

Lista 12

Dimensionamento de rolamentos

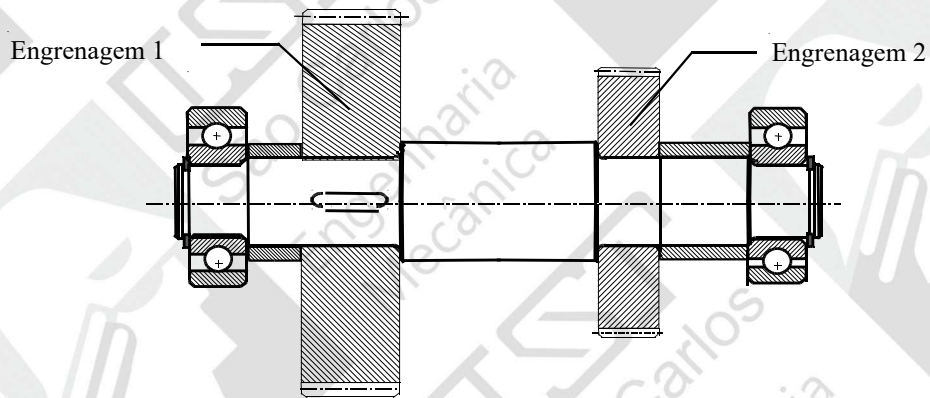
12.1 Exercícios propostos

1) Dimensione os mancais de rolamentos de um eixo de acordo com os dados abaixo. Foram escolhidos rolamentos rígidos de esferas para ambos os mancais, sendo que o esquerdo é bloqueado e o direito é livre. Pede-se:

- Dimensionamento dos rolamentos;
- Escolha do óleo e do método de lubrificação;
- Verificação de n_{\max} ;
- Cálculo dos momentos de atrito;
- Escolha dos vedadores;
- Determinação das fixações axiais e radiais;
- Execução dos croquis da montagem dos mancais.

Dados:

	Mancal Esquerdo	Mancal Direito
Força radial	6000 [N]	8000 [N]
Força axial (sentido único para a esquerda)	3000 [N]	0
Diâmetro do assento no eixo	40 [mm]	40 [mm]
Máquina de uso intermitente		
Temperatura de serviço: $T = 60$ [°C]		
Direção das forças bem definidas		
Lubrificação e montagem confiáveis		
Não há desbalanceamento		
Eixo em rotação contínua: $n = 200$ [rpm]		
Vibrações médias e choques ocasionais leves		



- 2) Dobrando-se as cargas axiais e radiais do exercício 1, como ficará o dimensionamento?
- 3) Dimensionar os mancais de rolamentos dos exercícios 5), 6) e 7) da Lista 5.
- 4) Dimensionar os mancais de rolamentos dos exercícios 4), 5) e 6) da Lista 6.

12.2 Exercício resolvido

Exercício 1)

a) Valor das cargas.

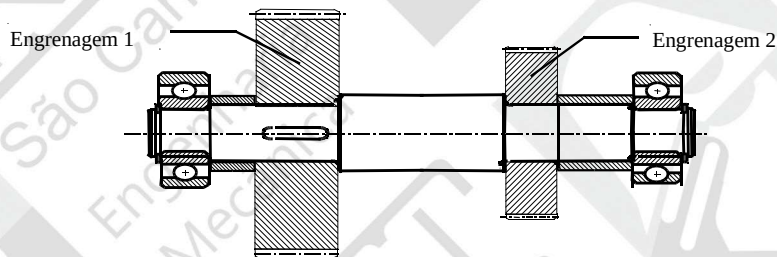
$$F_{calc} = f \cdot F_{th}$$

Fatores que influenciam na escolha de f :

- Existência de incerteza nos valores das cargas (choques);
- Direções das cargas bem definidas;
- Montagem e lubrificação adequadas;
- Não há desbalanceamento e a rotação é baixa;
- Temperatura média (são consideradas temperaturas altas aquelas acima de 100 [°C]).

