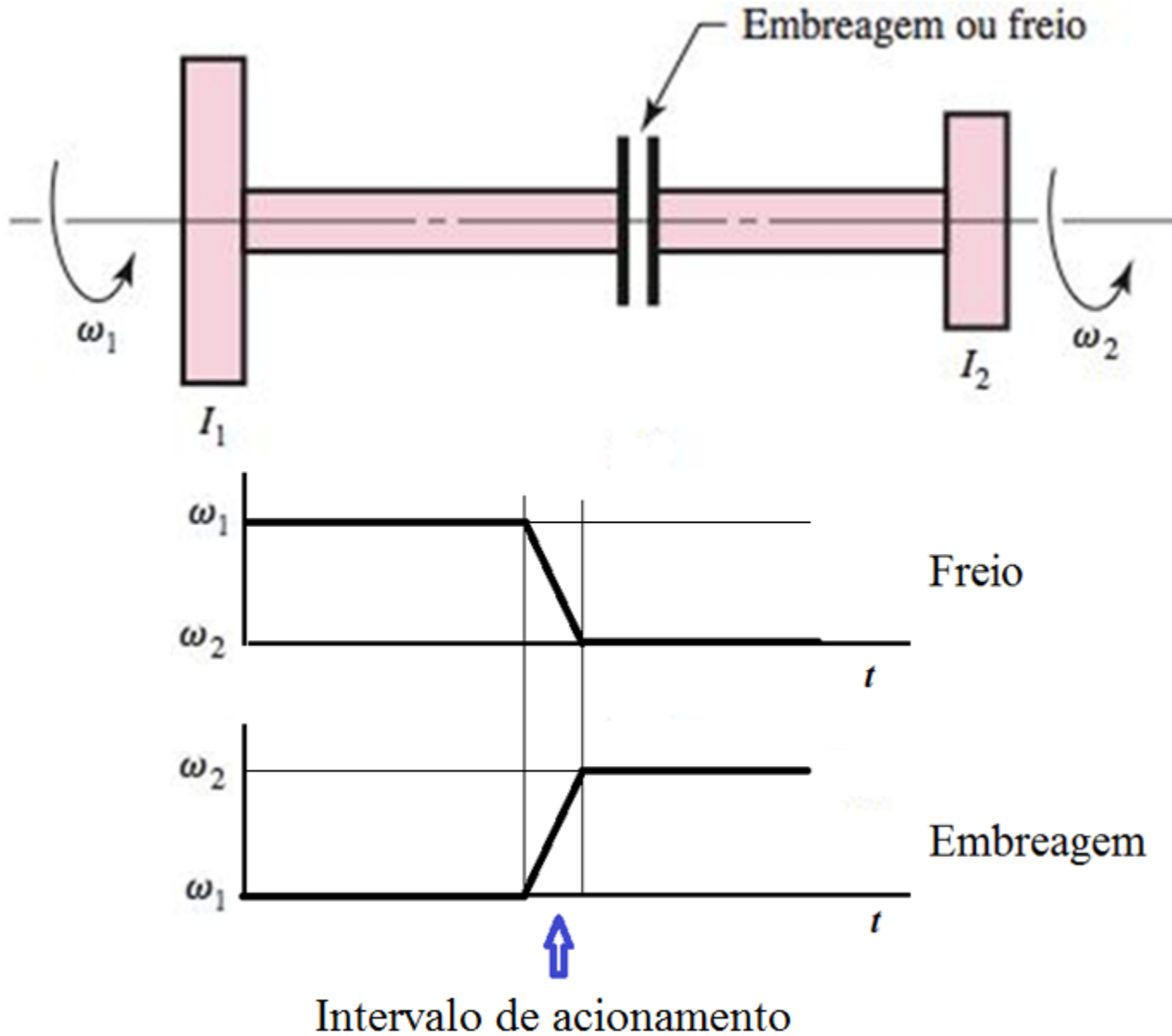


FREIOS E EMBREAGENS

Prof. Dr. Julio César de Almeida

FREIOS E EMBREAGENS

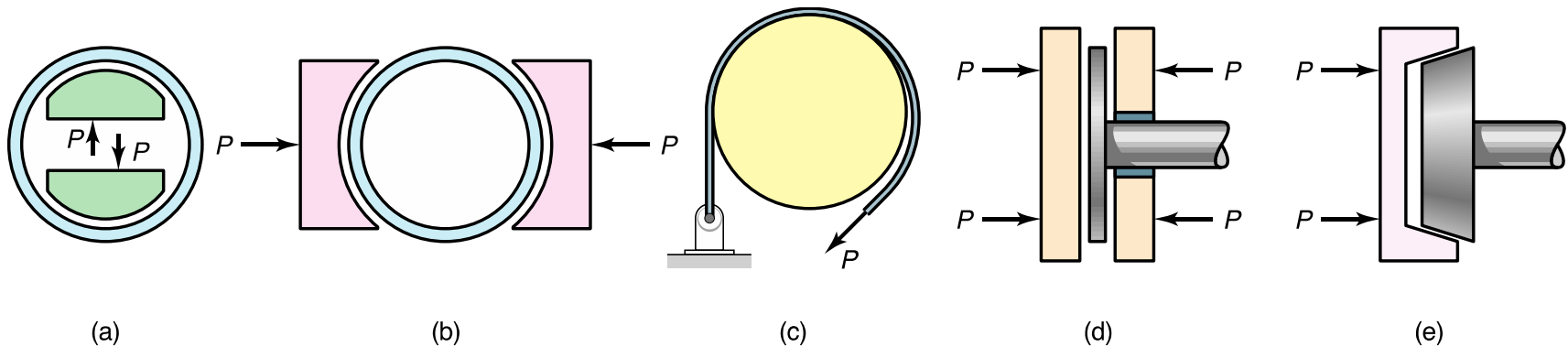


PARÂMETROS DE DESEMPENHO

- Força de acionamento
- Torque transmitido
- Perda de energia
- Aumento de temperatura

FREIOS E EMBREAGENS - TIPOS

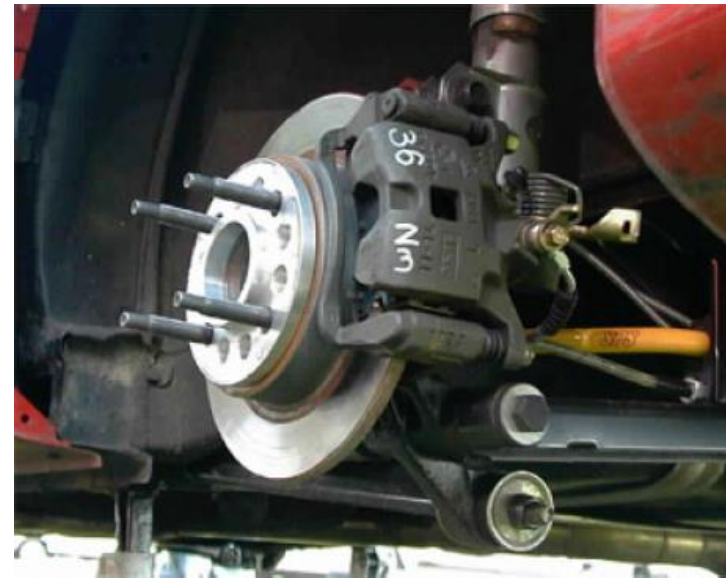
- tambor com sapatas internas
- tambor com sapatas externas
- cinta
- disco
- cone



APLICAÇÕES

- automotivas
- equipamentos pesados (guindastes, escavadoras, elevadores, tratores, moinhos, etc.)
- equipamentos domésticos (cortadores de grama, máquinas de lavar, motosserras, etc)

FREIOS - EXEMPLOS

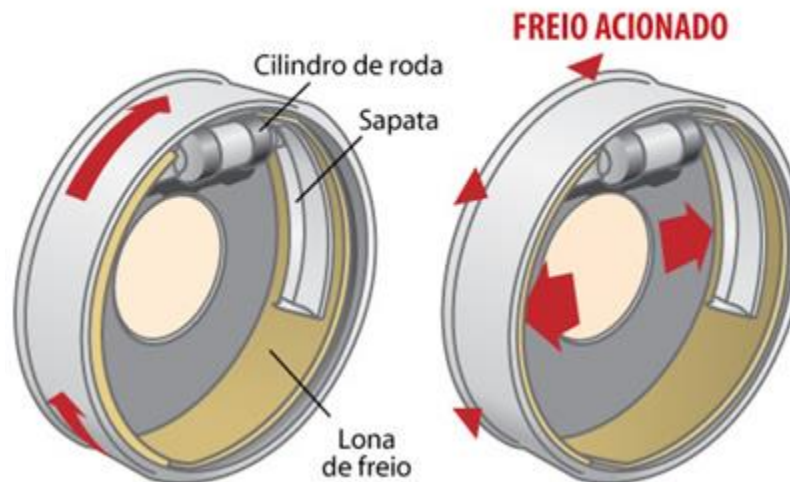


FREIOS - EXEMPLOS

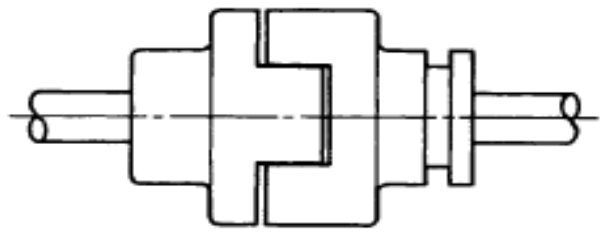
FUNCIONAMENTO DO FREIO A DISCO



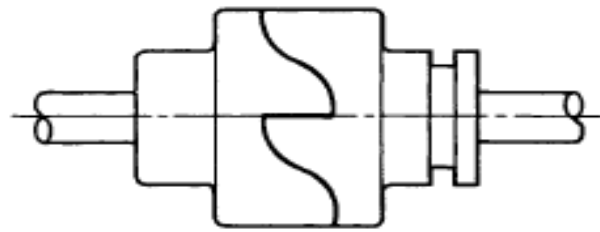
FUNCIONAMENTO DO FREIO A TAMBOR



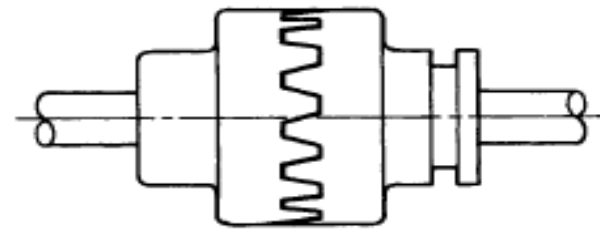
EMBREGENS - EXEMPLOS



(a)



(b)

