



Elementos de Máquinas II

Lubrificação e Mancais de Deslizamento

Professor MSc. Diego P. A. Peña

Universidade Federal da Paraíba
João Pessoa - PB, Brasil

Sumário

Introdução

Viscosidade

Equação de Petroff

Lubrificação estável

Lubrificação de Película Espessa

Teoria hidrodinâmica

Considerações de projeto

As relações entre as variáveis

Condições de estado estável em mancais autocontidos

Folga

Mancais com lubrificação forçada

Cargas e materiais

Tipos de mancais

Mancais de escora

Mancais de contorno lubrificado

Referências

Introdução

- ▶ O objetivo central da Lubrificação é **reduzir o atrito, o desgaste e o aquecimento** de partes de máquinas onde há velocidade relativa entre seus elementos.
- ▶ A substância que busca atingir esses objetivos é denominada **Lubrificante**.
- ▶ Deve-se ter em mente que pode ocorrer tanto deslizamento ou rolamento entre as partes em movimento.
- ▶ Mancais de deslizamento estão por toda parte, desde componentes simples sem alta confiabilidade até virabrequins e turbinas de vapor.

Tipos de lubrificação

- ▶ Hidrodinâmica
- ▶ Hidrostática
- ▶ Elasto-hidrodinâmica
- ▶ Contorno
- ▶ Película Sólida

Tipos de lubrificação

▷ Lubrificação Hidrodinâmica

- ▶ Também denominada Lubrificação de película completa ou lubrificação fluida.
- ▶ As superfícies de carregamento de carga se encontram separadas por uma película espessa de lubrificante.
- ▶ As equações da mecânica dos fluidos são aplicáveis.
- ▶ Não necessita de aplicação sob pressão.
- ▶ A superfície móvel puxa o lubrificante para a zona em forma de cunha a altas velocidades para criar a pressão necessária para separar as superfícies.

▷ Lubrificação Hidrostática

- ▶ Funciona através da aplicação do lubrificante (ar ou água) a alta pressão para separar as superfícies com uma película espessa.
- ▶ Não requer o movimento relativo entre as superfícies.
- ▶ Deve ser considerado em projetos com baixas velocidades.

Tipos de lubrificação

▷ Lubrificação de Contorno

- ▶ Ocorre quando a camada de lubrificante reduz minimamente, sendo a composição química do mesmo mais importante do que a viscosidade.
- ▶ A transição de uma lubrificação Hidrodinâmica para de Contorno ocorre.
- ▶ Fatores para ocorrência:
 - ▶ Área superficial insuficiente
 - ▶ Queda na velocidade
 - ▶ Diminuição na quantidade de lubrificante
 - ▶ Aumento da carga no mancal
 - ▶ Aumento da temperatura, com descréscimo da viscosidade

Tipos de lubrificação

▷ Lubrificação Elasto-hidrodinâmica

- ▶ Ocorre em superfícies onde há contato de rolamentos (engrenagens e mancais de rolamento).
- ▶ Requer a teoria de Hertz de tensão de contato e os conhecimentos da mecânica dos Fluidos.

▷ Lubrificação de Película Sólida

- ▶ Em temperaturas extremamente altas, os óleos não desempenham bem a função da lubrificação. Uma vez que a viscosidade cai com T.
- ▶ Assim, pode-se utilizar grafite ou dissulfeto de molibdênio.

Viscosidade

Para um fluido, as tensões de cisalhamento surgem devido ao escoamento viscoso.

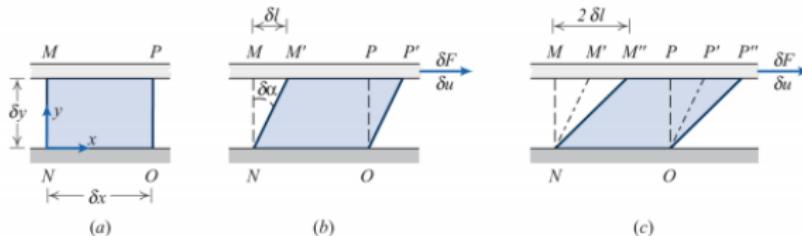


Fig. 2.9 (a) Elemento fluido no tempo t , (b) deformação do elemento fluido no tempo $t + \delta t$, e (c) deformação do elemento fluido no tempo $t + 2\delta t$.

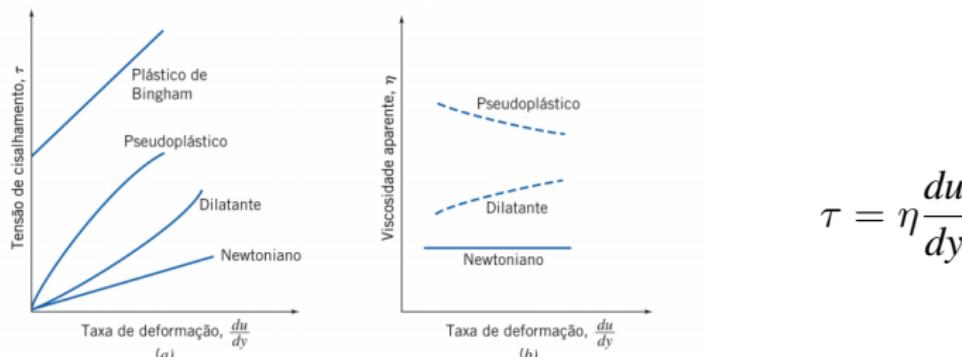
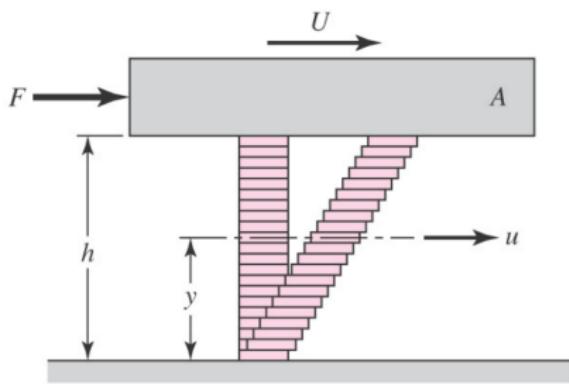


Fig. 2.10 (a) Tensão de cisalhamento, τ , (b) viscosidade aparente, η , como uma função da taxa de deformação para o escoamento unidimensional de vários fluidos não newtonianos.

Viscosidade



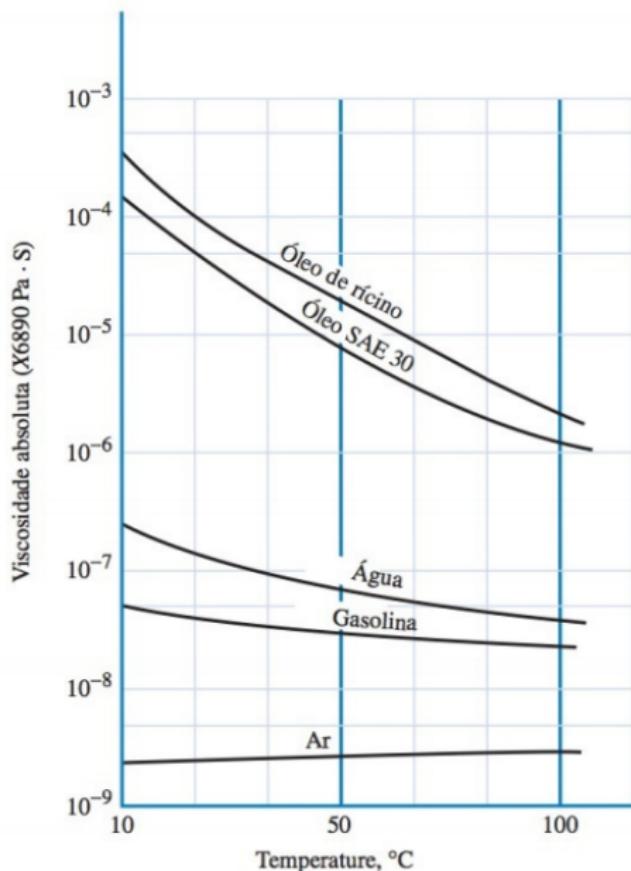
- ▶ Fluidos Newtonianos
- ▶ $\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{U}{h}$
- ▶ **Viscosidade absoluta/dinâmica**
 μ ($Pa.s$) = $kg/m.s$ =
 $N.s/m^2$ = $10 Poise$ = $1000 cP$
É uma medida da resistência de atrito interna do fluido.

- ▶ **Viscosidade Cinemática** - $\nu = \mu/\rho$ (cm^2/s = *stoke*) é medida através do Viscosímetro universal Saybolt (método ASTM). Mede o tempo que 60 mL do fluido a uma temperatura T passa por um tubo de 17,6 mm de diâmetro e 12,25 mm de comprimento.

$$\nu = (0,22t - 180/t)10^{-6}$$

$$\mu = \rho(0,22t - 180/t)10^{-6}$$

Viscosidade



Equação de Petroff

- ▶ Em 1883 **Petroff** explicou o fenômeno do atrito em mancais com a hipótese de que o eixo seja concêntrico.
- ▶ Tal análise é importante para definir os grupos adimensionais e pelo coeficiente de atrito ser aproximado mesmo em eixos não concêntrico.
- ▶ Considera-se:
 - ▶ Eixo vertical em um mancal-guia.
 - ▶ Carga pequena
 - ▶ Espaço completamente preenchido com óleo
 - ▶ Vazamento desprezível

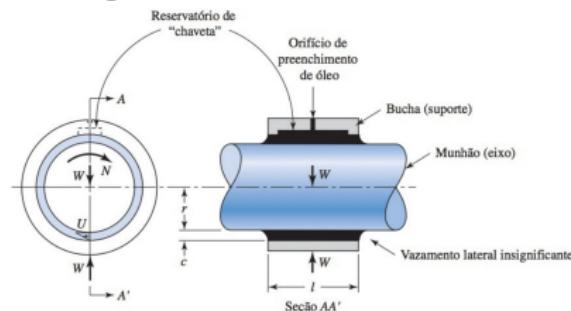
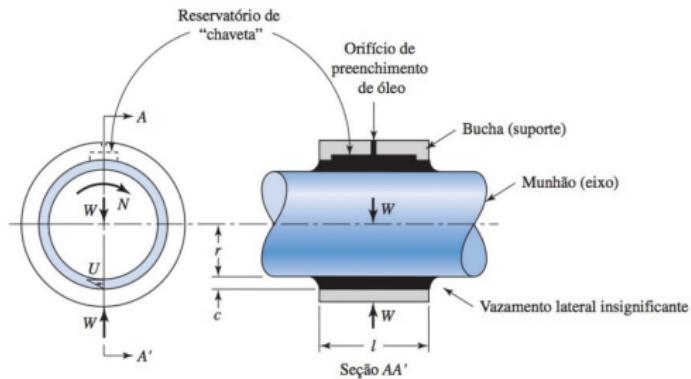


Figura 12-3 Modelo de mancal de Petroff, ligeiramente carregado, consistindo em um munhão de eixo e uma bucha com um reservatório de lubrificante interno de sulco axial. O gradiente de velocidade linear é mostrado na vista de extremidade. A folga c é de vários milésimos de polegada e está exagerada de forma grosseira por razões de apresentação.

Equação de Petroff



Um eixo rotacionando a N
rps

Velocidade superficial

$$U = 2\pi rN$$

$$\tau = \mu U / h = \mu 2\pi rN / c$$

$$F = \tau A$$

$$\text{Área superficial } A = 2\pi r l$$

$$T = Fr = \tau Ar$$

$$T = (\mu 2\pi rN / 60c)(2\pi rl)r$$

$$T = \frac{4\pi^2 r^3 l \mu N}{c}$$

Considerando o torque de atrito: $T = fWr = f(2rlP)r = 2r^2f l P$

Equação de Petroff

Número de Sommerfeld

Número característico de mancal

$\frac{r}{c}$ Razão de folga radial

$$f \frac{r}{c} = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P} \left(\frac{r}{c}\right)^2 = 2\pi^2 S$$

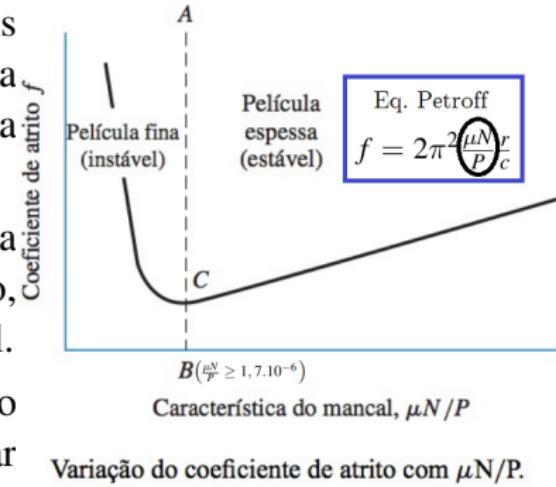
$$f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P} \frac{r}{c}$$

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$$

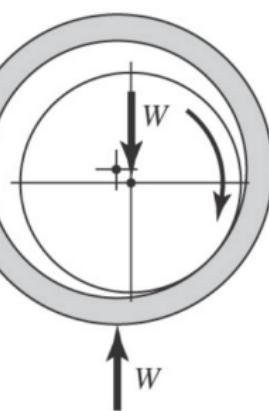
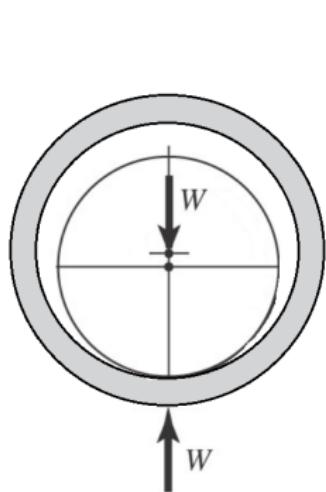
$$S = \frac{1}{2\pi^2} f \frac{r}{c}$$