Por isso se escolhe um valor de $f = (1,0 \text{ a } 3,0) = 1,5$ no início da faixa pois existem mais fatores favoráveis do que desfavoráveis. Tem-se, então, os seguintes valores das cargas para fins de cálculo:

	Mancal Esquerdo (E)	Mancal Direito (D)
F_r	9000 [N]	12000 [N]
F_a	4500 [N]	0



b) Dimensionamento estático.

Como existem choques, é necessário fazer-se o dimensionamento estático.

Carga Estática Equivalente

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Para mancais rígidos de esferas tem-se [SKF, pág. 184]:

$$\begin{cases} X_0 = 0,6 \text{ e } Y_0 = 0,5, & \text{se } P_0 \geq F_r \text{ (isto é, se } X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \geq F_r) \\ P_0 = F_r, & \text{se } P_0 < F_r \text{ (isto é, se } X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a < F_r) \end{cases}$$

Mancal D $\rightarrow P_0 = F_r$, portanto $P_{0D} = 12000$ [N]

Mancal E $\rightarrow P_0 = 0,6 \times 9000 + 0,5 \times 4500 = 7650$ [N] $< F_r$, portanto $P_{0E} = F_r = 9000$ [N]

Na verificação precisa-se ter: $C_0 \geq P_0 \cdot s_0$. Tem-se as seguintes condições para determinação de s_0 [SKF, tab. 9, pág. 53]:

- Rolamento em rotação contínua;
- Giro silencioso normal;
- Rolamento de esferas com vibração normal.

Assim se adota $s_0 = 1,0$

Verificação dos rolamentos pela capacidade estática

Como adotar-se-ão os dois mancais iguais, tomam-se os dados do mais solicitado:

Rolamento rígido de esferas

- $P_0 = P_{0D} = 12000 [N]$
- $d = 40 [mm]$

Encontra-se o rolamento rígido de esferas **6208** [SKF, pág. 190], de características:

d	D	C	C_0
40 [mm]	80 [mm]	30700 [N]	19000 [N] > $P_0 \cdot S_0 \rightarrow OK$

c) Dimensionamento dinâmico direto.

Carga dinâmica equivalente

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Para rolamentos rígidos de esferas tem-se:

$$\left\{ \begin{array}{l} X \text{ e } Y \text{ são retirados da Tabela da página 185,} \\ X = 1,0 \text{ e } Y = 0,0, \\ e \text{ é função de } \frac{F_a}{C_0} \text{ e é obtido na mesma Tabela} \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{se } \frac{F_a}{F_r} > e \\ \text{se } \frac{F_a}{F_r} \leq e \end{array}$$

Mancal D - Como não se tem força axial $P_D = F_r = 12000 [N]$

Mancal E - Tem-se $\frac{F_a}{C_0} = \frac{4500[N]}{19000[N]} = 0,24$. Da tabela da página 185, para rolamentos rígidos de esferas individuais e folga normal, obtém-se $e = 0,37$.

Como $\frac{F_a}{F_r} = \frac{4500[N]}{9000[N]} = 0,5 > e = 0,37$, da mesma Tabela $X = 0,56$ e $Y = 1,2$

Portanto:

$$P = 0,56 \times 9000 [N] + 1,2 \times 4500 [N] = 10440 [N]$$

Cálculo da Vida

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p ; \text{ com } p = 3 \text{ para rolamentos rígidos de esferas [SKF, pág. 28].}$$

- Para confiabilidade de 90% $\rightarrow a_1 = 1,0$ [SKF, tab. 6, pág. 35]
- Para temperatura de funcionamento $< 150[^\circ\text{C}] \rightarrow a_2 = 1,0$ [SKF, pág. 35] e $a_3 = a_{23}$ [SKF, pág. 38]. Para a obtenção de a_{23} , entretanto, é preciso primeiro obter-se o óleo a ser usado.

