



OTIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE MANCAIS AXIAIS DE SAPATAS SETORIAIS

Waldemir J. Salles

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Mecânica, Av. Pinheirinho 1303, Cx. Postal 50, CEP 375000-000, Itajubá-MG. Brasil

Vilmar A. Schwarz

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Mecânica, Av. Pinheirinho 1303, Cx. Postal 50, CEP 375000-000, Itajubá-MG. Brasil

José C. Dias

Departamento de Mecânica. Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Av. Pinheirinho 1303, Cx. Postal 50, CEP 37500-000, Itajubá-MG. Brasil

Resumo. Um modelo teórico, baseado na teoria isotérmica da lubrificação hidrodinâmica, é apresentado para a análise preditiva do comportamento operacional e otimização de mancais axiais hidrodinâmicos, tendo como parâmetro ótimo a perda de potência por atrito. Tal otimização é feita a partir de um procedimento seletivo dos parâmetros geométricos do mancal, tais como o ângulo setorial θ_0 da sapata; inclinação b da sapata e a espessura mínima a do filme de lubrificante. A relação a/b é amplamente analisada para diversos ângulos do setor, através de simulações computacionais e finalmente é obtida a condição ideal do mancal para a menor perda de potência. O método das diferenças finitas foi aplicado para se obter a distribuição de pressões e os parâmetros operacionais tais como: capacidade de carga, vazão de lubrificante nos contornos da sapata, perda de potência e elevação de temperatura. Uma série de tabelas e gráficos são apresentados, possibilitando ao projetista desenvolver a análise de otimização do projeto e comportamento operacional de um mancal, mesmo sem o uso de um computador

Palavras-chave: Mancais axiais, Sapatas setoriais, Lubrificação hidrodinâmica

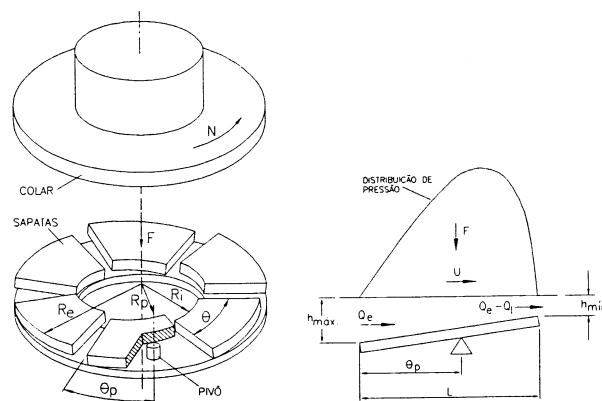
1. INTRODUÇÃO

Distribuição de pressão, capacidade de carga e fluxo de lubrificante em um mancal hidrodinâmico tem despertado grande interesse em cientistas há longo tempo. A previsão dessas e outras características do comportamento operacional de um mancal de ação hidrodinâmica, para várias relações entre largura e comprimento, tem sido obtida através da solução numérica da equação de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica, tais como as apresentadas por Pinkus (1958), Frêne (1982), Rodkiewicz e Huang (1998). Uma extensa bibliografia a respeito pode ser encontrada em Bagci e Singh (1983) que, como vários outros,

apresentam um trabalho bastante completo sobre otimização do projeto e comportamento de mancais axiais hidrodinâmicos. Contudo, tais trabalhos como os de Ezzat e Rohde (1973), Rodkiewicz e Huang (1998), definem como mancal ótimo aquele que suporta a máxima carga para uma determinada espessura de lubrificante na saída das sapatas. Entretanto, existem outros fatores ou parâmetros de desempenho de um mancal que podem ser mais importantes, tais como perda de potência e elevação de temperatura. No presente trabalho esses e outros parâmetros são estudados e apresentados em tabelas e gráficos que possibilitam a análise e otimização desses mancais, variando-se a relação a / b (espessura mínima do filme de óleo lubrificante / inclinação da sapata) e o ângulo θ_0 que define o ângulo setorial da sapata.