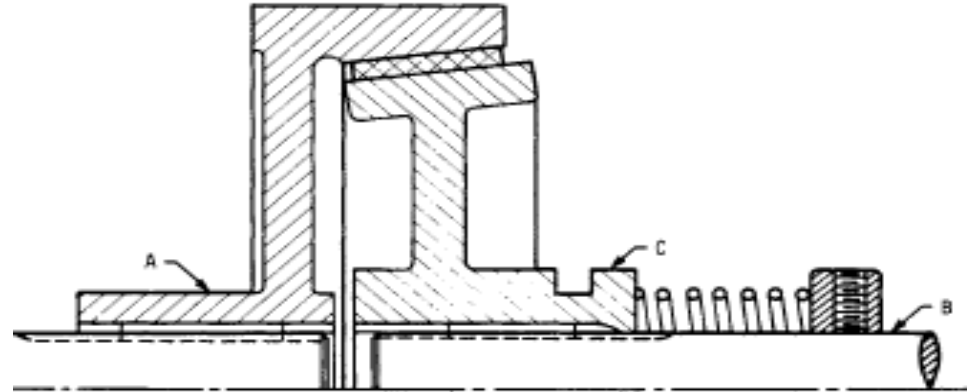
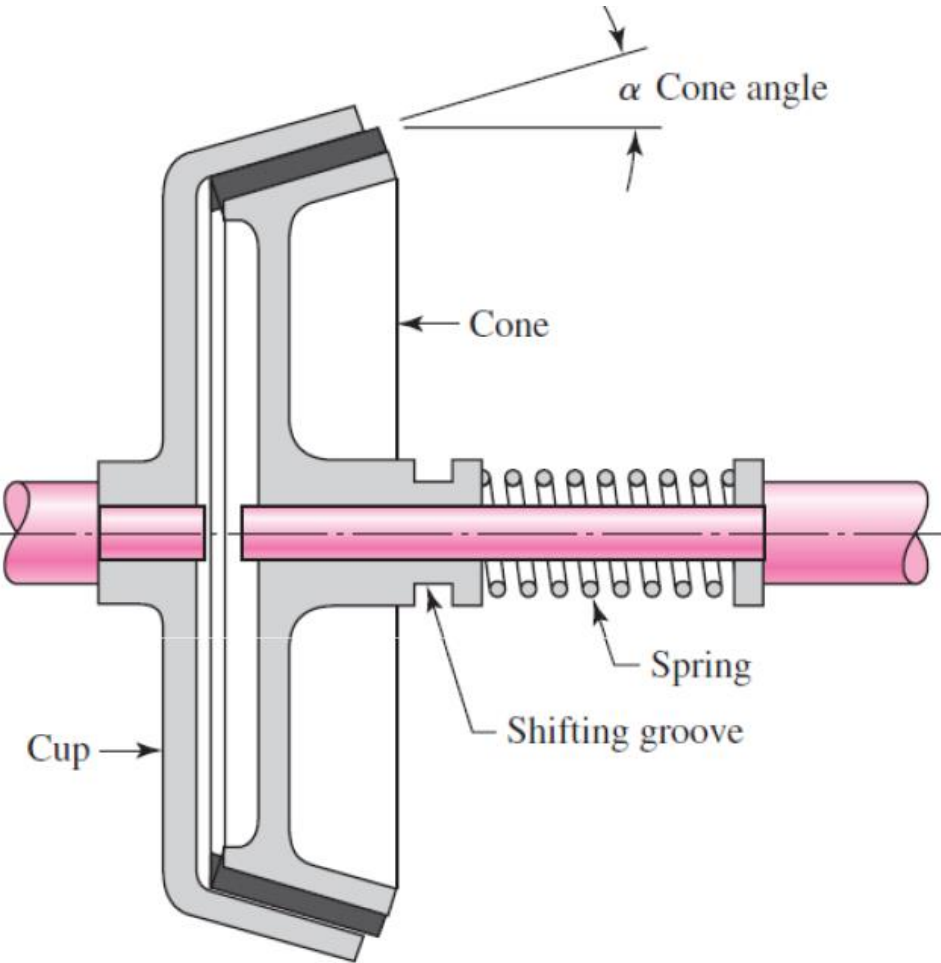