Escolha do Óleo

Usa-se o diâmetro médio $d_m = \frac{d+D}{2} = \frac{40[\text{mm}]+80[\text{mm}]}{2} = 60[\text{mm}]$ e tem-se $n = 200$ [rpm]. A viscosidade necessária nas condições de trabalho é $\nu_1 = 70 [\text{mm}^2/\text{s}]$ [SKF, Diag. 1, pág. 36]. Mas a temperatura de trabalho é $60 [^\circ\text{C}]$. Na temperatura de referência ($40 [^\circ\text{C}]$), esta viscosidade será de $\nu \approx 190 [\text{mm}^2/\text{s}]$, [SKF, Diag. 2, pág. 37]. Portanto, o óleo escolhido deve ter viscosidade aproximada de $190 [\text{mm}^2/\text{s}]$ a $40 [^\circ\text{C}]$. Isto resulta no óleo ISO VG220 [SKF, tab. 7, pág. 38]. Observe-se que na prática, o óleo pode já estar determinado, por exemplo, pelo cálculo das engrenagens. No presente caso, supõe-se que o óleo acima satisfaça a ambas as situações. O óleo escolhido possui $\nu = 220 [\text{mm}^2/\text{s}]$, na temperatura de referência e $\nu = 75 [\text{mm}^2/\text{s}]$ nas condições de trabalho [SKF, Diag. 2, pág. 37]. Calcula-se então:

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{75[\text{mm}^2/\text{s}]}{70[\text{mm}^2/\text{s}]} = 1,07, \text{ e pela figura da pág. 39, } a_{23} = 1,05 \text{ [SKF, Diag. 3, pág. 39]}$$

Pode-se, agora, calcular a vida de ambos os mancais:

$$L_D = 1,0 \times 1,0 \times 1,05 \times \left(\frac{30700[\text{N}]}{12000[\text{N}]}\right)^3 = 17,58[\text{milhões de revoluções}]$$

$$L_{Dh} = \frac{L_D \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{17,58 \times 10^6 [\text{revoluções}]}{60 \times 200 [\text{rpm}]} = 1465[\text{horas}]$$

$$L_E = 1,0 \times 1,0 \times 1,05 \times \left(\frac{30700[\text{N}]}{10440[\text{N}]}\right)^3 = 26,70[\text{milhões de revoluções}]$$

$$L_{Eh} = \frac{L_E \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{26,70 \times 10^6 [\text{revoluções}]}{60 \times 200 [\text{rpm}]} = 2225[\text{horas}]$$

Verifica-se, agora, se as durações dos rolamentos **6208** são suficientes:

Para máquina de uso intermitente, a vida L deve ser de 3000 à 8000 [horas] [SKF, tab. 4, pág. 34]. Portanto, os rolamentos não satisfazem. Note-se que se escolheram rolamentos bem acima da necessidade do dimensionamento estático, mas nem assim o dimensionamento dinâmico foi satisfeito. Esta situação pode eventualmente ser contornada, neste caso em particular, adotando-se um óleo mais viscoso e assim subindo um pouco o valor de a_{23} . Entretanto, é muito comum isto não ser suficiente e então se adota repetitivamente vários rolamentos até se chegar ao apropriado. Em vez disso, sugere-se um outro procedimento, dado a seguir, para ser usado na verificação da capacidade de carga dinâmica em substituição ao procedimento utilizado.

d) Dimensionamento dinâmico indireto.

Neste caso, não se escolhe o rolamento baseando-se em C_0 . Determina-se o rolamento *a posteriori*.

d1) Estimativa da Capacidade de Carga Dinâmica necessária.

