

XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica -13 a 17/08/2012 – São Carlos-SP
Artigo CREEM2012

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO ALTERNATIVO

Gustavo Henrique Rodrigues e Flávio Yukio Watanabe

UFSCar, Universidade Federal de São Carlos, Curso de Engenharia Mecânica
Campus São Carlos - Bairro Monjolinho - CEP 13565-905 - São Carlos - São Paulo
E-mail para correspondência: gustavoorodrigues@gmail.com

Introdução

Compressores herméticos alternativos são componentes fundamentais em sistemas frigoríficos domésticos, como refrigeradores e condicionadores. A principal função de um compressor é succionar o fluido refrigerante a baixa pressão da linha de sucção e comprimi-lo em direção ao condensador à alta pressão e alta temperatura na fase gasosa.

Um compressor hermético convencional é composto basicamente por um mecanismo pistão-biela-manivela acionador por um motor elétrico, cujo rotor é fixado ao eixo excêntrico. Todos esses componentes são montados em um bloco fundido e este conjunto é sustentado por um conjunto de molas em uma carcaça de aço soldada e hermeticamente fechada na qual circula o fluido refrigerante (Rigola, 2002). A Fig. 1 apresenta uma vista esquemática de um compressor hermético alternativo típico com seus principais componentes.

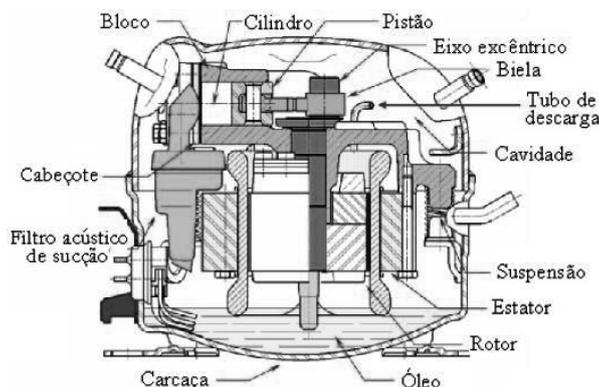


Figura 1 – Representação de um compressor hermético alternativo (Fulco, 2008).

O estudo e a otimização da eficiência térmica e do comportamento dinâmico de compressores alternativos são essenciais quando se busca a produção de eletrodomésticos de baixo consumo de energia e que emitam níveis de ruído acústico condizentes com as normas que estabelecem os níveis de ruído aceitáveis. O principal objetivo do presente trabalho é apresentar a modelagem e simulação numérica do comportamento dinâmico de um compressor hermético alternativo do tipo pistão-biela-manivela, modelados por meio de elementos multicorpos rígidos e considerando como variável de entrada a curva de pressão do fluido refrigerante na câmara de compressão, medido em função da posição angular do eixo manivela

Modelagem Dinâmica

Usualmente, na modelagem e simulação do mecanismo pistão-biela-manivela de um compressor alternativo assume-se que o motor elétrico assegura um torque de acionamento suficiente para manter uma velocidade angular ω constante ao eixo manivela que está acoplado diretamente ao rotor do motor. Adicionalmente, como variável de entrada utiliza-se normalmente a curva de pressão do fluido refrigerante na câmara de compressão, levantada experimentalmente. Outras variáveis que podem ser incorporadas nos modelos englobam o desbalanceamento do rotor, as folgas nos mancais e no pistão e a flexibilidade do eixo manivela (Kim e Han, 2004; Estupiñan e Santos, 2009).

Os elementos do mecanismo pistão-biela-manivela são representados mais detalhadamente na Fig. 2, utilizando um sistema de coordenadas inerciais $I(x, y, z)$. Os ângulos θ e φ correspondem respectivamente aos ângulos de posição angular do eixo manivela e da biela em relação ao eixo x .

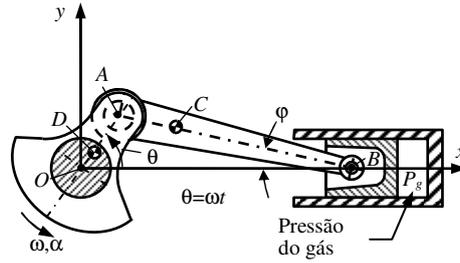


Figura 2 – Mecanismo pistão biela-manivela.