Lubrificação estável

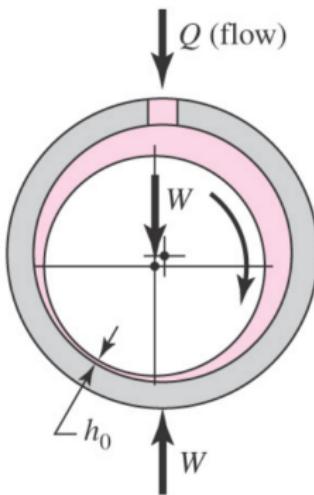
- ▶ Os irmãos McKee obtiveram os dados experimentais de mancal. A abscissa AB corresponde a $\mu N / P = 0,33 \cdot 10^{-6}$
- ▶ O modelo de Petroff assume a lubrificação de filme espesso, sem contato metal com metal.
- ▶ Assim, uma restrição de projeto é tomar $\frac{\mu N}{P} \geq 1,7 \cdot 10^{-6}$
- ▶ Imaginemos **um mancal operando com uma película espessa**, caso haja $\uparrow T, \downarrow \mu, \downarrow f, \downarrow Q$ e $\downarrow T$. Essa é a **Lubrificação estável!**
- ▶ Numa situação de **Película fina**, caso haja $\uparrow T, \downarrow \mu, \uparrow f, \uparrow Q, \uparrow T \circlearrowleft$ Essa é a **Lubrificação INSTÁVEL!**



Lubrificação de Película Espessa



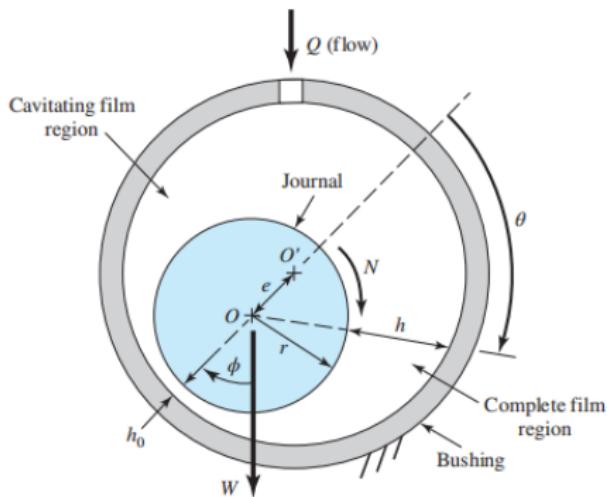
(a) Dry



(b) Lubricated

- ▶ No caso do mancal seco, o eixo sobe ou rola para cima.
- ▶ Com a adição de lubrificante, o eixo bombeia o lubrificante.
- ▶ Uma espessura mínima de película ocorre deslocada do centro inferior.

Lubrificação de Película Espessa



Nomenclature of a complete journal bearing.

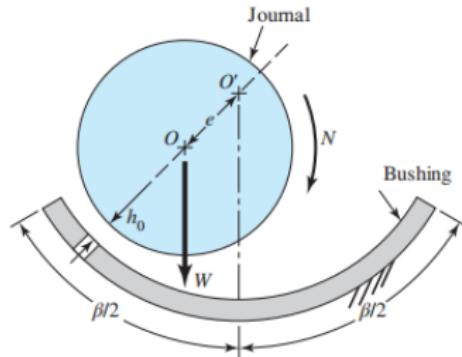


Figure 12-9

Nomenclature of a partial journal bearing.

- ▶ Folga radial c
- ▶ Taxa de excentricidade $\epsilon = e/c$
- ▶ Espessura mínima de filme $h_0 = c - e$
- ▶ Espessura de filme $h = c + e \cos(\theta)$
- ▶ Ângulo de posição ϕ - ângulo entre a carga e a excentricidade

Teoria hidrodinâmica

- ▶ Beauchamp Tower (1880) estudou mancais de deslizamento de estradas de ferro na Inglaterra.
- ▶ Mancal parcial com 4 pol de diâmetro e 6 pol de comprimento, arco de 157° , com lubrificação do tipo banho.
- ▶ Obteve pequenos valores de f .
- ▶ Usinou um furo de lubrificação de 1/2 pol no topo.
- ▶ O fluido jorrou, bem como toda tampa que ele botava (cortiça, madeira, etc.).
- ▶ Colocando um medidor de pressão, verificou-se que era mais que o dobro da carga unitária do mancal.
- ▶ Tower obteve as distribuições de pressão.

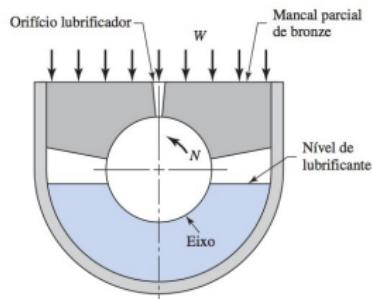


Figura 12-7 Representação esquemática do mancal parcial usado por Tower.

Teoria hidrodinâmica

- ▶ Reynolds concluiu que deveria haver uma equação relacionando f , P e V .

- ▶ **Hipóteses de Reynolds:**

- ▶ Dada a fina película, a espessura pode ser desprezada.
- ▶ Viscosidade de Newton
- ▶ Lubrificante incomprimível
- ▶ Forças de inércia desconsideradas
- ▶ Viscosidade constante por toda a película
- ▶ Pressão não varia na direção axial

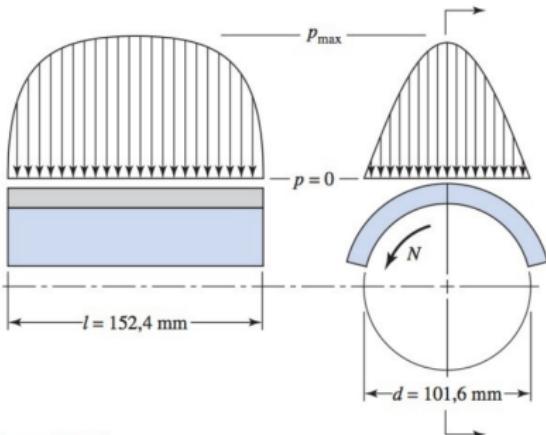


Figura 12-8

Curvas aproximadas de distribuição de pressão obtidas por Tower.

Teoria hidrodinâmica

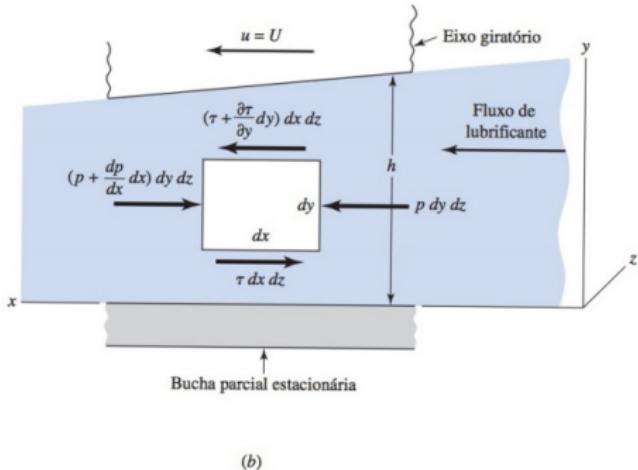
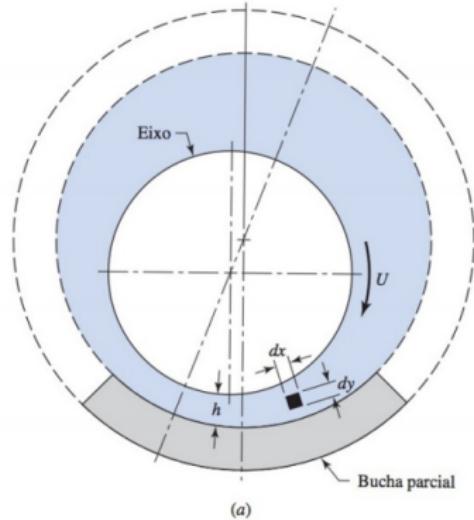
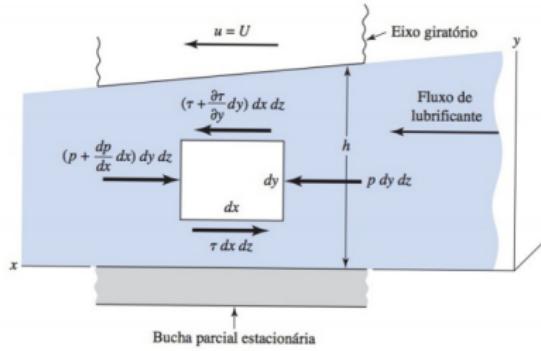


Figura 12-9

▷ Hipóteses de Reynolds:

- ▶ A Bucha e o eixo estendem-se na direção z. (sem fluxo em z)
- ▶ A Pressão da película é constante na direção y, a pressão depende apenas da coordenada x.
- ▶ A velocidade de qualquer partícula de lubrificante na película depende apenas de x e y.

Teoria hidrodinâmica



$$\sum F_x = 0$$

$$\begin{aligned}\sum F_x &= pdydz - \left(p + \frac{dp}{dx}dx\right)dydz + \\ &- \tau dxdz + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y}dy\right)dxdz = 0\end{aligned}$$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial \tau}{\partial y} = \frac{\partial \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right)}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

$$\boxed{\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}}$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2$$

Condições de contorno

$$\begin{cases} y = 0 & u = 0 \\ y = h & u = U \end{cases}$$

$$\boxed{u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) + \frac{U}{h} y}$$

Teoria hidrodinâmica

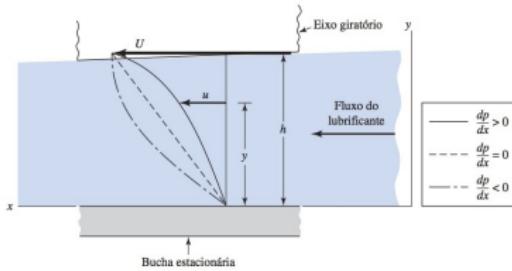


Figura 12-10 Velocidade do lubrificante.

$$Q = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}$$

> Da incompressibilidade do lubrificante:

$$\frac{dQ}{dx} = 0$$

$$\frac{dQ}{dx} = \frac{U}{2} \frac{dh}{dx} - \frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 0$$

Equação de Reynolds para fluxo unidimensional $\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx}$

Considerando vazamento lateral $\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dz} \right) = 6U \frac{dh}{dx}$

Não há solução analítica, apenas soluções aproximadas, métodos numéricos e gráficos.

Solução de Sommerfeld $\frac{r}{c} f = \phi \left[\left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu N}{P} \right]$

Onde ϕ é uma relação funcional.

As soluções estão dispostas em gráficos como veremos adiante!

Considerações de projeto

- ▶ Variáveis de controle do projetista
 - ▶ Viscosidade μ
 - ▶ Carga por unidade de área projetada de mancal, P
 - ▶ Velocidade N
 - ▶ Dimensões do mancal, r, c, β , l.
- ▶ Variáveis dependentes/Fatores de desempenho - O controle é indireto.
 - ▶ f
 - ▶ ΔT
 - ▶ razão de fluxo em volume de óleo Q
 - ▶ Espessura mínima h_0
- ▷ Deve-se definir limites para as variáveis dependentes e assim ajustar as variáveis de controle.

Considerações de projeto

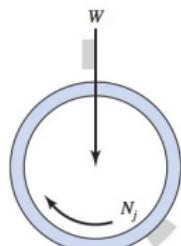
► Velocidade angular significante

$$N = |N_j + N_b - 2N_f|$$

N_j - velocidade do munhão

N_b - velocidade do mancal

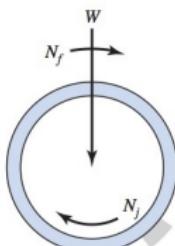
N_f - velocidade do vetor de carga



$$N_b = 0, N_f = 0$$

$$N = |N_j + 0 - 2(0)| = N_j$$

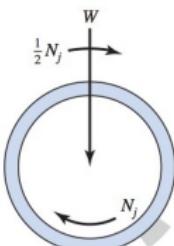
(a)



$$N_b = 0, N_f = N_j$$

$$N = |N_j + 0 - 2N_j| = N_j$$

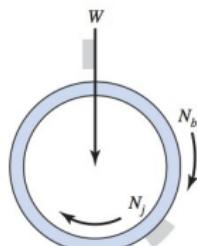
(b)



$$N_b = 0, N_f = \frac{N_j}{2}$$

$$N = |N_j + 0 - 2N_j/2| = 0$$

(c)



$$N_b = N_j, N_f = 0$$

$$N = |N_j + N_j - 2(0)| = 2N_j$$

(d)

Figura 12-11 Como varia a velocidade significativa. (a) Caso comum de mancal. (b) Vetor de carga move-se à mesma velocidade que o eixo. (c) Vetor de carga move-se à metade da velocidade do eixo, nenhuma carga pode ser sustentada. (d) Eixo e bucha movem-se à mesma velocidade, vetor de carga estacionário, capacidade reduzida à metade.

Considerações de projeto

- ▶ Partindo do repouso, há o contato metal-metal e asperezas ficam imersas no lubrificante.
- ▶ A pressão de lubrificante sustenta a carga, movimento com mudança da excentricidade, redução da espessura mínima h_0 para suportar a carga.
- ▶ Critério de projeto de Trumpler

$$h_0 \geq 0,00508 + 1,01603d \text{ mm}$$

- ▶ O lubrificante é uma mistura de hidrocarbonetos que reagem ao aumento de temperatura por evaporação de componentes mais leves. Assim, μ aumenta com o tempo, gerando calor e aumento de Temperatura.

$$T_{max} \leq 121 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- ▶ A carga de partida por área projetada é limitada

$$\frac{W_{st}}{ID} \leq 2068 \text{ kPa}$$

- ▶ Fator de projeto para carga de funcionamento

$$n_d \geq 2$$

- ▶ Muitos projetos de Trumpler estão em operação hoje em dia.

