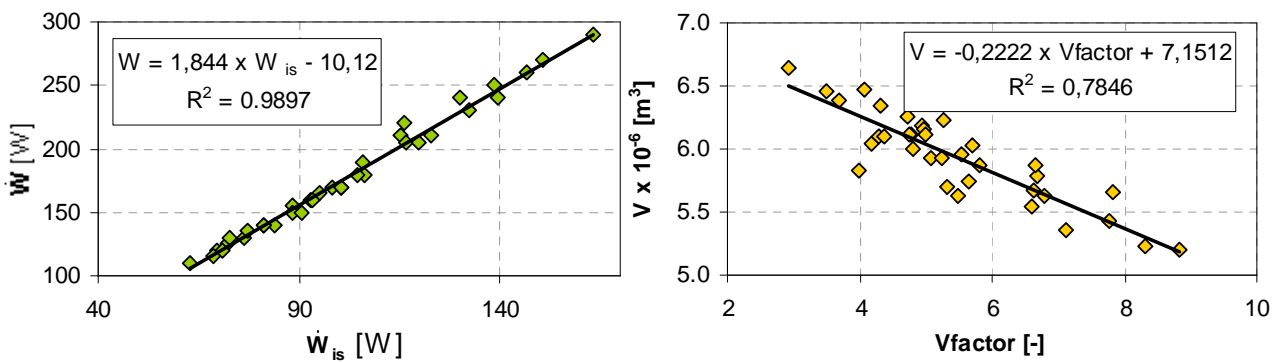


Figura 5. Resultados dos ajustes na identificação de parâmetros

São mostrados abaixo todos os parâmetros necessários à modelagem dinâmica do compressor que foram obtidos através do procedimento de identificação:

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

4.2 Resultados dos Ensaios e Comparações com a Simulação

Foi conduzido um ensaio transiente, a fim de avaliar a resposta do modelo. O compressor foi ligado com velocidade de rotação de 3600 RPM, quando o sistema atingiu o regime permanente

iniciou-se a aquisição de dados (aos 400 seg., Fig. 6), em seguida fez-se uma alteração brusca (tipo degrau) na rotação do compressor, passando a operar em 1800 RPM. A Fig. (6) mostra no gráfico da esquerda a evolução das pressões de entrada ($P_{en\ Comp}$) e de saída ($P_{ex\ Comp}$) do compressor; na direita temos a evolução das temperaturas de entrada ($T_{en\ Comp}$) e saída ($T_{ex\ Comp}$) do compressor e ainda a temperatura de saída da válvula de expansão ($T_{ex\ Val}$), determinados experimentalmente.