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A Figura 1 mostra esquematicamente um mancal axial de seis sapatas setoriais pivotadas, de raio interno R_i e raio externo R_e . O ponto de pivotamento está deslocado do centro de cada sapata, de modo que, em operação as sapatas tomarão a inclinação ideal de trabalho.



$$a = h_{\min} \quad b = h_{\max} - h_{\min}$$

Figura 1- Esquema de um mancal axial.

Essa inclinação, aliada ao movimento de rotação N do colar e à viscosidade η do fluido lubrificante gera uma pressão hidrodinâmica e a formação de uma película de óleo, em forma de cunha, que separa as superfícies do colar e das sapatas. As condições de escoamento do fluido entre uma sapata e o colar são consideradas para um fluido incompressível, em regime isotérmico e com as restrições simplificadoras usuais relatadas por Mouallem et al. (1996) :

- O meio é contínuo,
- O fluido é newtoniano,
- O escoamento é laminar,
- Não há deslizamento entre o fluido e a superfície de contato,
- As forças de campo no fluido são desprezadas,
- A viscosidade e a densidade do fluido são constantes ao longo do filme,
- A espessura do filme é muito pequena em relação às dimensões das superfícies em contato.

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO E RESULTADOS

Normalmente, no projeto de um mancal axial hidrodinâmico são fixados previamente os seguintes parâmetros: força axial atuante no mancal (F), rotação do colar (N), número de

sapatas (Z), ângulo do setor (θ), raio externo (R_e), raio interno (R_i), espessura mínima do filme lubrificante (h_{\min}), inclinação ou desnível (b) da sapata, viscosidade (η) do óleo lubrificante e sua temperatura (T_e) na entrada da sapata.

Com base nesses dados e a partir da solução da equação de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica, os seguintes “parâmetros de desempenho” são obtidos e analisados:

- Distribuição de pressão hidrodinâmica,
- Capacidade de carga adimensional F_V , ou o correspondente fator de carga adimensional T ,
- Centro de pressão adimensional, ou posição do pivotamento, θ_p e R_p mostrado na Fig.1,
- Perda de potência adimensional H ,
- Vazões adimensionais de lubrificante q_{oe} , q_{os} , q_{ri} e q_{re} , respectivamente, na entrada, saída e contornos circunferenciais interno e externo da sapata.
- Elevação da temperatura do óleo desde a entrada até a saída da sapata, Δt .

Para sapatas setoriais, a equação de Reynolds em coordenadas polares é :

$$\frac{\partial}{\partial r_0} \left(r_0 h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial r_0} \right) + \frac{1}{r_0} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) = 6\eta U \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \quad (1)$$

ou, na forma adimensional,

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 12\pi r \left(\frac{R_e}{L} \right)^2 \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (2)$$

onde : $r = \frac{r_0}{R_e}$; $h = \frac{h_0}{b}$; $p = \frac{p_0}{\eta N}$, $U = 2\pi r_0 N = 2\pi R_e N$,

sendo θ , r , h e p parâmetros adimensionais definidos respectivamente como variável angular, raio, espessura do filme e pressão e ainda U , a velocidade tangencial do colar. Observe-se que, na Eq. (1), os símbolos r_0 , h_0 e p_0 são os correspondentes parâmetros dimensionais.

Distribuição de pressões. A Fig. (2) mostra a distribuição de pressões numa sapata.

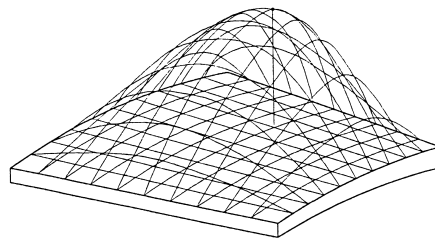


Figura 2- Distribuição de Pressões na Sapata

Integrando-se numericamente a Eq. (2), mediante aplicação do método das diferenças finitas, obtém-se a distribuição de pressão na sapata, conforme Eq. (3).

$$p_{i,j} = A1_{i,j} p_{i,j+1} + A2_{i,j} p_{i,j-1} + A3_{i,j} p_{i+1,j} + A4_{i,j} p_{i-1,j} + A5_{i,j} \quad (3)$$

