



ANÁLISE DO EFEITO DO FATOR DEPRÉ-CARGA NAS CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO DE MANCAIS DE TRÊS LÓBULOS LUBRIFICADOS A GÁS

RODRIGO DE ARAÚJO SIMÕES, MARCO TULIO C. FARIA

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG)
Av. Antônio Carlos, 6627, Pampulha - Belo Horizonte - MG - Brasil - CEP 31270-901

(Recibido 7 de noviembre de 2017, para publicación 18 de diciembre de 2017)

Resumo – Devido às vantagens existentes na utilização da lubrificação a gás, cada vez mais se tem buscado aprimorar o uso de mancais lubrificados por fluidos compressíveis, como o ar, por exemplo. As barreiras ao uso desses componentes, impostas por problemas de instabilidade, têm sido enfrentadas por diferentes vias, sendo mancais de geometria fixa não cilíndricos a de menor custo entre elas. Assim, torna-se fundamental conhecer como os diversos parâmetros que caracterizam esses componentes influenciam o seu desempenho. Dessa maneira, um procedimento de elementos finitos é validado e aplicado objetivando analisar o efeito do fator de pré-carga nas características de desempenho de mancais radiais de três lóbulos lubrificados a gás, um dos representantes mais promissores dos componentes em questão. São avaliadas características de desempenho estacionárias e dinâmicas. O procedimento se baseia no método da perturbação aplicado à equação clássica de Reynolds para obter as equações de lubrificação de ordem zero e de primeira ordem. As equações de elementos finitos são determinadas utilizando o método dos resíduos ponderados de Galerkin com funções de interpolação de alta ordem. A partir da solução da equação de ordem zero, determinam-se as pressões hidrodinâmicas e outras características de desempenho estacionárias. As características de desempenho dinâmicas são obtidas por meio da solução da equação de primeira ordem com a utilização da distribuição de pressão da solução estática.

Palavras-chave – Lubrificação a gás, mancais de três lóbulos, método da perturbação linear, elementos finitos, pré-carga.

1. INTRODUÇÃO

A lubrificação a gás em mancais oferece uma gama de vantagens, tais como baixo atrito, ampla disponibilidade de lubrificante sem contaminantes, ambiente e superfícies limpas, capacidade de operar em grande faixa de temperaturas e ausência de cavitação [1]. Essas vantagens fazem com que a lubrificação a gás já seja empregada nos mais variados campos, sendo aplicada em sistemas de navegação (giroscópios), unidades de disco de computadores, instrumentos e sensores de alta precisão, brocas dentárias, máquinas-ferramenta e turbomáquinas leves de alta velocidade [2]. Em geral, são aplicações que exigem rigorosas tolerâncias dimensionais e ótimo acabamento superficial durante a fabricação e montagem dos mancais. Porém, o que realmente limita a utilização da lubrificação a gás em mancais radiais são as características de estabilidade insatisfatórias [1].

Dentre as alternativas para enfrentar os problemas de instabilidade recorrentes nesses mancais, a de menor custo compreende os mancais rígidos não cilíndricos. Nesse contexto, o mancal de três lóbulos é um dos que se destaca em termos de estabilidade, possuindo uma faixa de operação estável mais ampla que a de mancais de quatro lóbulos, elípticos e do que os convencionais mancais cilíndricos [3]. Considerando a carência de conhecimento acerca desse componente, este trabalho visa apresentar uma análise do efeito do fator de pré-carga de mancais de três lóbulos em suas características de desempenho. A análise é feita a partir de dados obtidos por meio de um procedimento de elementos finitos.

No procedimento, o método da perturbação é aplicado na equação clássica de Reynolds para fluidos compressíveis para obtenção das equações de lubrificação de ordem zero e de primeira ordem. Utiliza-se o método dos resíduos ponderados de Galerkin com funções de interpolação de alta ordem para determinação das equações de elementos finitos. O filme fluido é modelado por meio de elementos finitos retangulares de quatro nós isoparamétricos. Utiliza-se o método da quadratura Gaussiana para integração numérica e obtenção da matriz dos coeficientes. A partir da solução da equação de ordem zero, determinam-se as pressões hidrodinâmicas e outras características de desempenho estacionárias. As características de desempenho dinâmicas – coeficientes dinâmicos de força do mancal – são obtidas por meio da solução da equação de primeira ordem com a distribuição de pressão da solução estática

2. METODOLOGIA

A equação básica que rege o problema em estudo é a Equação de Reynolds para fluidos compressíveis, expressa pela equação (1) [4], que considera: fluido como meio contínuo, escoamento viscoso laminar (forças inerciais desprezíveis), fluido newtoniano, escoamento isotérmico e isoviscoso de um gás ideal.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} \frac{U}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (ph) + \frac{\partial}{\partial t} (ph) \quad (1)$$

Nessa equação, R é o raio do eixo, p é o campo de pressão no filme fluido, h é a espessura do filme fluido, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, U é a velocidade tangencial na superfície do eixo, t é o tempo e θ e z são as variáveis espaciais que descrevem o problema, sendo que z se refere à coordenada axial, e θ , à coordenada angular circunferencial.