Resumo das Equações

$$U = 2\pi r N$$

$$T = fWr = f(2rlP)r = 2r^2fI P = \frac{4\pi^2 r^3 l \mu N}{c}$$

$$f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P} \frac{r}{c}$$

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$$

Restrição de Projeto: $\frac{\mu N}{P} \geq 1,7 \cdot 10^{-6}$

Folga radial c

Taxa de excentricidade $\epsilon = e/c$

Espessura mínima de filme $h_0 = c - e$

Espessura de filme $h = c + e \cos(\theta)$

Ângulo de posição ϕ - ângulo entre a carga e a excentricidade

$$N = |N_j + N_b - 2N_f|$$

Trumpler: $h_0 \geq 0,00508 + 1,01603d$ mm

Partida: $\frac{W_{st}}{ID} \leq 2068$ kPa

Fator Funcionamento: $n_d \geq 2$

As relações entre as variáveis

- ▶ Raimundo e Boyd resolveram a equação de Reynolds através de iterações, gerando cartas e tabelas numéricas.
- ▶ São utilizadas para definir as variáveis para razões de comprimento-diâmetro (l/d) de 1:4, 1:2 e 1; e β de 60° e 360° .
- ▶ Hipótese: A viscosidade do lubrificante é constante à medida que este passa pelo mancal. Mas como o trabalho é realizado sobre o lubrificante, ele aumenta de temperatura.

$$T_{av} = T_1 + \frac{\Delta T}{2}$$

- ▶ Um dos objetivos da análise de lubrificação é determinar a temperatura de saída do óleo quando o óleo e sua temperatura são especificados.

As relações entre as variáveis

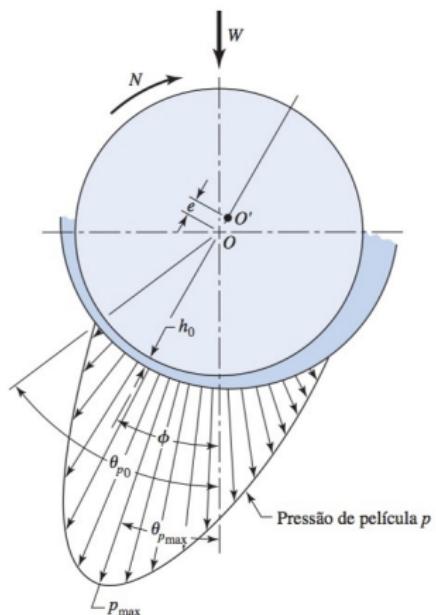


Figura 12-15 Diagrama polar da distribuição de pressão na película mostrando a notação utilizada. (Raimondi e Boyd.)

As relações entre as variáveis: μ vs T

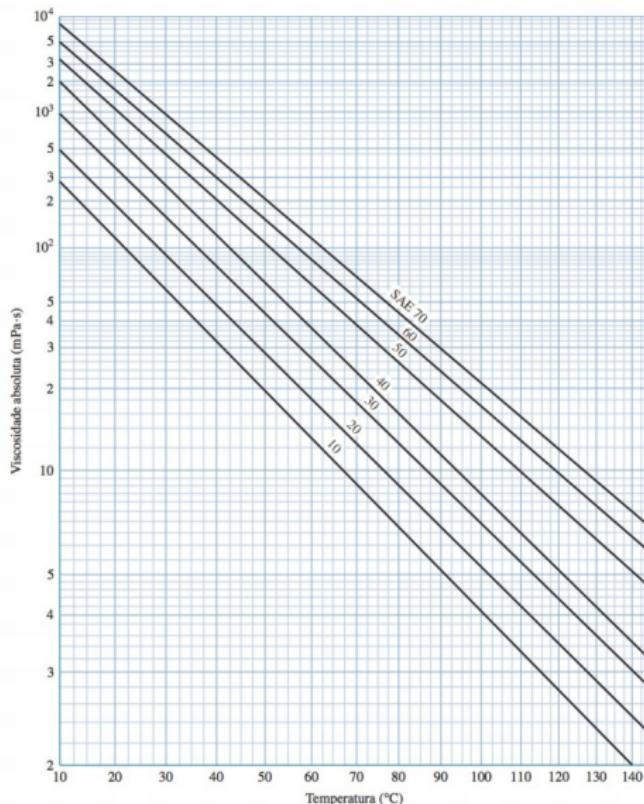


Figura 12-13 Gráfico viscosidade-temperatura em unidades do SI. (Adaptado da Figura 12-12.)

As relações entre as variáveis: μ vs T

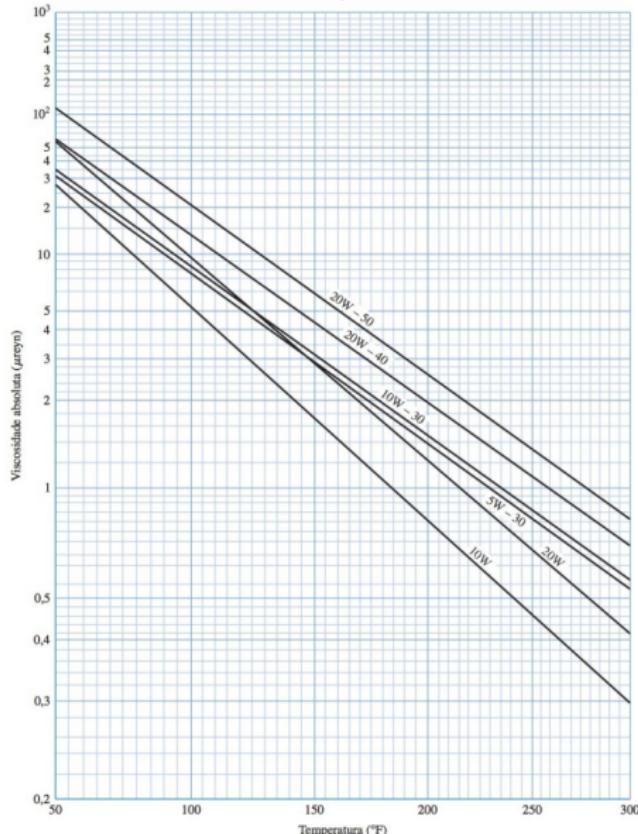


Figura 12-14 Gráfico para lubrificantes multiviscosos. Este gráfico derivou de viscosidades conhecidas em dois pontos: 100°F e 210°F, e acredita-se que os resultados estejam corretos para outras temperaturas.

As relações entre as variáveis

▷ Gráficos

- ▶ Espessura mínima de película Para um eixo centrado $e = 0$ e $h_0 = c$, carga leve.
- ▶ Coeficiente de atrito
- ▶ Fluxo de lubrificante
- ▶ Pressão na película

As relações entre as variáveis: h_0/c vs ϵ

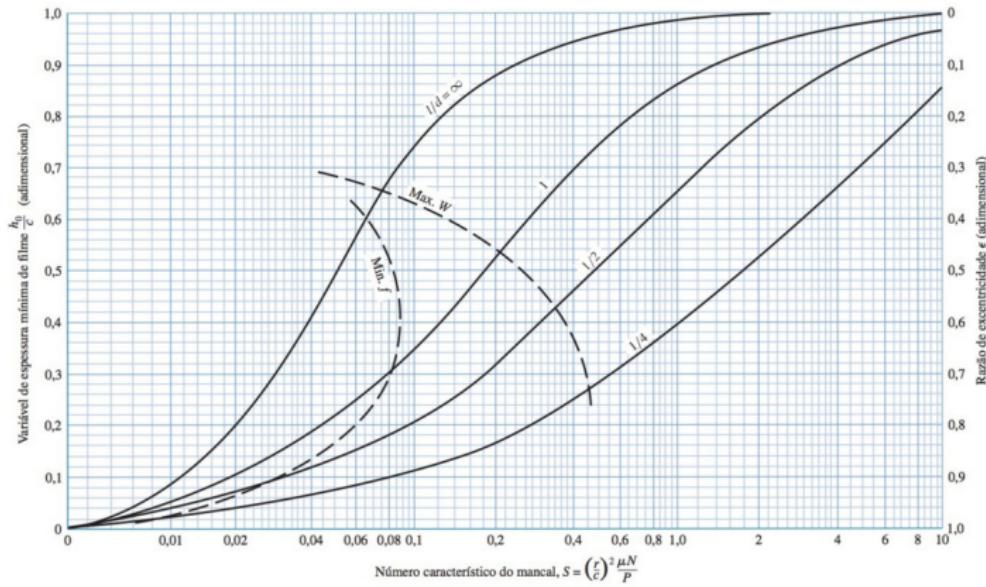


Figura 12-16 Gráfico para a variável de espessura mínima de película e a taxa de excentricidade. A extremidade esquerda da zona define o h_0 ótimo para atrito mínimo; a extremidade direita é o ótimo h_0 para a carga. (Raimondi e Boyd.)

- ▷ Carga máxima
- ▷ Coeficiente de atrito mínimo/perda de potência mínima

As relações entre as variáveis: ϕ

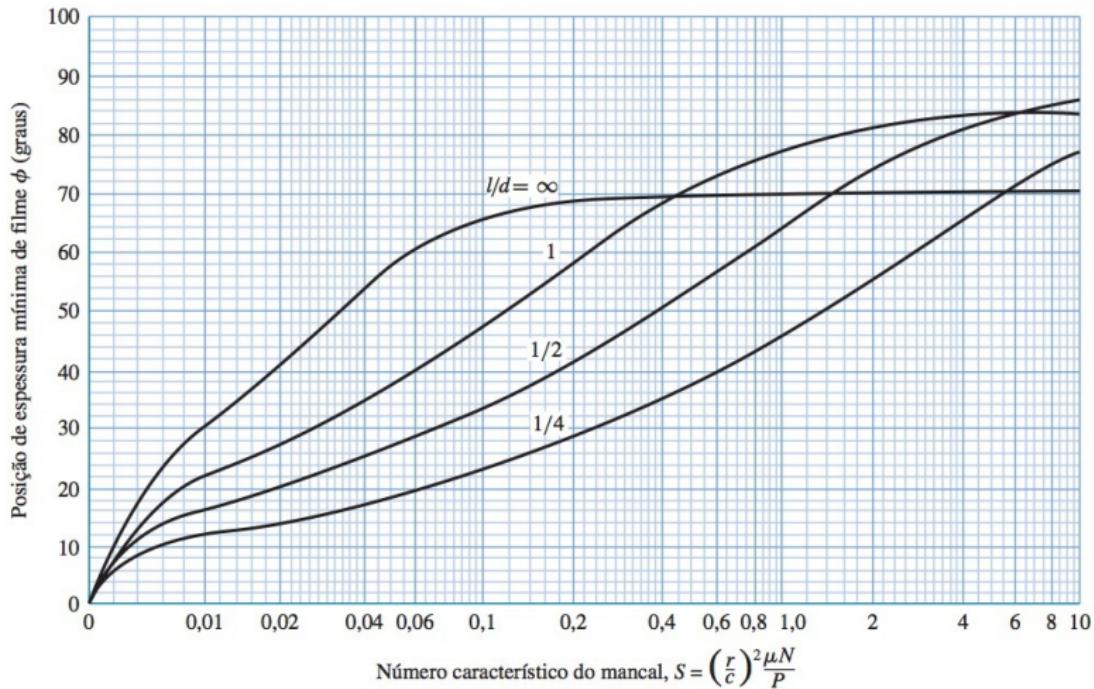


Figura 12-17 Gráfico para a determinação da posição de espessura mínima da película h_0 . (Raimondi e Boyd.)

Exercício: Exemplo 12-1

EXEMPLO 12-1

Determine h_0 e e utilizando os seguintes parâmetros: $\mu = 0,027\ 56 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $N = 30 \text{ rev/s}$, $W = 2\ 210 \text{ N}$ (carga no mancal), $r = 19 \text{ mm}$, $c = 0,038 \text{ mm}$ e $l = 38 \text{ mm}$.

Solução

A pressão nominal no mancal (em termos de área projetada do eixo) é

$$P = \frac{W}{2rl} = \frac{2\ 210}{2(0,019)0,038} = 1,531 \text{ MPa}$$

O número de Sommerfeld é, da Equação (12-7), em que $N = N_j = 30 \text{ rev/s}$,

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \left(\frac{\mu N}{P}\right) = \left(\frac{19}{0,038}\right)^2 \left[\frac{0,027\ 56(30)}{1,531(10^6)}\right] = 0,135$$

Também, $l/d = 38/[2(19)] = 1$. Entrando na Figura 12-16 com $S = 0,135$ e $l/d = 1$ dá $h_0/c = 0,42$ e $\epsilon = 0,58$. A quantidade h_0/c é chamada de *variável de espessura mínima de película*. Visto que $c = 0,038 \text{ mm}$, a espessura mínima de película h_0 é

$$h_0 = 0,42(0,038) = 0,016 \text{ mm}$$

Podemos encontrar a posição angular ϕ de espessura mínima de película, por meio da carta da Figura 12-7. Entrando com $S = 0,135$ e $l/d = 1$ resulta $\phi = 53^\circ$.

