

SEM 0327- Elementos de Máquinas III

Aula 13 - Mancais de deslizamento com película de separação completa (HD)

Profa. Zilda de C. Silveira

São Carlos, maio de 2019.



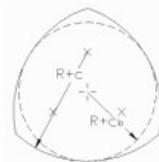
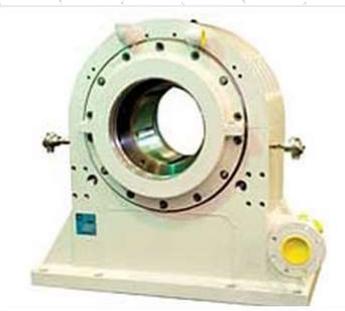
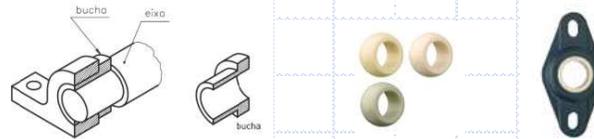
1. Mancais: função de projeto

➤ Prover movimento relativo entre duas superfícies (e.g. par tribológico mancal-eixo).

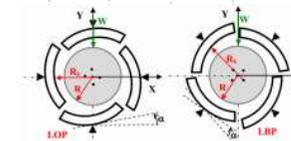
✓ Absorver mínimo de potência, com menor desgaste superficial.

Mancais de deslizamento

- **Munhão (ou de luva):** cilíndricos (suportam cargas radiais).
- **Axiais (ou de encosto):** planos (suportam cargas axiais).



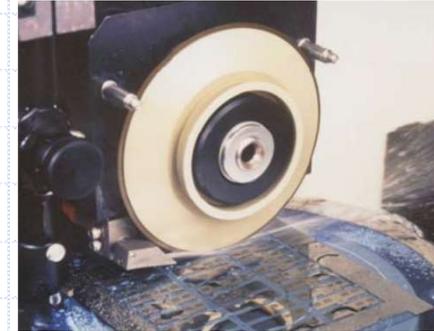
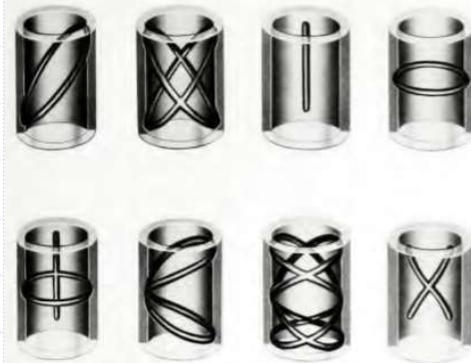
Desenho esquemático de um mancal trilobulado. Fonte: MACHADO, 2006, p.18.



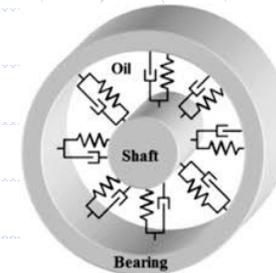
As condições de operação de um mancal segmentado. Fonte: DANIEL, 2012, p.30.



1.2 Exemplos de mancais de deslizamento



Tipos de sulcos para buchas de mancais de deslizamento (Bunting Bearings Corp. Holland, OH *apud* Mott 2013)



Fonte: Tapia (2002); Silveira (2003).

1.3 Parâmetros de projeto para mancais cilíndricos de deslizamento

Variação de mancais de deslizamento

- Mancal de deslizamento seco
- Mancal de deslizamento com lubrificação limite;
- Mancal hidrodinâmico
- Mancal hidrostático

Dados de entrada para projeto de mancais de deslizamento

- 1 – Viscosidade * do lubrificante (μ)
- 2 – Carga por unidade de área projetada (P)**
- 3 – Velocidade operacional (η)
- 4 – Dimensões do mancal (l, r, c)
- 5 – **Relação L/D**

Variáveis dependentes ou Fatores de desempenho

- 1 – Coeficiente de atrito (f);
- 2 – **Varição de temperatura (ΔT);**
- 3 – **Taxa de fluxo de óleo (Q)**
- 4 – Espessura mínima do filme de óleo (h_0)

* Estimativas iniciais para espessura mínima/temperatura máxima (Shigley, 2016)

$$h_0 \geq 0,0002 + 0,00004 d \text{ (in)}$$

$$T_{\max} \leq 250^\circ\text{F} (\pm 121^\circ\text{C})$$

2. Lubrificantes

- **Lubrificante:** funções de projeto = reduzir atrito e dissipar calor.

Estado: gasoso, líquido e sólido.

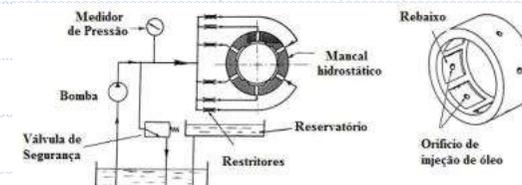
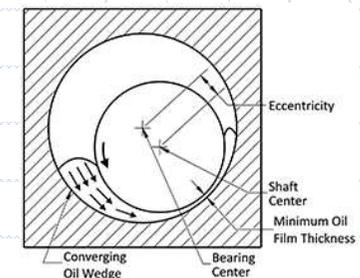
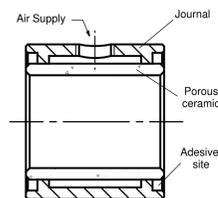
Líquidos e sólidos: propriedades de baixa resistência ao cisalhamento e alta resistência a compressão.

- Os lubrificantes podem atuar como contaminantes na superfície metálica e revesti-las com monocamadas de moléculas que inibem a adesão até mesmo de metais compatíveis (e.g. lubrificante EP).
- **Lubrificantes Líquidos:** são principalmente baseados no petróleo ou óleos sintéticos, embora a água e o ar sejam, às vezes, possam ser utilizados como fluido separador.
- **Lubrificantes de Filme Sólido** (Dois tipos):
 - a) Materiais que exibem tensões de cisalhamento baixas, tais como o grafite e o dissulfeto de molibdênio, que são adicionados à interface dos componentes móvel e estacionário,
 - b) Lubrificantes de camada tais como fosfato, óxidos ou sulfetos, que são depositados nas superfícies dos componentes.

2.1 Sistemas de lubrificação

Método de suprimento do lubrificante à superfície de deslizamento:

- Sua distribuição e seu escoamento (extremidades) dentro da área de deslizamento (uso de bombas – da própria máquina) – engrenagem em banho, copo de óleo por gravidade,...
 - Quantidade de calor gerada no mancal e seu efeito sobre a temperatura do lubrificante;
 - Dissipação do calor no mancal – uso de trocadores de calor.
 - Manutenção do filme de óleo (filtragem, troca) – filtros coalescentes, sistemas magnéticos,...
 - Condições ambientais.
- Fornecimento do lubrificante ao deslizamento deve ser feito sempre em uma área oposta ao local de pressão hidrodinâmica que sustenta a carga. (ranhuras -“pockets”)



2.2 Viscosidade

➤ A **Viscosidade** (η) é uma medida da resistência de um fluido ao cisalhamento.

- ✓ Varia **inversamente com a temperatura e diretamente com a pressão**, de uma maneira não-linear. Pode ser expressa como viscosidade absoluta η , ou viscosidade cinemática ν , as quais estão relacionadas pela densidade de massa do fluido:

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (1)$$

Sendo ρ : a densidade de massa do fluido.

As unidades da viscosidade absoluta (η) são **lb.s/in²** (reyn) no sistema inglês e **Pa.s** no sistema SI.

As unidades SI da viscosidade cinemática (ν) são **cm²/s** (Stoke), e as unidades inglesas são **in²/s**.

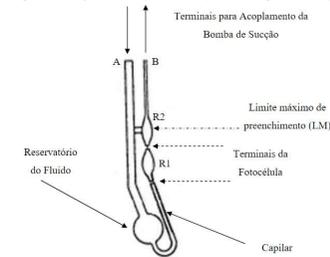
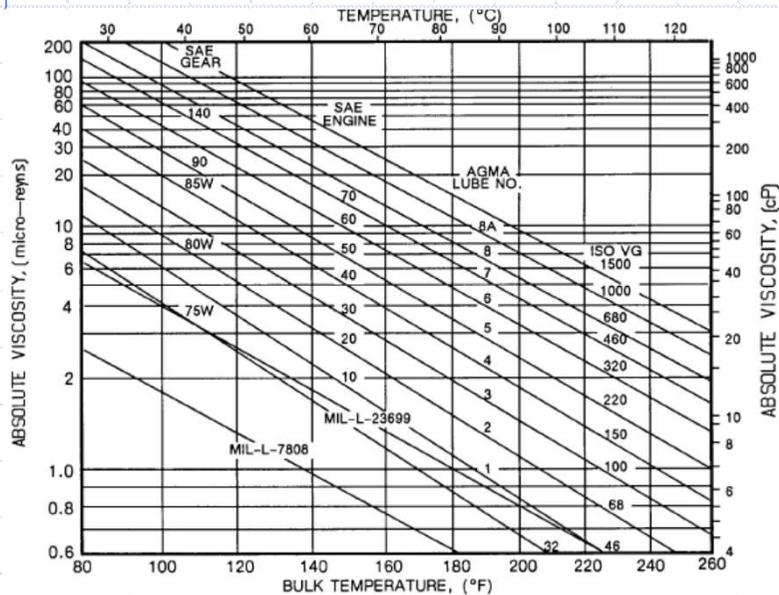
- **Obtenção da viscosidade cinemática:**

- Sistema capilar (mede taxa de fluxo do fluido em faixa de temperatura de 40 a 100°C);
- Sistema rotacional (mede torque e a velocidade de rotação de um eixo vertical ou cone girando dentro de um mancal –concêntrico - preenchido com o fluido em temperatura de teste.

2.2 Viscosidade

- Obtenção da viscosidade absoluta (para estimativa de campos de pressões e fluxos na folga do mancal).
 - Obtida a partir da viscosidade cinemática e densidade do fluido à temperatura de teste, pela equação (1).

Gráfico de fabricante: Viscosidade Absoluta x Temperatura (Óleos Lubrificantes a base de petróleo - ISO). Designação SAE em escalas de óleos para motor e óleos de engrenagens.