Os coeficientes A1 a A5 da Eq. (3) são definidos como:

$$\begin{aligned}
 A1_{i,j} &= \frac{\left(\frac{r_{j+1} + r_j}{2}\right) h_i^3}{\Delta r^2 \text{denom}_{i,j}} & A2_{i,j} &= \frac{\left(\frac{r_{j-1} + r_j}{2}\right) h_i^3}{\Delta r^2 \text{denom}_{i,j}} \\
 A3_{i,j} &= \frac{\left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2 \text{denom}_{i,j}} & A4_{i,j} &= \frac{\left(\frac{h_i + h_{i-1}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2 \text{denom}_{i,j}} \\
 A5_{i,j} &= \frac{12\pi r_j \left(\frac{h_{i-1} - h_{i+1}}{2\Delta\theta}\right)}{\text{denom}_{i,j}} \left(\frac{R_e}{L}\right)^2 = \frac{6\pi r_j (h_{i-1} - h_{i+1})}{\Delta\theta \text{denom}_{i,j}} \left(\frac{R_e}{L}\right)^2 \\
 \text{denom}_{i,j} &= \frac{\left(\frac{r_{j+1} + r_j}{2}\right) h_i^3}{\Delta r^2} + \frac{\left(\frac{r_{j-1} + r_j}{2}\right) h_i^3}{\Delta r^2} + \frac{\left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2} + \frac{\left(\frac{h_i + h_{i-1}}{2}\right)^3}{r_j \Delta \theta^2}
 \end{aligned} \quad (4)$$

Capacidade de carga. A capacidade de carga hidrodinâmica de uma sapata do mancal é:

$$F = \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} p_0 r_0 d\theta dr_0 \quad \text{ou} \quad F = \eta N \frac{L^2}{b^2} R_e^2 \left(\Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n P(i,j) r(j) \right) \quad (5)$$

onde: $p_0 = \frac{p\eta N L^2}{b^2}$; $r_0 = r R_e$; $dr_0 = R_e dr$ são os fatores adimensionais.

Fator de carga T. A parte entre parênteses da Eq. (5) foi definida como a carga adimensional F_v , em função da qual se estabeleceu um fator adimensional T, isto é:

$$T = \frac{\eta N (L/b)^2}{P_0} = \frac{\theta_0}{2} \left[1 - \left(1 - \frac{L}{R_e} \right)^2 \right] \frac{1}{F_v} \quad \text{ou} \quad F_v = \frac{\theta_0}{2} \left(\frac{R_e^2 - R_i^2}{R_e^2} \right) \frac{1}{T} \quad (6)$$

Centro de pressão. A Fig. 3 mostra o ponto de aplicação da resultante das forças.

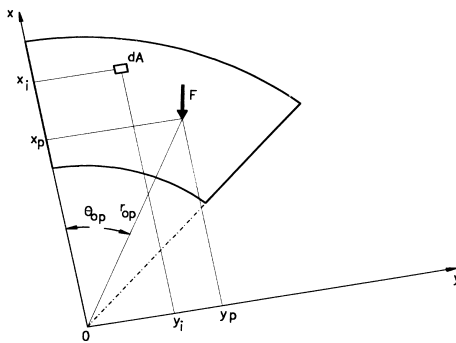


Figura 3- Coordenadas do centro de pressão

Em princípio determina-se esse ponto (x_p, y_p) através de um sistema de eixos cartesianos convenientemente colocados.

Calculam-se x_p e y_p , aplicando-se o momento primeiro em relação a x e depois em relação a y , resultando:

$$x_p = \frac{R_e}{F} \int_0^{\theta_0} \int_{R_i}^{R_e} p_{i,j} r_j^2 \cos \theta_i dr d\theta \quad \text{ou} \quad x_p = \frac{R_e}{F} \Delta r \Delta \theta \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m p_{i,j} r_j^2 \cos \theta_i \quad (7)$$

$$y_p = \frac{R_e}{F} \int_0^{\theta_0} \int_{R_i}^{R_e} p_{i,j} r_j^2 \sin \theta_i dr d\theta \quad \text{ou} \quad y_p = \frac{R_e}{F} \Delta r \Delta \theta \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m p_{i,j} r_j^2 \sin \theta_i \quad (8)$$