A taxa de excentricidade é $\epsilon = e/c = 0,58$. Isso significa que a excentricidade e é

$$e = 0,58(0,038) = 0,022 \text{ mm}$$

As relações entre as variáveis: Atrito

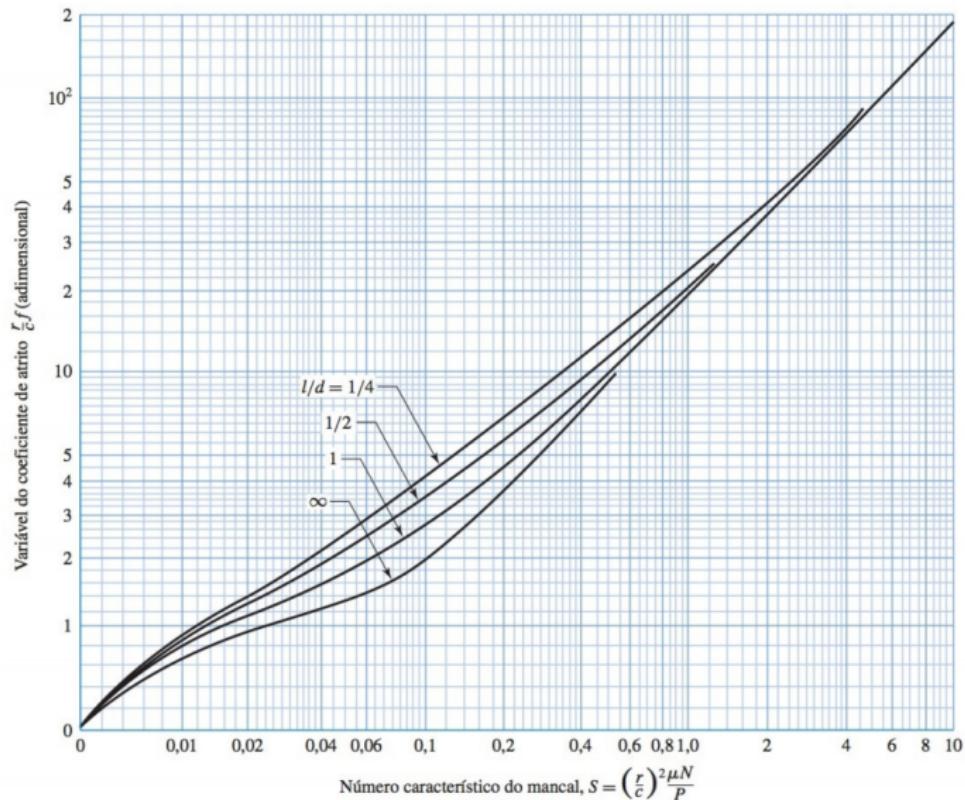


Figura 12-18 Gráfico para a variável do coeficiente de atrito; observe que a equação de Petroff é a assíntota. (Raimondi e Boyd.)

Exercício: Exemplo 12-2

EXEMPLO 12-2

Usando os parâmetros do Exemplo 12-1, determine o coeficiente de atrito, o torque para vencer o atrito e a perda de potência por atrito.

Solução

Entramos na Figura 12-18 com $S = 0,135$ e $l/d = 1$ e encontramos $(r/c)f = 3,50$. O coeficiente de atrito f é

$$f = 3,50 \quad c/r = 3,50(0,038/19) = 0,0070$$

O torque de atrito no eixo é

$$T = fWr = 0,007(2210)0,019 = 0,2939 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A perda de potência é

$$(hp)_{\text{perda}} = \frac{TN}{1050} = \frac{2,62(30)}{1050} = 0,075 \text{ hp}$$

$$TN(2\pi) = 0,2939(30)(2\pi) = 55,4 \text{ W}$$

As relações entre as variáveis: Fluxo

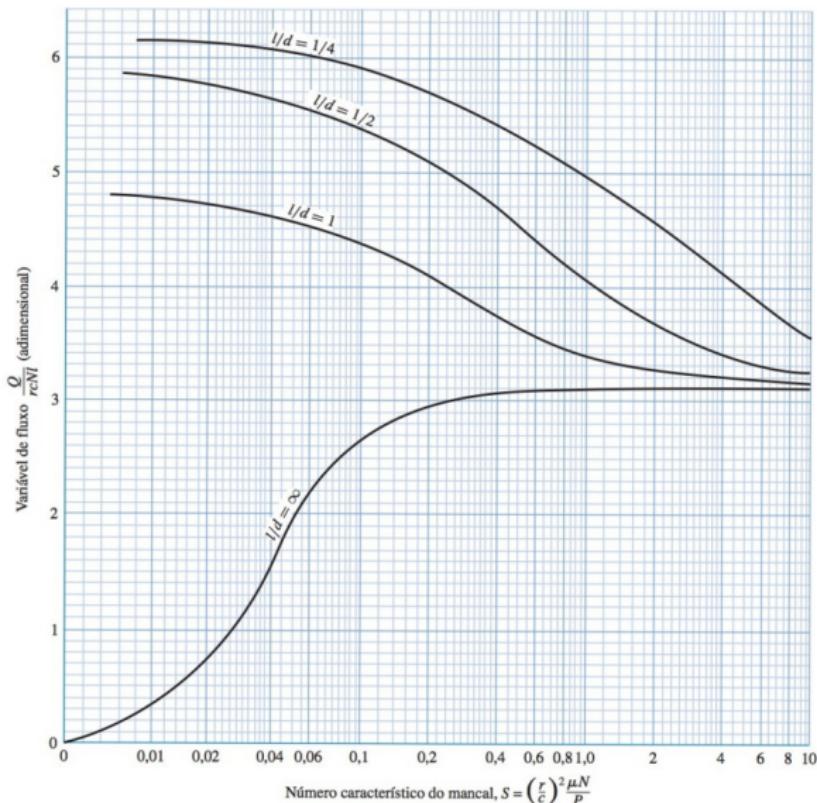


Figura 12-19 Gráfico para variável de fluxo. Nota: não se aplica a mancais de alimentação por pressão. (Raimondi e Boyd.)

As relações entre as variáveis: Razão de fluxo

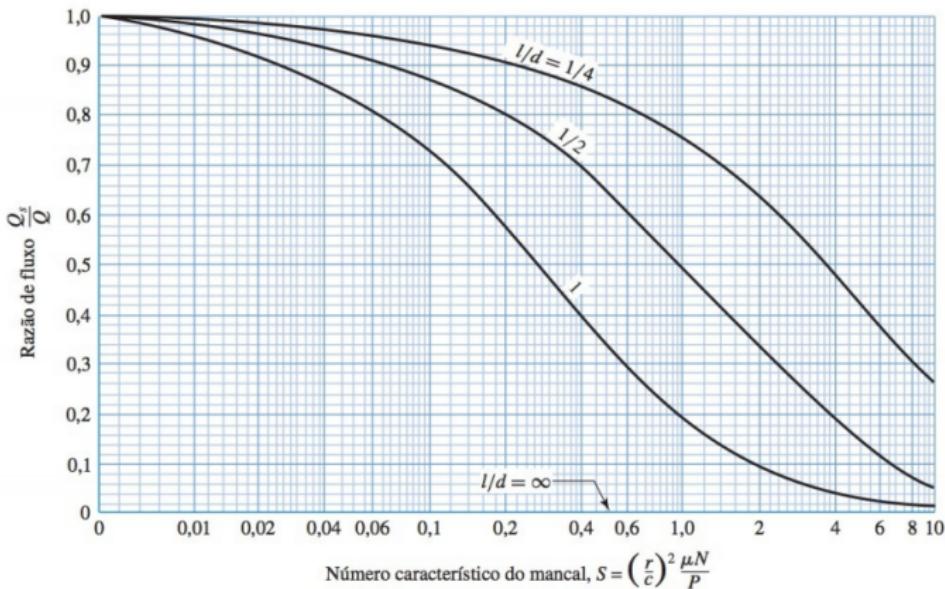


Figura 12-20 Gráfico para determinação da razão do fluxo lateral para o fluxo total. (Raimondi e Boyd.)

Exercício: Exemplo 12-3

EXEMPLO 12-3

Seguindo com os parâmetros do Exemplo 12-1, determine a taxa de fluxo volumétrico total Q e a taxa de fluxo lateral Q_s .

Solução

Para estimar o fluxo de lubrificante, coloque na Figura 12-19 $S = 0,135$ e $l/d = 1$, para obter $Q/(rcNl) = 4,28$. A taxa total de fluxo volumétrico é

$$Q = 4,8rcNl = 4,28(19)0,038(30)38 = 3\,523 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Com base na Figura 12-20, encontramos a razão de fluxo $Q_s/Q = 0,655$, e Q_s é

$$Q_s = 0,655 Q = 0,655(3\,523) = 2\,308 \text{ mm}^3/\text{s}$$

O vazamento lateral é proveniente da parte inferior do mancal, em que a pressão interna está acima da pressão atmosférica. O vazamento forma um filete na junção externa eixo-bucha, e é carregado pelo movimento do eixo para o topo da bucha, em que a pressão interna está abaixo da pressão atmosférica e a abertura é muito maior, para ser “sugado para dentro” e retornado para o reservatório de lubrificante. Aquela porção do vazamento lateral que escapa do mancal tem de ser reposta por adição de óleo ao reservatório de óleo, periodicamente, pelo pessoal da manutenção.

As relações entre as variáveis: Posição max pressão

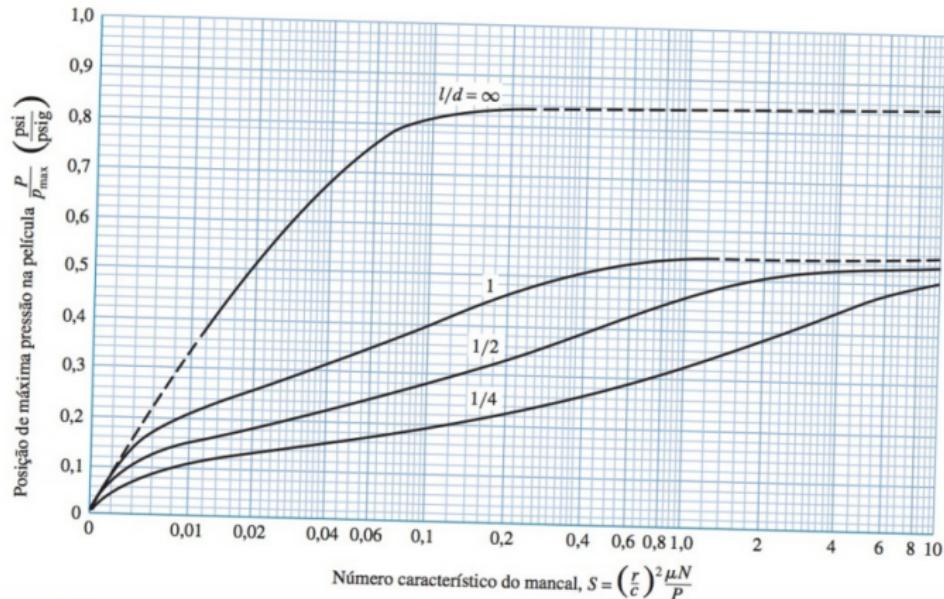


Figura 12-21 Diagrama para determinação da pressão máxima de película. Nota: Não se aplica a mancais de alimentação por pressão (Raimondi e Boyd.)

As relações entre as variáveis: Posição de término do filme

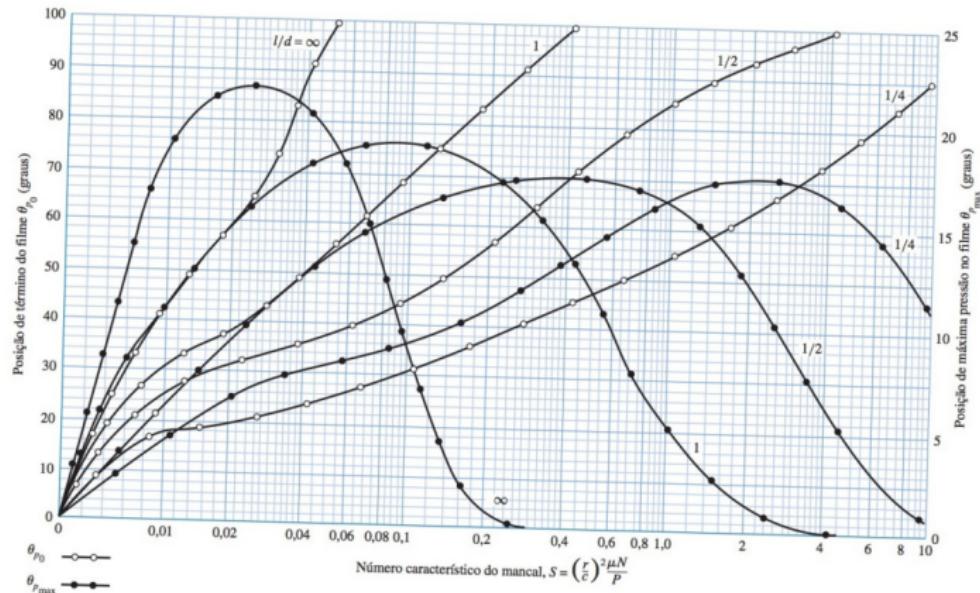


Figura 12-22 Gráfico para a determinação da posição de término da película lubrificante e a posição de máxima pressão na película.
(Raimondi e Boyd.)

As relações entre as variáveis: l/d diferente

- ▶ Caso o mancal em análise tenha **l/d diferente**, pode-se interpolar os dados.
- ▶ De acordo com Raimondi e Boyd, pode-se utilizar a interpolação:

$$y = \frac{1}{(l/d)^3} \left[-\frac{1}{8}(1-l/d)(1-2l/d)(1-4l/d)y_{\infty} + \right. \\ \left. + \frac{1}{3}(1-2l/d)(1-4l/d)y_1 - \frac{1}{4}(1-l/d)(1-4l/d)y_{1/2} + \right. \\ \left. + \frac{1}{24}(1-l/d)(1-2l/d)y_{1/4} \right]$$

Onde:

y é a variável desejada dos gráficos para $1/4 \leq l/d \leq \infty$
e y_i são as variáveis correspondentes às razões de l/d

Exercício: Exemplo 12-4

EXEMPLO 12-4

Usando os parâmetros dados no Exemplo 12-1, determine a pressão máxima na película e as localizações das pressões máxima e de término.

Solução

Entrando na Figura 12-21 com $S = 0,135$ e $l/d = 1$, encontramos $P/p_{\max} = 0,42$. A pressão máxima p_{\max} é portanto

$$p_{\max} = \frac{P}{0,42} = \frac{1,531}{0,42} = 3,645 \text{ MPa}$$

Com $S = 0,135$ e l/d , da Figura 12-22, $\theta_{p_{\max}} = 18,5^\circ$ e a posição de término θ_{p_0} é 75° .