A Fig. 1 apresenta a geometria de um mancal radial de três lóbulos e alguns parâmetros utilizados para a sua descrição. A velocidade angular de rotação do eixo é Ω , φ é uma coordenada angular com referencial fixo e O_b é o centro do mancal, que é origem do sistema de coordenadas cartesianas indicado por X e Y . O centro do eixo é indicado por O_j , a excentricidade na condição de equilíbrio, por e_0 , e o ângulo de posição na condição de equilíbrio, por ϕ_0 .

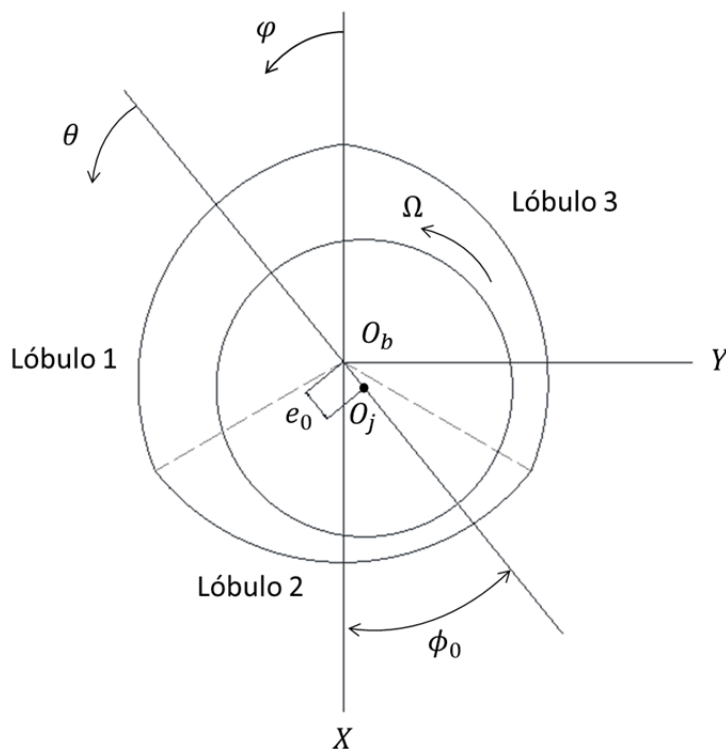


Fig. 1. Geometria de um mancal radial de três lóbulos.

A expressão para espessura do filme, dependente do lóbulo em questão n , é dada pela equação (2):

$$h_0 = C_b \left[1 + \varepsilon_X \cos \varphi + \varepsilon_Y \sin \varphi - m_p \cdot \cos(\varphi - \varphi_{p_n}) \right] \quad (2)$$

na qual a folga radial nominal, C_b , é tomada com base no raio de curvatura do lóbulo, isto é, $C_b = R_L - R$. ε_X e ε_Y são as componentes da razão de excentricidade nas direções X e Y respectivamente. A razão de excentricidade é dada por $\varepsilon = e_0/C_b$. O fator de pré-carga é dado por $m_p = (C_b - C_{min})/C_b$, sendo a pré-carga $r_p = C_b - C_{min}$ e a folga radial mínima C_{min} . φ_{p_n} é a posição angular do centro do lóbulo n . Para um mancal radial cilíndrico convencional $m_p = 0$.

As condições de contorno do problema são expressas pelas equações (3) e (4):

$$p(\theta, -L/2, t) = p(\theta, L/2, t) = p_a \quad (3)$$

$$p(\theta_i, z, t) = p(\theta_f, z, t) = p_a \quad (4)$$

onde $p(\theta, z, t)$ é o campo de pressão no filme fluido, L é a largura do mancal, e p_a , a pressão ambiente. θ_i e θ_f referem-se, respectivamente, às posições angulares iniciais e finais de cada lóbulo. A equação (3) corresponde à pressão ambiente nas laterais do mancal e a equação (4) corresponde à pressão ambiente nos recessos axiais entre lóbulos. O domínio do filme fluido compreende $0 \leq \theta \leq 2\pi$ e $-L/2 \leq z \leq L/2$.

O método da perturbação linear é aplicado na equação clássica de Reynolds para obter as equações de lubrificação de ordem zero e de primeira ordem. Tal análise é capaz de prever os coeficientes dinâmicos de força com acurácia para razões de excentricidade de até 0,4 [5]. A posição de equilíbrio é perturbada por movimentos de pequenas amplitudes com frequência de excitação ω . Assim, a espessura do filme passa a ser expressa pela equação (5):

$$\begin{aligned} h &= h_0 + (\Delta e_X h_X + \Delta e_Y h_Y) e^{i\omega t} = h_0 + \Delta e_\sigma h_\sigma e^{i\omega t} \\ \sigma &= X, Y \\ i &= \sqrt{-1} \end{aligned} \quad (5)$$

Sendo $h_X = \cos \varphi$ e $h_Y = \sin \varphi$. Com a perturbação, a equação (6) passa a fornecer o campo de pressão perturbado:

$$p(\theta, z, t) = p_0(\theta, z) + (\Delta e_X p_X + \Delta e_Y p_Y) e^{i\omega t} = p_0(\theta, z) + \Delta e_\sigma p_\sigma e^{i\omega t} \quad (6)$$