Considerando o diagrama cinemático apresentado na Fig. 3a e a soma vetorial dada pela Eq. (1), obtêm-se as expressões para a posição (x_B), velocidade (\dot{x}_B) e aceleração (\ddot{x}_B) do pistão, descritas na Eq. (2).

$$\vec{r}_{OB} = \vec{r}_{OA} + \vec{r}_{AB} \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_B = r_e \cos \omega t + l_b \sqrt{1 - \left(\frac{r_e}{l_b} \sin \omega t\right)^2} \\ \dot{x}_B = -r_e \omega \sin \omega t - l_b \dot{\varphi} \sin \varphi \\ \ddot{x}_B = -r_e \omega^2 \cos \omega t - l_b \ddot{\varphi} \cos \varphi - l_b \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \end{cases} \quad (2)$$

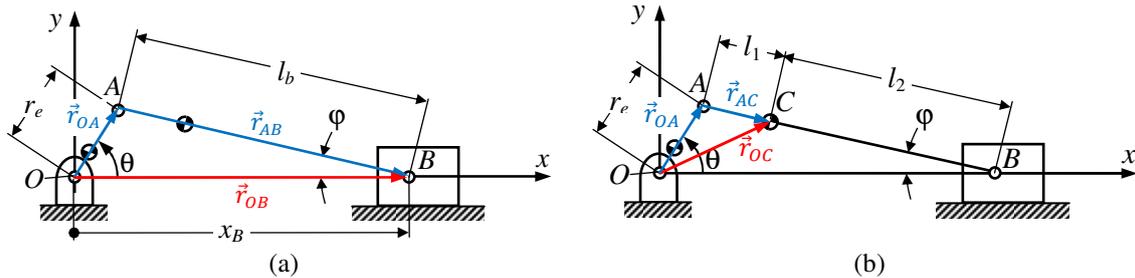


Figura 3 – Diagramas cinemáticos do mecanismo pistão biela-manivela.

A partir do diagrama cinemático apresentado na Fig. 3b e da soma vetorial dada pela Eq. (3), obtêm-se as expressões para a posição (x_C, y_C), velocidade (\dot{x}_C, \dot{y}_C) e aceleração (\ddot{x}_C, \ddot{y}_C) do centro de massa C da biela, descritas na Eq. (4).

$$\vec{r}_{OC} = \vec{r}_{OA} + \vec{r}_{AC} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_C = r_e \cos \omega t + l_1 \cos \varphi & e & y_C = r_e \sin \omega t - l_1 \sin \varphi \\ \dot{x}_C = -r_e \omega \sin \omega t - l_1 \dot{\varphi} \sin \varphi & e & \dot{y}_C = r_e \omega \cos \omega t - l_1 \dot{\varphi} \cos \varphi \\ \ddot{x}_C = -r_e \omega^2 \cos \omega t - l_1 \ddot{\varphi} \sin \varphi - l_1 \dot{\varphi}^2 \cos \varphi & e & \ddot{y}_C = -r_e \omega^2 \sin \omega t - l_1 \ddot{\varphi} \cos \varphi + l_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \end{cases} \quad (4)$$

As equações que descrevem o comportamento dinâmico do mecanismo pistão-biela-manivela são obtidas analisando-se os diagramas de corpo livre de cada elemento, representados na Fig. 4. Analisando inicialmente o pistão de massa m_p sujeito a uma força F_g conhecida, resultante da ação do gás refrigerante na câmara de compressão, e considerando que este se desloca somente em movimento de translação, obtêm-se as expressões das forças F_{bp} e F_{cp} exercidas pela biela e pela parede do cilindro sobre o pistão, respectivamente.

$$\begin{cases} \sum F_x = m_p \ddot{x}_B \\ \sum F_y = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{bp} = \frac{m_p \ddot{x}_p - F_g}{\cos \varphi} \\ F_{cp} = F_{bp} \sin \varphi \end{cases} \quad (5)$$

Analisando o diagrama de corpo livre da biela, determinam-se as expressões para as componentes da força F_{eb} exercida pelo pino excêntrico sobre a biela.

$$\begin{cases} \sum F_x = m_b \ddot{x}_C \\ \sum F_y = m_b \ddot{y}_C \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_{eb_x} \equiv F_{eb} \cos \varphi = m_b \ddot{x}_C + F_{pb} \cos \varphi \\ F_{eb_y} \equiv F_{eb} \sin \varphi = -m_b \ddot{y}_C + F_{pb} \sin \varphi \end{cases} \quad (6)$$

onde, m_b é a massa da biela e F_{pb} é a força que o pistão exerce sobre a biela ($\vec{F}_{pb} = -\vec{F}_{bp}$)