Como anteriormente:

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad [\text{milhões de revoluções}]$$
$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} \quad [\text{horas}]$$

- Para confiabilidade de 90% $\rightarrow a_1 = 1,0$ [SKF, tab 6, pag 35]
- Para temperatura de funcionamento < 150 [°C] $\rightarrow a_2 = 1,0$ [SKF, pag. 35] e $a_3 = a_{23}$ [SKF, pag. 38].

Para que este procedimento seja possível, é necessário assumirem-se hipóteses simplificadoras. Não se tem o rolamento ainda e, portanto, não se sabe o raio médio e, conseqüentemente, também não se sabe qual óleo usar. Assume-se que o óleo usado tenha as características do recomendado e, portanto $a_{23} = 1$.

d2) Relação $\left(\frac{C}{P}\right)$ necessária.

Se se quiser a vida necessária de 5000 [horas] tem-se:

$$L = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6} = \frac{5000 [\text{horas}] \times 60 \times 200 [\text{rpm}]}{10^6} = 60 \quad [\text{milhões de revoluções}]$$

Da expressão acima obtém-se a relação $\left(\frac{C}{P}\right)$ necessária:

$$\left(\frac{C}{P}\right)_{nec} = \left(\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}\right)^{\frac{1}{p}} = \left(\frac{60 [\text{milhões revoluções}]}{1,0 \times 1,0}\right)^{\frac{1}{3}} = 3,91 [-]$$

d3) Capacidade de carga dinâmica mínima necessária.

Adota-se aqui outra simplificação: a carga dinâmica equivalente P é sempre maior ou igual à força radial F_r . Supõe-se que $P = F_r$ (no mínimo). Então se usa P_{min} para obter C_{min} :

$$C_{min} = \left(\frac{C}{P}\right)_{nec} \times F_r$$

Mancal Esquerdo	Mancal Direito
$C_{min E} = 3,91 \times 9000[N] = 35190 [N]$	$C_{min D} = 3,91 \times 12000[N] = 46920 [N]$

Devido às várias hipóteses simplificadoras, é bom não se escolherem rolamentos com C muito próximo de C_{min} . Uma escolha tal que $C > 1,1 \cdot C_{min}$ é mais segura. Adota-se o rolamento **6408** [SKF, pag 190] para ambos os mancais.

d	D	C	C_0
40 [mm]	110 [mm]	63700 [N]	36500 [N]] $> P_0 \cdot s_0 \rightarrow$ OK

(portanto satisfaz-se a verificação estática)

d4) Verificação do rolamento escolhido - Carga dinâmica equivalente.

Agora se tem um rolamento escolhido (com base na carga dinâmica) e pode-se repetir o procedimento dado no item “c”, agora com mais segurança.

Mancal E

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Tem-se agora $\frac{F_a}{C_0} = \frac{4500[N]}{36500[N]} = 0,12$ e, como anteriormente, $e = 0,31$; $X = 0,56$; $Y = 1,4$.

Como

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = \frac{4500[N]}{9000[N]} = 0,50 \Rightarrow P_E = 0,56 \times 9000[N] + 1,40 \times 4500[N] = 11340[N]$$

Mancal D

Como não se tem, neste caso, força axial $P_D = F_{rD} = 12000[N]$.

d5) Escolha do óleo.

Usa-se o mesmo procedimento anterior com $d_m = 75 [mm]$ e $n = 200 [rpm]$. A viscosidade necessária nas condições de trabalho ($60 [^{\circ}C]$) é $\nu_1 = 60 [mm^2/s]$ [SKF, Diag. 1, pág. 36] e na temperatura de referência ($40 [^{\circ}C]$) tem-se $\nu \approx 170 [mm^2/s]$ [SKF, Diag. 2, pág. 37].

Isto resulta no mesmo óleo ISO VG220 [SKF, tab. 7, pág. 38], o qual possui $\nu = 220 [mm^2/s]$ a $40 [^{\circ}C]$ e $\nu = 75 [mm^2/s]$ nas condições de trabalho, como já visto.