Substituindo as expressões das equações (5) e (6) na Equação de Reynolds, equação (1), eliminando os termos de ordem superior, devido à consideração de pequenas amplitudes, obtêm-se, respectivamente, as Equações de Ordem Zero – equação (7) – e de Primeira Ordem – equação (8):

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} \frac{U}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (p_0 h_0) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{3p_0 h_0^2 h_\sigma}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} + \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial (p_\sigma p_0)}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{3p_0 h_0^2 h_\sigma}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial z} + \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial (p_\sigma p_0)}{\partial z} \right) \\ = \frac{1}{2} \frac{U}{R} \left(\frac{\partial (h_0 p_\sigma)}{\partial \theta} + \frac{\partial (p_0 h_\sigma)}{\partial \theta} \right) + i\omega (h_0 p_\sigma + p_0 h_\sigma) + \frac{\partial (p_0 h_\sigma)}{\partial t} + \frac{\partial (h_0 p_\sigma)}{\partial t} \end{aligned} \quad (8)$$

As equações de elementos finitos são determinadas utilizando o método dos resíduos ponderados de Galerkin [4]. O domínio do filme é dividido em elementos quadrangulares de quatro nós isoparamétricos, conforme Fig. 2, onde é representada a transformação de coordenadas locais, x e z , para coordenadas naturais, ξ e η , do elemento.

As funções de interpolação de alta ordem empregadas são [4]:

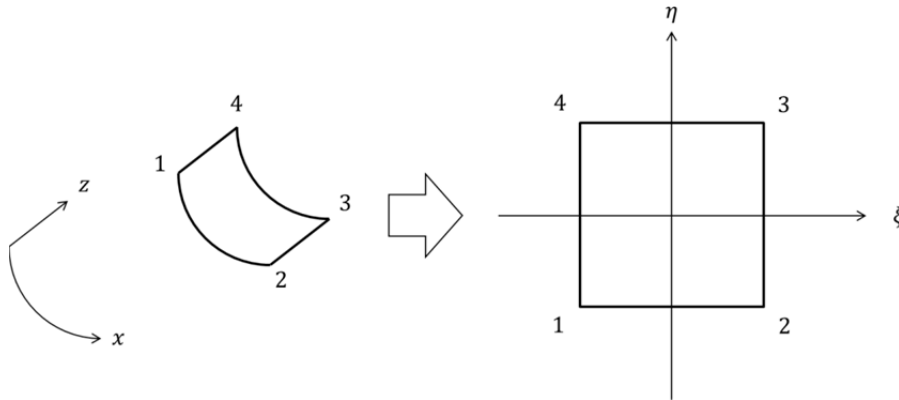


Fig. 2. Elemento quadrangular de quatro nós isoparamétrico e transformação de coordenadas locais para coordenadas naturais.

$$\begin{aligned}
 \psi_1^e &= \frac{1}{2}(1 - \eta) \left(\frac{e^{\lambda_e} - e^{\lambda_e \xi}}{e^{\lambda_e} - e^{-\lambda_e}} \right) \\
 \psi_2^e &= \frac{1}{2}(1 - \eta) \left(\frac{e^{\lambda_e \xi} - e^{-\lambda_e}}{e^{\lambda_e} - e^{-\lambda_e}} \right) \\
 \psi_3^e &= \frac{1}{2}(1 + \eta) \left(\frac{e^{\lambda_e \xi} - e^{-\lambda_e}}{e^{\lambda_e} - e^{-\lambda_e}} \right) \\
 \psi_4^e &= \frac{1}{2}(1 + \eta) \left(\frac{e^{\lambda_e} - e^{\lambda_e \xi}}{e^{\lambda_e} - e^{-\lambda_e}} \right)
 \end{aligned} \tag{9}$$

em que $\lambda_e = (6\mu UL_e/p_e h_e^2)$. L_e é o comprimento do elemento na direção circunferencial, p_e é a média das pressões nos nós do elemento, e h_e , a média da espessura do filme fluido nos nós do elemento.

Assim:

$$p_0^e = \sum_{i=1}^4 (\psi_i^e p_{0i}^e) \tag{10}$$

$$p_\sigma^e = \sum_{i=1}^4 (\psi_i^e p_{\sigma i}^e) \tag{11}$$

As equações de elementos finitos de ordem zero passam ser:

$$\begin{aligned}
 k_{ji}^e p_{0i}^e &= q_j^e \\
 i, j &= 1, 2, 3, 4
 \end{aligned} \tag{12}$$

sendo:

$$k_{ji}^e = \iint_{\Omega_e} \left(\frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial \psi_i^e}{\partial \theta} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + \frac{\partial \psi_i^e}{\partial z} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial z} \right) - \frac{U h_0}{2R} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} \psi_i^e \right) d\Omega_e \tag{13}$$