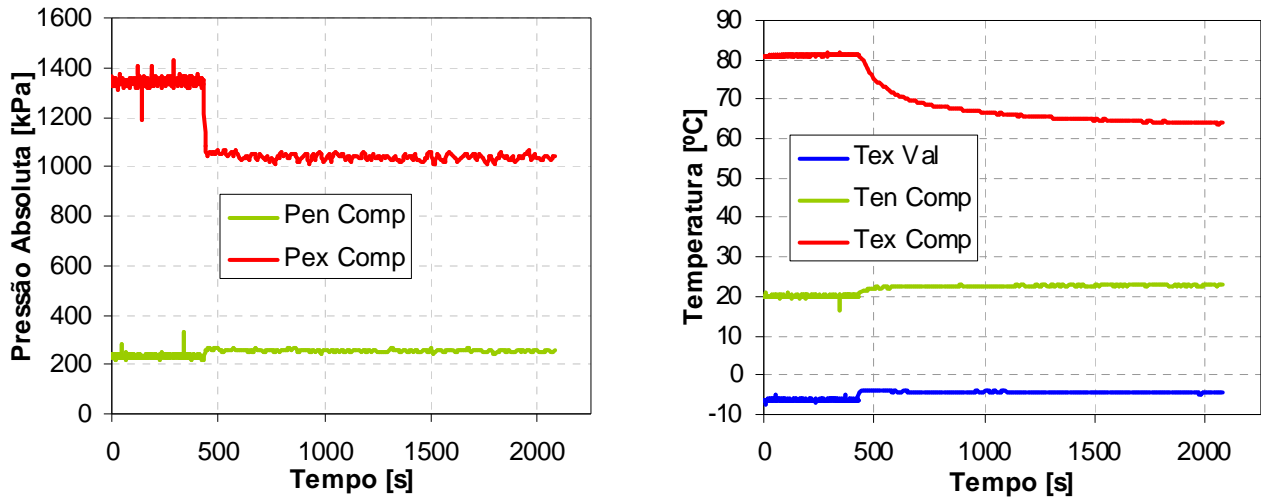


Figura 6. Ensaio transiente, mudança brusca na velocidade de rotação do compressor

Os dados do ensaio foram comparados com resultados da simulação, na Fig. (7-a) vemos a evolução da temperatura de saída do compressor. Logo após a mudança na velocidade de rotação a temperatura simulada diverge bastante do valor experimental, chegando a provocar erros de 16 %, Fig. (7-b). Decorrido algum tempo, a temperatura simulada se aproxima mais do valor experimental, sendo que o erro fica em torno de 4 % (ou menos) até que o regime permanente seja atingido novamente, após 1500 seg.

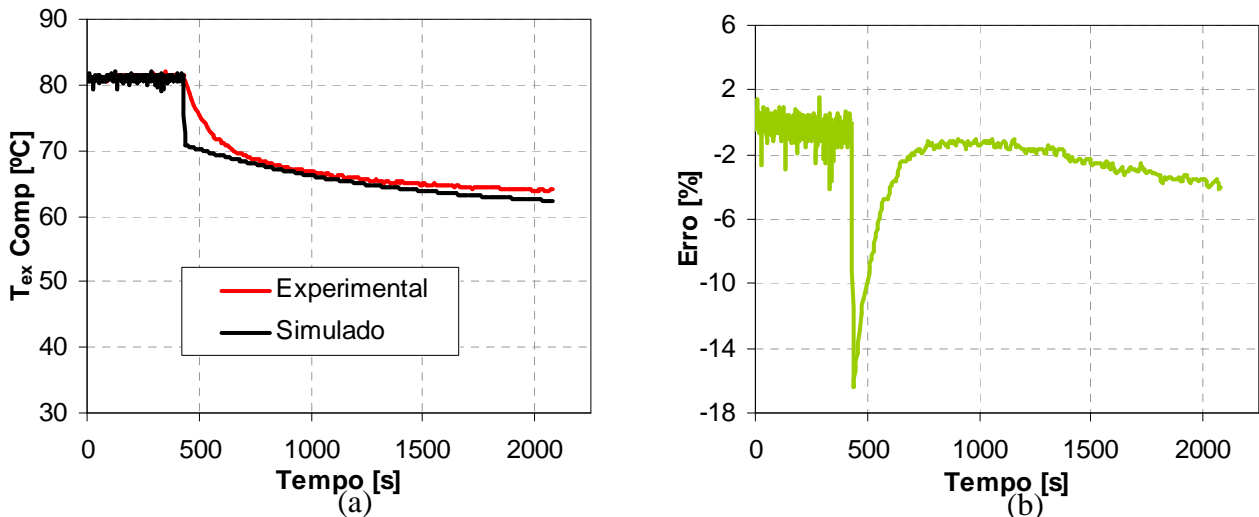


Figura 7. Simulação: evolução da temperatura de saída do compressor

A simulação da pressão de exaustão do compressor, Fig. (8-a), apresentou resultados satisfatórios, 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. (8-b), ficou na ordem de 2 % em média.