Exercícios

- **Ex. Shigley 12-1** Um mancal de deslizamento completo possui um diâmetro de eixo de 25 mm, com uma tolerância unilateral de -0,03 mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 25,03 mm e uma tolerância unilateral de 0,04 mm. A razão I/d é 1/2. A carga é de 1,2 kN e o eixo roda a 1100 rev/min. Se a viscosidade média é de 55 mPa s, encontre, para a montagem de folga mínima:
- a espessura mínima de película
 - a perda de potência
 - o fluxo lateral
- **Ex. Shigley 12-2** Um mancal completo de deslizamento possui um eixo de 32 mm de diâmetro, com uma tolerância unilateral de -0,012 mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 32,05 mm e uma tolerância unilateral de 0,032 mm. O comprimento do mancal é de 64 mm. A carga no eixo é de 1,75 kN e este roda a uma velocidade de 900 rev/min. Utilizando uma viscosidade média de 55 mPa.s, encontre para a montagem de folga mínima:
- a espessura mínima de película
 - a pressão máxima de película
 - a razão total de fluxo de óleo

Exercícios

- **Ex. Shigley 12-3** Um mancal de deslizamento possui um diâmetro de eixo de 75 mm, com uma tolerância unilateral de -0,025 mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 75,125 mm e uma tolerância unilateral de 0,1 mm. O comprimento da bucha é de 37,5 mm. A velocidade do eixo é de 600 rps e a carga é de 3450 N. Para lubrificantes SAE 10 e SAE 40, encontre, para uma montagem de folga mínima:
- a espessura mínima de película.
 - a pressão máxima de película para a temperatura de operação de 62°C.
- **Ex. Shigley 12-4** Um mancal de deslizamento possui um diâmetro de eixo de 75 mm, com uma tolerância unilateral de -0,075 mm. O orifício da bucha possui um diâmetro de 75,15 mm e uma tolerância unilateral de 0,1 mm. O comprimento da bucha é de 75 mm e suporta uma carga de 2585 N. A velocidade do eixo é de 750 rpm, encontre, para a montagem mais justa possível, se a temperatura operacional de filme for de 65,5 °C=150:
- a espessura mínima de película
 - a pressão máxima de película para SAE 10 e SAE 20W-40

As relações entre as variáveis: Aumento da temperatura do lubrificante

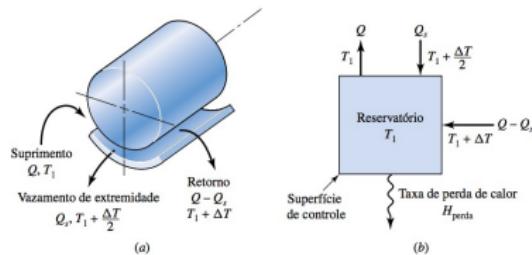


Figura 12-23 Esquema de um mancal de deslizamento com uma câmara (cárter) externa com resfriamento; o lubrificante realiza uma passagem antes de retornar à câmara.

► A temperatura do lubrificante aumenta até que a taxa na qual o trabalho é feito pelo eixo sobre a película seja a mesma que a taxa na qual o calor é transferido para as vizinhanças maiores.

$$H_{perda} = \rho C_p Q_s \Delta T / 2 + \rho C_p (Q - Q_s) \Delta T = \rho C_p Q \Delta T (1 - 0,5 \frac{Q_s}{Q})$$

$$H_{perda} = \dot{W} = 2\pi TN/J, \text{ onde } T = fWr \text{ e a carga } W = 2Prl$$

$$H_{perda} = \frac{4\pi Prl Nc}{J} \frac{rf}{c}$$

$$\frac{J \rho C_p \Delta T}{4\pi P} = \frac{rf/c}{(1 - 0,5 Q_s/Q)[Q/(rcNl)]}$$

As relações entre as variáveis: Aumento da temperatura do lubrificante

$$H_{perda} = \rho C_p Q_s \Delta T / 2 + \rho C_p (Q - Q_s) \Delta T = \rho C_p Q \Delta T (1 - 0,5 \frac{Q_s}{Q})$$

$$H_{perda} = \dot{W} = 2\pi TN/J, \text{ onde } T = fWr \text{ e a carga } W = 2Prl$$

$$H_{perda} = \frac{4\pi PrlNc}{J} \frac{rf}{c}$$

$$\frac{J\rho C_p \Delta T}{4\pi P} = \frac{rf/c}{(1 - 0,5Q_s/Q)[Q/(rcNl)]}$$

Para lubrificantes de petróleo comuns:

$$\rho = 862 \text{ kg/m}^3; C_p = 1,758 \text{ kJ/kgC}; J = 995 \text{ MN.m/J}$$

$$\frac{0,12 \Delta T}{P_{MPa}} = \frac{rf/c}{(1 - 0,5Q_s/Q)[Q/(rcNl)]}$$

As relações entre as variáveis: Aumento de T vs l/d vs S

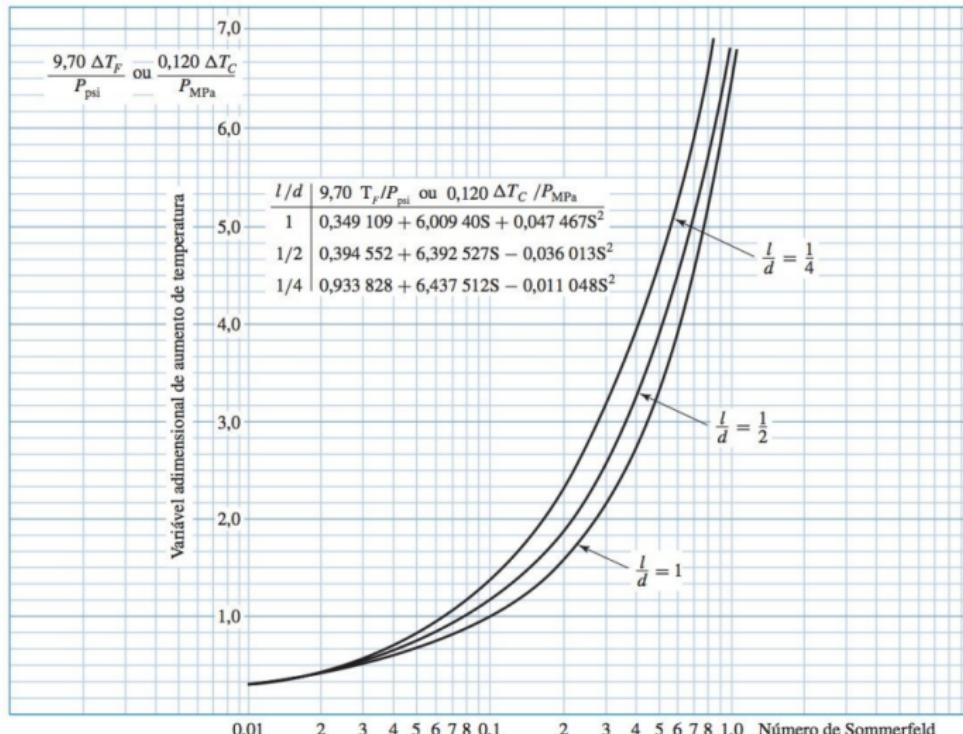


Figura 12-24 Figuras 12-18, 12-19 e 12-20 combinadas a fim de reduzir o tempo de busca iterativa na tabela. Fonte: Gráfico baseado na condição de extremidade (2) do trabalho de Raimondi e Boyd, isto é, sem desenvolvimento de pressão negativa no lubrificante. O gráfico se destina a mancais completos de deslizamento que utilizam uma única passagem do lubrificante, com fluxo lateral emergindo com um aumento de temperatura de $\Delta T/2$, fluxo direto emergindo com um aumento de temperatura ΔT , sendo que o fluxo inteiro é fornecido à temperatura de referência do reservatório.

Condições de estado estável em mancais autocontidos

- ▶ Mancais Autocontidos são mancais onde o lubrificante aquecido se mantém dentro do compartimento.
- ▶ O lubrificante é resfriado dentro da carcaça do mancal.
- ▶ São descritos como bloco de almofada ou mancais de pedestal.Ex. ventiladores, sopradores, bombas, motores.
- ▶ Deve-se dissipar calor do compartimento na mesma razão com que a entalpia está sendo gerada na película de fluido.

Condições de estado estável em mancais autocontidos

$$H_{perda} = h_{CRA}(T_b - T_\infty)$$

$$h_{CR} (W/m^2 C)$$

$$= \begin{cases} 11,4 & \text{ar parado} \\ 15,3 & \text{ar revolvido pelo eixo} \\ 33,5 & \text{ar a } 25,4 \text{ m/s} \end{cases}$$

Temperatura de película média

$$\bar{T}_f - T_b = \alpha(T_b) - T_\infty$$

$$H_{perda} = \frac{h_{CRA}}{1+\alpha} (\bar{T}_f - T_\infty)$$

$$T_b = \frac{\bar{T}_f + \alpha T_\infty}{1+\alpha}$$

$$H_{ger} = \frac{4\pi^2 r^3 l \mu N}{c} (2\pi N)$$

$$T_f = T_\infty + 248(1 + \alpha) \frac{\mu N^2 l r^3}{h_{CRA} c}$$

Tabela 12-2

Sistema de lubrificação	Condições	Intervalo de α
Anel de óleo	Ar em movimento	1-2
	Ar parado	$\frac{1}{2}-1$
Banho de óleo	Ar em movimento	$\frac{1}{2}-1$
	Ar parado	$\frac{1}{5}-\frac{2}{5}$

- ▶ A bucha e a caixa de mancal são metálicos e quase isotérmicos;
- ▶ Pode-se calcular a T da superfície.
- ▶ Processo iterativo para encontrar as temperaturas de equilíbrio
 $\bar{T}_f, \mu - > H_{ger}, H_{perda}$

Exercício: Exemplo 12-5

Considere um mancal de bloco de almofadas com um reservatório de chaveta, cujo eixo roda a 900 rev/min em ar agitado por eixo a 21°C com $\alpha = 1$. A área lateral do mancal é de 25 800 mm². O lubrificante é óleo SAE grau 20. A carga radial gravitacional é 450 N e a l/d razão é unitária. O mancal possui um eixo de diâmetro de 50 mm $+0,000/-0,00225$ mm, um furo de bucha de 50,05 $+0,008/-0,000$ mm. Para uma montagem de folga mínima estime as temperaturas de regime permanente, assim como a espessura mínima de película e o coeficiente de atrito.

A folga radial mínima, c_{\min} , é

$$c_{\min} = \frac{50,05 - 50}{2} = 0,25 \text{ mm}$$

$$P = \frac{W}{ld} = \frac{450}{(50)50} = 0,18 \text{ MPa}$$

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} = \left(\frac{25}{0,025}\right)^2 \frac{\mu 15}{0,18(10^6)} = 83,3\mu$$

A perda por atrito, F_f , é encontrada como se segue:

$$F_f = f W r 2 \pi N = W N c 2 \pi \left(\frac{fr}{c}\right) = 450(15)2\pi \left(\frac{fr}{c}\right) = 42\,411 \left(\frac{fr}{c}\right) \text{ J/s}$$

A taxa de geração de calor, H_{ger} , é

$$H_{\text{ger}} = F_f = 42\,411(fr/c) \text{ J/s ou W}$$

Exercício: Exemplo 12-5

Da Equação (12-19a) com $\bar{h}_{\text{CR}} = 15,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$, a taxa de perda de calor para o meio ambiente, H_{perda} é

$$H_{\text{perda}} = \frac{\bar{h}_{\text{CR}} A}{\alpha + 1} (\bar{T}_f - 21) = \frac{15,3(0,0258)}{(1 + 1)} (\bar{T}_f - 21) = 1974 (\bar{T}_f - 21) \text{ J/s ou W}$$

Construa uma tabela como se segue, para valores \bar{T}_f de tentativa de $87,8^\circ\text{C}$ a $90,5^\circ\text{C}$.

Tentativa \bar{T}_f	μ	S	fr / c	H_{ger}	H_{perda}
87,8	0,008 73	0,73	3,4	145 049	131 863
90,5	0,007 82	0,65	3,06	129 880	137 193

A temperatura em que $H_{\text{ger}} = H_{\text{perda}} = 135,4 \text{ kJ/s}$ é $89,7^\circ\text{C}$. Arredondando \bar{T}_f para 90°C , encontramos $\mu = 0,0081 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ e $S = 83,3(0,0081) = 0,67$. Da Figura 12-24, $0,12 \Delta T_c = 4,25$, portanto

$$\Delta T_F = 4,25 P / 0,12 = 4,25(0,18) / 0,12 = 6,4^\circ\text{C}$$

$$T_1 = T_s = \bar{T}_f - \Delta T / 2 = 90 - 6,4 / 2 = 86,8^\circ\text{C}$$

$$T_{\max} = T_1 + \Delta T_F = 86,8 + 6,4 = 93,2^\circ\text{C}$$

Da Equação (12-19b)

$$T_b = \frac{T_f + \alpha T_\infty}{1 + \alpha} = \frac{90 + (1)21}{1 + 1} = 55,5^\circ\text{C}$$

Folga

- ▶ Fatores importantes num projeto de um mancal de deslizamento para lubrificação com película espessa: Grau do óleo, P, N, r, c e l
- ▶ Desvios de projeto podem acabar por tornar a película fina e fluxo de óleo insuficiente, gerando sobreaquecimento e falha.