Por meio de uma mudança de coordenadas, a posição do centro de pressão é dada por:

$$R_{0p} = \sqrt{x_p^2 + y_p^2} \quad ; \quad \theta_{0p} = \arctg \frac{y_p}{x_p} \quad \text{para} \quad \theta_p = \frac{\theta_{0p}}{\theta_0} \quad ; \quad R_p = \frac{R_{0p} - R_i}{R_e - R_i} \quad (9)$$

Perda de potência H_0 . É a potência dissipada pelo cisalhamento no fluido. A força de atrito elementar dF_a que se opõe ao movimento do colar móvel é o produto da tensão de cisalhamento pela área elementar. A perda de potência é calculada por:

$$dH_0 = U dF_a = \eta U \frac{\partial U}{\partial y} dA \quad (10)$$

$$H_0 = 2\pi N \eta \int_{R_i}^{R_e} \int_0^{\theta_0} \left(\frac{2\pi r_0^3 N}{h_0} + \frac{r_0 h_0}{2\eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) dr_0 d\theta \quad , \quad (11)$$

Aplicando-se a Eq. (6), pode-se expressar a perda de potência H_0 numa forma independente da viscosidade η , isto é:

$$H_0 = \frac{\pi P_0 N R_e^4 a}{L^2} \left\{ \pi \theta_0 T \frac{b}{a} L_n \left(1 + \frac{b}{a} \right) \left[1 - \left(1 - \frac{L}{R_e} \right)^4 \right] + \sigma T \frac{b}{a} \left(\frac{L}{R_e} \right)^2 \right\} \quad , \quad (12)$$

onde σ foi definido como: $\sigma = \Delta r \Delta \theta \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n r_j h_i \frac{\partial p}{\partial \theta}$

Na Eq. (12), H_0 é a perda de potência dimensional e o valor contido entre chaves, $\{ \dots \}$, pode ser chamado de perda de potência adimensional H .

$$H_0 = H \frac{\pi P_0 N R_e^4 a}{L^2} \quad (13)$$

Vazão de lubrificante. Estudou-se o comportamento das vazões de lubrificante ao longo das sapatas. Considerando-se uma sapata de largura $L = R_e - R_i$, a vazão através da seção transversal é dada por:

$$Q = \int \left(\frac{U h_0}{2} - \frac{h_0^3}{12 r_0 \eta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) dr_0 \quad , \quad (14)$$

Expressando arbitrariamente os componentes da vazão em termos da velocidade N , da largura da sapata L , da inclinação b , do raio externo R_e e de um valor adimensional q , tem-se:

$$Q = q \pi R_e N L b \quad (15)$$

A vazão é analisada na entrada e na saída da sapata, na direção do movimento, bem como na direção radial (contornos circunferenciais interno e externo).

Vazões de entrada Q_E e de saída Q_S . São dadas por:

$$q_E = \frac{L}{12 \pi R_e} \int_{R_i}^{R_e} \frac{h^3}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \Big|_{\theta=0} dr \quad Q_E = \pi R_e N L b \left[\left(-1 + \frac{L}{2 R_e} \right) \left(1 + \frac{a}{b} \right) + q_E \right] \quad (16)$$

$$q_S = \frac{-L}{12 \pi R_e} \int_{R_i}^{R_e} \frac{h^3}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta_0} dr \quad Q_S = \pi R_e N L b \left\{ \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{L}{R_e} \right) \right] \frac{h_{min}}{b} + q_S \right\} \quad (17)$$

Os valores entre colchetes, [...] e entre chaves { ... } estão indicados por q_{oe} e q_{os} na Tabela 1.