$$q_j^e = - \oint_{\Gamma_e} \psi_j^e \dot{m}_n^e d\Gamma_e \tag{14}$$

k_{ji}^e representa os coeficientes da matriz de coeficientes de um elemento finito, Ω_e é o domínio do elemento finito. q_j^e , por sua vez, representa o fluxo nodal através da fronteira do elemento Γ_e . A vazão mássica para fora do elemento é \dot{m}_n^e . Para solução da equação de Reynolds não linear global o método das substituições sucessivas é empregado [6]. Pressão ambiente em todo o domínio é utilizada como estimativa inicial do campo de pressão. Com isso, calcula-se o campo de pressão, o qual é integrado, conforme mostrado mais adiante, para obtenção da força resultante da ação do filme fluido. O processo iterativo é realizado até que:

$$\left| \frac{F_{0i} - F_{0i-1}}{F_{0i}} \right| < 0,001 \quad (15)$$

As equações de elementos finitos de primeira ordem são:

$$k_{\sigma ji}^e p_{\sigma i}^e = f_{\sigma j}^e + q_{\sigma j}^e \quad (16)$$

$$i, j = 1, 2, 3, 4$$

em que:

$$k_{\sigma ji}^e = \iint_{\Omega_e} \left\{ \frac{h_0^3}{12\mu} \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + \frac{\partial p_0}{\partial z} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial z} \right) \psi_i^e + \frac{p_0 h_0^3}{12\mu} \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial \psi_i^e}{\partial \theta} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + \frac{\partial \psi_i^e}{\partial z} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial z} \right) - \frac{U h_0}{2 R} \psi_i^e \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + i\omega h_0 \psi_j^e \psi_i^e \right\} d\Omega_e \quad (17)$$

$$f_{\sigma j}^e = \iint_{\Omega_e} \left\{ \frac{-3p_0 h_0^2 h_\sigma}{12\mu} \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} + \frac{\partial p_0}{\partial z} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial z} \right) + \frac{U}{2} p_0 \frac{h_\sigma}{R} \frac{\partial \psi_j^e}{\partial \theta} - i\omega p_0 h_\sigma \psi_j^e \right\} d\Omega_e \quad (18)$$

$$q_{\sigma j}^e = - \oint_{\Gamma_e} \psi_j^e \dot{m}_{\sigma n}^e d\Gamma_e \quad (19)$$

$k_{\sigma ji}^e$ representa os coeficientes da matriz de coeficientes complexa de primeira ordem. $f_{\sigma j}^e$ representa o vetor fluxo de primeira ordem e $q_{\sigma j}^e$, o fluxo nodal de primeira ordem através da fronteira do elemento. $\dot{m}_{\sigma n}^e$ é vazão mássica de primeira ordem para fora do elemento.

As soluções das equações de ordem zero e de primeira ordem fornecem, respectivamente, os campos de pressão de ordem zero e de primeira ordem, os quais são integrados ao longo do domínio para determinar as forças do filme fluido, equação (20), e as impedâncias complexas dinâmicas, equação (21). As integrais são avaliadas por meio do método da quadratura Gaussiana.

$$F_{\sigma 0} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} (p_0 - p_a) h_\sigma R d\theta dz \quad (20)$$

$$Z_{\sigma\beta} = K_{\sigma\beta} + i\omega C_{\sigma\beta} = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} p_\beta h_\sigma R d\theta dz \quad (21)$$

Esta última também pode ser expressa pela equação (21):

$$\begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} \begin{bmatrix} p_X h_X & p_Y h_X \\ p_X h_Y & p_Y h_Y \end{bmatrix} R d\theta dz \quad (22)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para apresentação dos resultados, esta seção se divide em três subseções. A subseção 3.1 apresentação uma análise de sensibilidade de malha realizada para definir a quantidade de elementos finitos a ser utilizada na malha. A subseção 3.2 apresenta uma validação do procedimento de elementos finitos feita a partir da comparação dos resultados obtidos com o procedimento em questão com os resultados apresentados por outro autor. Por fim, na subseção 3.3 consta a análise do efeito do fator de pré-carga nas características de desempenho de mancais de três lóbulos lubrificadas a gás.

3.1. Análise de sensibilidade de malha

O modelo utilizado no procedimento é formado por uma malhabidimensional na qual são especificados o número de elementos finitos na direção circunferencial por lóbulo e o número de elementos finitos na direção axial. Para análise de sensibilidade de malha, o número de elementos finitos na direção circunferencial varia de 20 a 110, por lóbulo, aumentando de 15 em 15 e na direção axial varia de 5 a 30, aumentando de 5 em 5. Assim, são realizadas um total de 48 simulações, combinando 6 tamanhos de malha na direção axial com 8 tamanhos de malha na direção circunferencial. Os demais parâmetros selecionados constam na tabela 1.

A Fig. 3 mostra como o ângulo de posição varia de acordo com o número de elementos finitos utilizados, sendo que cada curva corresponde a um número de elementos finitos na direção axial (NEA) e que no eixo das abscissas consta o número de elementos finitos na direção circunferencial. Verifica-se uma estabilização dos valores obtidos a partir de 105 elementos finitos na direção circunferencial, sendo a diferença, em relação a uma malha menos refinada nessa direção, inferior a 1%. No caso da direção axial, essa estabilização com diferença inferior a 1% ocorre a partir de 20 elementos para o ângulo de posição e a partir de 15 elementos para a capacidade de carga.