Esquema do Viscosímetro Capilar. Fonte: UFU



Esquema do Viscosímetro Rotacional. Fonte: <https://www.brseq.com.br/viscosimetro-rotacional-brookfield>

2.3 Materiais para mancais de deslizamento

- ❖ **Par de materiais:** material estrutural e material de apoio (com menor resistência mecânica*)
- **Eixo** normalmente fabricado com aço (1020, 4340, 8620,...)
- **Superfície de deslizamento (bucha, *journal*):** elemento estacionário pode ser feito com diferentes materiais metálicos e não metálicos.
 - **Propriedades requeridas para os materiais de mancais de deslizamento com lubrificação de camada limite:**
 - **Resistência estática e à fadiga** (transmissão da carga aplicada entre elementos do mancal à estrutura)
 - **Incorporabilidade (*Embedability*):** Propriedade de incorporabilidade, que permite que o material do mancal “absorva” partículas externas, sem danificar a área de contato. Materiais dúcteis (“Soft”)
 - **Resistência à corrosão** (temperatura, lubrificante e partículas em suspensão)
 - **Custo** (material + instalação + manutenção*)

2.3 Materiais para mancais de deslizamento

- **Bronze fundido:** Diversas ligas de cobre com estanho, chumbo, zinco ou alumínio.

Boa propriedade de incorporabilidade, mas possui baixa resistência. *Aplicações: bombas, máquinas operatrizes e mecanismos.*

- **Metal patente (*Babbitt*):** Possuem base de chumbo ou estanho, com 80% de metal patente. Composições de liga de cobre e antimônio (bem como chumbo e estanho) podem ajustar as propriedades para atender aplicações específicas.

Boa capacidade de conformação: ótima capacidade de incorporabilidade e resistência à emperramento (propriedades importante para lubrificação de camada limite). Possui baixa resistência mecânica. *Aplicações: revestimento de carcaças de aço ou FoFo.*

- **Alumínio:** Possui a maior resistência mecânica dos materiais utilizados em mancais de deslizamento. A dureza elevada implica em baixa propriedade de incorporabilidade, exigindo lubrificantes puros. *Aplicações severas: motores, bombas e aeronaves.*
- **Zinco:** Usado quando não há lubrificação contínua de lubrificante (mas, operam melhor com lubrificação contínua). Graxas próprias para eixos de deslizamento.

Em mancais feito de aço, uma película fina do material é transferida ao aço, para proteger quanto ao desgaste e corrosão. O uso não é indicado para ambientes úmidos.

2.3 Materiais para mancais de deslizamento

- **Metais porosos:** Sinterizados a partir de bronze, ferro e alumínio (algumas vezes misturados com chumbo ou cobre).

A porosidade, permite propriedade de permeabilidade à superfície de deslizamento, com aplicações em movimentos lentos, alternativos e oscilatórios.

- **Plásticos de engenharia:** normalmente são materiais auto lubrificantes, tendo baixo coeficiente de atrito (0,05 a 0,15).

Podem operar a seco, mas a presença de um lubrificante sempre melhora as condições de deslizamento.

- Boa propriedade de incorporabilidade e resistência à emperramento, mas com baixa resistência mecânica, condição que limite o valor da carga (Reforços com luvas metálicas, para melhorar a resistência).
- Vantagens: boa resistência à corrosão, e operando à seco, baixa probabilidade de contaminação.

Aplicações: equipamentos de processamento de alimentos e produtos químicos.

PTFE (Politetrafluoretileno); PA (Poliamida); PEEK (Polieterecetonas)... (*fillers* e reforços: fibras de vidro e de carbono, pós de bronze, grafite, dissulfeto de molibdênio).

2.3 Materiais para mancais de deslizamento

Table 12-5

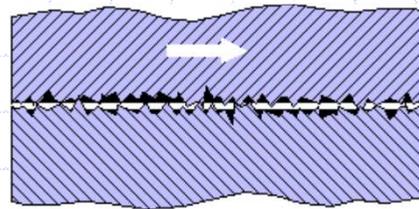
Range of Unit Loads in
Current Use for Sleeve
Bearings

Application	Unit Load	
	psi	MPa
Diesel engines:		
Main bearings	900–1700	6–12
Crankpin	1150–2300	8–15
Wristpin	2000–2300	14–15
Electric motors	120–250	0.8–1.5
Steam turbines	120–250	0.8–1.5
Gear reducers	120–250	0.8–1.5
Automotive engines:		
Main bearings	600–750	4–5
Crankpin	1700–2300	10–15
Air compressors:		
Main bearings	140–280	1–2
Crankpin	280–500	2–4
Centrifugal pumps	100–180	0.6–1.2

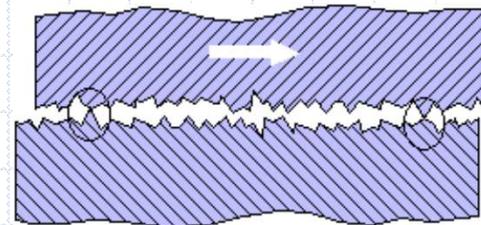
Fonte: Shigley (2008)

2.4 Regimes de lubrificação

- Classificação: grau com que o lubrificante/folgas separam as superfícies em deslizamento relativo.



Camada limite (Limítrofe) : coeficiente de atrito 0,05 a 0,20.

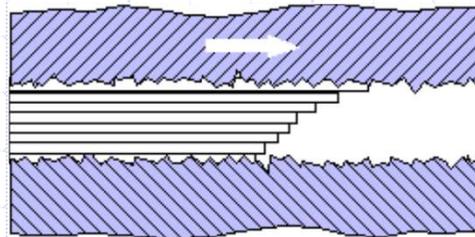


Lubrificação de película mista : coeficiente de atrito 0,04 a 0,10.

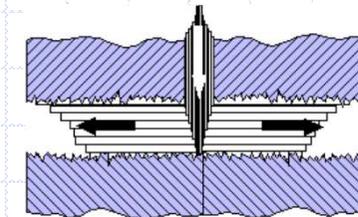


Rolamento e deslizamento

EHD



Lubrificação de película completa (Hidrodinâmica) : coeficiente de atrito 0,002 a 0,04



Hidrostática

1. Projeto de mancais com lubrificação HD

Parâmetros, normalmente conhecidos no projeto do para tribológico (Munhão “*Journal*” - Eixo):

- ✓ Força aplicada no mancal;
- ✓ Velocidade de rotação do eixo.
 - ✓ Diâmetro do mancal* pode ser conhecido (critérios de resistência mecânica e deflexões)

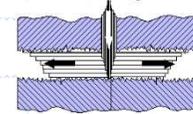


Processo iterativo, no qual:

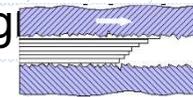
- Obter uma **combinação adequada do Diâmetro (D) e/ou Comprimento (L) do mancal**, para a qual possa **operar um lubrificante de viscosidade (η), com folgas radiais (Cr) adequadas para compor acabamento superficial, ajustes e excentricidade** para evitar o contato metal-metal (lubrificação limítrofe), para as cargas de projeto (e possíveis sobrecargas).

2. Tipos de Lubrificação

Lubrificação Hidrostática: SUPRIMENTO CONTÍNUO, de um fluxo de lubrificante (óleo, água, ar) para interface de deslizamento (pressões elevadas: 1,5 a 6,0 MPa – 100 a 1000 psi). Bomba pressurizada e tubulação – controle)



Lubrificação Hidrodinâmica: SUPRIMENTO SUFICIENTE, de um fluxo contínuo de lubrificante na interface das superfícies, para permitir velocidades elevadas, para bombeamento (positiva) na folga radial. (Suprimento para repor perdas nas extremidades) e alimentação por pressurização ou por g

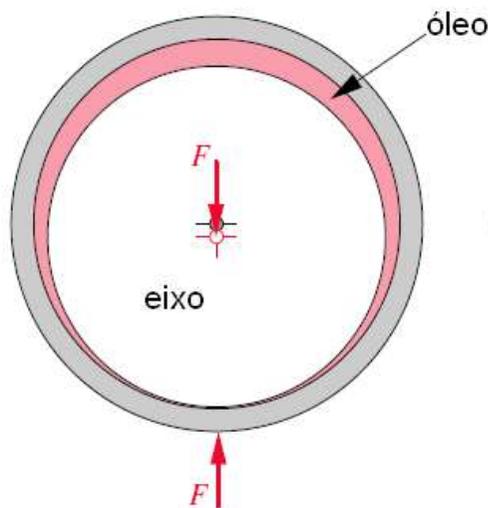
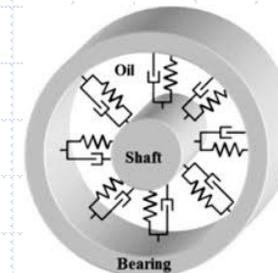


Lubrificação EHD: lubrificação entre superfícies não-conformantes. Tendem a expulsar o fluido.

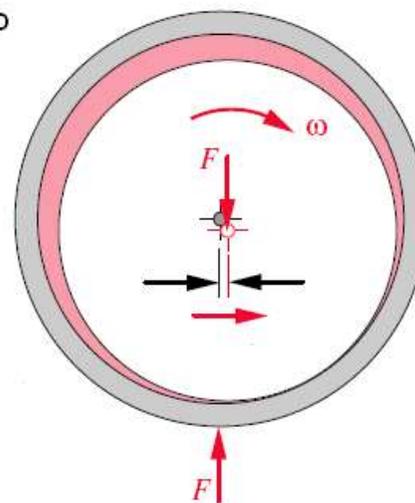
Velocidades baixas (Lubrificação limítrofe) – altas taxas de desgaste;
Carga cria uma pequenas área de contato com deflexões elásticas na superfície (provê volume suficiente de lubrificante na superfície plana**, para criar lubrificação HD), com velocidades elevadas. (pressões: 100 a 500 Kpsi). Fluido com alta viscosidade (EP).