Vazões nos contornos de raios externo e interno (Q_{Re} , Q_{Ri}). São dadas por:

$$q_{RE} = \frac{-1}{12 \pi R_e} \int_0^{\theta_0} h^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \Big|_{r=R_e} d\theta \quad , \quad \Rightarrow \quad Q_{Re} = \pi R_e N L b q_{RE} \quad . \quad (18)$$

$$q_{RI} = \frac{1}{12 \pi R_e} \int_0^{\theta_0} h^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \Big|_{r=R_i / R_e} d\theta \quad , \quad \Rightarrow \quad Q_{Ri} = \pi R_e N L b q_{RI} \quad . \quad (19)$$

Elevação de temperatura Δt . Conhecendo-se as vazões, e admitindo-se que o calor gerado por atrito seja totalmente transferido para o lubrificante, através da equação do balanço de energia obtém-se:

$$\Delta t = \frac{2 H_0}{J \rho c_P [2 Q_E - (Q_{Re} + Q_{Ri})]} \quad . \quad (20)$$

Substituindo (13) em (20), resulta:

$$\Delta t = \frac{2\pi N P_0 Re^4 a H}{L^2 J \rho c_p (\pi Re N L b) [2q_E - (q_{RE} + q_{RI})]} = 2P_0 \left(\frac{Re}{L}\right)^3 \frac{a}{b} \frac{H}{J \rho c_p [2q_E - (q_{RE} + q_{RI})]}$$

$$\frac{J \rho c_p}{P_0} \Delta t = \left(\frac{Re}{L}\right)^3 \frac{a}{b} \frac{2H}{[2q_E - (q_{RE} + q_{RI})]} \quad (21)$$

Da Eq. (21) resultam os parâmetros elevação de temperatura adimensional TA e temperatura dimensional ELT, isto é :

$$TA = Fc \times \left(\frac{Re}{L}\right)^{-3} \frac{a}{b} \frac{2H}{[2q_E - (q_{RE} + q_{RI})]} \quad \text{e} \quad ELT = \frac{TA \times Pa 10^6}{\rho \times c_p} \quad (22)$$

O fator Fc, Eq. (22), corresponde à razão entre o calor transportado pelo lubrificante, desde a entrada até a saída da sapata, e o calor total gerado. Esse fator será discutido mais adiante.

A tabela 1 mostra os parâmetros adimensionais calculados, bem como a perda de potência dimensional H₀, em [kW], para um mancal com as seguintes características dimensionais :

Re=1425 mm., Ri=870 mm., N= 120 rpm., h_{min.} = a = 0,04 mm

Tabela 1- Parâmetros adimensionais resultantes

a/b	Z	θ ₀ ^o	F _v	R _p	θ _p	q _{0e}	q _{0s}	q _{r_i}	q _{r_e}	T	H	TA	H ₀
0,2	8	37,5	3,0443	0,5139	0,7139	0,73985	0,23011	0,19952	0,30962	0,067	1,3136	7,6148	132,534
	10	30	2,3913	0,5243	0,7033	0,67916	0,23719	0,16824	0,27313	0,068	1,1149	6,8406	140,603