Tabela 1. Parâmetros utilizados para análise direcional de sensibilidade de malha.

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de lóbulos	3	..
Pré-carga	2,50E-06	m
Folga nominal	5,00E-06	m
Diâmetro	0,0500	m
Comprimento	0,0500	m
Posição angular do primeiro lóbulo	0,00	°
Viscosidade	1,90E-05	Pa.s
Densidade	1,32	kg/m ³
Pressão de referência	1,01E+05	Pa
Razão de excentricidade	0,200	..
Velocidade de rotação	3384	rpm
Número de compressibilidade	10	..
Fração da velocidade de rotação para cálculo dos coeficientes dinâmicos	1,0	..

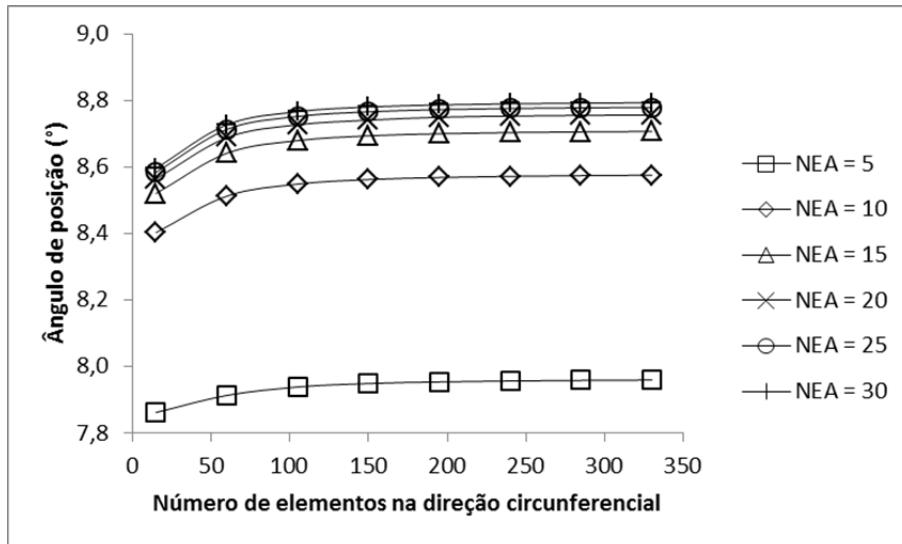


Fig. 3. Curvas do ângulo de posição do mancal em função do número de elementos finitos.

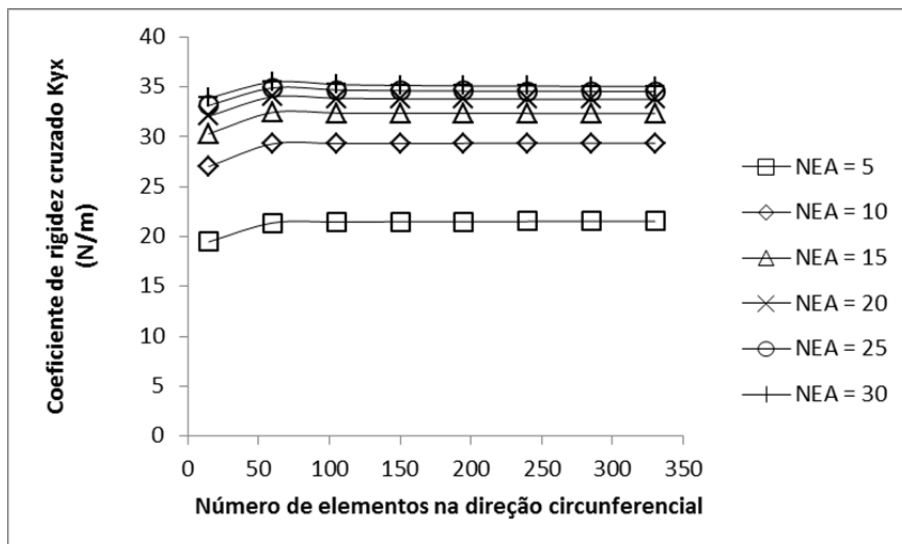


Fig. 4. Curvas do coeficiente de rigidez cruzado K_{YX} do mancal em função do número de elementos finitos.

De maneira análoga, a Fig. 4 mostra como o coeficiente de rigidez cruzado K_{YX} varia de acordo o número de elementos finitos utilizados. Na direção circunferencial, a estabilização com diferença inferior a 1% ocorre também a partir de 105 elementos finitos. A partir de 20 elementos na direção axial, a diferença relativa passa a ser inferior a 5%.

O tempo de execução de cada simulação foi averiguado e é apresentado na Fig. 5. As simulações foram realizadas em um computador pessoal com processador Intel(R) Core(TM) i5-3230M com 2,60 GHz de velocidade de processamento e 8 GB de memória RAM.