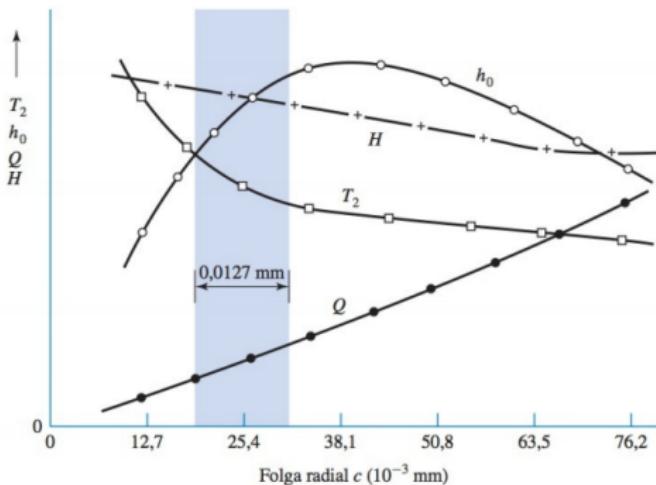


Figura 12-25 Gráfico de algumas características de desempenho do mancal dos Exemplos 12-1 a 12-4 para folgas radiais de 0,0127 a 0,0762 mm. A temperatura de saída no mancal é designada por T_2 . Mancais novos devem ser projetados para a zona sombreada, uma vez que o desgaste irá mover o ponto de operação para a direita.

Mancais com lubrificação forçada

- ▶ Mancais com circulação natural apresentam capacidade de carga restrita devido à baixa taxa de dissipação de calor.
- ▶ Algumas soluções para resolver isso envolvem:
 - ▶ Resfriar o reservatório de óleo, mas isso não resolve plenamente o controle da temperatura na fonte.
 - ▶ Reduzir o aumento de temperatura através do aumento de fluxo do lubrificante utilizando uma bomba. → **Mancal com lubrificação forçada**

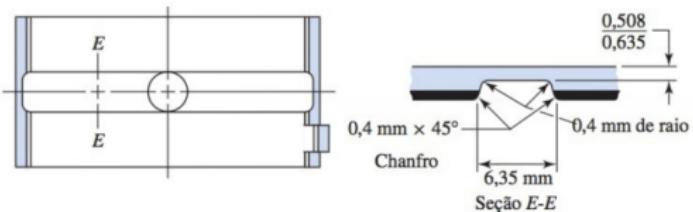
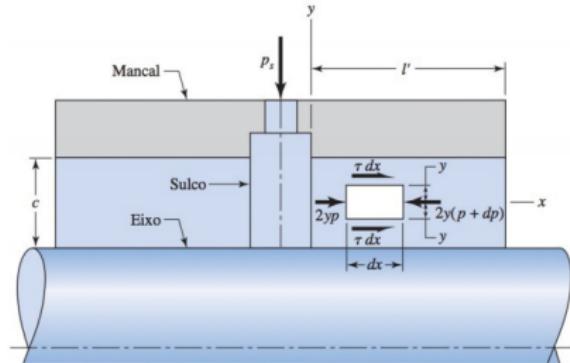


Figura 12-27 Sulco anular completo, localizado centralmente. (Cortesia de Cleveland Graphite Bronze Company, Division of Clevite Corporation.)

Mancais com lubrificação forçada



▷ Considerações:

- ▶ O sulco "divide" o mancal em 2 semi-mancais.
- ▶ Rotação desconsiderada
- ▶ Queda de pressão pequena devido ao sulco
- ▶ Escoamento laminar
- ▶ dp/dx linear

$$\Sigma F_x = 0 \therefore 2yp - 2y(p + dp) + 2\tau dx = 0 \therefore \tau = y \frac{dp}{dx}$$

$$\text{Como } \tau = \mu \frac{du}{dy} \therefore \frac{du}{dy} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y \therefore u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1$$

Condições de contorno: $u = 0$ em $y = \pm c/2$.

$$u = \frac{1}{8\mu} \frac{dp}{dx} (4y^2 - c^2)$$

$$\text{Com } \frac{dp}{dx} = -p_s/l' \therefore u = \frac{p_s}{8\mu l'} (c^2 - 4y^2)$$

Mancais com lubrificação forçada

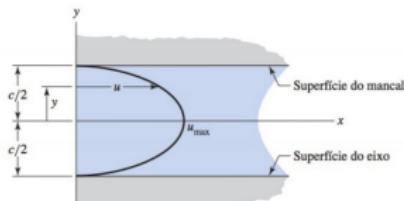
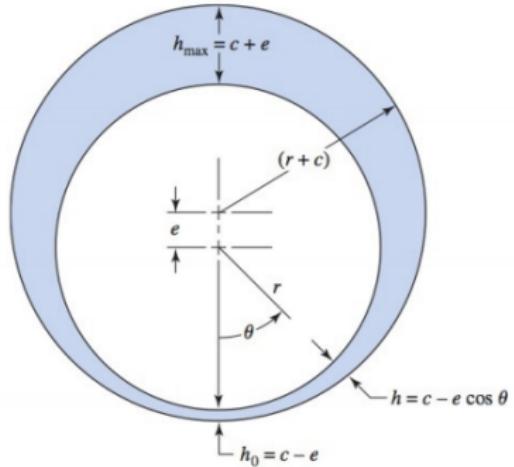


Figura 12-29 Distribuição parabólica da velocidade do lubrificante.



$$u_{max} = \frac{p_s c^2}{8\mu l'}$$

$$u_{avg} = \frac{2}{3} u_{max} = \frac{2}{3} \frac{p_s c^2}{8\mu l'}$$

Considerando a excentricidade: $h = c - e \cos \theta$

$$u_{av} = \frac{2}{3} \frac{p_s h^2}{8\mu l'} \therefore u_{av} = \frac{2}{3} \frac{p_s}{8\mu l'} (c - e \cos \theta)^2$$

Mancais com lubrificação forçada

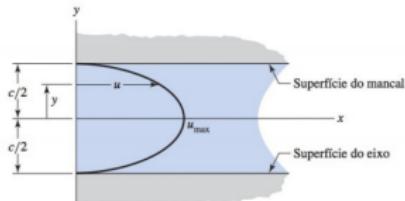
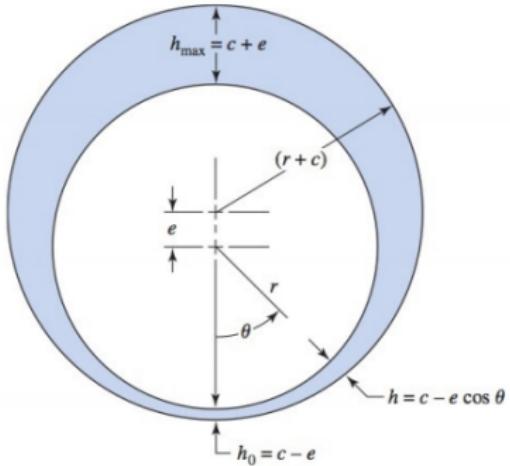


Figura 12-29 Distribuição parabólica da velocidade do lubrificante.



Calculando o fluxo lateral no mancal (direção axial):

$$dQ_s = 2u_{av}dA = 2u_{av}rhd\theta$$

$$dQ_s = \frac{p_s r}{6\mu l'} (c - e \cos \theta)^3 d\theta$$

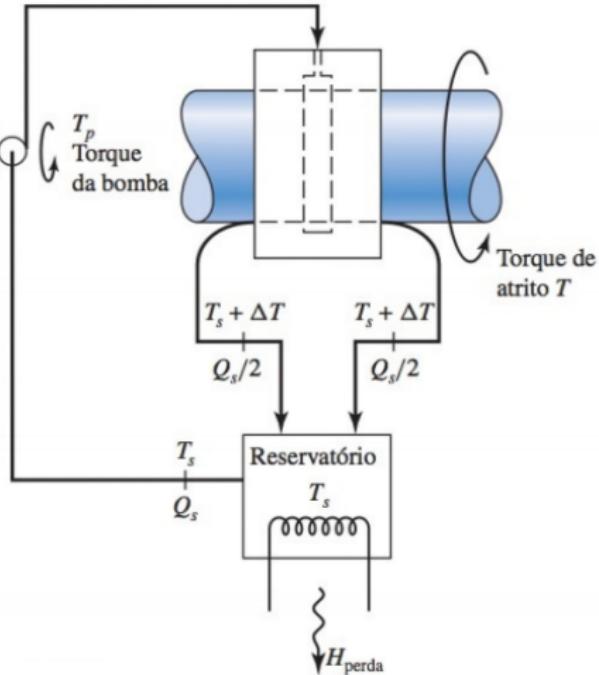
$$Q_s = \int_0^{2\pi} \frac{p_s r}{6\mu l'} (c - e \cos \theta)^3 d\theta = \frac{p_s r}{6\mu l'} (2\pi c^3 + 3\pi ce^2)$$

Como $\epsilon = e/c \therefore Q_s = \frac{\pi p_s r c^3}{3\mu l'} (1 + 1,5\epsilon^2)$

Mancais com lubrificação forçada

Na análise de mancais com lubrificação forçada:

- ▶ Deve-se considerar o semimancial l'
- ▶ As cartas de variável de fluxo (12-19) e razão de fluxo (12-20) **NÃO se aplicam.**
- ▶ A pressão máxima de filme (12-21) é maior.



Mancais com lubrificação forçada

$$P = \frac{W/2}{2rl'} = W \frac{W}{4rl'}$$

$$Q_s = \frac{\pi p_s r c^3}{3\mu l'} (1 + 1,5\epsilon^2)$$

Ganho de calor do fluido:

$$H_{ganho} = 2\rho C_p \frac{Q_s}{2} \Delta T = \text{Bomba de óleo} \quad T_p$$

$$\rho C_p Q_s \Delta T$$

Trabalho de atrito:

$$H_f = \frac{2\pi TN}{J} = \frac{2\pi(fWr)N}{J} = \frac{2\pi WNc fr}{J c}$$

$$\Delta T = \frac{2\pi WNc fr}{J \rho C_p Q_s c}$$

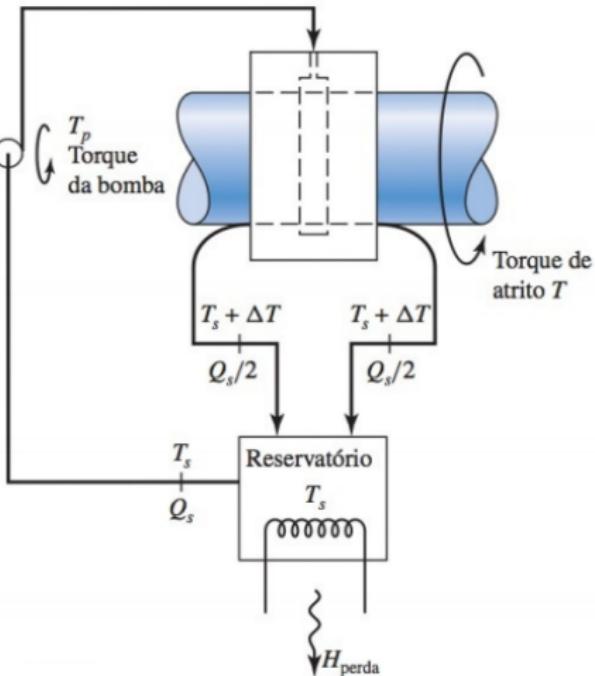
$$\Delta T = \frac{2\pi}{J \rho C_p} WNc \frac{fr}{c} \frac{1}{Q_s}$$

$$\Delta T = \frac{2\pi}{J \rho C_p} WNc \frac{fr}{c} \frac{3\mu l'}{(1+1,5\epsilon^2)\pi p_s r c^3}$$

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{4rl'\mu N}{W}$$

$$\boxed{\Delta T = \frac{978.10^6 (fr/c) SW^2}{1+1,5\epsilon^2 p_s r^4}}$$

Com: W(kN), p_s (kPa) e r(mm).



Exercício: Exemplo 12-6

Um mancal de sulco circunferencial, de lubrificação forçada, é lubrificado com óleo SAE grau 20, fornecido à pressão no medidor de 207 kPa. O diâmetro do eixo d_j é 44,45 mm, com tolerância unilateral de $-0,005$ mm. A bucha circunferencial central possui um diâmetro d_b de 44,53 mm, com uma tolerância unilateral de $+0,1$ mm. A razão l'/d dos dois “meio-mancais” que constituem o mancal completo, de lubrificação forçada, é de $1/2$. A velocidade angular do eixo é de 3 000 rev/min, ou 50 rev/s, e a carga radial permanente é de 4 kN. O reservatório externo é mantido a 49°C , desde que a transferência de calor necessária não exceda 800 Btu/h.

- (a) Encontre a temperatura média de regime permanente da película.
- (b) Compare h_0 , T_{\max} e P_{st} com o critério de Trumpler.
- (c) Estime o fluxo lateral volumétrico Q_s , a razão de perda de calor H_{perda} e o torque para-sítico de atrito.

(a)

$$r = \frac{d_j}{2} = \frac{44,45}{2} = 22,23 \text{ mm}$$

$$c_{\min} = \frac{(d_b)_{\min} - (d_j)_{\max}}{2} = \frac{44,53 - 44,45}{2} = 0,04 \text{ mm}$$

Uma vez que $l'/d = 1/2$, $l' = d/2 = r = 22,23$ mm, a pressão causada pela carga será

$$P = \frac{W}{4rl'} = \frac{4}{4(0,022\,23)^2} = 2024 \text{ kPa}$$

O número de Sommerfeld S pode ser expresso como

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} = \left(\frac{22,23}{0,04}\right)^2 \frac{\mu}{2,024} \frac{50}{(10^6)} = 7,63\mu \quad (1)$$

Exercício: Exemplo 12-6

Vamos utilizar um método tabular para encontrar a temperatura média da película. A temperatura média \bar{T}_f da película na primeira tentativa será de 77°C. Utilizando o ajuste de curva de Seireg da Tabela 12-1, obtemos

Da Equação (1)

$$\mu' = 6,89(10^{-3})0,013\exp[1271,6/(1,8(77) + 127)] = 0,011\ 24 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$7,63\mu = 7,63(0,011\ 24) = 0,0858$$

Da Figura (12-18), $fr/c = 3,3$, e da Figura (12-16), $\epsilon = 0,80$. Da Equação (12-25),

$$\Delta T_F = \frac{978(10^6)3,3(0,0858)4^2}{[1 + 1,5(0,8)^2]207(22,23^4)} = 44,7^\circ\text{C}$$

$$T_{av} = T_s + \frac{\Delta T}{2} = 49 + \frac{44,7}{2} = 71,4^\circ\text{C}$$

Formamos uma tabela, adicionando uma segunda linha $T_f = 71,4^\circ\text{C}$.