	12	25	1,9121	0,5319	0,6962	0,62756	0,24261	0,14238	0,24195	0,071	0,9998	6,4601	151,315
0,3	8	37,5	1,6840	0,5098	0,6805	0,82947	0,32535	0,19713	0,30651	0,121	1,2173	8,8926	122,822
	10	30	1,3444	0,5207	0,6708	0,77280	0,33540	0,16642	0,27049	0,122	1,0077	7,6707	127,088
	12	25	1,0871	0,5286	0,6646	0,72452	0,34326	0,14105	0,23974	0,125	0,8880	7,0154	134,393
0,4	8	37,5	1,0539	0,5075	0,6570	0,91682	0,41617	0,19563	0,30458	0,194	1,2017	10,141	121,248
	10	30	0,8497	0,5187	0,6482	0,86315	0,42860	0,16528	0,26883	0,193	0,9788	8,5232	123,438
	12	25	0,6918	0,5267	0,6426	0,81741	0,43843	0,14020	0,23835	0,197	0,8525	7,6358	129,016
0,425	8	37,5	0,9498	0,5070	0,6521	0,93841	0,43842	0,19535	0,30421	0,216	1,2039	10,450	121,462
	10	30	0,7672	0,5183	0,6436	0,88537	0,45137	0,16505	0,26852	0,214	0,9774	8,7388	123,262
	12	25	0,6254	0,5264	0,6380	0,84017	0,46163	0,14004	0,23808	0,218	0,8493	7,7975	128,534
0,45	8	37,5	0,8596	0,5066	0,6475	0,95991	0,46053	0,19508	0,30388	0,238	1,2076	10,759	121,838
	10	30	0,6955	0,5180	0,6392	0,90747	0,47397	0,16485	0,26823	0,236	0,9275	8,9552	123,285
	12	25	0,5676	0,5261	0,6338	0,86278	0,48464	0,13989	0,23784	0,241	0,8476	7,9612	128,284
0,5	8	37,5	0,7120	0,5059	0,6392	1,00270	0,50437	0,19462	0,30329	0,288	1,2189	11,373	122,939
	10	30	0,5778	0,5174	0,6313	0,95135	0,51873	0,16450	0,26772	0,284	0,9817	9,3900	123,806
	12	25	0,4726	0,5255	0,6261	0,90761	0,52016	0,13963	0,23742	0,289	0,8480	8,2939	128,340
0,7	8	37,5	0,3756	0,5041	0,6140	1,17164	0,67618	0,19337	0,30170	0,546	1,2961	13,809	130,735
	10	30	0,3072	0,5159	0,6073	1,12370	0,69344	0,16352	0,26635	0,534	1,0291	11,149	129,782
	12	25	0,2527	0,5241	0,6029	1,08289	0,70736	0,13890	0,23626	0,541	0,8796	9,6732	133,119
0,9	8	37,5	0,2244	0,5031	0,5967	1,33830	0,84446	0,19266	0,30079	0,914	1,3987	16,221	141,123
	10	30	0,1844	0,5151	0,5909	1,29270	0,86381	0,16296	0,26556	0,890	1,1014	12,928	138,899
	12	25	0,1521	0,5233	0,5872	1,25397	0,87952	0,13848	0,23560	0,899	0,9355	11,099	141,576
1,0	8	37,5	0,1791	0,5028	0,5899	1,42103	0,92778	0,19240	0,30048	1,145	1,4549	17,422	146,791
	10	30	0,1474	0,5148	0,5845	1,37640	0,94798	0,16277	0,26529	1,113	1,1422	13,821	144,052
	12	25	0,1217	0,5230	0,5811	1,33850	0,96441	0,13833	0,23536	1,123	0,9680	11,823	146,500