Considerando as diferenças relativas e os tempos de execução, optou-se por utilizar uma malha com 150 elementos finitos na direção circunferencial e 25 elementos finitos na direção axial, o que garante, portanto, resultados com diferenças relativas inferiores a 5% em relação a malhas menos refinadas. Assim, a malha selecionada tem um total de 3750 elementos finitos, e a simulação é executada em 96 s.

3.2. Validação

Para validação do procedimento, compararam-se os resultados obtidos por [7] com os calculados por meio do procedimento. Dois números adimensionais são utilizados a partir desta subseção: o número de

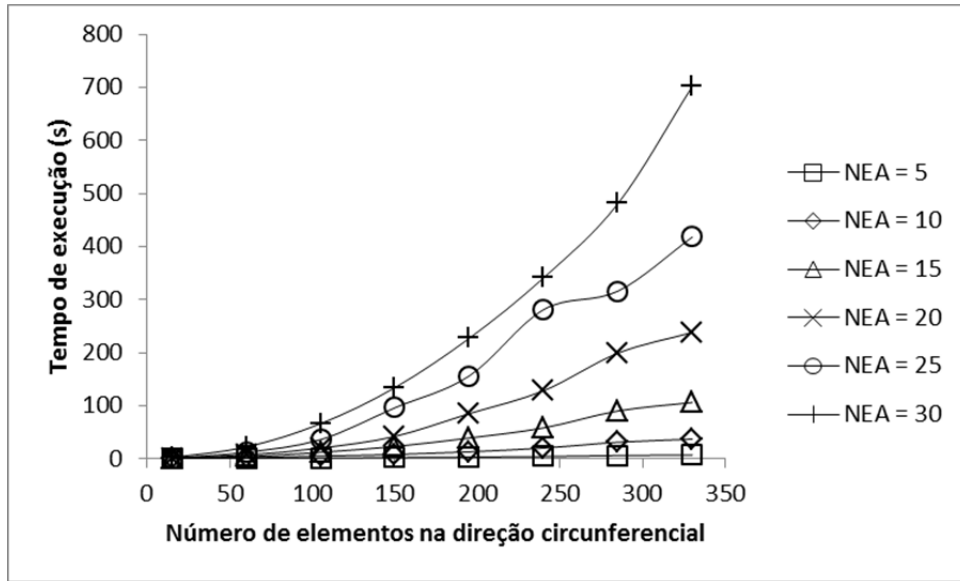


Fig. 5. Curvas do tempo de execução do procedimento em função do número de elementos finitos.

Tabela 2. Comparação da capacidade de carga adimensional para validação.

Número de compressibilidade Λ	Razão de excentricidade ε	Capacidade de carga adimensional f_0		Diferença relativa
		[7]	Presente trabalho	
0,5	0,1	0,1811	0,1838	1,50%
	0,2	0,3959	0,4015	1,42%
	0,3	0,7228	0,7256	0,39%
	0,4	1,434	1,4218	-0,85%
1	0,1	0,3525	0,3518	-0,19%
	0,2	0,7802	0,7829	0,35%
	0,3	1,4460	1,4371	-0,62%
	0,4	3,0140	2,9472	-2,22%
3	0,1	0,7284	0,7144	-1,93%
	0,2	1,6410	1,5996	-2,52%
	0,3	3,0030	2,9120	-3,03%

compressibilidade Λ , expresso pela equação (23), e a capacidade de carga adimensional f_0 , expressa pela equação(24).

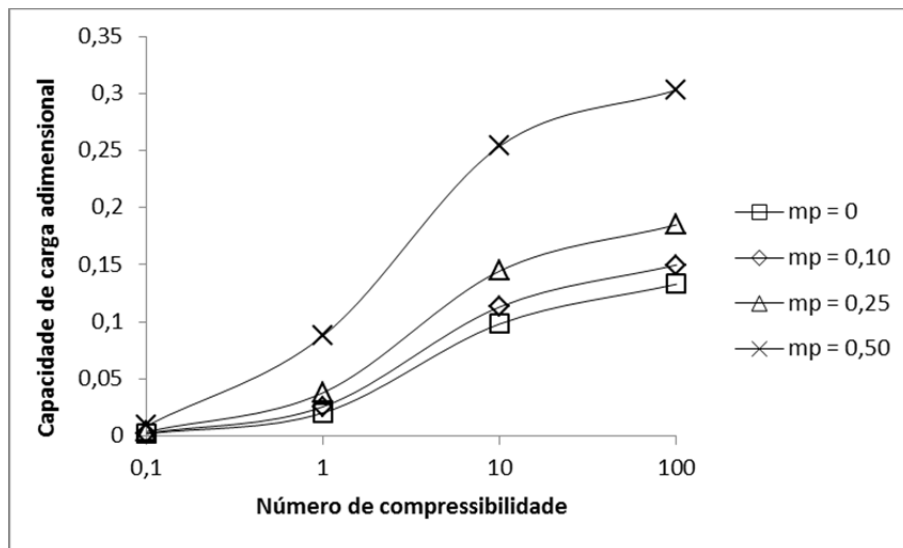
$$\Lambda = \frac{6\mu\Omega R^2}{p_a C_b^2} \quad (23)$$

$$f_0 = \frac{F_0}{p_a R^2} \quad (24)$$

A tabela 2 apresenta uma comparação entre a capacidade de carga adimensional f_0 obtida por [7] e a obtida pelo procedimento para mancais de três lóbulos lubrificadas a gás. Os números de compressibilidade Λ mostrados na tabela são alcançados variando apenas a velocidade de rotação. Observa-se que a diferença relativa, em módulo, é inferior a 4%.