Então $k = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{75 [mm^2/s]}{60 [mm^2/s]}$ e $a_{23} = 1,20$ [SKF, Diag. 3, pág. 39]

d6) Vida dos rolamentos.

$$L_D = 1,0 \times 1,0 \times 1,20 \times \left(\frac{63700[N]}{12000[N]} \right)^3 = 179,49 [\text{milhões de revoluções}]$$

$$L_{Dh} = \frac{L_D \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{179,49 \times 10^6 [\text{revoluções}]}{60 \times 200 [rpm]} = 14957 [\text{horas}]$$

$$L_E = 1,0 \times 1,0 \times 1,20 \times \left(\frac{63700[N]}{11340[N]} \right)^3 = 212,70 [\text{milhões de revoluções}]$$

$$L_{Eh} = \frac{L_E \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{212,70 \times 10^6 [\text{revoluções}]}{60 \times 200 [rpm]} = 17725 [\text{horas}]$$

Ambos os rolamentos satisfazem as condições, aliás, superam-nas largamente. Isto ocorreu porque entre os rolamentos **6308** e **6408** há um salto muito grande da capacidade dinâmica de carga C , o que não pode ser evitado.

e) Escolha do método de lubrificação.

- Óleo deverá trabalhar com eixo em baixa rotação;
- Temperatura de trabalho baixa ($60 [^{\circ}C]$);
- Eixo horizontal.

Estas especificações levam a escolher como método de lubrificação o banho em óleo sem refrigeração forçada [SKF, pág. 157].

f) Rotação máxima permitida.

A rotação máxima permitida é dada por:

$$n_{\text{máx perm}} = f \cdot n_{\text{ref tabela}}$$

O valor de f é superior a 0,95 para $d_m = 75$ [mm] e $L_{10h} \approx 17000$ [horas] [SKF, pág. 65]. A rotação máxima de referência é $n_{\text{ref tabela}} = 8000$ [rpm] para o rolamento 6408 com lubrificação por óleo [SKF, pág. 190]. Então:

$$n_{\text{máx perm}} = 0,95 \times 8000 [\text{rpm}] = 7600 [\text{rpm}] \gg 200 [\text{rpm}] = n_{\text{serviço}}$$

g) Estimativa do momento de atrito.

Para casos em que $P \approx 0,1.C$, ou seja, $0,09.C < P < 0,11.C$ [SKF, pág. 56], o momento de atrito pode ser estimado aproximadamente pela expressão:

$$M_a = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d \text{ [N.m]}$$

Para rolamentos rígido de esferas o coeficiente de atrito $\mu = 0,0015$ [-] [SKF, tab. 1, pág. 57]

Isto resultaria em:

$$\text{Mancal Direito} \quad M_{aD} = 0,5 \times 0,0015 \times 12000 [\text{N}] \times 0,040 [\text{m}] = 0,36 \text{ [N.m]}$$

$$\text{Mancal Esquerdo} \quad M_{aE} = 0,5 \times 0,0015 \times 11340 [\text{N}] \times 0,040 [\text{m}] = 0,34 \text{ [N.m]}$$

Para casos em que $P \neq 0,1.C$, o momento de atrito deve ser calculado pela expressão [SKF, pág. 56]:

$$M_a = M_0 + M_1$$

Os valores e M_0 e M_1 são obtidos das expressões e tabelas correspondentes [SKF, págs. 58 a 61]. Em casos especiais existem também as parcelas M_2 e M_3 a serem consideradas [SKF, pág. 62].