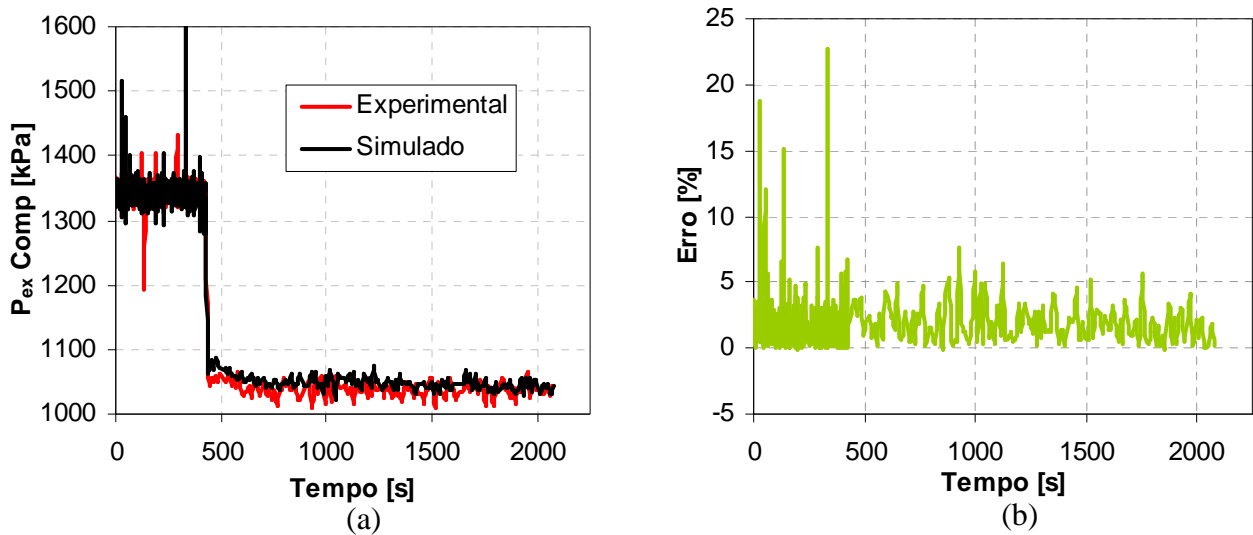


Figura 8. Simulação: evolução da pressão de saída do compressor

O erro relativo das Fig. (7-b) e (8-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:

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

5. CONCLUSÕES

Os resultados preliminares obtidos na simulação foram satisfatórios quando comparados com os valores experimentais, o modelo teve um bom desempenho ao prever a evolução da pressão de exaustão do compressor. Porém para a temperatura de exaustão do compressor observamos uma grande divergência entre o valor simulado e os dados experimentais, principalmente logo após a introdução da perturbação. Tal fato deve ser mais bem investigado para que se possa aperfeiçoar o modelo de maneira a minimizar este efeito. Entretanto, acreditamos que duas sejam as causas principais: a primeira associada a erros de medição na temperatura, uma vez que se desconsidera o efeito da inércia do sensor; a segunda devido ao fato da mudança de rotação no modelo ser feita bruscamente, enquanto que na realidade o motor elétrico deve possuir alguma resistência a mudança na rotação. No futuro deveremos 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., e Rossi, T., 1999, "A Real - Time Transient Model for Air Conditioners", 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney.
- Chi, J. e 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., e 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. e 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. e Lebrun, J., 2001, “Simplified Modelling of an Open-Type Reciprocating Compressor”, International Journal of Thermal Science, Vol. 41, N°3

Yassuda, H., Touber, S., e Machielsen, C., 1983, “Simulation Model of a Vapor Compression Refrigeration System”, ASHRAE Transactions, Vol. 89, Pt. 2A and B.

DYNAMIC MODELLING OF HERMETIC COMPRESSORS

Oliveira, J. E., Hernandez, O., Tumialán, J. A., Melo, C.

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 jtumialan@mecanica.ufu.br oscarhm@mecanica.ufu.br cmtmelo@mecanica.ufu.br

Machado, L.

Federal University of Minas Gerais, Mechanical Engineering Department
Refrigeration Group

e-mail: luizm@demec.ufmg.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 modeling individually based in equations of classic thermodynamics. A fictitious isothermal wall concentrates all the inertia thermal effects on compressor; fictitious wall also is responsible by the exchange of 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 article presents the parameter identification procedure of for a variable-speed hermetic compressor. A small-scale vapor compression system operating in four different compressor speed rotations was used as 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.*