3. Teoria de lubrificação HD

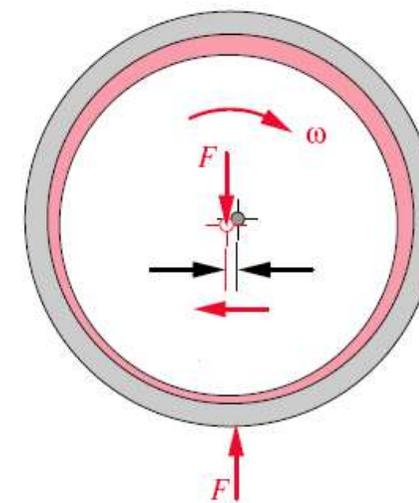
Lubrificação Hidrodinâmica Mecanismo de sustentação



Eixo estacionário
contato metal-metal
forças e centros alinhados



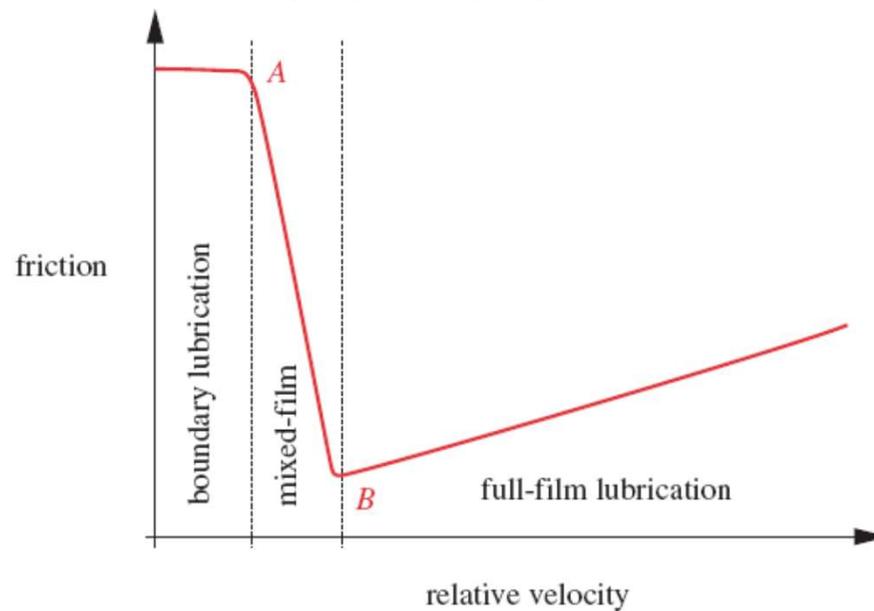
Eixo em rotação lenta
lubrificação por camada limite
deslocamento do ponto de
contato



Eixo em rotação de operação
lubrificação hidrodinâmica
não há contato metálico
fluido bombeado pelo eixo

3. Teoria de lubrificação HD

Lubrificação Hidrodinâmica: Fases de Sustentação

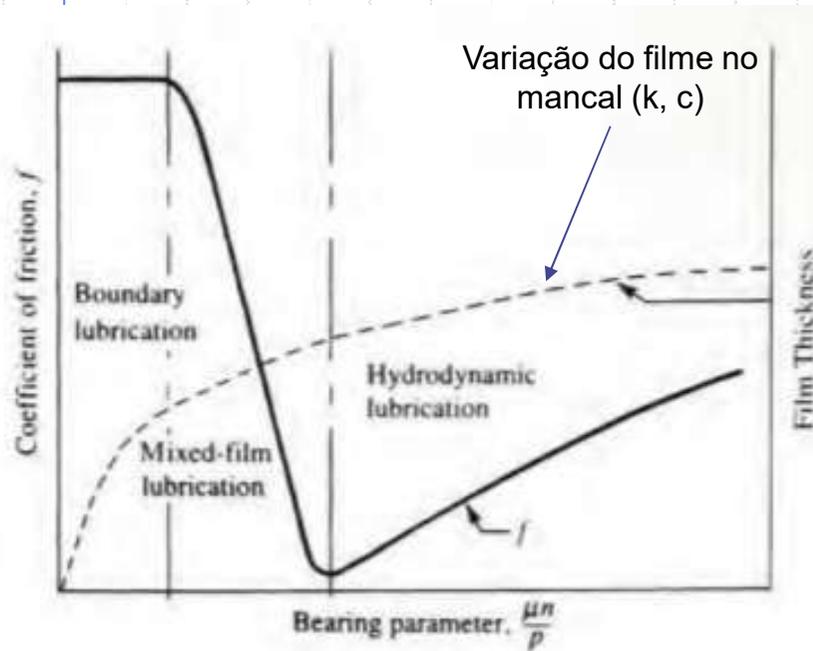


Coeficiente de atrito x tipo de lubrificação

3. Teoria de lubrificação HD

Lubrificação Hidrodinâmica: Fases de Sustentação

- ✓ A curva de Stribeck apresenta os diferentes regimes de lubrificação, em função do parâmetro de **deslizamento** e o **coeficiente de atrito (f)** das superfícies de deslizamento em contato.



Observe: Para **baixos valores** de

$\frac{\mu n}{p}$ ocorre a **lubrificação de camada**

limite, com coeficiente de atrito (f) elevado – 0,08 a 0,14). Exemplo: eixo fabricado com aço, com baixa rotação sobre uma mancal de bronze.

Elevados valores de $\frac{\mu n}{p}$

Implica em **lubrificação com filme completo**, com **baixo (f):** 0,008 a 0,02.

Figura 1 - Curva de Stribeck

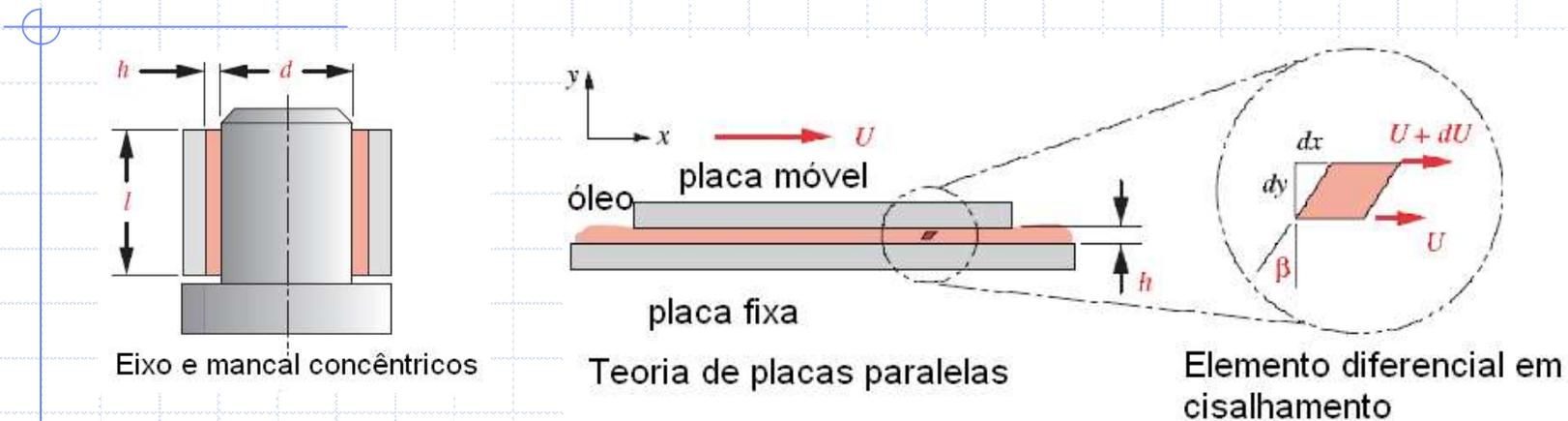
3. Teoria de lubrificação HD

Combinações de Materiais em Mancais de Deslizamento

Material do Mancal	Dureza do Mancal [kg/mm ²]	Dureza mínima do Eixo [kg/mm ²]	Proporção
Babbit a base de Chumbo	15-20	150	8
Babbit a base de Estanho	20-30	150	6
Alcalóides endurecidos com Chumbo	22-26	200-250	9
Cobre-Chumbo	20-23	300	14
Prata	25-50	300	8
Base de Cádmio	30-40	200-250	6
Liga de Alumínio	45-50	300	6
Bronze-Chumbo	40-80	300	5
Bronze-Estanho	60-80	300-400	5

3. Teoria de lubrificação HD

A. Equação de Petroff para Torque sem Carga:

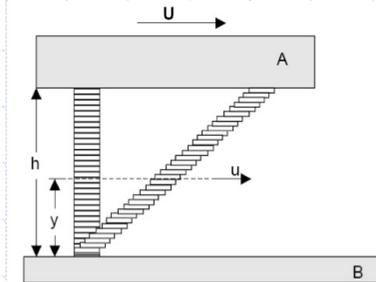


A tensão de cisalhamento agindo no elemento diferencial é:

$$\tau_x = \eta \cdot \frac{d\beta}{dt} = \eta \frac{d}{dt} \frac{dx}{dy} = \eta \frac{d}{dy} \frac{dx}{dt} = \eta \frac{du}{dy}$$

3. Teoria de lubrificação HD

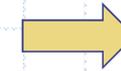
$$\tau_x = \eta \frac{du}{dy}$$



Em um filme de espessura constante h , o gradiente de velocidade é constante.

$$\frac{du}{dy} = \frac{U}{h}$$

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy}$$



A força de cisalhamento em todo o filme é:

$$F = A \times \tau_x = A \times \eta \frac{U}{h}$$

$$\tau = \mu \cdot \frac{U}{h}$$



Fluido
Newtoniano

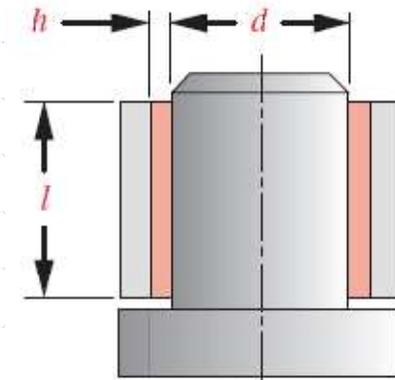
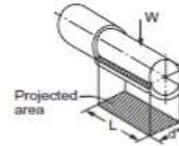
Sendo A a área da placa.