Error: File 'E12-6-2' not found. \end{frame}

Tentativa	\bar{T}_f	μ	S	fr/c	ϵ	ΔT_F	T_{av}
77	77	0,011 24	0,0858	3,3	0,8	44,7	71,4
75,8	75,8	0,011 53	0,088	3,39	0,792	53,6	75,8

Exercício: Exemplo 12-6

Se a interação não tivesse encerrado, poder-se-ia traçar \bar{T}_f contra T_{av} resultante e desenhar uma linha reta entre ambas, a intersecção com uma linha $\bar{T}_f = T_{av}$ definindo um novo valor de tentativa para \bar{T}_f .

O resultado dessa tabulação é $\bar{T}_f = 75,8$, $\Delta T_f = 53,6^\circ\text{C}$ e $T_{max} = 49 + 53,6 = 102,6^\circ\text{C}$.

(b) Uma vez que $h_0 = (1 - \epsilon)c$,

$$h_0 = (1 - 0,792)0,04 = 0,0083 \text{ mm}$$

Os quatro critérios de Trumpler requeridos, da “Velocidade Angular Significativa” na Seção 12-7 são

$$h_0 \geq 0,005 \cdot 08 + 0,000 \cdot 04(44,45) = 0,006 \cdot 86 \text{ mm} \quad (\text{correto})$$

$$T_{max} = T_s + \Delta T = 49 + 53,6 = 102,6^\circ\text{C} \quad (\text{correto})$$

$$P_{st} = \frac{W_{st}}{4rl'} = \frac{4}{4(0,022 \cdot 23)^2} = 2024 \text{ kPa} \quad (\text{correto})$$

O fator de segurança para a carga é aproximadamente unitário. (incorreto)

(c) Da Equação (12-22),

$$Q_s = \frac{\pi(207\,000)22,23(0,04)^3}{3(0,011\,53)22,23} [1 + 1,5(0,792)^2] = 2335 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$H_{perda} = \rho C_p Q_s \Delta T = 861(1758)(2335 \times 10^{-6})53,6 = 189 \text{ J/s}$$

O torque parasítico T de atrito é

$$T = fWr = \frac{fr}{c} Wc = 3,39(4)(0,04/02) = 0,27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Cargas

- ▶ Razão comprimento-diâmetro l/d
 - ▶ Mancal Longo $\uparrow l/d$ - reduz f e fluxo lateral, bom para lubrificação de película fina.
 - ▶ Mancal Curto $\downarrow l/d$ - melhor fluxo no mancal e bom para lubrificação forçada
- ▶ Caso a deflexão do eixo seja severa, utilizar mancal curto.

Cargas

Tabela 12-5 Intervalo de cargas unitárias de uso corrente para mancais de deslizamento (manga).

Aplicação	Carga unitária	
	psi	MPa
Motores Diesel:		
Mancais principais	900–1700	6–12
Pino de manivela	1150–2300	8–15
Pino de biela	2000–2300	14–15
Motores elétricos	120–250	0,8–1,5
Turbinas a vapor	120–250	0,8–1,5
Redutores de engrenagem	120–250	0,8–1,5
Motores automotivos:		
Mancais principais	600–750	4–5
Pino de manivela	1700–2300	10–15
Compressores de ar:		
Mancais principais	140–280	1–2
Pino de manivela	280–500	2–4
Bombas centrífugas	100–180	0,6–1,2

Materiais

- ▶ Requisitos de um bom material de mancal:
 - ▶ Resistência à compressão e fadiga satisfatória, para resistir às cargas.
 - ▶ Ser macio e ter um baixo ponto de fusão e baixo módulo de elasticidade, para permitir desgastar-se/romper-se para se conformar às irregularidades.
 - ▶ Resistência ao desgaste e coeficiente de atrito, já que todo mancal acaba operando com lubrificação de película fina em parte do tempo.
 - ▶ Resistência à corrosão
 - ▶ Custo de produção
 - ▶ Uma camada de *Babbitt*, liga de estanho, antimônio e cobre, é muito utilizada nos aços para aumentar a vida do mancal.

Materiais

Tabela 12–6 Algumas características de ligas de mancal.

Nome da liga	Espessura, mm	Número SAE	Razão de folga r/c	Capacidade de carga	Resistência à corrosão
Babbitt à base de estanho	0,56	12	600–1000	1,0	Excelente
Babbitt à base de chumbo	0,56	15	600–1000	1,2	Muito bom
Babbitt à base de estanho	0,1	12	600–1000	1,5	Excelente
Babbitt à base de chumbo	0,1	15	600–1000	1,5	Muito bom
Bronze-chumbo	Sólido	792	500–1000	3,3	Muito bom
Cobre-chumbo	0,56	480	500–1000	1,9	Bom
Liga de alumínio	Sólido		400–500	3,0	Excelente
Prata mais sobre camada	0,33	17P	600–1000	4,1	Excelente
Cádmio (1,5% Ni)	0,56	18	400–500	1,3	Bom
Trimetal 88*				4,1	Excelente
Trimetal 77†				4,1	Muito bom

*Trata-se de uma camada de 0,203 mm de cobre-chumbo em substrato de aço, mais 0,025 mm em babbitt à base de estanho.

†Trata-se de uma camada de 0,33 mm de cobre-chumbo em substrato de aço, mais 0,025 mm em babbitt à base de estanho.

Tipos de mancais

- ▶ Bucha sólida - fabricada por fundição, por estiramento e usinagem ou metalurgia do pó.
- ▶ Bucha revestida/forrada - é geralmente partida com uma tira de *babbitt*.

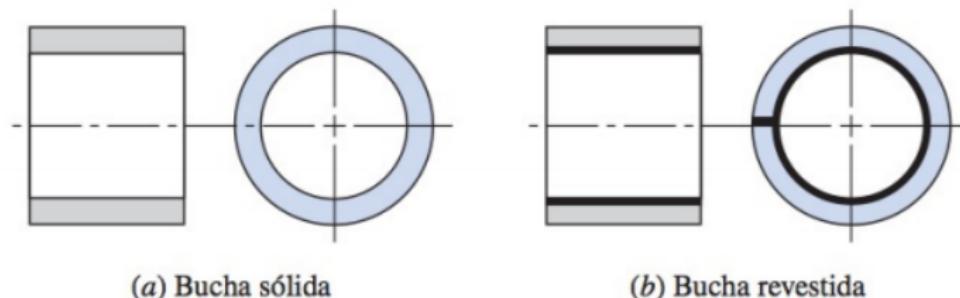


Figura 12-32 Buchas de deslizamento.

Tipos de mancais

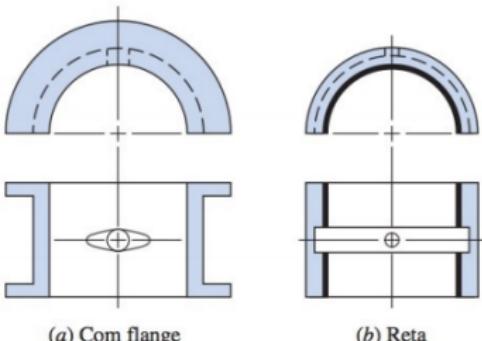


Figura 12–33 Buchas de duas peças.

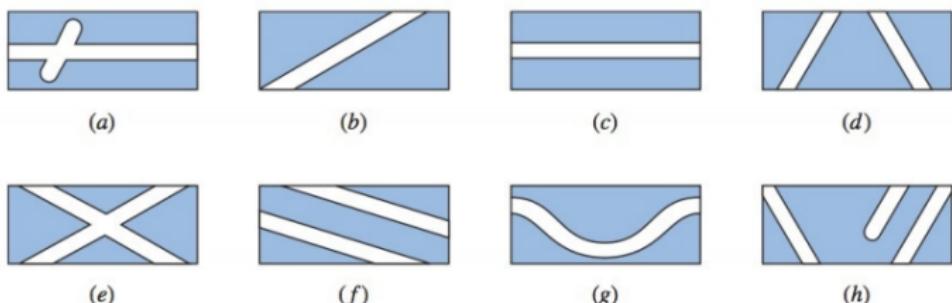


Figura 12–34 Vistas desenvolvidas de padrões típicos de sulcos. (Cortesia da Cleveland Graphite Bronze Company, Division of Clevite Corporation.)

Mancais de escora/Mancais axiais

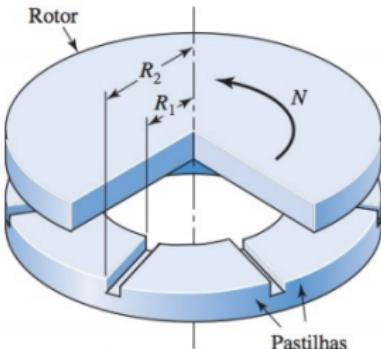


Figura 12-35 Mancal de escora com pastilha fixa. (Cortesia da Westinghouse Eletric Corporation.)

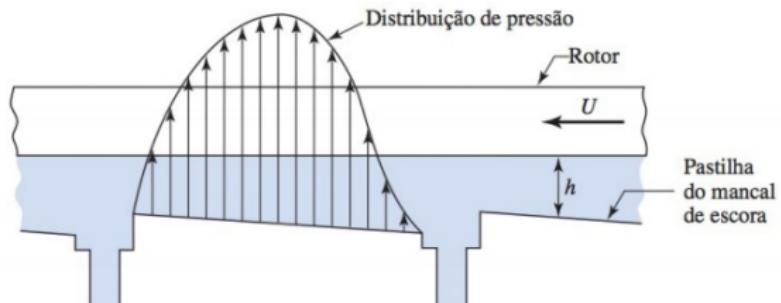


Figura 12-36 Distribuição de pressão no lubrificante num mancal de escora. (Cortesia da Copper Research Corporation.)

Mancais de contorno lubrificado

- ▶ A **Lubrificação de contorno/de película fina** ocorre quando duas superfícies deslizam uma em relação à outra com apenas um filme parcial de lubrificante entre elas.
- ▶ Ocorre em mancais lubrificados hidrodinamicamente nas seguintes condições:
 - ▶ Partida ou parada
 - ▶ Aumento de carga
 - ▶ Queda no suprimento de lubrificante
 - ▶ Modificações de operação
- ▶ O coeficiente de atrito pode ser diminuído com o uso de óleos vegetais ou animais misturados com óleo mineral ou graxa.
- ▶ Ácidos graxos são agentes oleaginosos e ajudam a reduzir o atrito.

Mancais de contorno lubrificado

- ▶ A **Lubrificação de película mista** ocorre quando o mancal opera parcialmente sob condições hidrodinâmicas e sob película fina/seca.
- ▶ Condições de operação
 - ▶ Oleação manual
 - ▶ alimentação mecânica
 - ▶ gotejamento
 - ▶ Alimentação de pavio
 - ▶ Viscosidade muito baixa
 - ▶ Velocidade do mancal muito baixa
 - ▶ Mancal sobre carregado
 - ▶ Folga muito apertada
 - ▶ Eixo e mancal sem alinhamento correto
- ▶ Assim, os mancais ficam limitados pela temperatura do lubrificante, velocidade, pressão, esfoliação e desgaste cumulativo.

Mancais de contorno lubrificado

Tabela 12-7 Alguns materiais para mancais com lubrificação de contorno e seus limites de operação.

Material	Carga máxima, MPa	Temperatura máxima, °C	Velocidade máxima, m/s	Valor máximo de PV*
Bronze fundido	31,0	163	7,6	1,76
Bronze poroso	31,0	66	7,6	1,76
Ferro poroso	55,2	66	4,1	1,76
Fenólicos	41,4	93	12,7	0,53
Náilon	7,0	93	5,1	0,11
Teflon	3,5	260	0,5	0,035
Teflon reforçado	17,2	260	5,1	0,35
Teflon tecido	413,7	260	0,25	0,88
Delrin [†]	7,0	82	5,1	0,105
Carbono-grafite	4,1	399	12,7	0,53
Borracha	0,3	66	20,3	
Madeira	13,8	66	10,2	0,53

* P = carga, MPa; V = velocidade, m/s.

[†]N. de T.: Delrin poliacetal usado em buchas, anéis mancais etc. Marca registrada Dupont.

Mancais de contorno lubrificado

▷ Desgaste linear de deslizamento

Força normal PA

Força de atrito $f_s PA$

Trabalho da força $f_s PAS$, como

$$S = Vt, f_s PAVt$$

Volume desgastado $wA \propto f_s PAVt$

$$wA = KPAVt \therefore w = KPVt$$

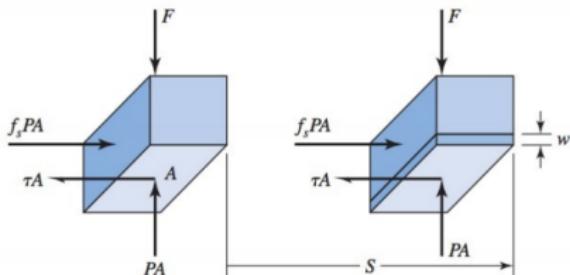


Figura 12-38 Bloco deslizante sujeito a desgaste.

Tabela 12-9 Coeficientes de atrito. Fonte: Oiles America Corp., Plymouth, MI 48170.

Tipo	Mancal	f_s
Placetic	Oleosos 86	0,05
Compósito	Metal seco ST	0,03
	Metal duro	0,05
Metal	Cerâmico-metálico	0,05
	Oleosos 2000	0,03
	Oleosos 300	0,03
	Oleosos 500SP	0,03

Mancais de contorno lubrificado

Tabela 12-8 Fatores de desgaste.* *Fonte:* Oiles America Corp., Plymouth, MI 48170.