Flexible coupling
max. 0.08 - 61 Nm

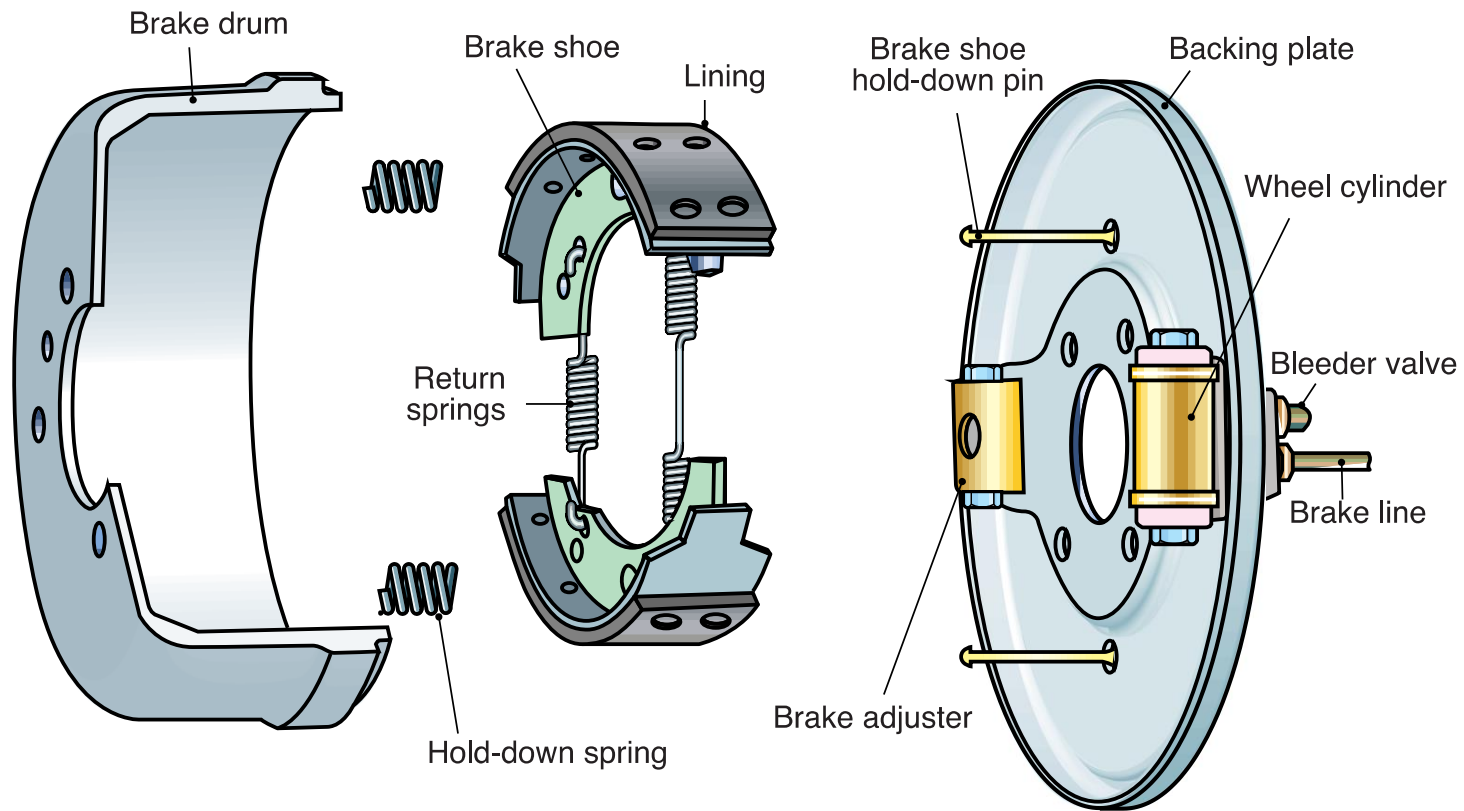


Flexible coupling: elastic coupling
350 - 350 000 Nm

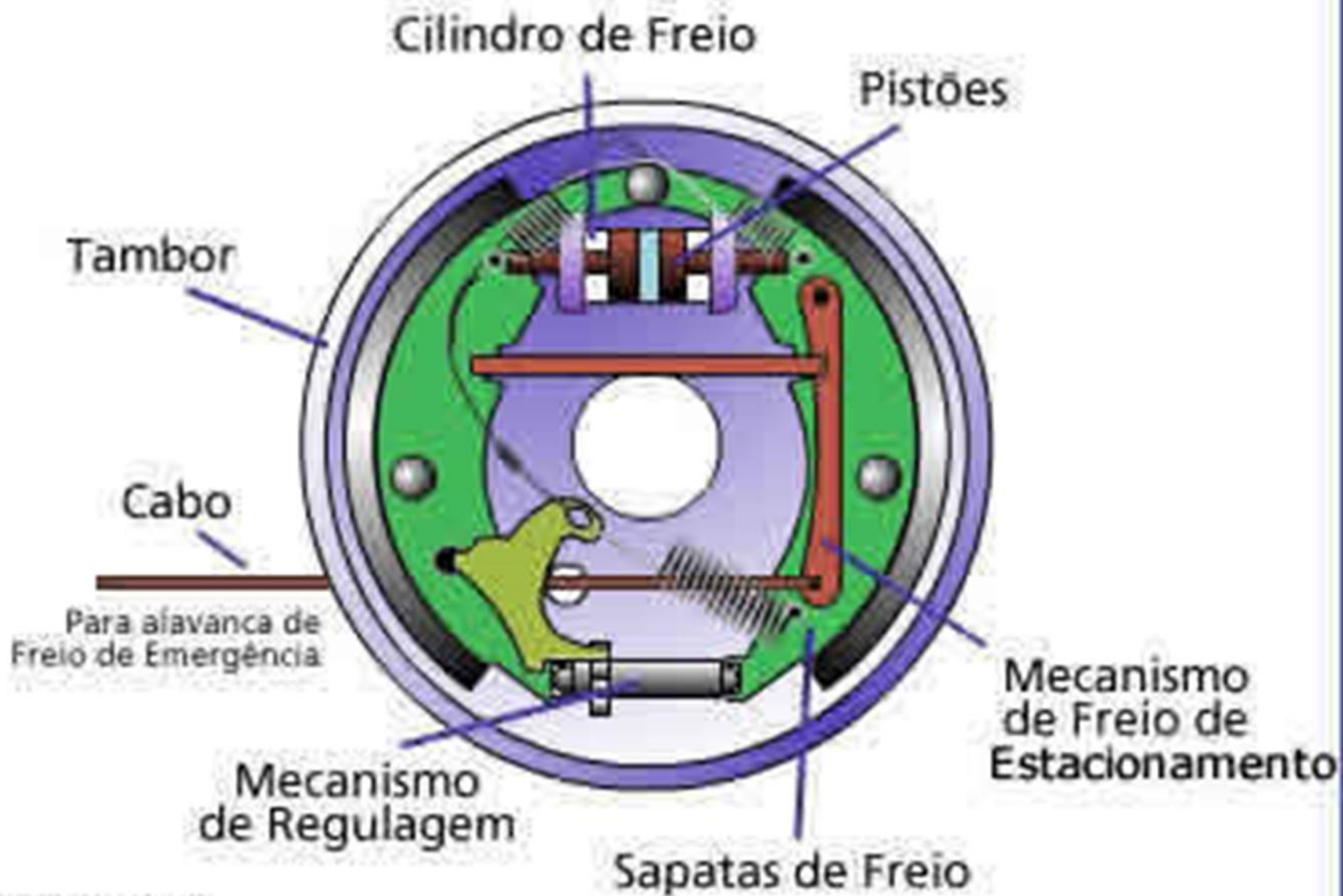
EMBREAGENS - EXEMPLOS



Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna



FREIOS A TAMBOR



Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna

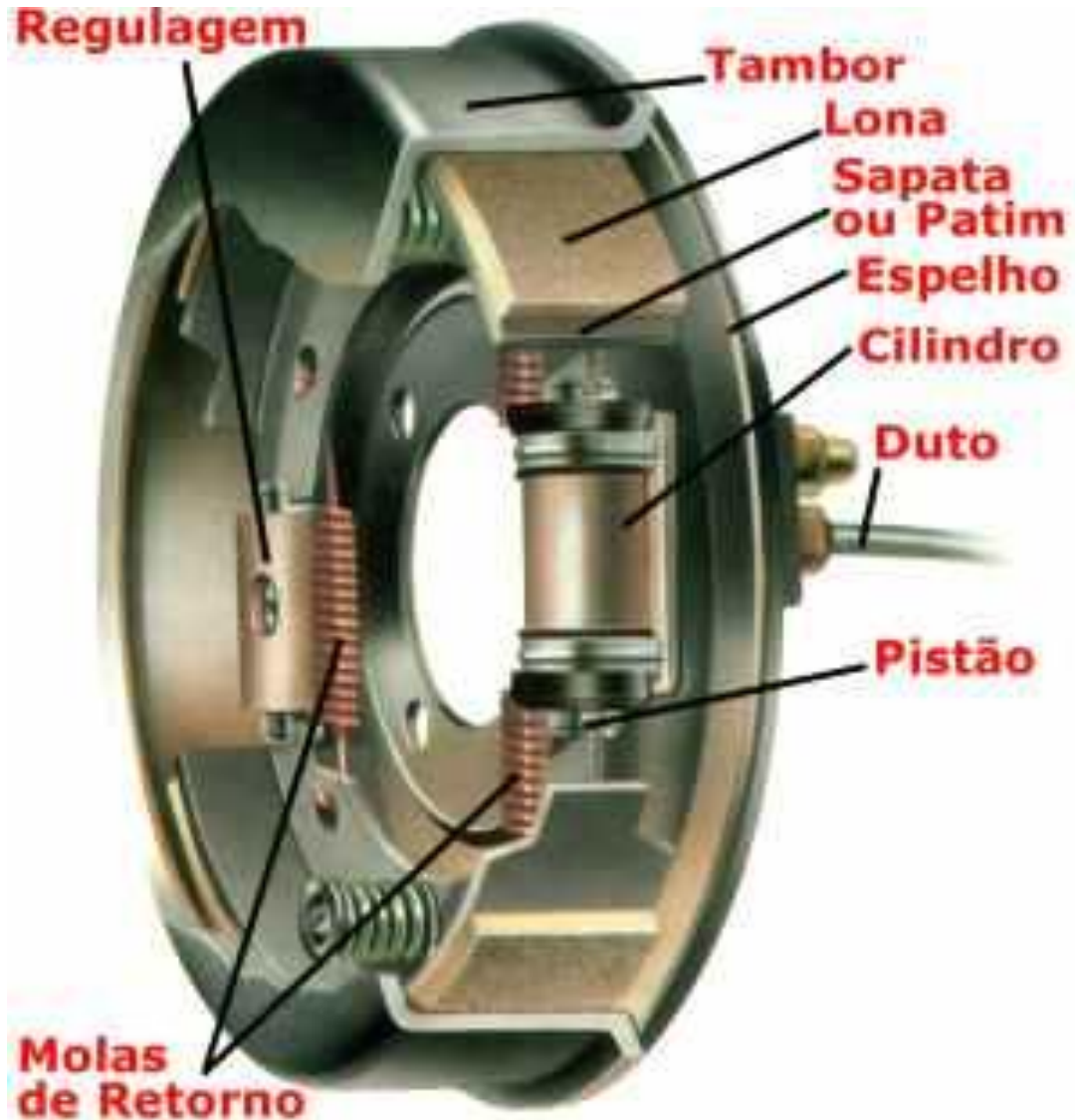


Figura 16-2

Um calço de porta comum.

(a) Corpo livre do calço de porta.

(b) Distribuição

trapezoidal de pressão no

forro de pé baseado em

deformação linear do forro.

(c) Diagrama de corpo livre

para movimento à esquerda

do chão, pressão uniforme,

Exemplo 16-1.

(d) Diagrama de corpo livre

para movimento à direita do

chão, pressão uniforme,

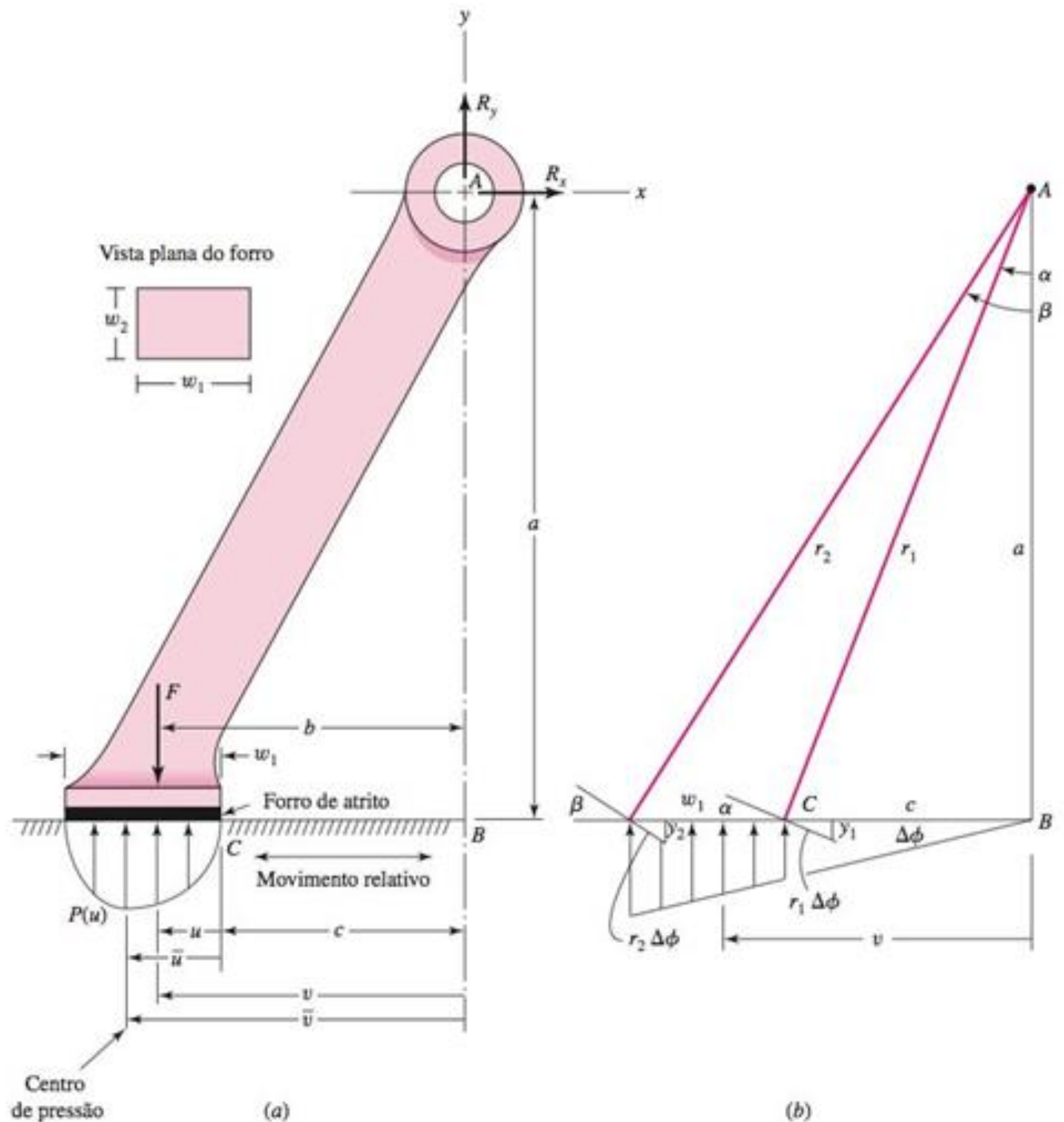
Exemplo 16-1.

(e) Diagrama de corpo livre para

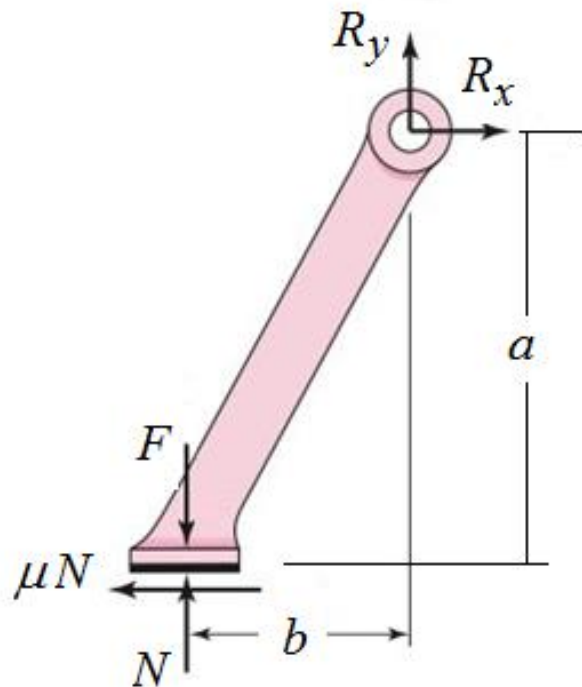
movimento à esquerda do

chão, pressão trapezoidal,

Exemplo 16-1.