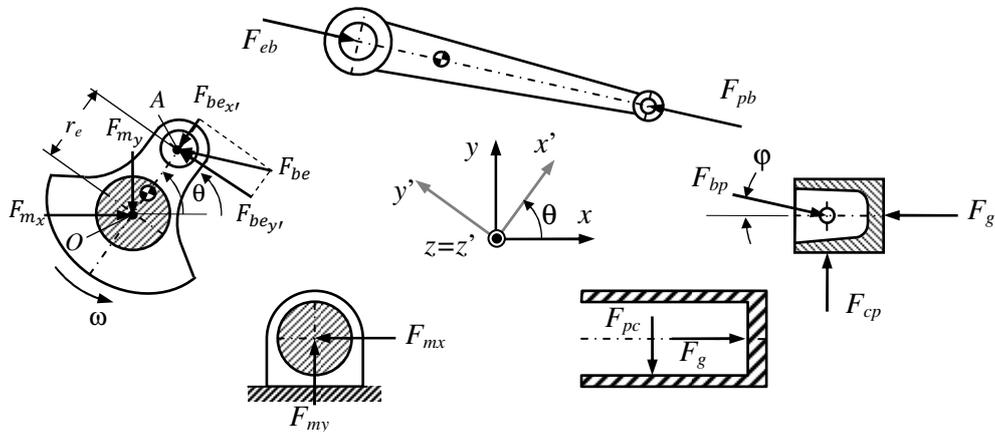


Figura 4 – Diagramas de corpo livre.

Pode-se representar a força F_{eb} que o excêntrico exerce sobre a biela no sistema de coordenadas $S'(x', y', z')$ solidário ao excêntrico (Fig. 4), conforme segue:

$$\begin{cases} F_{eb_{x'}} = F_{eb_x} \cos \theta + F_{eb_y} \sin \theta \\ F_{eb_{y'}} = -F_{eb_x} \sin \theta + F_{eb_y} \cos \theta \end{cases} \quad (7)$$

O eixo manivela está apoiado em dois mancais hidrodinâmicos (superior e inferior), conforme ilustrado na Fig. 5, e as forças de reação nos mancais podem ser obtidas aplicando-se as equações de equilíbrio considerando o rotor girando concentricamente ou deslocando-se nas folgas dos mancais, com ou sem os efeitos de desbalanceamento.

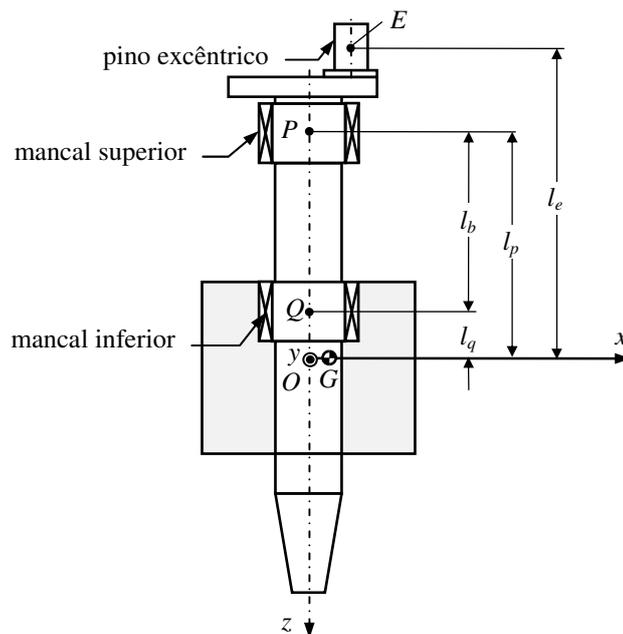


Figura 5 – Eixo Manivela.

Neste trabalho, será apresentada apenas a determinação das reações nos mancais ocasionadas pela força que atua no pino excêntrico, considera-se que o eixo manivela como sendo um corpo rígido apoiado em mancais sem folgas e que o rotor está balanceado, isto é, o centro de massa G do eixo coincide com o ponto O , origem do sistema de coordenadas inercial $I(x, y, z)$. Sob estas condições, podem ser aplicadas as equações de equilíbrio estático de forças e momentos:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \end{cases} \quad \text{e} \quad \begin{cases} \sum M_x = 0 \\ \sum M_y = 0 \end{cases} \quad (8)$$