Material de bucha	Fator de desgaste <i>K</i>	Limite PV
Oleosos 800	6 037(10^{-20})	0,63
Oleosos 500	1 207(10^{-20})	1,64
Copolímero poliacetal	100 615(10^{-20})	0,18
Homopolímero poliacetal	127 730(10^{-20})	0,11
Náilon 66	402 460(10^{-20})	0,07
Náilon 66 + 15% PTFE	26160(10^{-20})	0,25
Náilon 66 + 15% PTFE + 30% Vidro	32200(10^{-20})	0,35
Náilon 66 + 2,5% MoS ₂	402460(10^{-20})	0,07
Náilon 6	402 460(10^{-20})	0,07
Policarbonato + 15% PTFE	150920(10^{-20})	0,25
Bronze sinterizado	205 250(10^{-20})	0,3
Fenol + 25% de fibra de vidro	16100(10^{-20})	0,4

*dim[*K*] = m³ · s/(N · m · s), dim [PV] = MPa · m/s.

Mancais de contorno lubrificado

Adicionando coeficientes de carga f_1 e de meio ambiente f_2 :

$$w = f_1 f_2 K P V t$$

Tabela 12-10 Fator relativo ao movimento f_1 .

Modo de movimento	Pressão característica P , MPa	Velocidade V , mm/s	f_1 *
Rotatório	5 ou menos	16,8 ou menos	1,0
		16,8–168,8	1,0–1,3
		168,8–508	1,3–1,8
	5–25	16,8 ou menos	1,5
		16,8–168,8	1,5–2,0
		168,8–508	2,0–2,7
Oscilatório	5 ou menos	>30 °	1,3
		16,8–508	1,3–2,4
	<30 °	16,8 ou menos	2,0
		16,8–508	2,0–3,6
	5–25	>30 °	2,0
		16,8–508	2,0–3,2
		<30 °	3,0
Alternante	5 ou menos	16,8 ou menos	1,5
		168,8–508	1,5–3,8
	5–25	16,8 ou menos	2,0
		168,8–508	2,0–7,5

*Valores de f_1 com base em resultados obtidos por longo período de tempo em maquinaria de manufatura automobilística.

Tabela 12-11 Fator ambiental f_2 . Fonte: Oiles America Corp., Plymouth, MI 48170.

Temperatura ambiente, °C	Material estranho	f_2
60 ou menos	Não	1,0
60 ou menos	Sim	3,0–6,0
60–99	Não	3,0–6,0
60–99	Sim	6,0–12,0

Mancais de contorno lubrificado

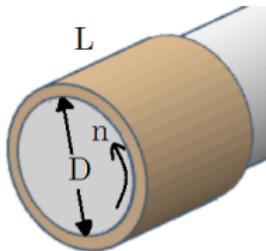
▷ Desgaste da bucha

$$\text{Pressão nominal } P = \frac{F}{DL}$$

$$\text{Velocidade } V = \pi Dn$$

$$PV = \frac{F}{DL} \pi Dn = \frac{\pi n F}{L}$$

Desgaste independe de D



$$p = P_{max} \cos \theta \text{ em } -\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$$

$$\Sigma F_y = 0 \therefore F = \int P dA \cos \theta \text{ e } dA = L(D/2)d\theta$$

$$F = \int (P_{max} \cos \theta) L(D/2) \cos \theta d\theta$$

$$= P_{max} L(D/2) \int (\cos \theta)^2 d\theta$$

$$= P_{max} L(D/4) \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} (1 - \cos 2\theta) d\theta$$

$$= P_{max} L(D/4) \left[\theta - \frac{1/2}{2} \sin 2\theta \right]_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}$$

$$f = \frac{\pi}{4} P_{max} DL \text{ e } P_{max} = \frac{4}{\pi} \frac{F}{DL}$$

$$w = f_1 f_2 PVt = f_1 f_2 \frac{4}{\pi} \frac{F}{DL} \frac{\pi n F}{L} t$$

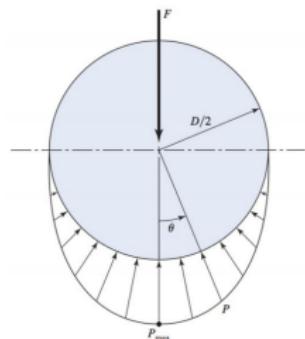


Figura 12-39 Distribuição da pressão em uma bucha de contorno lubrificado.

Exercício: Exemplo 12-7

EXEMPLO 12-7

Uma bucha autolubrificante (Oiles) SP 500 de liga de latão possui 25 mm de comprimento com orifício de 25 mm e opera num meio limpo a 21°C. O desgaste admissível sem perda de função é de 0,125 mm. A carga radial é de 2250 N. A velocidade do eixo é de 200 rev/min. Estime o número de revoluções para que o desgaste radial seja de 0,125 mm. Veja a Figura 12-40 e Tabela 12-12.

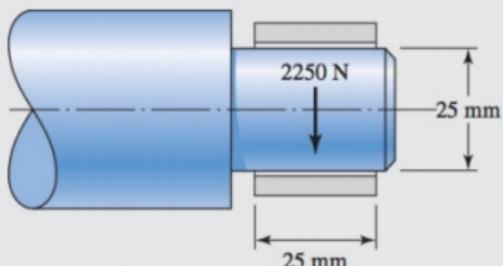


Figura 12-40 Eixo/Bucha do Exemplo 12-7.

Exercício: Exemplo 12-7

Tabela 12-12 Intervalo de serviço e propriedades de Oiles 500 SP (SPBN. SPWN). *Fonte:* Oiles America Corp., Plymouth, MI 48170.

Intervalo de serviço	Unidades	Admissível
Pressão característica P_{\max}	MPa	<24,5
Velocidade V_{\max}	m/s	<0,51
Produto PV	MPa.m/s	<1,64
Temperatura T	°C	<149
Propriedades	Método de teste, Unidades	Valor
Resistência à tração	(ASTM E8) psi	>758
Elongação	(ASTM E8) %	>12
Resistência à compressão	(ASTM E9) psi	67,4
Dureza Brinell	(ASTM E10) HB	>210
Coeficiente de expansão térmica	(10^{-5}) °C	>1,6
Gravidade específica		8,2

Exercício: Exemplo 12-7

Da Tabela 12-8, $K = 1207 (10^{-20}) \text{ m}^3 \cdot \text{s}/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s})$; $P = 2250/[(25)(25)] = 3,6 \text{ MPa}$,
 $V = \pi DN = \pi(25)(200)/60 = 262 \text{ mm/s}$

Tabelas 12-10 e 12-11:

$$f_1 = 1,8 \quad f_2 = 1$$

Tabela 12-12:

$$PV_{\max} = 1640 \text{ MPa} \cdot \text{mm/s.} \quad P_{\max} = 24,5 \text{ MPa.} \quad V_{\max} = 510 \text{ mm/s}$$

$$P_{\max} = \frac{4}{\pi} \frac{F}{DL} = \frac{4(2250)}{\pi(25)(25)} = 4,58 \text{ MPa} < 24,5 \text{ MPa} \quad (\text{correto})$$

$$P = \frac{F}{DL} = 3,6 \text{ MPa} \quad V = 262 \text{ mm/s}$$

$$PV = 3,6(262) = 943,2 \text{ MPa} \cdot \text{mm/s} < 1640 \text{ MPa} \cdot \text{mm/s} \quad (\text{correto})$$

Resolvendo Eq. (12-32) para t resulta

$$\frac{\pi DLw}{4f_1 f_2 K V F} = \frac{\pi(0,025)(0,025)0,125}{4(1,8)(1)(1207)(10^{-14})(262)(2250)} = 4\ 790\ 891 \text{ s} = 1331 \text{ h}$$

$$\text{Ciclos} = Nt = 200(79\ 848) = 16(10^6) \text{ rev}$$

Mancais de contorno lubrificado

▷ Aumento de temperatura

- ▶ Em regime permanente, a taxa do trabalho de atrito geral é igual a taxa de dissipação de calor dissipado por convecção e radiação.

$$H_{ger} = \frac{f_s F \pi D 60 n}{J} = \frac{60 \pi f_s F D n}{J}$$

$$H_{perda} = h_{CR} A \Delta T = h_{CR} A (T_b - T_\infty) = \frac{h_{CR} A}{2} (T_f - T_\infty)$$

- ▶ Empiricamente, T_b é o valor médio e T_f e T_∞ .

$$T_f = T_\infty + \frac{120 \pi f_s F D n}{J h_{CR} A}$$

- ▶ Apesar de não aparecer explicitamente, lembre-se que $A = f(L)$.

$$A \approx 2\pi D L$$

$$T_f = T_\infty + \frac{120 \pi f_s F D n}{J h_{CR} 2\pi D L}$$

$$T_f = T_\infty + \frac{60 f_s F n}{J h_{CR} L}$$

Exercício: Exemplo 12-8

EXEMPLO 12-8

Escolha uma bucha autolubrificante (Oiles 500) para produzir um desgaste máximo de 0,025 mm em 800 h de uso com um eixo a 5 rev/s e 220 N de carga radial. Use $\bar{h}_{\text{CR}} = 13,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $T_{\max} = 149^\circ\text{C}$, $f_s = 0,03$ e um fator $n_d = 2$ de projeto. A Tabela 12-13 lista os tamanhos disponíveis de bucha de um fabricante.

Com um fator de projeto n_d , substitua $n_d F$ por F . Primeiro estime o comprimento da bucha utilizando a Equação (12-32), com $f_1 = f_2 = 1$ e $K = 1207(10^{-20})$ da Tabela 12-8:

$$L = \frac{4f_1 f_2 K n_d F N t}{w} = \frac{4(1)1(1207)10^{-20}(2)220(5)800(3600)}{0,025(10^{-3})} = 0,0122 \text{ m} \quad (1)$$
$$= 12,2 \text{ mm}$$

Da Equação (12-38), com $f_s = 0,03$ da Tabela 12-9, $\bar{h}_{\text{CR}} = 13,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ e $n_d F$ em lugar de F ,

$$L \doteq \frac{f_s n_d F N}{J \bar{h}_{\text{CR}} (T_f - T_\infty)} = \frac{0,03(2)220(5)}{13,3(149 - 21)} = 0,0388 \text{ m} = 38,8 \text{ mm}$$

Exercício: Exemplo 12-8

Tabela 12-13 Tamanhos de bucha disponíveis (em milímetros) de um fabricante.*

ID	OD	L												
		12	16	20	22	25	30	38	44	50	62	75	90	100
12	20	*	*	*	*	*								
16	22		*	*		*		*						
20	28		*	*		*		*						
22	30			*		*	*	*						
25	35			*		*	*	*	*	*	*			
25	38			*		*		*						
30	40				*	*	*	*	*	*				
38	50				*	*	*	*						
44	58				*	*	*	*			*	*	*	*
50	60					*		*	*	*	*			
58	70						*		*	*	*			
62	75						*		*		*			
70	84							*		*	*			
75	90								*	*	*	*		
90	103									*				
100	120									*	*			
115	135										*	*		
125	150										*			

*Em um display como este, o fabricante mostraria números de catálogo em que um * aparece.

ID: diâmetro interno; OD: diâmetro externo.

Exercício: Exemplo 12-8

Os dois resultados restringem L de modo que $12,2 \text{ mm} \leq L \leq 38,8 \text{ mm}$. Para começar, seja $L = 25 \text{ mm}$. Da Tabela 12-13, selecionamos $D = 25 \text{ mm}$, do intervalo médio de buchas disponíveis.

Tentativa 1: $D = L = 25 \text{ mm}$.

Equação (12-31): $P_{\max} = \frac{4}{\pi} \frac{n_d F}{DL} = \frac{4}{\pi} \frac{2(220)}{(0,025)(0,025)} = 0,9 \text{ MPa} < 24,5 \text{ MPa}$ (correto)

$$P = \frac{n_d F}{DL} = \frac{2(220)}{25(25)} = 0,7 \text{ MPa}$$

Equação (12-29): $V = \pi DN = \pi(0,025)5 = 0,39 \text{ m/s} < 0,51 \text{ m/s}$ (correto)

$$PV = 0,70(0,39) = 0,27 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} < 1,64 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$
 (correto)

V	f_1
0,17	1,3
0,39	f_1
0,51	1,8

$=> f_1 = 1,64$

Exercício: Exemplo 12-8

Nossa segunda estimativa é $L \geq 12,2(1,64) = 20$ mm. Da Tabela 12-13, há várias buchas de 20 mm selecionáveis. O menor diâmetro na Tabela 12-13 é $D = 12$ mm, fornecendo uma razão L/D de 1,5, que é aceitável de acordo com a Equação (12-33).

Tentativa 2: $D = 12,5$ mm, $L = 20$ mm.

$$V = \pi D N = \pi 0,0125(5) = 0,2 \text{ m/s} < 0,51 \text{ m/s} \quad (\text{correto})$$

$$P_{\max} = \frac{4}{\pi} \frac{n_d F}{DL} = \frac{4}{\pi} \frac{2(220)}{12,5(20)} = 2,2 \text{ MPa} < 24,5 \text{ MPa} \quad (\text{correto})$$

$$P = \frac{n_d F}{DL} = \frac{2(220)}{12,5(20)} = 1,76 \text{ MPa}$$

$$PV = 1,7(0,2) = 0,34 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} < 1,64 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} \quad (\text{correto})$$

Selecione qualquer das buchas das tentativas, cujo ótimo da tentativa 2 seja $D = 12$ mm e $L = 20$ mm. Outros fatores podem entrar no dimensionamento, e tornar outras buchas mais apropriadas.

Referências

1. RUSSOMANO, V. H. **Planejamento e Controle da Produção**. 5. ed. São Paulo: Livraria Pioneira, 1995.
2. TUBINO, D.F.: **Planejamento e Controle da Produção: Teoria e Prática**. 3. ed. São Paulo: Atlas, 2017.