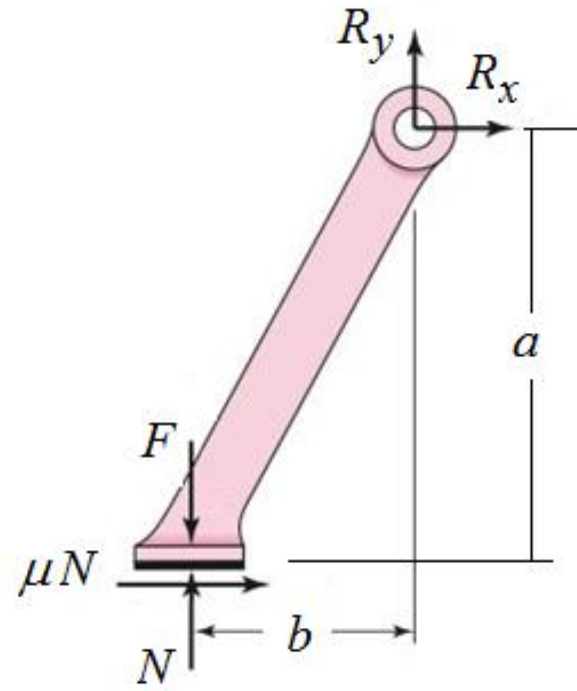


Condição de autoacionamento



$$F \cdot b - N \cdot b - \mu \cdot N \cdot a = 0$$

$$F = \frac{N \cdot (b + \mu \cdot a)}{b}$$



$$F \cdot b - N \cdot b + \mu \cdot N \cdot a = 0$$

$$F = \frac{N \cdot (b - \mu \cdot a)}{b}$$

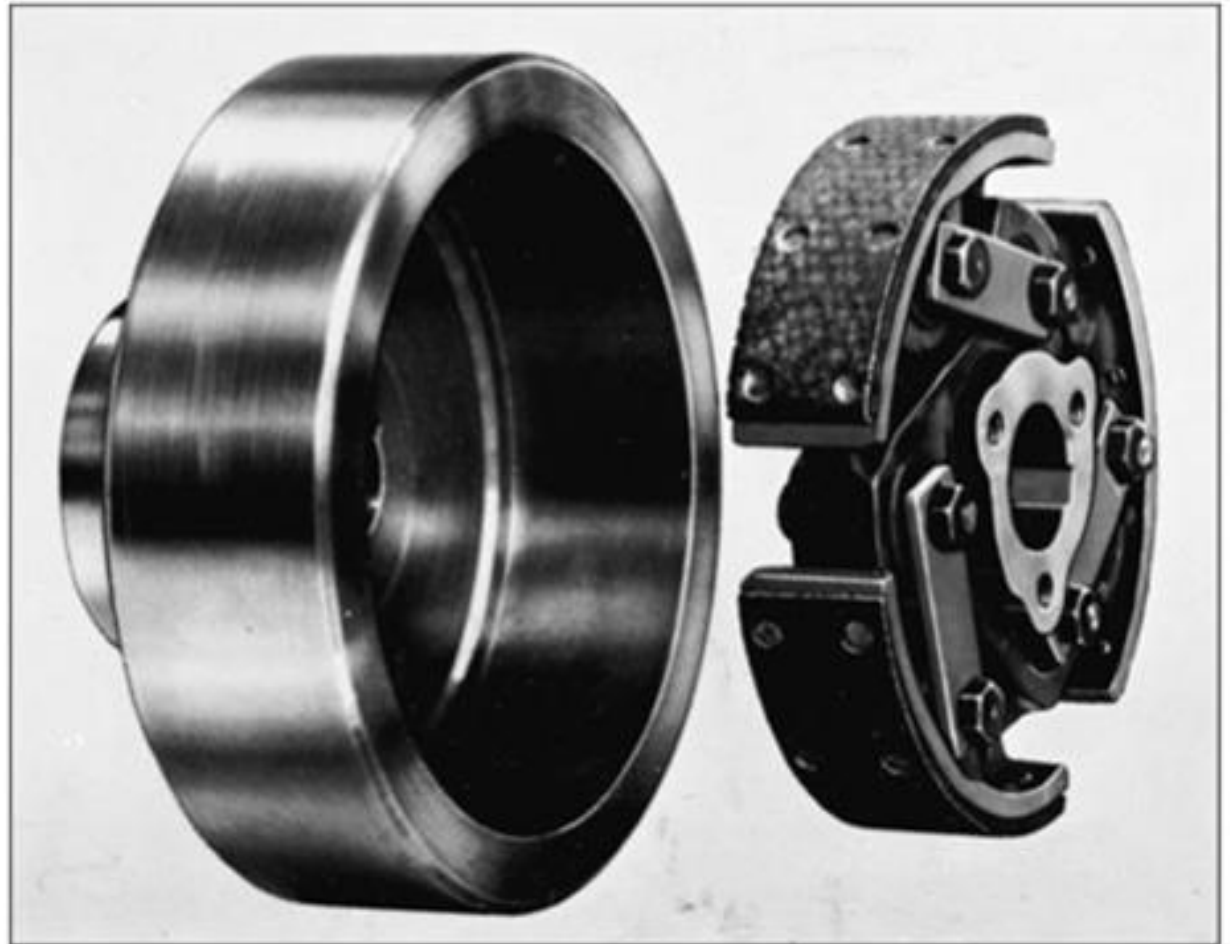
Para $F > 0$: $b - \mu \cdot a > 0$

$$\mu > \frac{b}{a}$$

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna de acionamento centrífugo

Figura 16-3

Embreagem de tipo tambor com sapata interna de acionamento centrífugo.
(Cortesia da Hiliard Corporation).



Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna

Figura 16-4

Geometria de sapata de atrito interno.

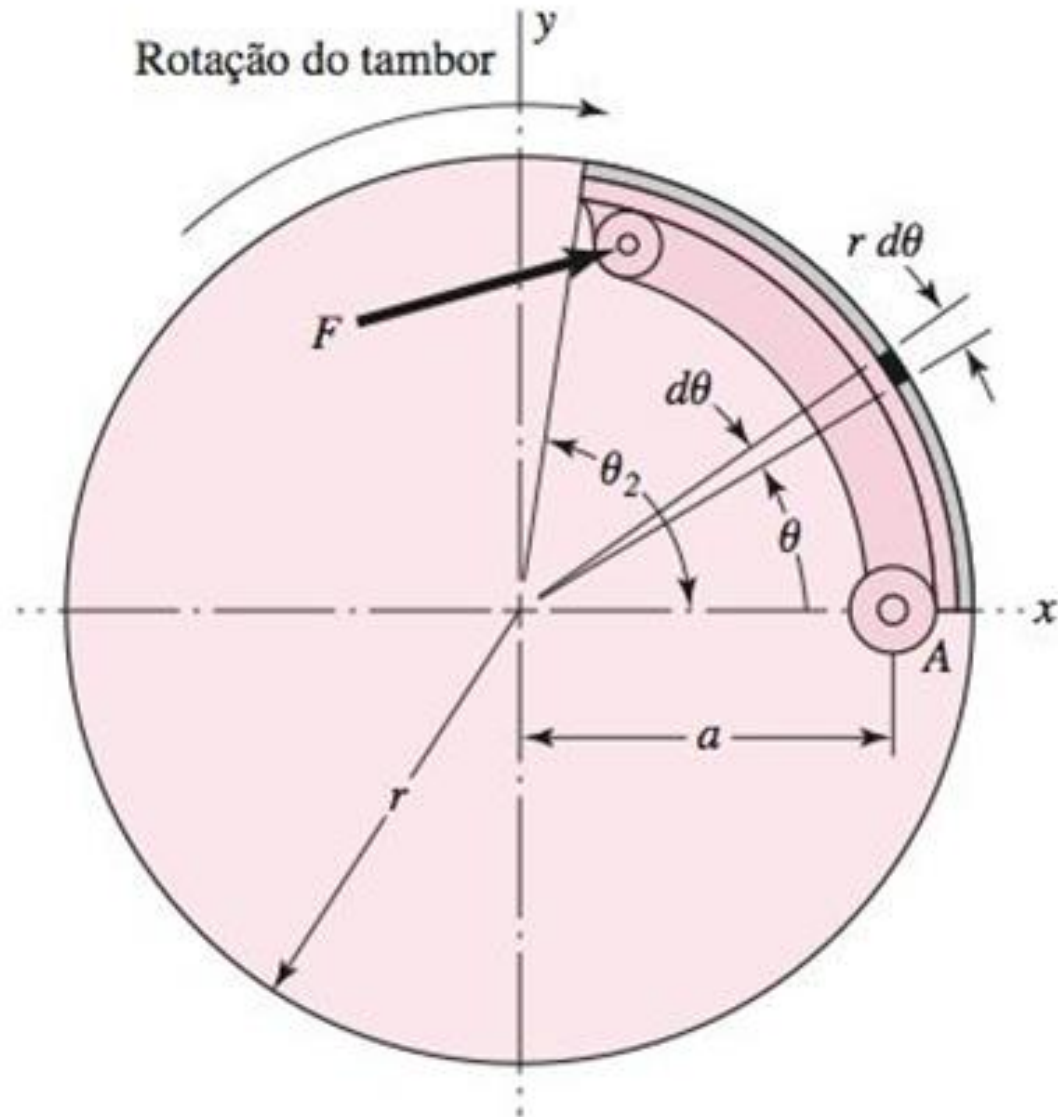
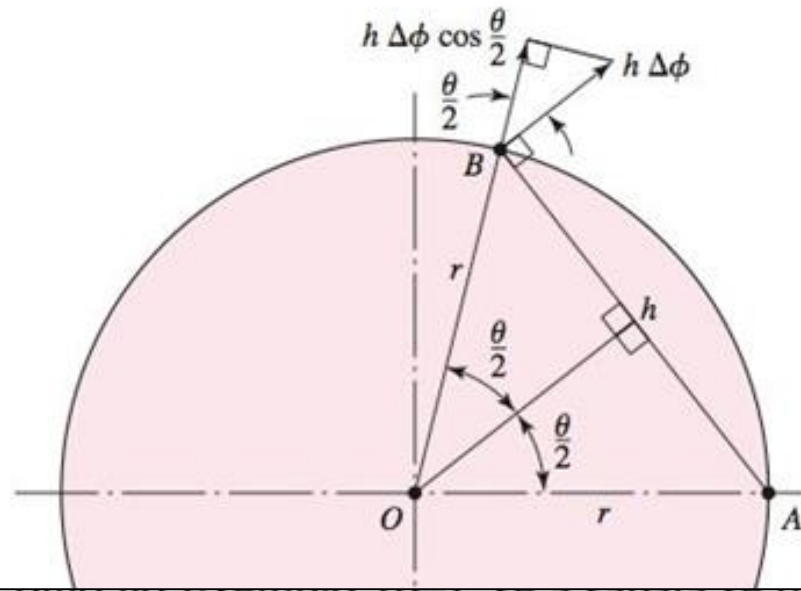


Figura 16-5

A geometria associada com um ponto arbitrário na sapata.



sapata (Figura 16-5). Como no Exemplo 16-1, se a sapata se deforma por meio de uma rotação infinitesimal $\Delta \phi$ em relação ao ponto de pivô A, a deformação perpendicular a AB é igual a $h \Delta \phi$. Do triângulo isósceles AOB , $h = 2r \text{ sen}(\theta/2)$, de maneira que

$$h \Delta \phi = 2r \Delta \phi \text{ sen}(\theta/2)$$

A deformação perpendicular ao arco é $h \Delta \phi \cos(\theta/2)$, que é

$$h \Delta \phi \cos(\theta/2) = 2r \Delta \phi \text{ sen}(\theta/2) \cos(\theta/2) = r \Delta \phi \text{ sen } \theta$$

Assim, a deformação, e conseqüentemente a pressão, é proporcional a θ . Em termos da pressão em B e do ponto em que esta pressão é máxima, isso significa,

$$\frac{p}{\text{sen } \theta} = \frac{p_a}{\text{sen } \theta_a}$$

sen(θ)

(a)

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna

Rearranjando temos

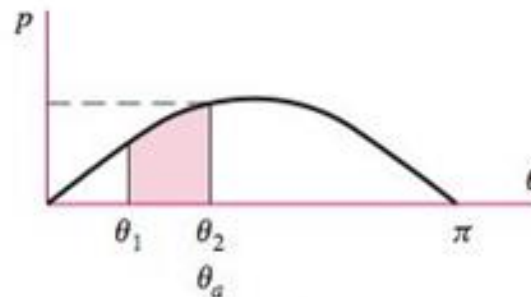
$$p = \frac{P_a}{\sin \theta_a} \sin \theta \quad (16-1)$$

Essa forma de distribuição de pressão tem atributos interessantes e úteis:

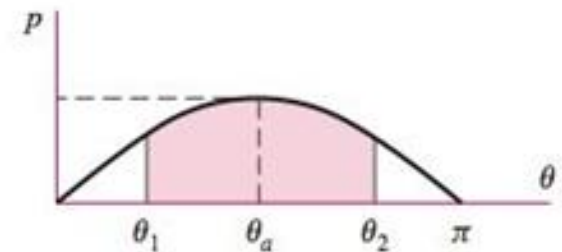
- A distribuição de pressão é senoidal com respeito ao ângulo central θ .
- Se a sapata for curta, como mostra a Figura 16-6a, a maior pressão *na sapata* é p_a ocorrendo na extremidade da sapata, θ_2 .
- Se a sapata for longa, como mostra a Figura 16-6b, a maior pressão na sapata é p_a ocorrendo em $\theta_a = 90^\circ$.

Figura 16-6

Definindo o ângulo no qual a pressão máxima ocorre quando (a) sapata existe na zona $\theta_1 \leq \theta_2 \leq \pi/2$ e (b) sapata existe na zona $\theta_1 \leq \pi/2 \leq \theta_2$.