As componentes de forças que atuam no excêntrico da manivela $F_{be_{x'}}$ e $F_{be_{y'}}$, causam as reações $P_{x'}$ e $P_{y'}$, no mancal superior, e $Q_{x'}$ e $Q_{y'}$, no mancal inferior, resultando em:

$$\begin{cases} F_{be_{x'}} + P_{x'} + Q_{x'} = 0 \\ F_{be_{y'}} + P_{y'} + Q_{y'} = 0 \end{cases} \quad \text{e} \quad \begin{cases} F_{be_{x'}}l_e + P_{x'}l_p + Q_{x'}l_q = 0 \\ F_{be_{y'}}l_e + P_{y'}l_p + Q_{y'}l_q = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Resolvendo-se o sistema de equações obtêm-se:

$$\begin{cases} P_{x'} = -F_{be_{x'}}(l_e - l_q)/l_b \\ P_{y'} = -F_{be_{y'}}(l_e - l_q)/l_b \end{cases} \quad \text{e} \quad \begin{cases} Q_{x'} = F_{be_{x'}}(l_e - l_p)/l_b \\ Q_{y'} = F_{be_{y'}}(l_e - l_p)/l_b \end{cases} \quad (10)$$

As forças de reação nos mancais podem ser transformadas para o sistema inercial $I(x,y,z)$

$$\begin{cases} P_x = P_{x'} \cos \theta - P_{y'} \sin \theta \\ P_y = P_{x'} \sin \theta + P_{y'} \cos \theta \end{cases} \quad \text{e} \quad \begin{cases} Q_x = Q_{x'} \cos \theta - Q_{y'} \sin \theta \\ Q_y = Q_{x'} \sin \theta + Q_{y'} \cos \theta \end{cases} \quad (11)$$

Resultados e Discussão

Com o intuito de verificar a eficácia da modelagem matemática do mecanismo pistão-biela-manivela, um aplicativo computacional foi desenvolvido no programa MATLAB, tendo como base nas equações apresentadas na seção anterior. Foram utilizados como dados de entrada a curva da força do gás na câmara de compressão, apresentada na Fig. 6 e obtida com o auxílio do programa MCLABEN, e os dados físicos e geométricos do compressor hermético alternativo utilizados por Chieh (2007) e reproduzidos na Tab. 1.

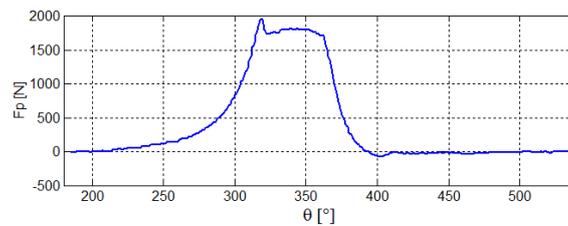


Figura 6 – Curva experimental da força do gás no pistão (Fulco, 2008).

Tabela 1 – Parâmetros físicos e geométricos do compressor (Chieh, 2007).

Símbolo	Parâmetro	Valor adotado
m_p	massa do pistão	0,0424 kg
m_b	massa da biela	0,02643 kg
l_b	comprimento da biela	0,04544 m
r_e	comprimento do excêntrico	0,01 m
A	área do pistão	0,000415 m ²
ω	velocidade angular do eixo manivela	368,63rad/s
l_1	posição do CG da biela	0,01727 m
l_2	posição do CG da biela	0,02817 m
l_e	posição do centro do pino excêntrico	0,01 m
l_p	posição do centro do mancal superior	0,008 m
l_q	posição do centro do mancal inferior	0,003 m

As componentes de forças exercidas pela biela sobre o pino excêntrico F_{be} são apresentadas na Fig. 7, nas direções dos eixos x e y do sistema inercial $I(x, y, z)$. Observa-se nestes gráficos que a componente de força na direção x é bem maior que na direção y ; isto se deve ao fato da força do gás atuar na direção x e a excentricidade da manivela ser relativamente pequena.

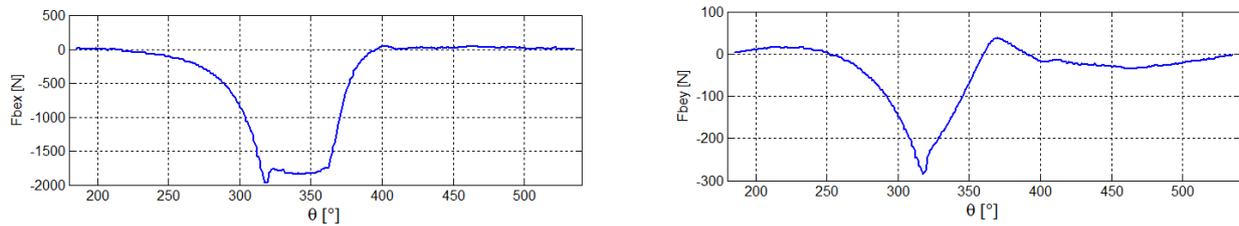


Figura 7 – Componentes da força da biela sobre o pino excêntrico.