Tabela 3. Parâmetros utilizados para análise do efeito do fator de pré-carga.

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de lóbulos	3	..
Folga nominal	5,00E-06	m
Pré-carga	0 até 2,50E-06	m
Fator de pré-carga (m_p)	0 até 0,50	..
Diâmetro	0,0500	m
Comprimento	0,0500	m
Razão de aspecto (λ)	1	..
Posição angular do primeiro lóbulo	0,00	°
Viscosidade	1,90E-05	Pa.s
Massa específica	1,32	kg/m ³
Pressão de referência (pressão atmosférica)	1,01E+05	Pa
Razão de excentricidade	0 até 0,1	..
Velocidade de rotação	33,8 até $33,8 \times 10^3$	rpm
Número de compressibilidade	0,1 até 100	..
Fração da vel. de rotação para cálculo dos coeficientes dinâmicos	1	..

Fig. 6. Curvas da capacidade de carga adimensional f_0 em função do número de compressibilidade e do fator de pré-carga para um mancal operando a uma razão de excentricidade $\varepsilon = 0,1$.

3.3. Análise do efeito do fator de pré-carga

Na tabela 3 constam os valores dos parâmetros utilizados como referência para análise do efeito do fator de pré-carga nas características de desempenho de um mancal radial de três lóbulos lubrificado a gás. Para o estudo das características de desempenho dinâmicas, os coeficientes dinâmicos de força são adimensionalizados conforme a equação (25) e a equação (26).

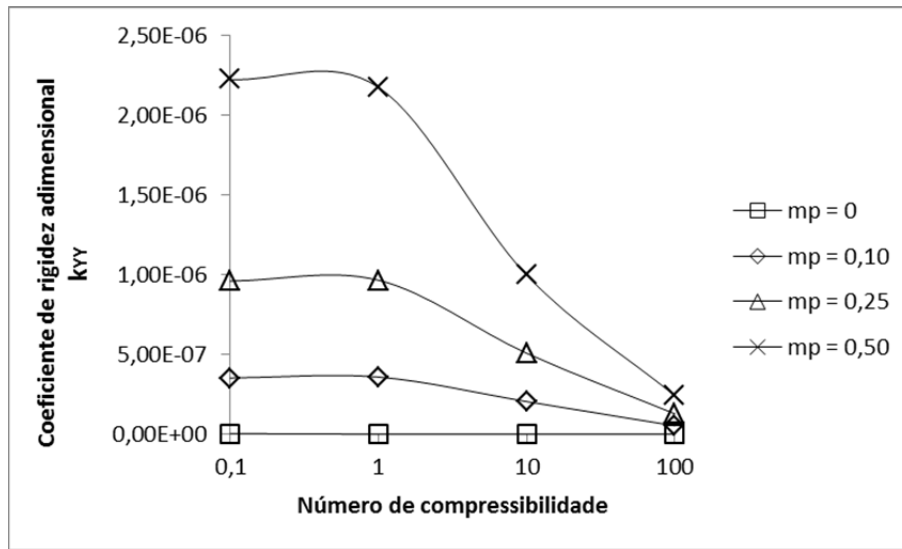


Fig. 7. Curvas do coeficiente de rigidez adimensional k_{YY} em função do fator de pré-carga e do número de compressibilidade para $\varepsilon = 0$.

$$k_{ij} = K_{ij} \frac{c_b}{p_a LD} \quad (25)$$

$$c_{ij} = C_{ij} \frac{C_b \Omega}{p_a LD} \quad (26)$$

A Fig. 6 representa a variação da capacidade de carga adimensional f_{02} em função do número de compressibilidade para mancais com quatro fatores de pré-carga distintos, operando com razão de excentricidade igual a 0,1. Primeiramente, conforme esperado, observa-se que quanto maior o número de compressibilidade, maior a capacidade de carga. Nota-se também maiores fatores de pré-carga proporcionam maiores capacidades de carga.

A Fig. 7 representa as curvas do coeficiente de rigidez adimensional k_{YY} em função do fator de pré-carga e do número de compressibilidade para um mancal operando centrado ($\varepsilon = 0$). Observa-se que maiores fatores de pré-carga resultam em maiores coeficientes de rigidez diretos para toda a faixa do número de compressibilidade avaliada. Assim, mancais com fatores de pré-carga maiores estariam menos susceptíveis a deslocamentos verticais e horizontais.

A Fig. 8 mostra a variação do coeficiente de amortecimento adimensional c_{XX} em função do fator de pré-carga e do número de compressibilidade para um mancal operando centrado ($\varepsilon = 0$). Destaca-se que os coeficientes de amortecimento não variam conforme uma relação direta com os fatores de pré-carga. Com isso, mancais com fatores de pré-carga maiores seriam mais recomendados, pois fornecem maiores capacidades de carga e são menos susceptíveis a deslocamentos laterais.