(a)

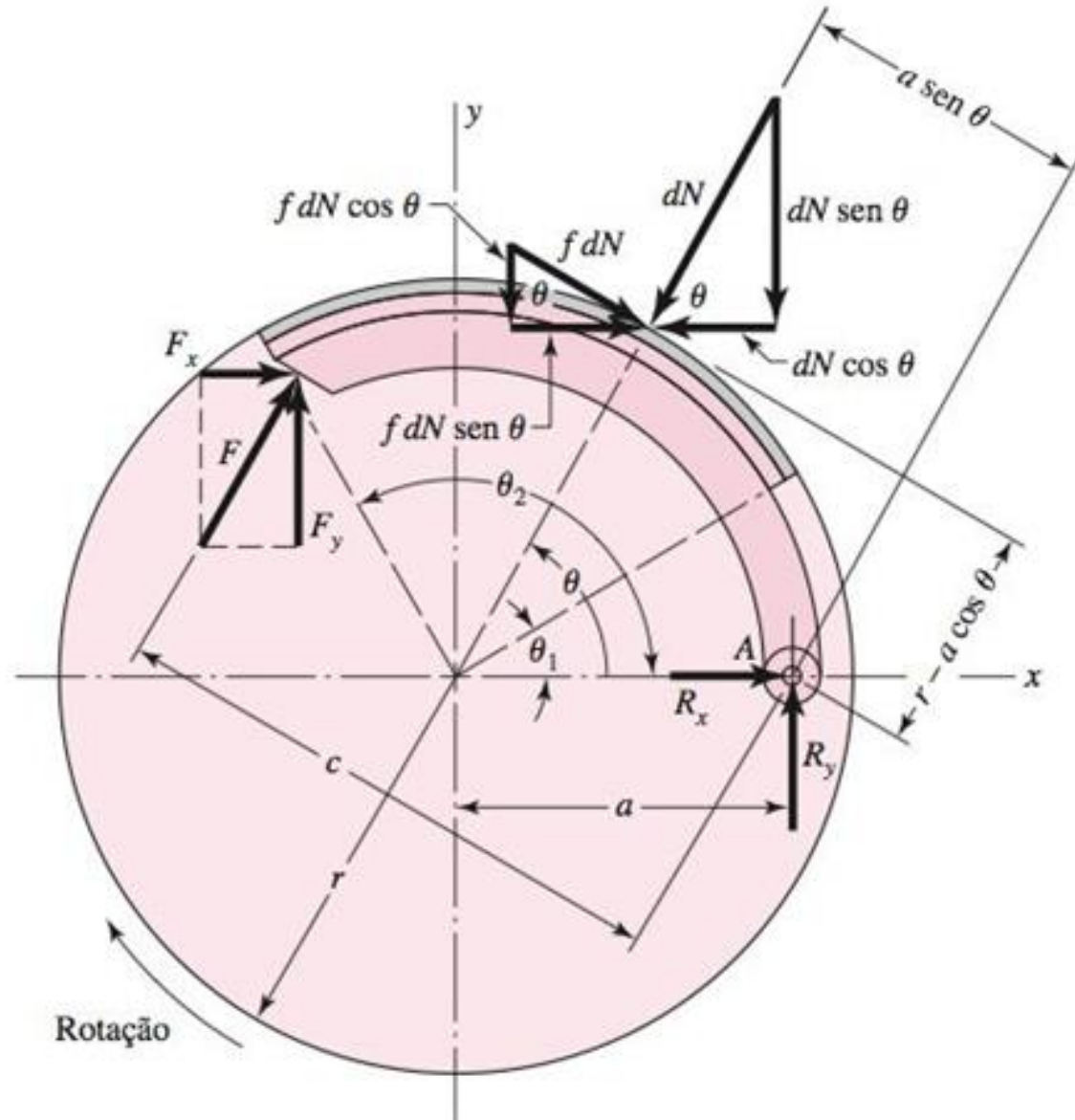


(b)

Concentrando material de atrito em torno do ponto de pressão máxima

Figura 16-7

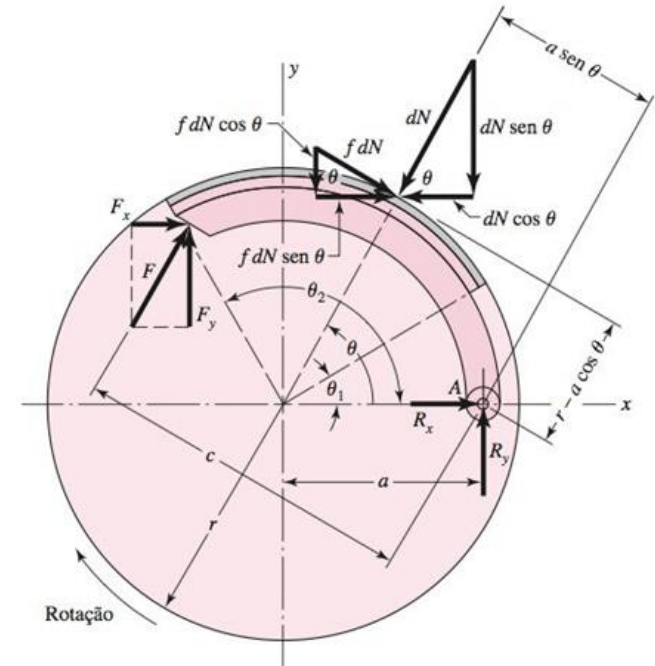
Forças na sapata.



Concentrando material de atrito em torno do ponto de pressão máxima

Figura 16-7

Forças na sapata.

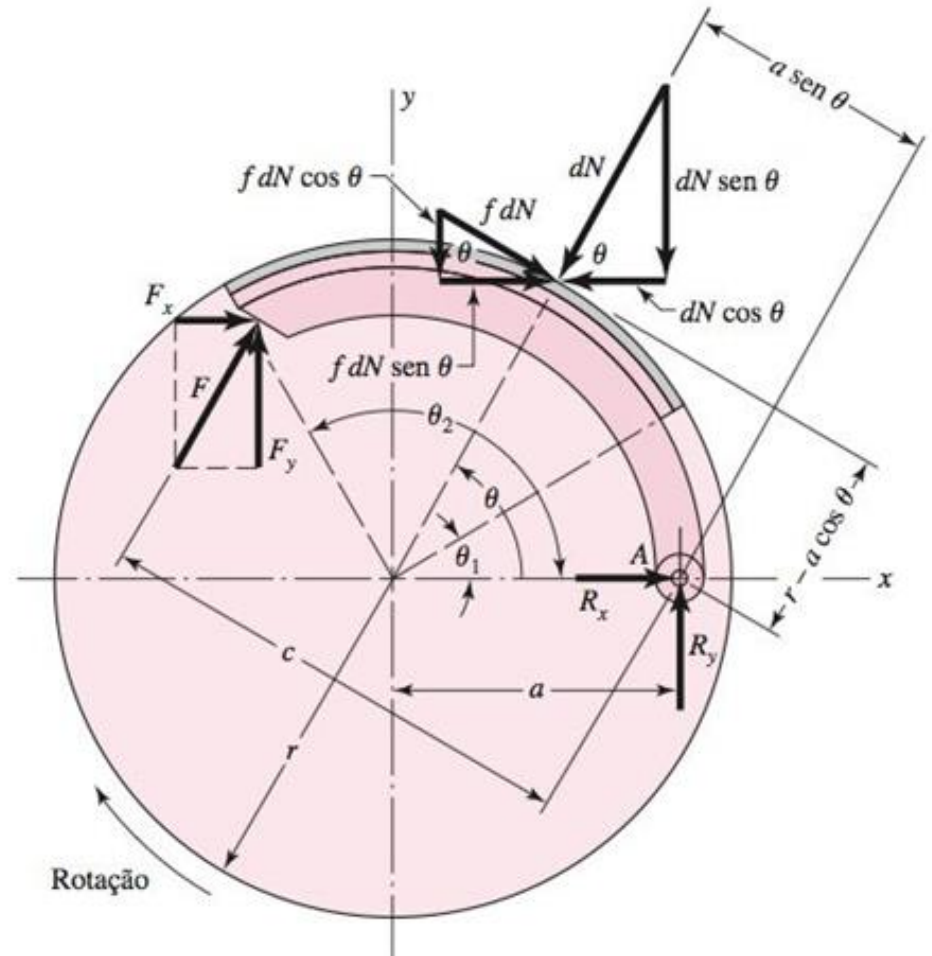
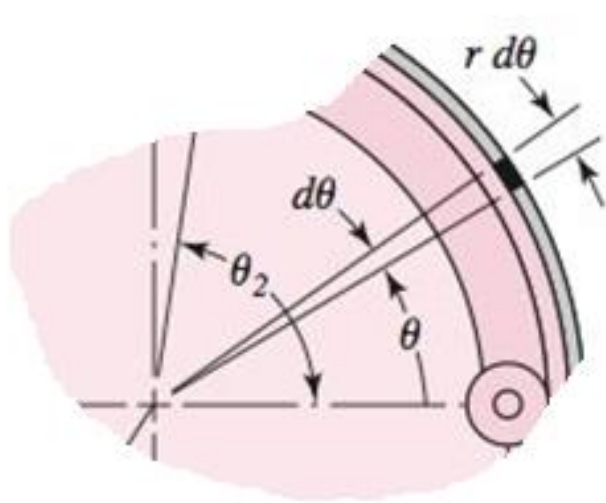


- se $\theta_2 < 90^\circ$ - p máx em θ_2
- se $\theta_2 > 90^\circ$ - p máx em $\theta = 90^\circ$
- pressão = zero para $\theta = 0$.

Bom projeto:

- concentração na região de pressão máxima
- afastado de $\theta = 0$

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna



Força normal normal “dN” :

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta$$

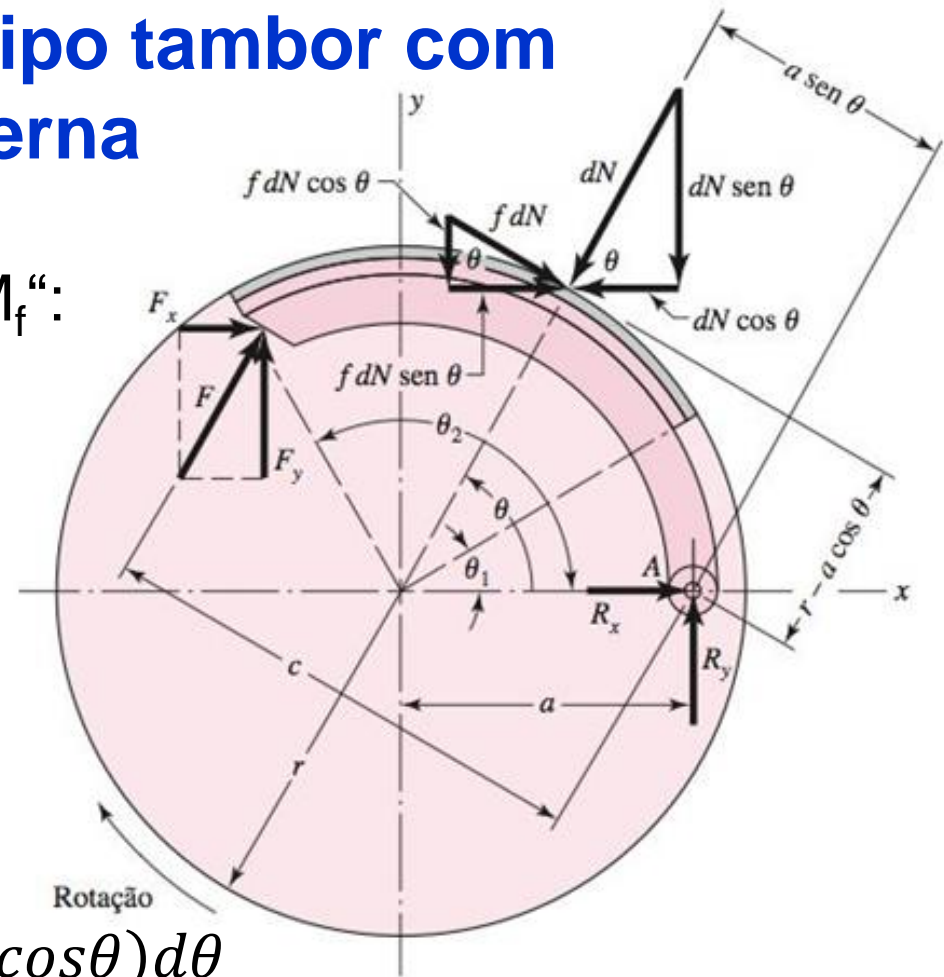
$$dN = p_a \cdot b \cdot r \cdot \frac{\text{sen}\theta}{\text{sen}\theta_a} d\theta$$