As componentes das forças exercidas sobre os mancais superior e inferior, no sistema inercial $I(x, y, z)$, são apresentadas nas figuras 8 e 9, respectivamente. Neste caso, observa-se a inversão dos sinais ou sentidos das forças quando se comparam as componentes correspondentes devido ao fato destas forças corresponderem basicamente às reações à força exercida pela biela no pino excêntrico do eixo manivela. Adicionalmente, observa-se que as componentes de forças que atuam no mancal superior, conhecido também como mancal principal, são mais intensas que as que atuam no mancal inferior, e por este motivo, conhecido também como mancal secundário.

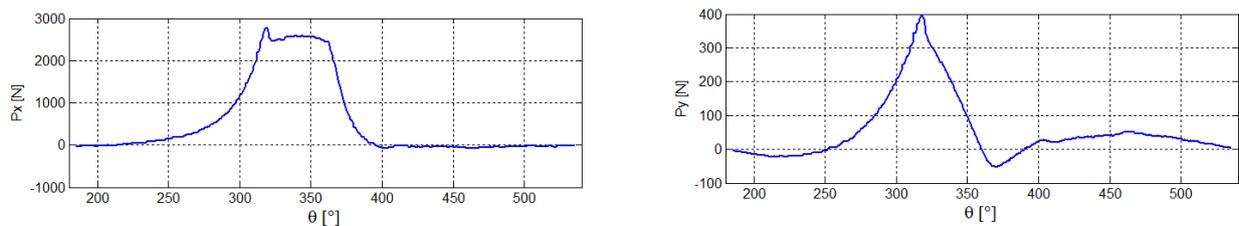


Figura 8 – Componentes da força sobre o mancal superior.

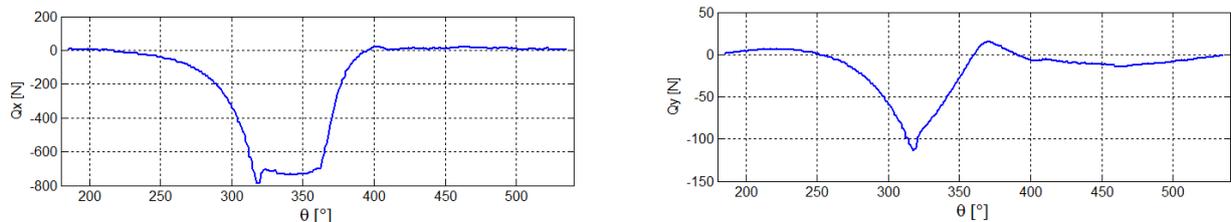


Figura 9 – Componentes da força sobre o mancal inferior.

Conclusões

O estudo do comportamento dinâmico de compressores herméticos alternativos têm se tornado fundamental na produção de eletrodomésticos mais eficientes e que emitam níveis de ruídos acústicos aceitáveis, tendo em vista este fato foi desenvolvido um aplicativo computacional, desenvolvido no MATLAB, para a simulação numérica do comportamento dinâmico de um compressor hermético alternativo, considerando o método de modelagem multicorpos. Estudos adicionais em andamento consideram também os efeitos do desbalanço e as folgas nos mancais hidrodinâmicos superior e inferior do eixo manivela. A expectativa é que este estudo viabilize um melhor entendimento do comportamento dinâmico do compressor alternativo, visando o possível processo de otimização dos parâmetros de operação e de seus componentes principais.

Agradecimentos

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - FAPESP pela bolsa de estudos de Iniciação Científica concedida ao autor Gustavo Henrique Rodrigues.

Referências Bibliográficas

- Fulco, E.R. “Esforços Dinâmicos Transmitidos do Conjunto Eixo-Rotor Flexível ao Bloco de Compressores Herméticos”. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Santa Catarina, 2008.
- Chieh, H. “Modelagem e Análise Computacional da Lubrificação do Conjunto Eixo, Biela e Pistão em Compressores Alternativos”. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Santa Catarina, 2007.
- Estupiñan, E.A.; Santos, I.F. “Modelling Hermetic Compressors Using Different Constraint Equations to Accommodate Multibody Dynamics and Hydrodynamic Lubrication”. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v.31, n.1, p.35-46, 2009.
- Kim, T.-J.; Han, J.-S. “Comparison of the Dynamic Behavior and Lubrication Characteristics of a Reciprocating Compressor Crankshaft in Both Finite and Short Bearing Models”. *Tribology Transactions*, v.47, p.61-69, 2004.
- Rigolla, S.J. “Numerical Simulation and Experimental Validation of Hermetic Reciprocating Compressors”. Ph.D. Thesis, Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelona, 2002.