3. Teoria de lubrificação HD

O torque necessário para o cisalhamento do filme é, então :

$$T_o = F \times r = F \times \frac{d}{2} = A \times \left(\eta \times \frac{U}{h} \right) \times \frac{d}{2}$$

Área lubrificada $A = 2\pi \cdot r \cdot l = d \cdot l \cdot \pi$



Eixo e mancal concêntricos

Velocidade periférica do eixo: $U = \omega \cdot r = 2\pi \cdot n' \cdot \frac{d}{2} = \pi \cdot d \cdot n'$

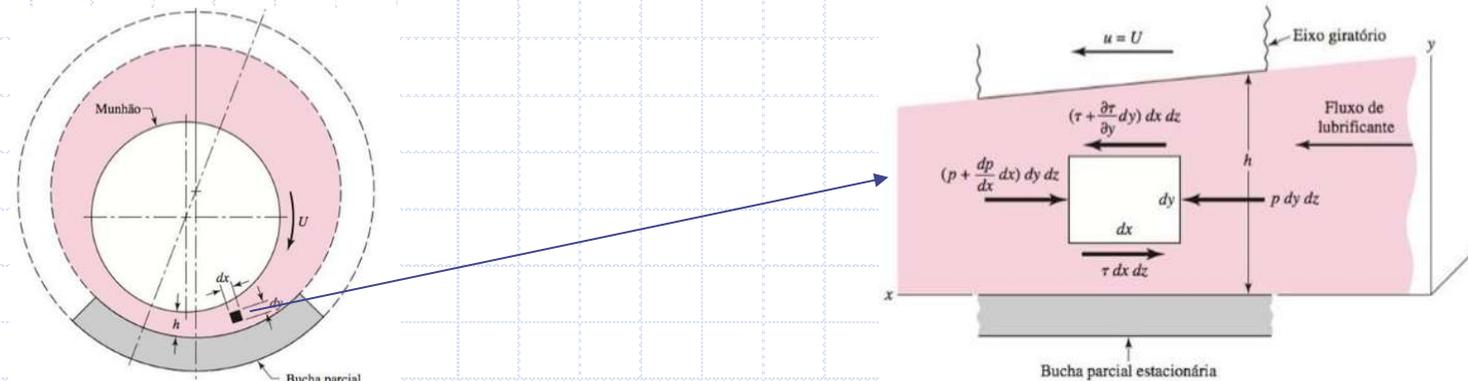
$$T_o = (d \cdot l \cdot \pi) \times \left(\eta \times \frac{\pi \cdot d \cdot n'}{c_d / 2} \right) \times \frac{d}{2} \quad \Rightarrow \quad T_o = \frac{\eta \cdot \pi^2 \cdot d^3 \cdot l \cdot n'}{c_d}$$

3. Teoria de lubrificação HD

Equação de Reynolds

Os primeiros estudos relacionados à influência do comportamento hidrodinâmico dos mancais sobre as máquinas rotativas são datados de 1883 e 1885, e foram realizados por Tower e Petrov.

A Equação de Reynolds (1886) constitui a base da teoria de lubrificação, sendo obtida a partir da equação da continuidade do escoamento e das equações de Navier-Stokes (equilíbrio de forças que atuam no lubrificante).



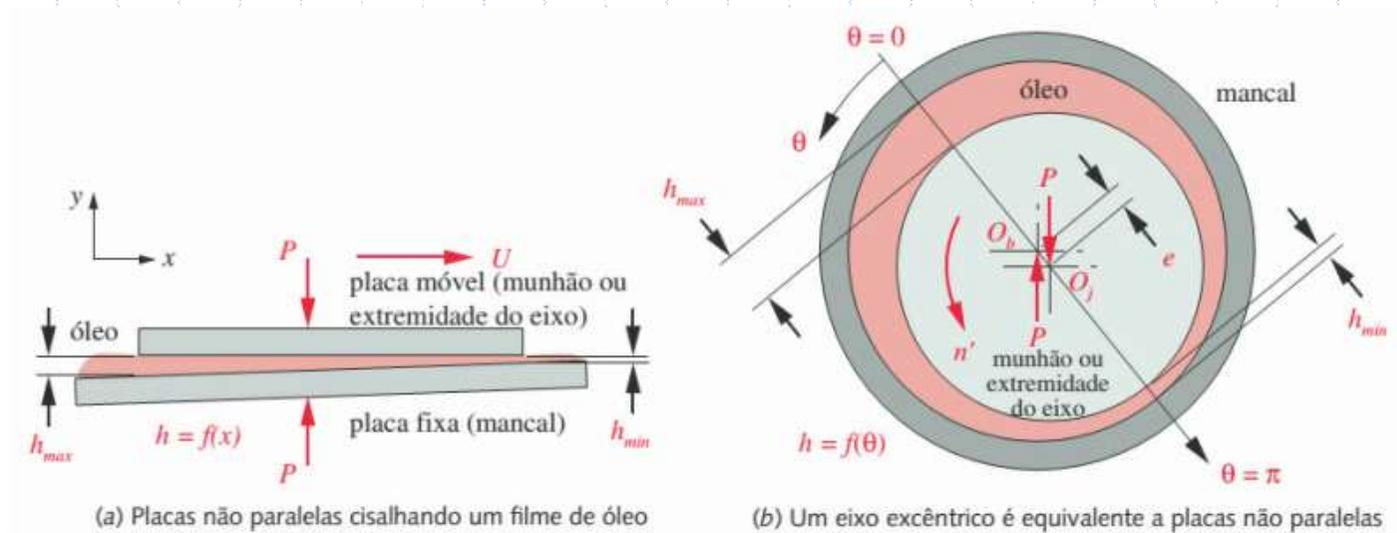
3. Teoria de lubrificação HD

Premissas

1. Campos externos como o magnético e gravitacional são desprezados.
2. A pressão ao longo da espessura do filme lubrificante é considerada constante, uma vez que tal espessura é muito pequena (da ordem de centésimos de milímetro).
3. A curvatura da superfície do mancal pode ser considerada muito maior que a espessura do filme, o que significa que a direção da velocidade das lâminas é considerada constante.
4. Não existe deslizamento na interface fluido-sólido, o que significa que a velocidade da superfície é a mesma da última lâmina adjacente de lubrificante.
5. O lubrificante é Newtoniano (tensão de cisalhamento proporcional a taxa de deformação).
6. O fluxo é laminar.
7. A viscosidade do filme lubrificante não varia, mantidas constantes a carga e a velocidade.
8. A inércia do fluido é desprezada na equação de Navier-Stokes.

3. Teoria de lubrificação HD

Equação de Reynolds para mancais radiais: Placas não paralelas



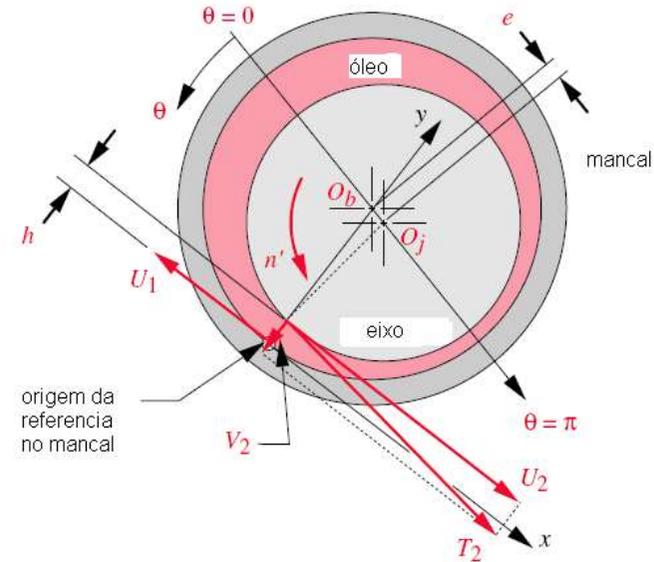
- A excentricidade pode ser convertida para a razão de excentricidade:

$$\varepsilon = \frac{2e}{c_d}$$

3. Teoria de lubrificação HD

Referência para equação de Reynolds:

eixo x = tangente ao mancal
eixo y = passa pelo centro do mancal O_b
eixo z = paralelo ao eixo de rotação do mancal



A velocidade tangencial T_2 do eixo pode ser decomposta nas direções x e y, como U_2 e V_2 , respectivamente.

O ângulo entre T_2 e U_2 é tão pequeno, que tende a zero, aproximando o valor do cosseno à unidade e, portanto, $U_2 \cong T_2$.

A componente V_2 , na direção y é devido ao fechamento (ou abertura) da espessura h , dada por $\partial h / \partial t$, e dela depende a análise para os casos estático e dinâmico.

3. Teoria de lubrificação HD

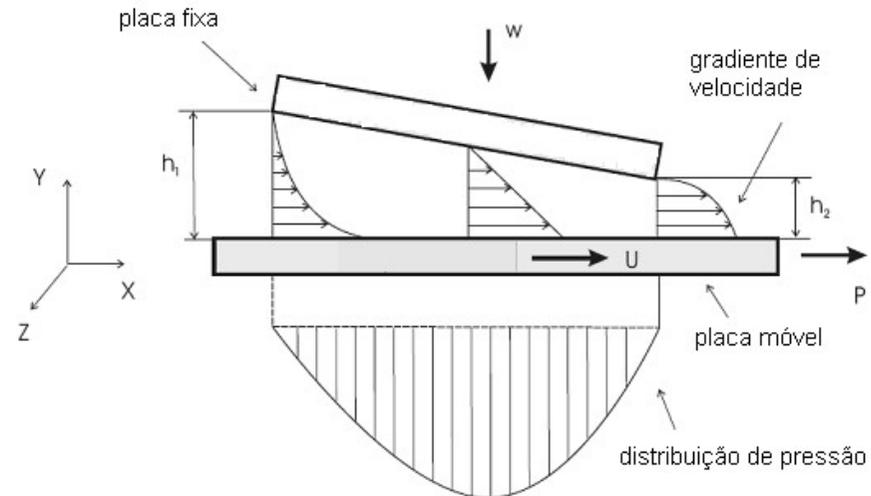
As seções transversais de entrada e saída de fluido possuem áreas diferentes

O fluxo de fluido que sai devido à velocidade da placa móvel (escoamento de *Couette*), não será suficiente para manter a conservação de massa.

Ocorre formação de pressão no fluido, forçando o fluxo de fluido lubrificante para fora do espaço entre as placas, tanto na entrada quanto na saída, de forma a garantir a conservação da massa (escoamento de *Poiseuille*).

Na entrada da seção entre as placas, este fluxo tem sentido contrário àquele causado pela velocidade relativa entre estas, enquanto que na saída, o fluxo causado pela pressão tem o mesmo sentido do escoamento de *Couette*.

O fluxo total de fluido será resultado da soma dos escoamentos de *Poiseuille* e de *Couette*.