No presente caso um valor mais preciso do momento de atrito deveria ter sido assim calculado. Isto é deixado como proposta de exercício a ser resolvido.

h) Escolha dos vedadores

Existem diversas soluções possíveis. Os vedadores possuem faixa de temperatura e de velocidades periféricas nas quais eles podem ser aplicados. Como regra geral, para baixas séries de fabricação usam-se gachetas, e para altas séries o sistema mais eficiente é o de retentores. Estes, porém, exigem certos valores de dureza e rugosidade da superfície do eixo com a qual eles têm contato. No item seguinte, várias soluções construtivas são apresentadas.

i) Fixação axial e radial

Fixação axial:

É sabido que a força axial atua da direita para a esquerda, sem reversão e apenas no mancal esquerdo. Então ele será bloqueado axialmente (anéis interno e externo) e ficará livre o anel externo

do mancal direito. O anel interno do mancal direito será bloqueado pois faz parte da fixação axial da engrenagem 2.

Fixação (ou ajuste) radial:

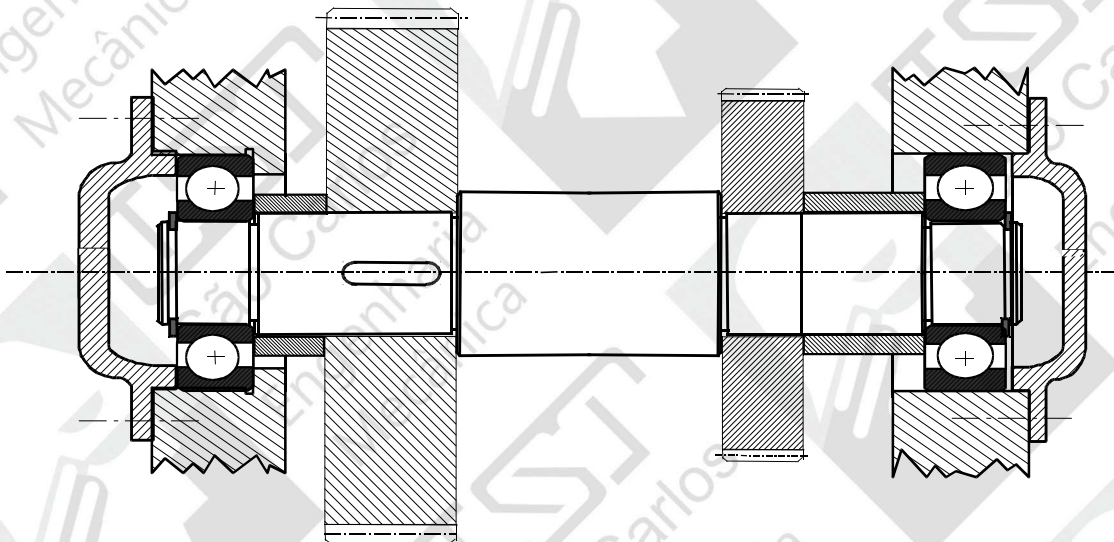
As cargas radiais são estacionárias em relação aos anéis externos e rotativas em relação aos anéis internos de ambos os mancais.

O mancal bloqueado (esquerdo) deve ter ajuste indeterminado com tendência a folga no anel externo e ajuste indeterminado com tendência a interferência no anel interno.

O mancal livre (direito) deve ter ajuste indeterminado com tendência a folga no anel externo (com valor maior que no outro mancal) e com tendência a interferência no anel interno.

j) Croqui

Existem várias soluções construtivas para cada mancal como visto na Lista 11. Optou-se pelas soluções abaixo:



Mancal Esquerdo

Fixação axial anel externo: Travado entre tampa e caixa

Fixação axial anel interno: Travado entre anel elást. e escalonamento do eixo

Fixação / ajuste radial anel externo: Ajuste indet. → folga

Fixação / ajuste radial anel interno: Ajuste indet. → interferência

Vedação: Tampa (eixo não passante)

Mancal Direito

Fixação axial anel externo: Livre

Fixação axial anel interno: Travado entre anel elást. e escalonamento do eixo

Fixação / ajuste radial anel externo: Ajuste indet. → folga(maior)

Fixação / ajuste radial anel interno: Ajuste indet. → interferência

Vedação: Tampa