As Figs. 4 e 5 mostram respectivamente as perdas de potência dimensional e adimensional dos mancais definidos acima. Observam-se claramente os pontos de perdas mínimas.

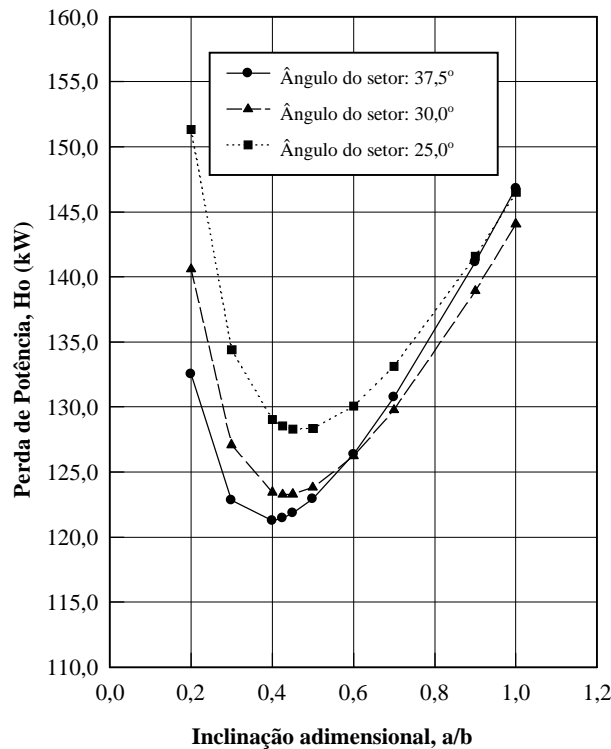
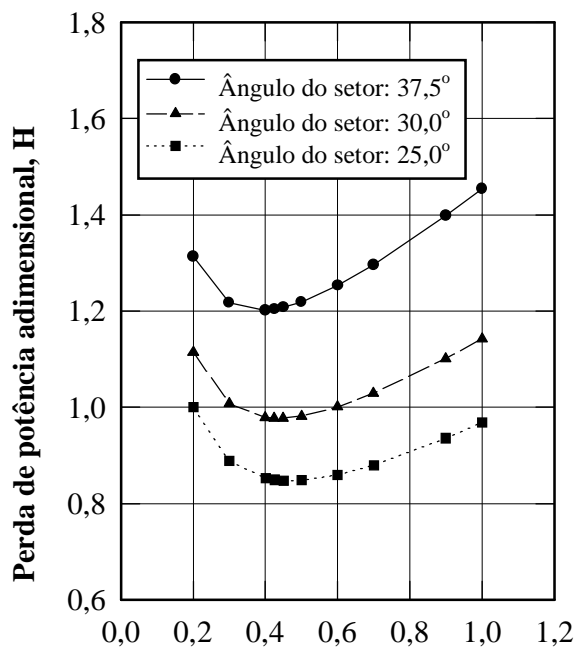
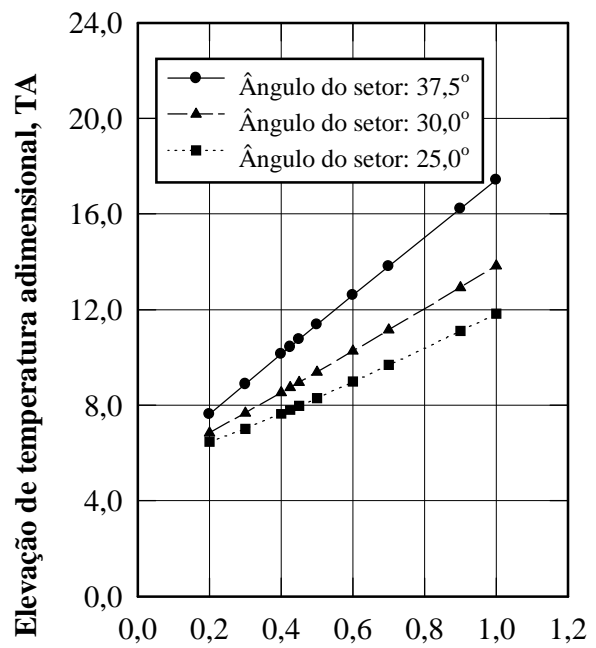


Figura 4- Perda de potência nos mancais



Inclinação adimensional, a/b

Figura 5- Perda de potência



Inclinação adimensional, a/b

Figura 6- Elevação de temperatura

Considerações sobre o fator Fc. O fator Fc na Eq. (22) foi equacionado a partir de dados experimentais existentes na literatura, tais como Ettles (1975), El-Saie & Fenner (1988).e outros, como segue:

$$F_c = 1,02 \exp\left(\frac{1,2132}{0,0087 - K_f}\right) \quad \text{onde} \quad K_f = \frac{\rho \cdot c_p \cdot U \cdot h_{min} \cdot E_s}{K_t \cdot L}$$

onde: E_s é a espessura da sapata [m],

F_c é o fator de dissipação de calor (adimensional),

K_t é a condutividade térmica do material da sapata [J/ s.m.C],

K_f é o fator de condutividade térmica adimensional.

Este fator foi inserido para levar em conta a condução de calor para as sapatas e para o colar giratório. Esse modo de transferência de calor não tem sido considerado na maioria das referências bibliográficas, tais como Huebner (1973) e Colynuck (1989).

4. CONCLUSÃO

Observa-se na Tabela 1 que a capacidade de carga adimensional Fv apresenta uma tendência decrescente com o aumento da relação a/b. Pode-se dizer que a capacidade de carga diminui a medida que se diminuem as inclinações das sapatas, fato já esperado.

O aspecto mais relevante da presente pesquisa foi o estudo sobre perda de potência adimensional e sua minimização para várias condições correspondentes a ângulos de setor, número de sapatas do mancal e posições de pivotamento.