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna

Momento das forças de atrito “ M_f ”:

$$M_f = \int f \cdot dN \cdot (r - a \cdot \cos\theta)$$

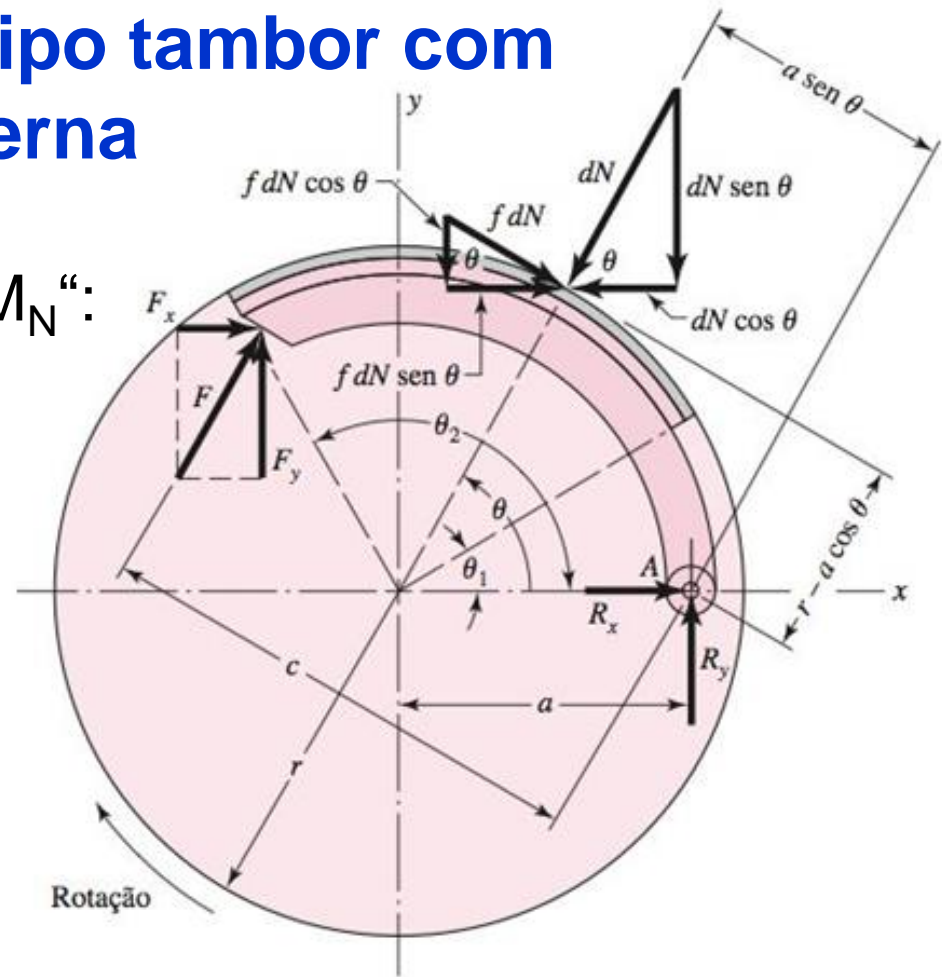
$$M_f = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r}{\text{sen}\theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}\theta \cdot (r - a \cdot \cos\theta) d\theta$$



$$M_f = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r}{\text{sen}\theta_a} \left[-r \cdot (\cos\theta_2 - \cos\theta_1) - \frac{a}{2} \cdot (\text{sen}^2\theta_2 - \text{sen}^2\theta_1) \right]_{22}$$

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna

Momento das forças normais “ M_N ”:



$$M_N = \int dN \cdot a \cdot \sin \theta$$

$$M_N = \frac{p_a \cdot b \cdot r \cdot a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta$$

$$M_N = \frac{p_a \cdot b \cdot r \cdot a}{4 \cdot \sin \theta_a} \left[2 \cdot (\theta_2 - \theta_1) \cdot \frac{\pi}{180} - \sin 2\theta_2 + \sin 2\theta_1 \right]$$

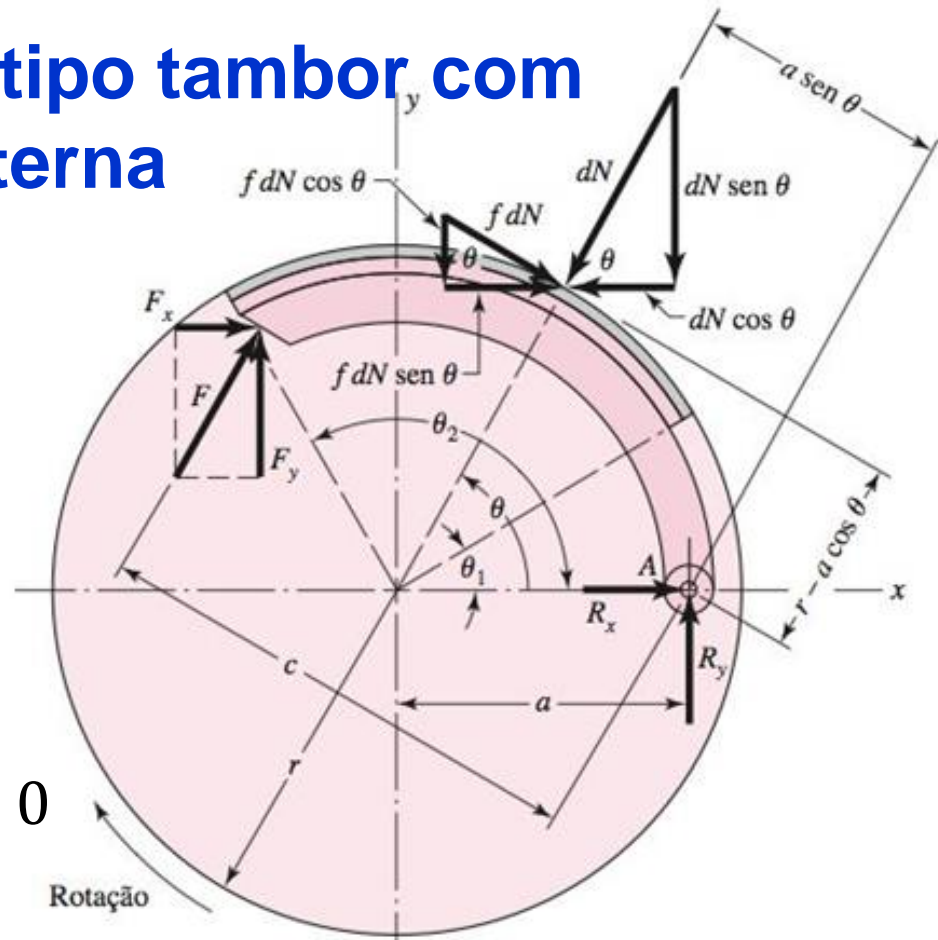
Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna

Força de acionamento:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F \cdot c - M_N + M_f = 0$$

$$F = \frac{M_N - M_f}{c}$$

Expressão válida para rotação horária



A dimensão a deve ser tal que $M_N > M_f$ para evitar o autoacionamento

:

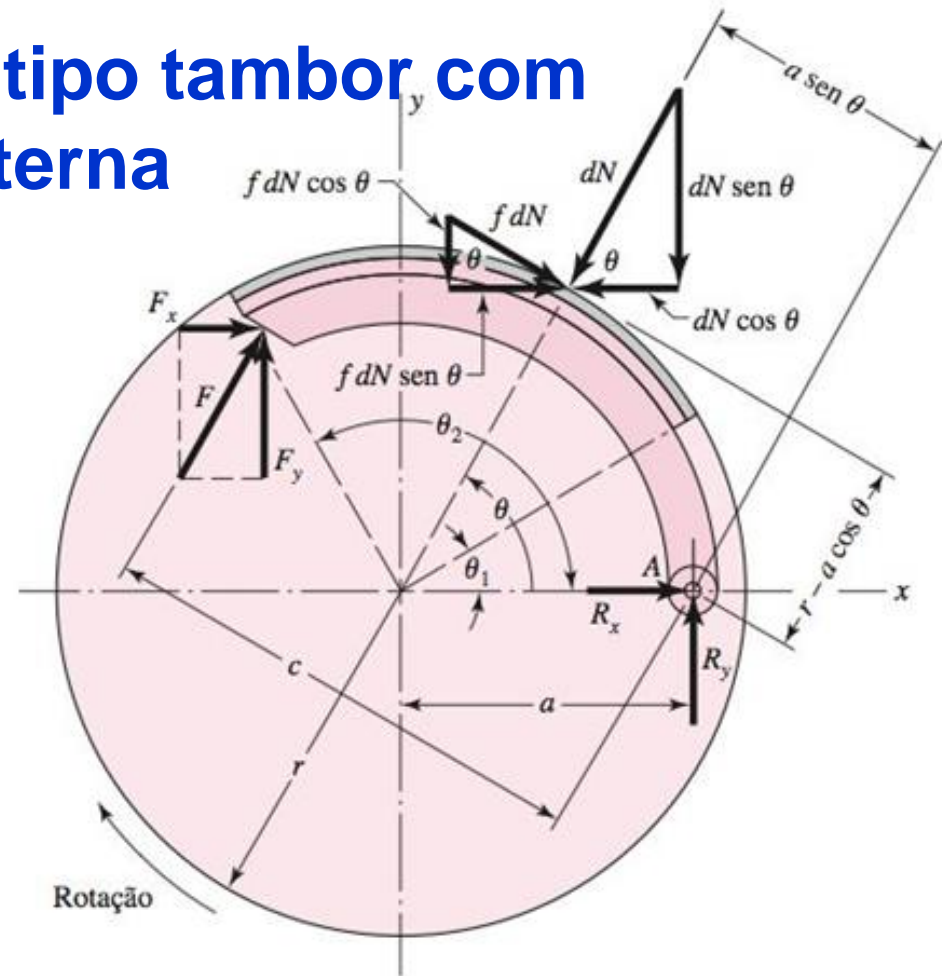
Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna

Torque de frenagem:

$$T = \int f \cdot r \cdot dN$$

$$T = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2}{\text{sen}\theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}\theta \cdot d\theta$$

$$T = \frac{f \cdot p_a \cdot b \cdot r^2}{\text{sen}\theta_a} [\cos\theta_1 - \cos\theta_2]$$



Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna

Reações no pino:

$$R_x = \int dN \cdot \cos\theta - \int f \cdot dN \cdot \sin\theta - F_x$$

$$R_y = \int dN \cdot \sin\theta + \int f \cdot dN \cdot \cos\theta - F_y$$

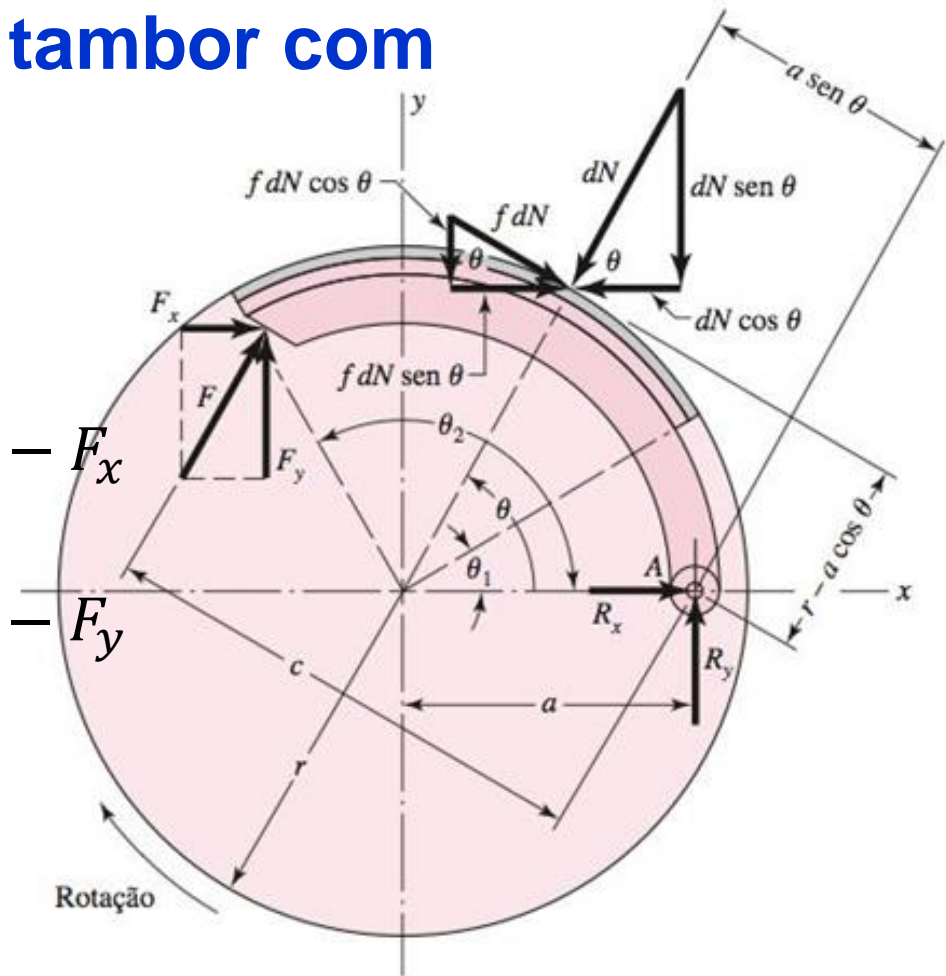
$$R_x = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin\theta_a} (A - f \cdot B) - F_x$$

$$R_y = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\sin\theta_a} (f \cdot A + B) - F_y$$

sendo:

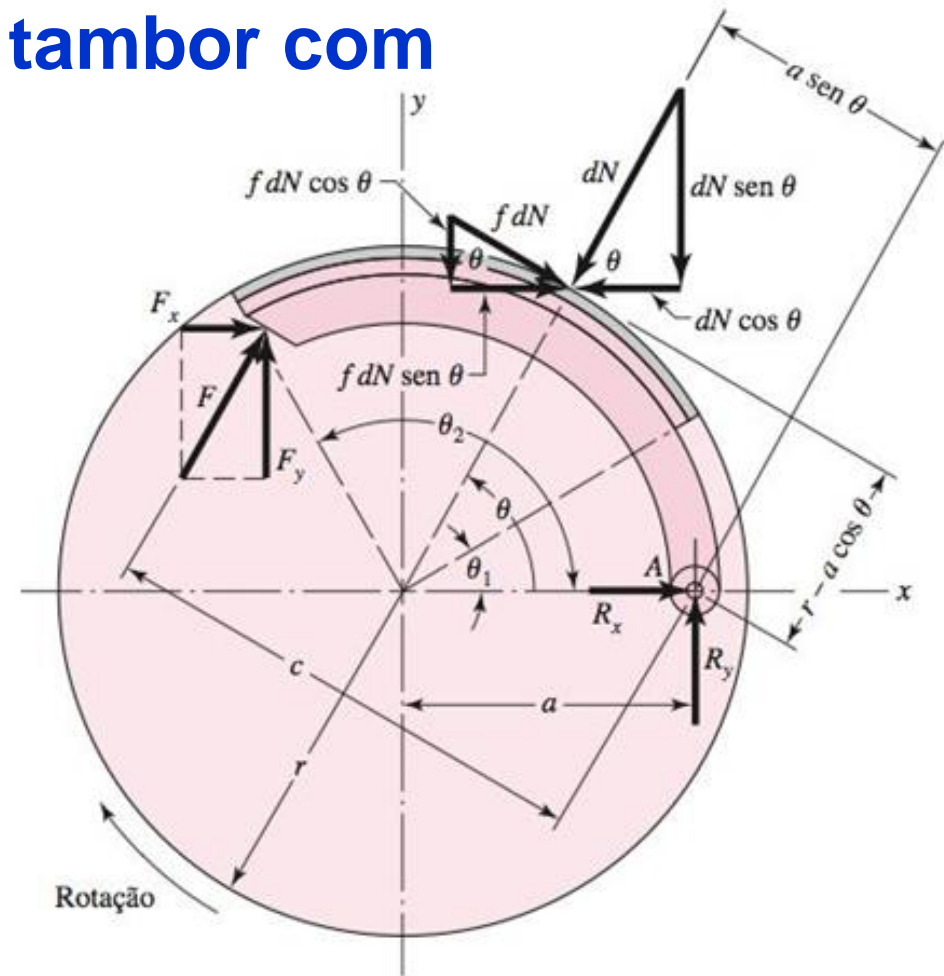
$$A = \left(\frac{1}{2} \sin^2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$B = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$



Expressões válidas para rotação horária

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna



Hipóteses utilizadas:

- A pressão é proporcional à distância até a articulação.
- O efeito da força centrífuga é desprezado.
- A sapata é rígida.
- O coeficiente de atrito não varia.

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata interna

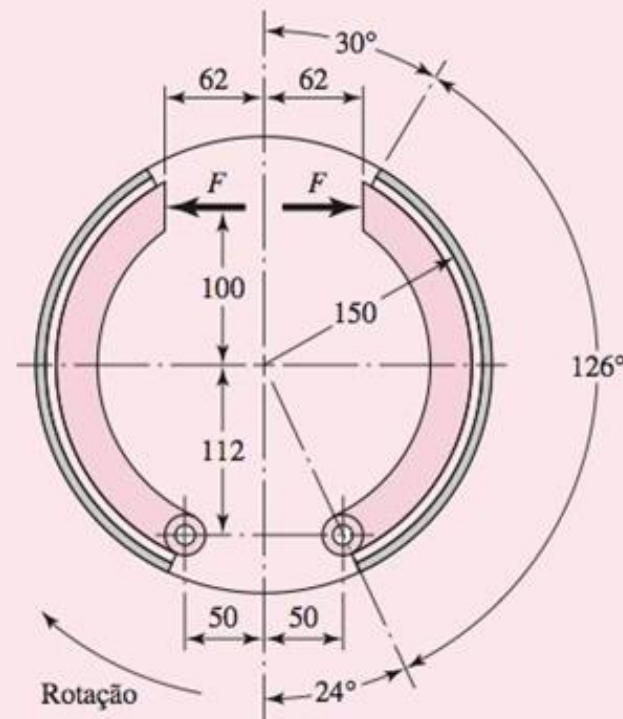
EXEMPLO 16-2

O freio mostrado na Figura 16-8 tem em diâmetro 300 mm e é acionado por um mecanismo que exerce a mesma força F em cada sapata. As sapatas são idênticas e têm uma largura de face de 32 mm. O forro é um asbesto moldado, tem um coeficiente de atrito de 0,32 e uma limitação de pressão de 1 000 kPa. Calcule a:

- Força acionadora F .
- Capacidade de frenagem.
- Reações do pino de articulação.

Figura 16-8

Freio com sapatas internas expansivas; dimensões em milímetros.



(a) A sapata direita é autoenergizante, assim a força é encontrada no pressuposto de que a pressão máxima ocorrerá nesta sapata. Aqui $\theta_1 = 0^\circ$, $\theta_2 = 126^\circ$, $\theta_a = 90^\circ$ e $\theta_a = 1$. Também

$$a = \sqrt{(112)^2 + (50)^2} = 122,7 \text{ mm}$$

Integrando a Equação (16-2) de 0 a θ_2 , resulta

$$\begin{aligned} M_f &= \frac{fp_a br}{\text{sen} \theta_a} \left[\left(-r \cos \theta \right)_0^{\theta_2} - a \left(\frac{1}{2} \text{sen}^2 \theta \right)_0^{\theta_2} \right] \\ &= \frac{fp_a br}{\text{sen} \theta_a} \left(r - r \cos \theta_2 - \frac{a}{2} \text{sen}^2 \theta_2 \right) \end{aligned}$$

Mudando os comprimentos para metros, temos

$$\begin{aligned} M_f &= (0,32)[1000(10)^3](0,032)(0,150) \\ &\quad \times \left[0,150 - 0,150 \cos 126^\circ - \left(\frac{0,1227}{2} \right) \text{sen}^2 126^\circ \right] \\ &= 304 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

O momento das forças normais é obtido por meio da Equação (16-3). Integrando de 0 a θ_2

$$\begin{aligned} M_N &= \frac{p_a bra}{\text{sen} \theta_a} \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \text{sen} 2\theta \right)_0^{\theta_2} \\ &= \frac{p_a bra}{\text{sen} \theta_a} \left(\frac{\theta_2}{2} - \frac{1}{4} \text{sen} 2\theta_2 \right) \\ &= [1000(10)^3](0,032)(0,150)(0,1227) \left\{ \frac{\pi}{2} \frac{126}{180} - \frac{1}{4} \text{sen}[(2)(126^\circ)] \right\} \\ &= 788 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Pela Equação (16-4), a força acionadora é

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} = \frac{788 - 304}{100 + 112} = 2,28 \text{ kN}$$

Pela Equação (16-6), o torque aplicado pela sapata da direita é

$$T_R = \frac{fp_a br^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\text{sen } \theta_a}$$

$$= \frac{0,32[1000(10)^3](0,032)(0,150)^2 (\cos 0^\circ - \cos 126^\circ)}{\text{sen } 90} = 366 \text{ N} \cdot \text{m}$$

O torque contribuído pela sapata esquerda não pode ser obtido até que aprendamos qual é a sua pressão máxima operacional. As Equações (16-2) e (16-3) indicam que os momentos devido às forças de atrito e normal são proporcionais a essa pressão. Assim, para a sapata esquerda,

$$M_N = \frac{788 p_a}{1000} \quad M_f = \frac{304 p_a}{1000}$$

Então, por meio da Equação (16-7),

$$F = \frac{M_N + M_f}{c}$$

ou

$$2,28 = \frac{(788/1000)p_a + (304/1000)p_a}{100 + 112}$$

Resolvendo, obtém-se $p_a = 443 \text{ kPa}$. Então, por meio da Equação (16-6), o torque na sapata esquerda é

$$T_L = \frac{fp_a br^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\text{sen } \theta_a}$$