3. Teoria de lubrificação HD

Relacionando a variação de espessura h , a velocidade relativa U e a pressão no fluido como uma função das dimensões x e z , assumindo eixo e mancal paralelos na direção z , e viscosidade absoluta η constante:

Equação de Reynolds para carregamento estático

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x}$$

Equação de Reynolds para carregamento dinâmico

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}$$

3. Teoria de lubrificação HD

Geometria do mancal radial

$f = \text{folga radial} = C_d / 2$

$W = \text{carga} = P$

$O = \text{centro do mancal} = O_b$

$C = \text{centro do eixo} = O_j$

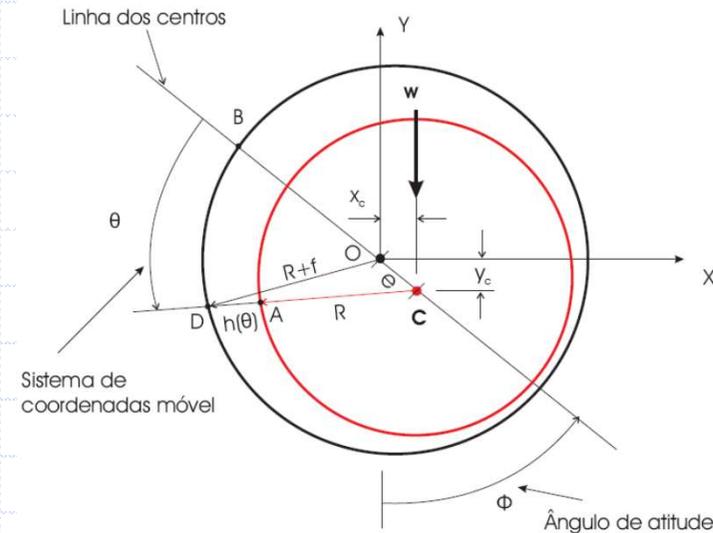
Lei dos cossenos:

$$(R + f)^2 = e^2 + (R + h)^2 - 2e(R + h)\cos\theta$$

$$R^2 + 2Rf + f^2 = e^2 + R^2 + 2Rh + h^2 - 2eR\cos\theta - 2eh\cos\theta$$

Desprezando os termos de segunda ordem f^2 , e^2 , h^2 e $e.h$, obtém-se:

$$2Rf = 2Rh - 2eR\cos\theta \quad \Rightarrow \quad h = f + e\cos\theta = f(1 + \varepsilon\cos\theta)$$



3. Teoria de lubrificação HD

Solução para mancais longos

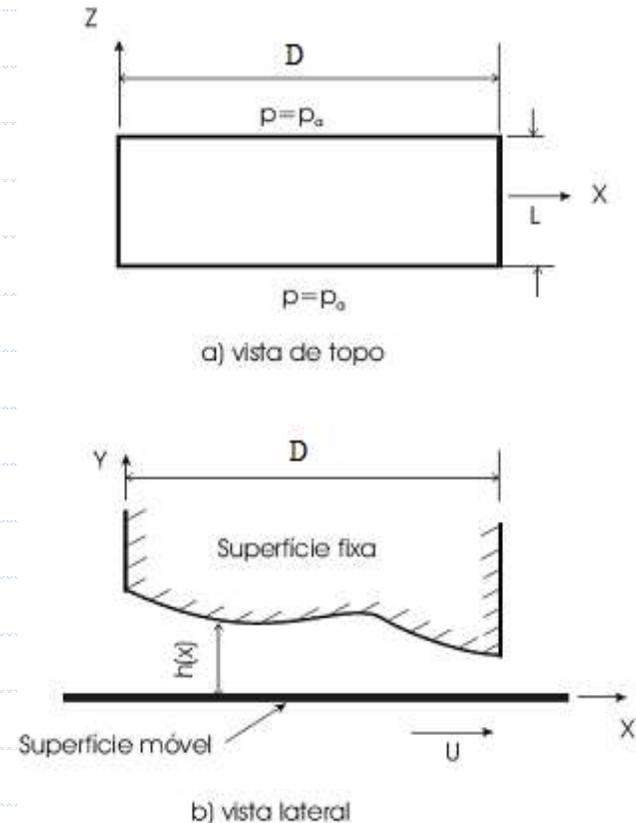
Mancais, cuja dimensão na direção z (axial) é consideravelmente maior que na direção radial são considerados longos.

Assim sendo, o pico de pressão deve cair lentamente para a pressão ambiente p_a na direção z .

Nesta aproximação, o gradiente de pressão em z é, portanto, desprezado.

Para carregamento estático:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x}$$



3. Teoria de lubrificação HD

Solução para aproximação de mancais longos:

Em 1904, Sommerfeld encontrou uma solução fechada da equação de Reynolds para o mancal (de relação L/D) infinitamente longo:

Assumindo o fluxo axial praticamente nulo, e a distribuição de pressão constante naquela direção, e considerando $x = R\theta$:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{dh}{d\theta} \frac{d\theta}{dx} \quad \frac{dh}{d\theta} = -f\varepsilon \sin\theta$$
$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{1}{R}$$

$$p - p_0 = \frac{6\eta\Omega \left(\frac{R}{f}\right)^2 \varepsilon \sin\theta (2 + \varepsilon \cos\theta)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos\theta)^2}$$

3. Teoria de lubrificação HD

$$w = \frac{\eta \cdot U \cdot l \cdot r^2}{c_r^2} \times \frac{12 \cdot \pi \cdot \varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon^2)^{1/2}}$$

Esta equação pode ser rearranjada na forma adimensional para dar um número característico do mancal chamado de número S de Sommerfeld.

$$\frac{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon^2)^{1/2}}{12 \cdot \pi \cdot \varepsilon} = \frac{\eta(\pi \cdot d \cdot n) \cdot l \left(\frac{d}{c_d}\right)^2}{d \cdot l \cdot p_{avg}} = \eta \left(\frac{\pi \cdot n}{p_{avg}}\right) \left(\frac{d}{c_d}\right)^2 = S$$

Onde: $p_{avg} = \frac{w}{A} = \frac{w}{l \cdot d}$

3. Teoria de lubrificação HD

Solução para mancais curtos

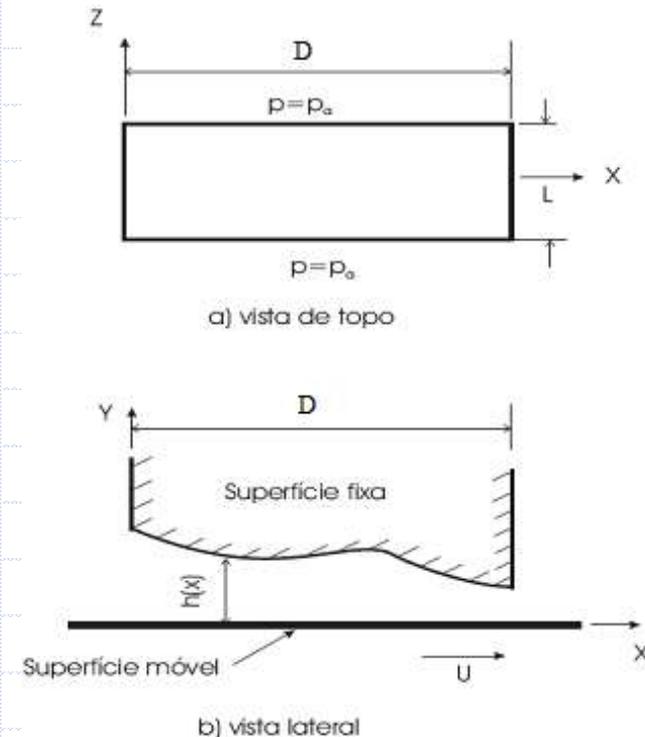
Mancais cuja dimensão na direção z é igual ou menor que na direção radial são considerados curtos.

Assim sendo, a pressão deve cair mais rapidamente para a pressão ambiente p_a na direção z do que na direção x .

O gradiente de pressão em z é muito maior que em x , sendo que este último é desprezado, neste caso.

Para carregamento estático:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x}$$



3. Teoria de lubrificação HD

Solução para aproximação de mancais curtos:

Em 1953, Ocvirk e DuBois encontraram a solução da equação de Reynolds para mancais curtos (L/D):

Assumindo $p=p_a=0$, para $z = L/2$ e $z = -L/2$, e considerando $x=R\theta$:

$$\frac{d^2 p}{dz^2} = \frac{6\eta U}{h^3} \frac{dh}{dx} \quad \longrightarrow \quad \frac{dh}{dx} = \frac{dh}{d\theta} \frac{d\theta}{dx} \quad \longrightarrow \quad \frac{dh}{d\theta} = -f\varepsilon \sin\theta$$
$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{1}{R}$$

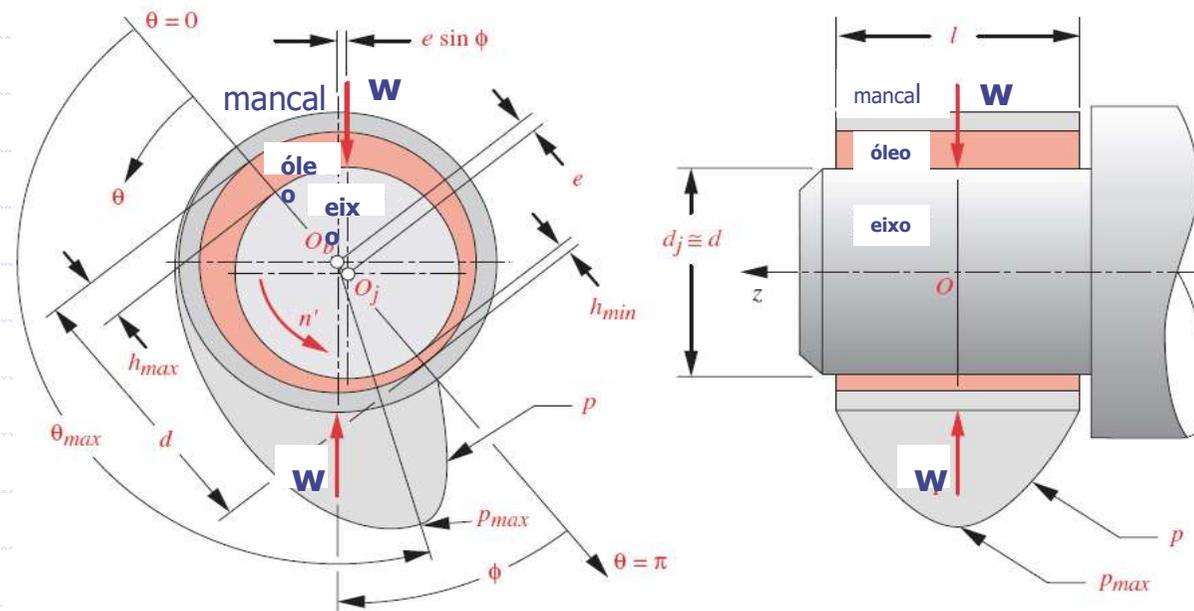
$$p(\theta, z) = \frac{3\varepsilon\eta U \sin\theta}{R f^2 (1 + \varepsilon \cos\theta)^3} \left(\frac{L^2}{4} - z^2 \right) + p_a$$