Observa-se que as condições de menor perda de potência ocorreram para relações de inclinação a/b por volta de 0,4, variando entre 0,4 e 0,45 conforme o número de sapatas, como mostrado na Tabela 1 e nas Figs. (4) e (5). Observa-se também na Tabela 1 que a posição de pivotamento θ_p , para mínima perda de potência, situa-se entre 0,63 a 0,66 para os três mancais analisados. Fixando-se a relação a/b para o valor de menor perda de potência e fazendo-se variar simultaneamente a espessura mínima **a** e a inclinação **b**, a perda de potência e a elevação de temperatura serão tanto menores quanto menor for a espessura mínima de lubrificante. Assim a definição dos parâmetros de otimização do mancal dependerá das características físicas, como a rugosidade das superfícies das sapatas e do colar rotativo, tendo em vista que a espessura mínima é, obviamente, o parâmetro que garantirá a inexistência de contatos metálicos.

Em função das afirmações acima, conclui-se que a otimização de um mancal pode ser feita observando-se não somente o parâmetro capacidade de carga, como é tradicional, mas também o parâmetro perda de potência, o qual possivelmente possa ter maior significado técnico no dimensionamento do sistema como um todo.

Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio financeiro da **CAPES**, **FAPEMIG** – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais – Projeto TEC-855/97, bem como ao apoio técnico e financeiro da **KINGSBURY, Inc.**, de inestimável valor para o levantamento dos resultados experimentais complementares ao presente trabalho.

REFERÊNCIAS

- Ali El-Saie, Y.M.H.; Fenner, R.T., 1988, Three-dimensional thermoelastohydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings. Part 1: treatment of bearing deflections and fluid film flow and heat transfer, Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 202, pp.39-50.
- Ali El-Saie, Y.M.H.; Fenner, R.T., 1988, Three-dimensional thermoelastohydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings. Part 2: application of theory, comparison with experiments Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 202, pp.51-62.
- Bagci, C.; Singh, A. P., 1983, Hydrodynamic lubrication of finite slider bearings: Effect of one dimensional film shape, and their computer aided optimum designs, Trans. ASME, Vol.105, pp. 48-66.
- Colynuck, A. J., 1989, Comparison of the finite difference methods for the numerical analysis of thermohydrodynamic lubrication, Tribology Transactions, vol. 32, n.3, pp. 346-356.
- Ezzat, H. A.; Rohde, S. M., 1973, A study of the thermohydrodynamic performance of finite slider bearings, Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology, pp. 298-307.
- Ettles, C., 1975 The development of a generalized computer analysis for sector shaped tilting pad thrust bearings, Trans. ASLE, Vol.19,2, pp. 153-163.
- Frêne, J.; Paliers hydrodynamiques, lubrification hydrodynamique, techniques de l'ingénieur, Vol. B5-11, B671, pp. 01-12.
- Huebner, K.H., 1973, A three-dimensional thermohydrodynamic analysis of sector thrust bearings, ASLE Transactions, vol. 17, n.1, pp. 62-73.
- Mouallem, E.G., 1966, Aplicação do método das diferenças finitas à análise de mancais axiais hidrodinâmicos de sapatas setoriais, dissertação de mestrado. EFEI
- Pinkus, O.; Lynn, W., 1958, Solution of the tapered- land sector thrust bearing, Trans. ASME, Vol. 80, pp. 1510-1516.
- Rodkiewicz, C.M. & Huang, P., 1998, On the maximum allowable loads in the thermoelastohydrodynamic lubrication, ASME Transactions, vol. 120, pp.470-475.

OPTIMIZED PERFORMANCE OF SECTOR PAD THRUST BEARINGS

***Abstract:** A theoretical model, based on the isothermal theory of the hydrodynamic lubrication, is presented for the predictive analysis of the operational behaviour and optimization of hydrodynamic thrust bearings, aiming to obtain the minimal friction power loss in the bearing. This is made based upon a selective procedure on the variation of the bearing geometric parameters, such as the pad taper and sector angle, as well as the minimum thickness of the lubricant film. The a/b ratio is analyzed for several sector angles, through computer simulations and finally the thrust bearing ideal condition for minimum power loss is obtained. The finite difference method was applied to obtain the pressure distribution and the operational parameters such as: load carrying capacity, lubricant flow, power loss and temperature rise. Tables and graphs are presented, allowing the analysis and design optimization of the bearing by the designer, even without the use of a computer.*

***Key-words :** Thrust bearing, Sector pad, Hydrodynamic lubrication*