4. CONCLUSÕES

O procedimento de elementos finitos apresentado e validado permitiu verificar o efeito do fator de pré-carga sobre as características de desempenho de mancais de três lóbulos lubrificadas a gás. Destaca-se que mancais com maiores fatores de pré-carga possuem maiores capacidades de carga aliadas a uma menor susceptibilidade a deslocamento laterais. Já os coeficientes de amortecimento não variam de acordo com uma tendência unilateral com os fatores de pré-carga, dependendo do número de compressibilidade também.

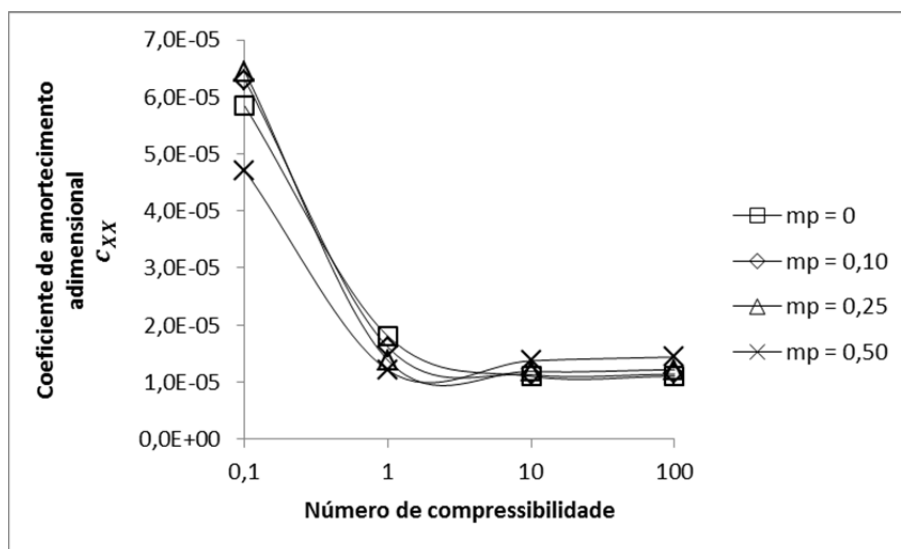


Fig. 8. Curvas do coeficiente de amortecimento adimensional c_{XX} em função do fator de pré-carga e do número de compressibilidade para $\varepsilon = 0$.

Portanto, mancais de três lóbulos representam uma possível solução ao problema de estabilidade de mancais lubrificadas a gás, sendo recomendável utilizar fatores de pré-carga próximos de 0,5. Entretanto, vale ressaltar que maiores fatores de pré-carga geram espessuras do filme fluido mais reduzidas, o que dificulta a fabricação e montagem, sendo necessárias tolerâncias dimensionais mais rigorosas e melhor acabamentos superficial.

REFERÊNCIAS

- [1] Hamrock, B.J., *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill (1994)
- [2] Faria, M.T.C. Andrés, L.S., "On the Numerical Modeling of High-Speed Hydrodynamic Gas Bearings", *Journal of Tribology*, 124-130 (2000)
- [3] Wadhwa, S.S., Sinhasan, R., Singh, D.V., "Dynamic Performance of Non-Circular Gas Bearings", *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 367-389 (1983)
- [4] Faria, M.T.C., "Some Performance Characteristics of High Speed Gas Lubricated Herringbone Groove Journal Bearings", *JSME International Journal*, 775-781 (2001)
- [5] Lund, J.W., "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings", *Journal of Tribology*, 37-41(1987)
- [6] Stewart, G.W., *Afternotes on Numerical Analysis*, Philadelphia: SIAM (1996)
- [7] Pinkus, O., "Analysis of Noncircular Gas Journal Bearing", *Journal of Lubrication Technology*, Outubro, 616-623 (1975)

ANALYSIS OF THE PRELOAD FACTOR EFFECT ON THE PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF GAS-LUBRICATED THREE-LOBE BEARINGS

Abstract – Due to the advantages of gas lubrication, it has been increasingly sought to improve the use of gas bearings lubricated by compressible fluids such as air. The obstacles to the usage of these components, imposed mainly by instability problems, have been faced in different ways. Non-cylindrical bearings of fixed geometry are the alternative with lowest cost between them. Thus, it is essential to know how the various parameters that

characterize these components influence their performance. This way, a finite element procedure is validated and applied in order to analyze the effect of the preload factor on the performance characteristics of three-lobe bearings, one of the most promising representatives of those components. Stationary and dynamic performance characteristics are evaluated. The procedure relies on the application of the perturbation method in the classical Reynolds equation to obtain the zero order and first order lubrication equations. The finite element equations are determined using the Galerkin weighted residual method with high order interpolation functions. From the solution of the zero order equation, the hydrodynamic pressures and other stationary performance characteristics are determined. The dynamic performance characteristics are obtained through the solution of the first order equation using the pressure distribution of the static solution.

Keywords – Gas lubrication, Three-lobe bearings, Linear perturbation, Finite Elements Method, Preload.