O valor de p_{\max} é encontrado para $q = q_{\max}$ e $z = 0$:

$$\theta_{\max} = \cos^{-1} \left(\frac{1 - \sqrt{1 + 24\varepsilon^2}}{4\varepsilon} \right)$$

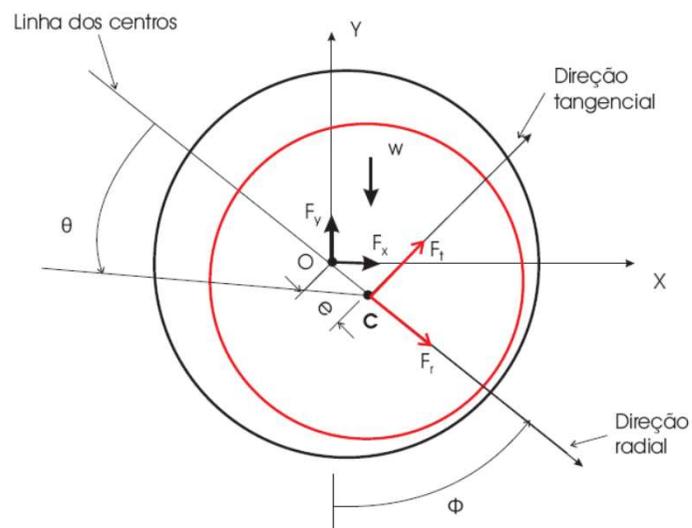
3. Teoria de lubrificação HD

MANCAIS CURTOS



3. Teoria de lubrificação HD

Forças no eixo e no mancal



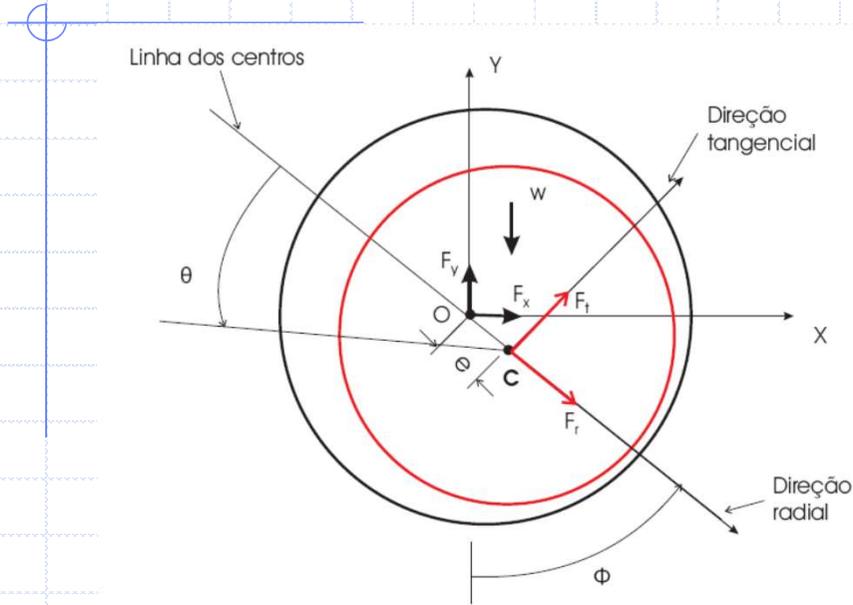
$$F_t = \int_0^\pi \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p \sin \theta dz R d\theta$$

$$F_r = \int_0^\pi \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p \cos \theta dz R d\theta$$

$$F_h = \int_0^\pi \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p dz R d\theta$$

3. Teoria de lubrificação HD

Forças no eixo e no mancal curto



F_t positiva tem o mesmo sentido da rotação do eixo:

$$F_t = \frac{\eta \Omega R L^3}{f^2} \frac{\pi \varepsilon}{4(1 - \varepsilon^2)^{\frac{3}{2}}}$$

F_r negativa tem sentido oposto ao deslocamento do centro do eixo C:

$$F_r = \frac{-\eta \Omega R L^3}{f^2} \frac{\varepsilon^2}{(1 - \varepsilon^2)^2}$$

Vertical:

$$w = F_t \sin \phi + F_r \cos \phi$$

Horizontal:

$$\tan \phi = \frac{F_t}{F_r} \quad \tan \phi = \frac{\pi \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{4 \varepsilon}$$

3. Teoria de lubrificação HD

Condição de lubrificação hidrodinâmica

Considera-se um eixo rotativo, operando em condição de lubrificação hidrodinâmica, quando a espessura mínima do filme de óleo (h_{min}), a uma determinada velocidade de rotação, é no mínimo igual a 4 vezes a rugosidade média (R_m) entre as superfícies em movimento relativo.

Desta forma, uma vez conhecido o carregamento w , deve-se estimar a condição extrema de operação, ou seja, a sobrecarga (w_{sc}) que levaria o mancal a operar com:

$$h_{min} = 4 \times R_m$$

3. Teoria de lubrificação HD

Condição de lubrificação hidrodinâmica

Sabendo-se que:

$$h_{min} = f \left(1 + \varepsilon \cos \left(180^\circ \right) \right) = f (1 - \varepsilon) = 4 \times R_m$$

Obtém-se o carregamento w_{sc} como resultante das forças de sustentação, para e_{max} . Para um mancal curto, o carregamento é:

$$w_{sc} = \frac{\eta \Omega R L^3}{4 C_r^2} \times \frac{\varepsilon_{max}}{\left(1 - \varepsilon_{max}^2 \right)^2} \sqrt{\pi^2 \left(1 - \varepsilon_{max}^2 \right) + 16 \varepsilon_{max}^2}$$

$$w_{sc} = \frac{\eta (2\pi n') R L^3}{4 C_r^2} \times \frac{\varepsilon_{max}}{\left(1 - \varepsilon_{max}^2 \right)^2} \sqrt{\pi^2 \left(1 - \varepsilon_{max}^2 \right) + 16 \varepsilon_{max}^2}$$

O fator de segurança é: $N_h = \frac{w_{sc}}{w}$

3. Teoria de lubrificação HD

O Fator de Carga ou Número de Ocvirk

- Para um mancal curto, rearranjando a expressão do carregamento, de forma a isolar os termos dependentes da excentricidade:

$$w = \frac{\eta(2\pi n')RL^3}{4C_r^2} \times \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2)+16\varepsilon^2}$$

Obtém-se o Número de Ocvirk, o qual relaciona as características dimensionais e físicas do mancal, além da condição de operação, com o grau de excentricidade desejado no projeto:

$$O_N = \frac{wC_d^2}{\eta n' DL^3} = \frac{\varepsilon\pi}{(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2)+16\varepsilon^2}$$

3. Teoria de lubrificação HD

Torque de arrasto

A força de cisalhamento cria torques de direção oposta, T_r no componente rotativo e T_s no componente estacionário.

Estes torques T_r e T_s não são iguais, devido à excentricidade da força P . O torque estacionário pode ser obtido como:

$$T_s = \eta \cdot \frac{d^3 \cdot l \cdot n'}{c_d} \cdot \frac{\pi^2}{(1 - \varepsilon^2)^{1/2}}$$

E o torque rotativo pode ser obtido como:

$$T_r = T_s + w \cdot e \cdot \text{sen}(\phi)$$

A razão do torque estacionário em um mancal excêntrico para o torque sem carga é definido como:

$$\frac{T_s}{T_o} = \frac{1}{(1 - \varepsilon^2)^{1/2}}$$

3. Teoria de lubrificação HD

Potência dissipada e coeficiente de atrito

A potência perdida no mancal pode ser obtida como:

$$\Phi = T_r \omega = 2\pi T_r n'$$

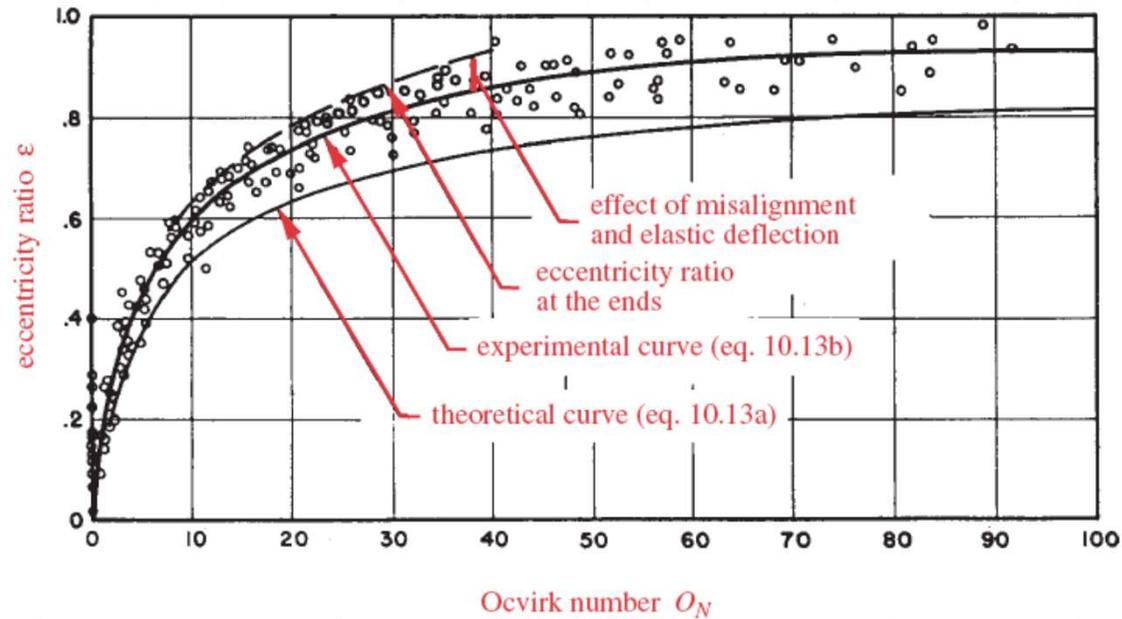
E o coeficiente de atrito do mancal pode ser determinado como:

$$F_{\text{atrito}} = \mu \cdot w \Rightarrow \mu = \frac{F_{\text{atrito}}}{w} = \frac{T_r / r}{w} = \frac{2T_r}{w \cdot d}$$

3. Teoria de lubrificação HD

Razão de excentricidade e Número de Ocvirk

$$\varepsilon_x = 0.21394 + 0.38517 \cdot \text{Log}(O_N) - 0.0008(O_N - 60)$$

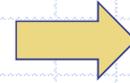


3. Teoria de lubrificação HD

- Número de Ocvirck (O_N) (mancais curtos)

$$O_N = \frac{\pi \varepsilon \left[\pi^2 (1 - \varepsilon^2) + 16 \varepsilon^2 \right]^{1/2}}{(1 - \varepsilon^2)^2}$$

$$\varepsilon_x \cong 0,21314 + 0,38517 \log O_N - 0,0008(O_N - 60)$$



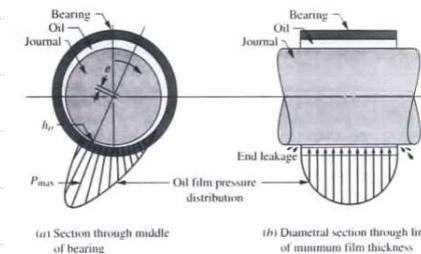
- $O_N \cong 30$ e $\varepsilon \cong 0,82$
(mancais carregamentos moderados)
- $O_N \cong 90$ e $\varepsilon \cong 0,90$
(Mancais com carregamento pesado)

4. Comentários

1. Considera-se mancal curto quando a razão L/D está entre $\frac{1}{4}$ e 1, porém, para fins de projeto, alguns autores consideram esta razão de $\frac{1}{4}$ a 2.
2. Mancais longos são aplicados para l/d acima de 2, porém, para uma ampla gama de mancais, esta razão está acima de 4.
3. Na prática, o conceito de mancais curtos vale para l/d igual ou menor a $\frac{1}{2}$ e mancais longos, acima de 4. Neste intervalo, utiliza-se a solução numérica completa da equação de Reynolds.
4. A razão de excentricidade deve ficar entre 0,3 e 0,7 aproximadamente. Abaixo de 0,3 pode ocorrer instabilidade fluido-induzida e acima de 0,7 o esmagamento do óleo pode aumentar significativamente as não linearidades do sistema.
5. Portanto, considera-se carregamento severo quando o fator de carga $O_N = 90$, ou ainda, a razão de excentricidade e está próxima a 0,93; para $O_N = 60$ ($e = 0,90$) considera-se carregamento pesado; e finalmente, para $O_N = 30$ ($e = 0,82$) considera-se carregamento moderado.

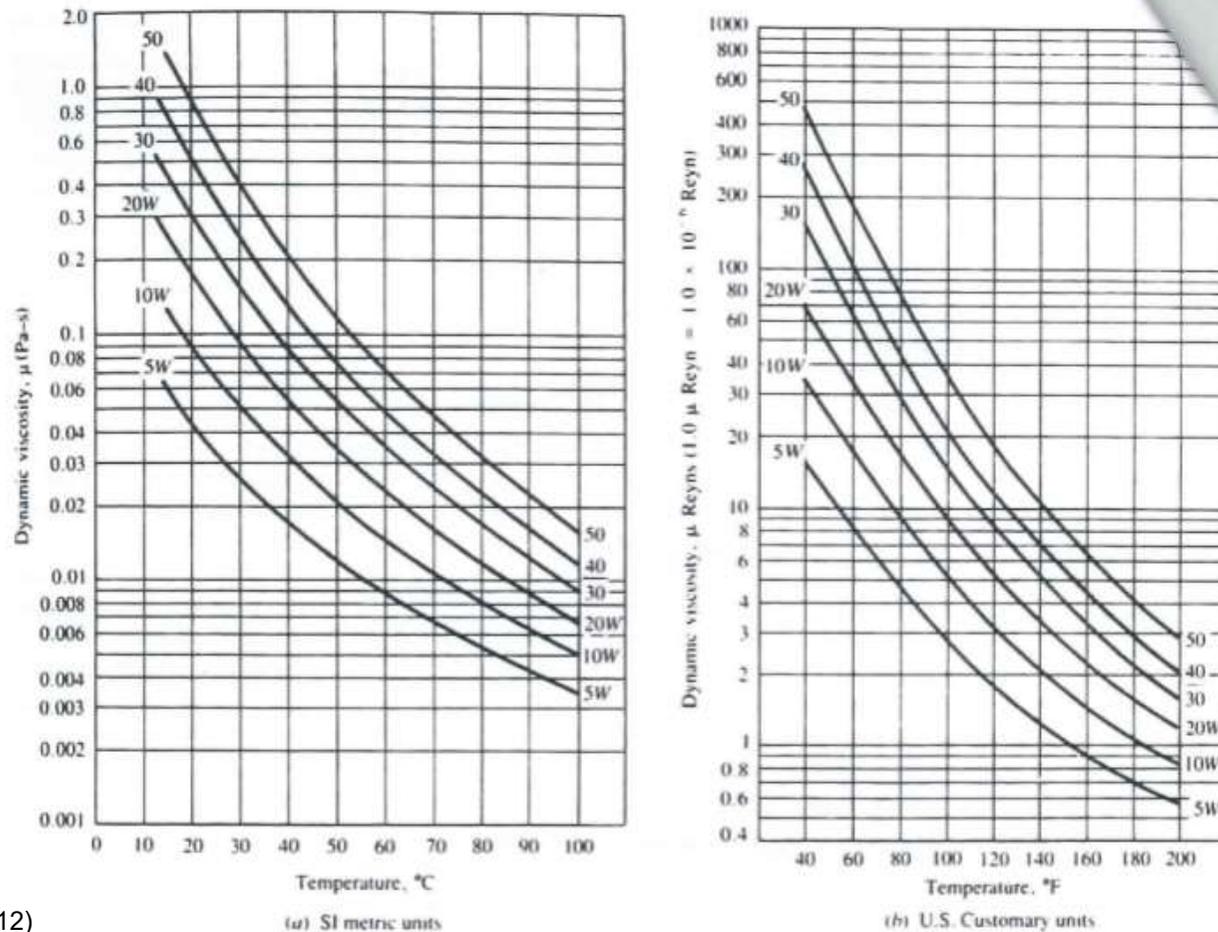
5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) – Parâmetros estimados

- **Rugosidade superficial** (mancal: 0,4 a 0,8 μm) e eixo (0,2 a 0,4 μm) – alta precisão: retificado e polida (aço*);
- **Espessura mínima de película (h_0)**: Dependente da rugosidade superficial entre mancal-eixo ($h_0 = 0,00025D$)
- **Folga diametral (C_d)**: Depende da rugosidade, rotação e coeficiente de expansão térmica dos materiais. (0,001 a 0,002 x D)
- **Relação L/D**: (critérios de resistência mecânica – tensões e deflexões). O comprimento do eixo dentro do mancal deve assegurar um nível adequado de pressão, com base na área projetada ($P_{\text{média}} = \text{carga}/LD$). Faixa de pressão para mancais industriais (1,4 a 3,4 MPa). Faixa: $0,35 < L/D < 1,5$ (mancais curtos)



5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) – Parâmetros estimados

Figura 1 – Ábacos para escolha de óleo SAE: Viscosidade cinemática (reyn ou Poise) x temperatura.



Fonte: Mott (2012)

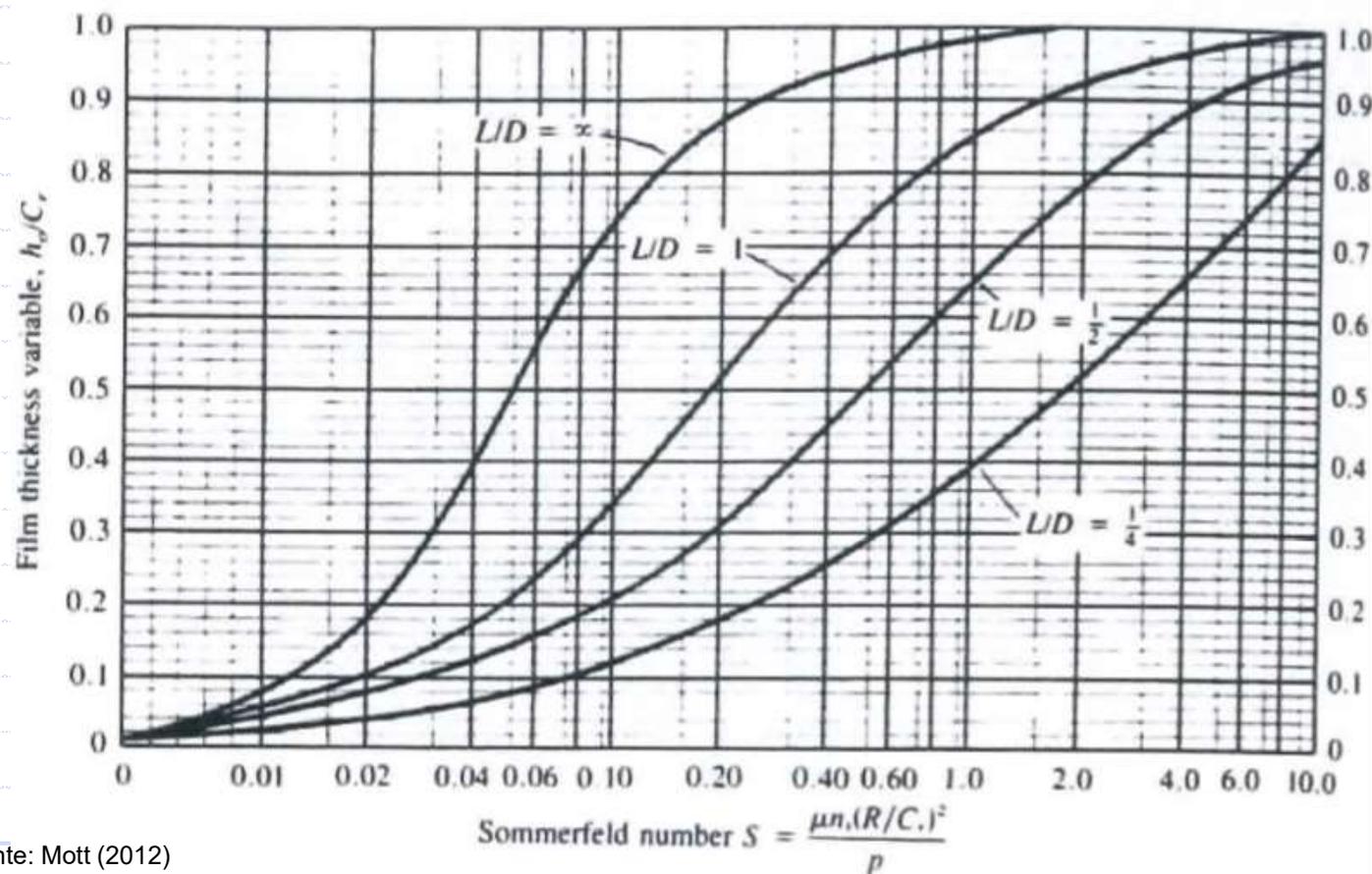
5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) -Parâmetros estimados

- O número de Sommerfeld (S), adimensional é aplicado para mancais longos, também definido como Número Característico do Mancal, dado pela equação:

$$S = \frac{\mu n_s \left(\frac{R}{Cr} \right)^2}{p}$$

5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) -Parâmetros estimados

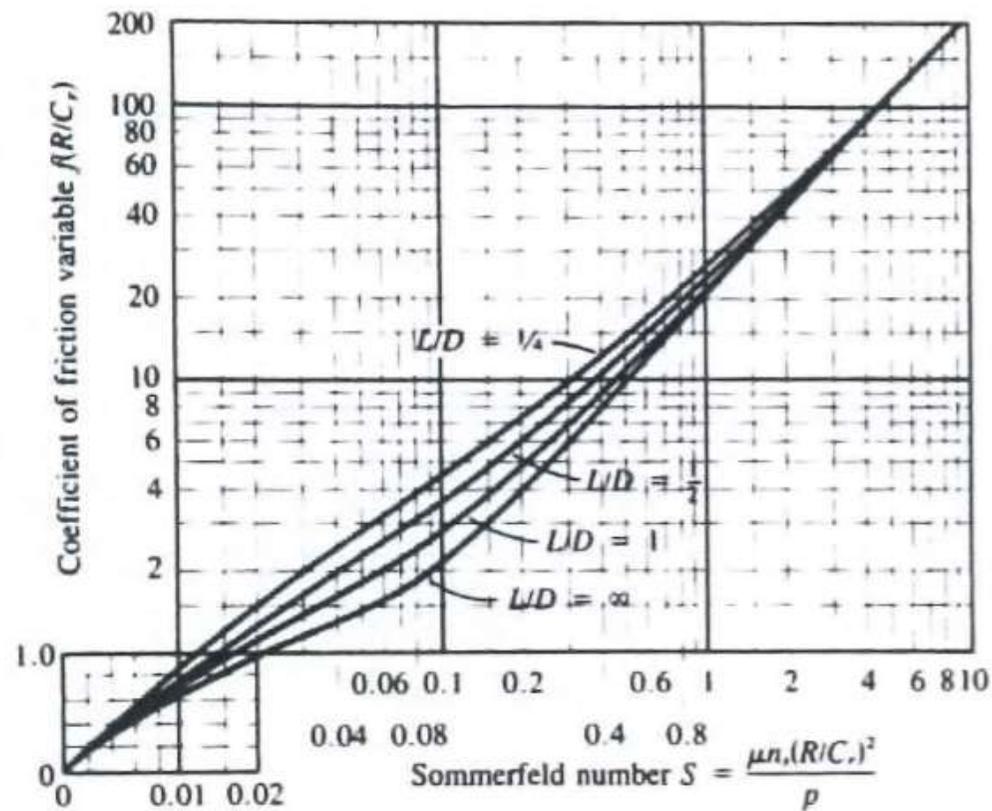
Figura 2 – Variação da espessura do filme de fluido h_0/C_r x Número de Sommerfeld (S) (Adaptado de Boyd, J.; Raimondi, A.A.; “A Solution for the finite jornal bearings its application to analysis and design”, Part I and II. Transactions of the American Society of Lubrication Engineers, v.1, n.1, 1958.



Fonte: Mott (2012)

5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) - Parâmetros estimados

Figura 3 – Coeficiente de atrito, $f(R/C_r)$ x Número de Sommerfeld (S)



Fonte: Mott (2012)

5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) – Variáveis de saída

1. Especificar um valor inicial para o diâmetro do Journal (D) e raio (D/2);

2. Especificar a pressão nominal de operação do mancal (200 a 500 psi) ou (1,4 a 3,4MPa), sendo:

$$p = F/LD$$



$$L = F/pD$$

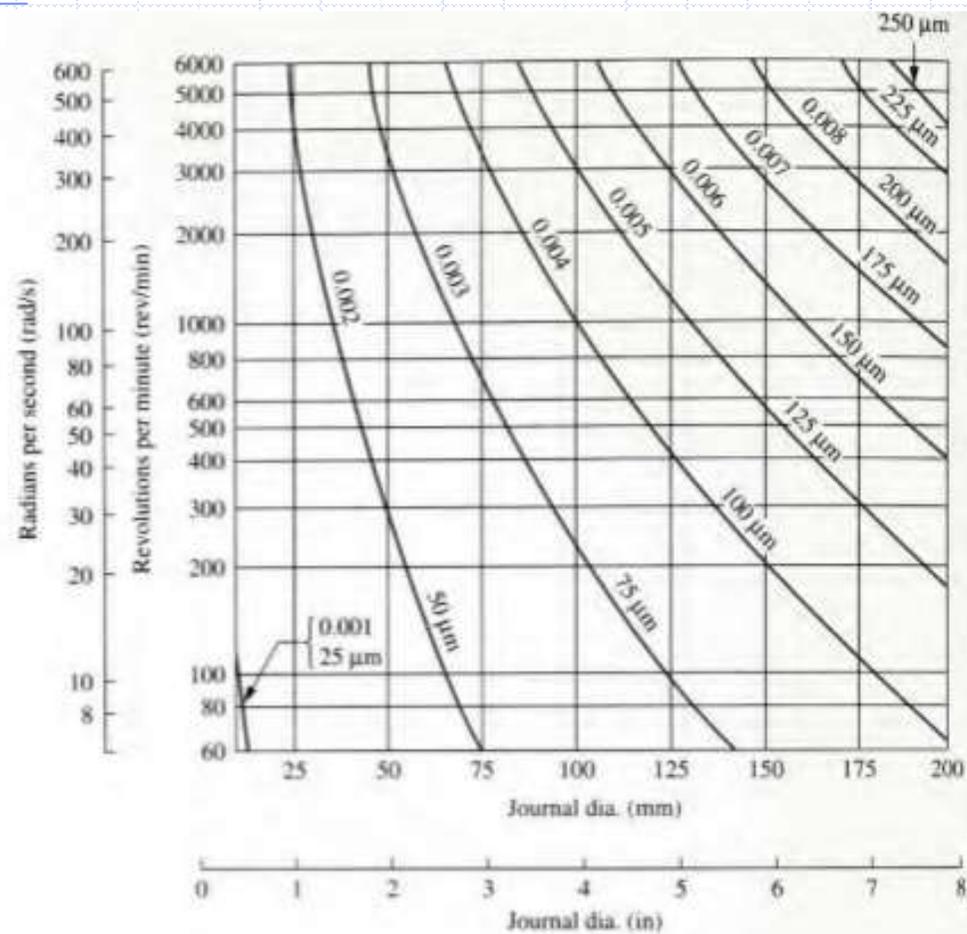
3. Estabeleça a relação L/D (0,25 a 1,25), para utilizar os ábacos*.

4. Re-estabeleça a pressão com o valor de L/D e L;

5. Especifique a folga diametral C_d , com o ábaco a seguir e faça $C_r = C_d/2$ e a razão R/C_r :

5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) – Variáveis de saída

Figura 4 – Folga diametral mínima recomendada para mancal em função do diâmetro do jornal e velocidade de rotação. Fonte: Welsh (1983) Plain bearing handbook. London: Butterwoths.



Fonte: Mott (2012)

5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) – Variáveis de saída

6. Especifique um acabamento superficial para o jornal e mancal, baseado na aplicação/custo. Valores recomendados: 0,40 a 0,80 μm (ou 16 a 32 μin);

7. Estime a espessura nominal mínima do filme:

$$h_0 = 0,00025D$$

8. Estabeleça a razão de espessura do filme: h_0/C_r

- ✓ Com o ábaco da Figura 2, determine o valor de Sommerfeld, pela seleção da relação L/D.
 - ✓ *Pode haver interpolação, porque o eixos estão em escala logarítmica e as curvas são não-lineares.*

5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) – Variáveis de saída

9. Estime a velocidade de rotação (n_s) em rps e (n) em rpm:

$$n = n_s / 60$$

10. No número característico do mancal (Sommerfeld), somente a viscosidade do lubrificante (μ) não é conhecida. Assim, pode-se explicitar a equação de outro modo:

$$\mu = \frac{Sp}{n_s \left(\frac{R}{C_r} \right)^2}$$

11. Tendo a temperatura máxima como restrição, selecione um lubrificante, utilizando a Figura 1. * Observe a viscosidade do óleo (se for muito viscoso) recalcule μ e novo valor da espessura mínima de filme.

12. Obtenha o parâmetro de coeficiente de atrito: $f(R/C_r)$, a partir da Figura 3.

5. Cálculo simplificado de mancais HD (principais parâmetros de projeto) – Variáveis de saída

13. Estime o coeficiente de atrito ($f = f(R/Cr)(R/Cr)$)

14. Estime o torque de atrito: $f = FfR = fFR$

15. Estime a potência dissipada no mancal, a partir da potência nominal:

$$P_f = \frac{Tfn}{63000} \text{ hp}$$

- ❖ Essa perda de potência por atrito representa a fração de energia de entrada para o lubrificante dentro do mancal, que causa o aumento de temperatura.
- ❖ Essa fração de energia precisa ser removida do mancal para que a viscosidade do lubrificante se mantenha adequada.

6. Exercício proposto

- Faça o pré-dimensionamento de um mancal de deslizamento (HD), para suportar uma carga radial constante de 1500 lb a uma velocidade de rotação de 850rpm. Uma análise de tensão do eixo determinou que, o diâmetro mínimo aceitável para o jornal (munhão) será de 2,10 in. O eixo é parte de um equipamento que requer boa precisão dimensional.