Visto que $\theta_a = \text{sen } 90^\circ = 1$, temos

$$T_L = 0,32[443(10)^3](0,032)(0,150)^2 (\cos 0^\circ - \cos 126^\circ) = 162 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A capacidade de frenagem é o torque total:

$$T = T_R + T_L = 366 + 162 = 528 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(c) A fim de encontrarmos as reações de pino de articulação, notamos que $\theta_a = 1$ e $\theta_1 = 0$. Assim, a Equação (16-8) dá

$$A = \frac{1}{2} \text{sen}^2 \theta_2 = \frac{1}{2} \text{sen}^2 126^\circ = 0,3273$$

$$B = \frac{\theta_2}{2} - \frac{1}{4} \text{sen} 2\theta_2 = \frac{\pi(126)}{2(180)} - \frac{1}{4} \text{sen}[(2)(126^\circ)] = 1,3373$$

Além disso, suponha que

$$D = \frac{p_a br}{\text{sen} \theta_a} = \frac{1000(0,032)(0,150)}{1} = 4,8 \text{ kN}$$

em que $p_a = 1000$ kPa para a sapata direita. Então, usando a Equação (16-9), temos

$$\begin{aligned} R_x &= D(A - fB) - F_x = 4,8[0,3273 - 0,32(1,3373)] - 2,28 \text{ sen } 24^\circ \\ &= -1,410 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_y &= D(B + fA) - F_y = 4,8[1,3373 + 0,32(0,3273)] - 2,28 \text{ cos } 24^\circ \\ &= 4,839 \text{ kN} \end{aligned}$$

A resultante neste pino de articulação é

$$R = \sqrt{(-1,410)^2 + (4,839)^2} = 5,04 \text{ kN}$$

Resposta

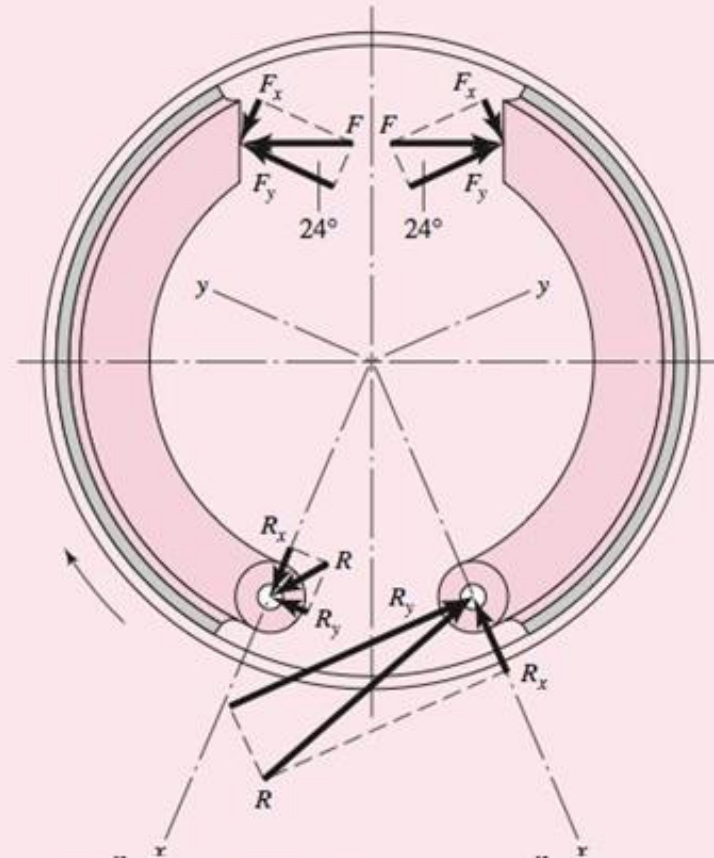
As reações no pino de articulação da sapata esquerda são encontradas usando as Equações (16-10) para uma pressão de 443 kPa. Elas devem ser $R_x = 0,678$ kN e $R_y = 0,538$ kN. A resultante é

$$R = \sqrt{(0,678)^2 + (0,538)^2} = 0,866 \text{ kN}$$

Resposta

As reações para ambos os pinos de articulação, junto com suas direções, são mostradas na Figura 16-9.

| **Figura 16-9**

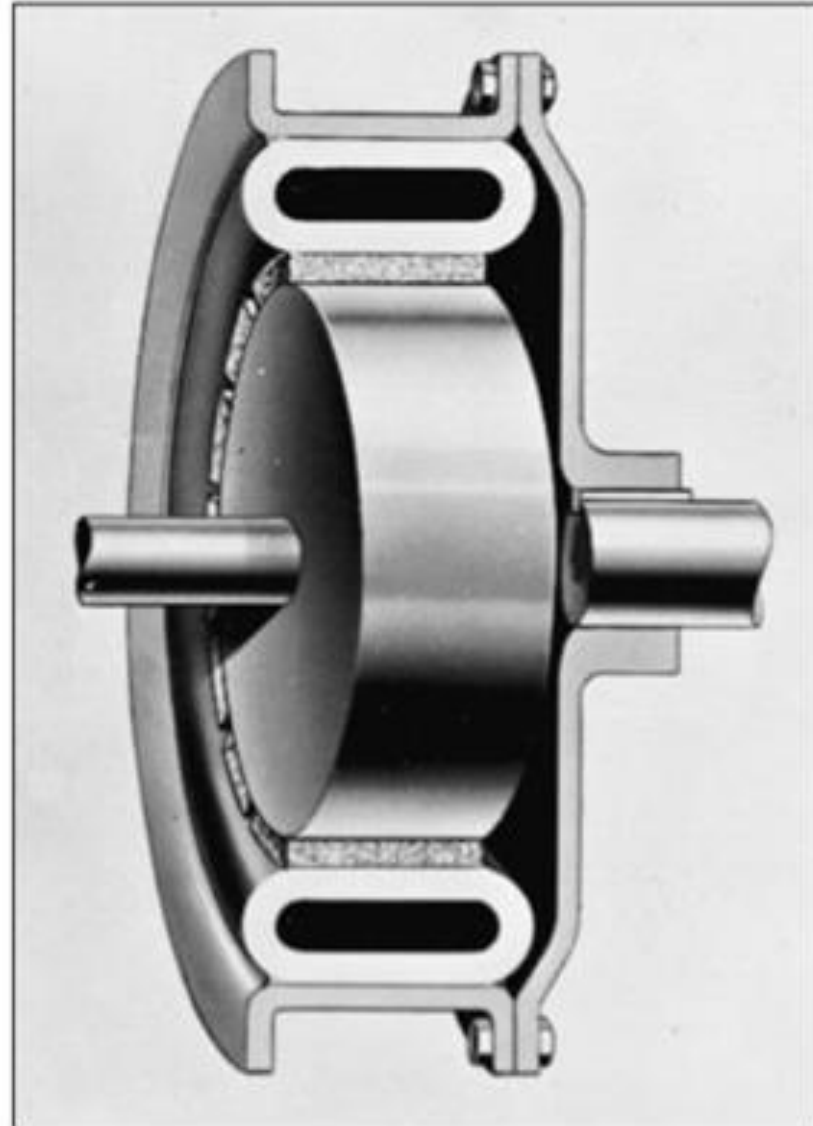


Este exemplo mostra dramaticamente o benefício a ser ganho ao arranjar as sapatas para serem autoenergizantes. Se a sapata esquerda fosse invertida, de modo que colocasse o pino de articulação no topo, ela aplicaria o mesmo torque que a sapata direita. Isso tornaria a capacidade do freio $(2)(366) = 732 \text{ N} \cdot \text{m}$ em vez da atual $528 \text{ N} \cdot \text{m}$, uma melhoria de 30%. Além disso, algo do material de atrito no pino de articulação poderia ser eliminado sem afetar seriamente a capacidade, por causa da baixa pressão nesta área. Essa mudança pode realmente melhorar todo o projeto, porque a exposição adicional do aro melhoraria a capacidade de dissipação de calor.

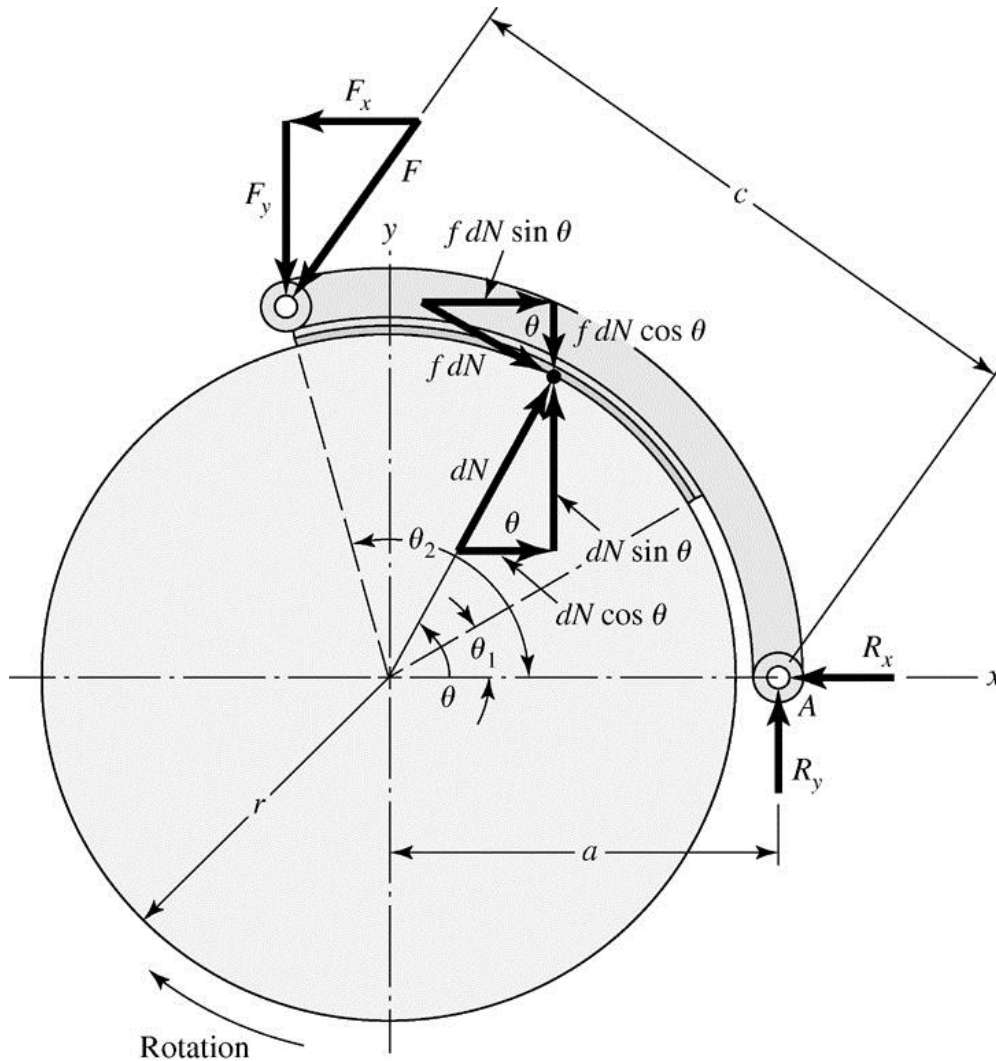
Freio ou embreagem tipo tambor com sapata externa

Figura 16-10

Um freio-embreagem contrátil externo engatado expandindo o tubo flexível com ar comprimido (Cortesia da Twin Disc Clutch Company).

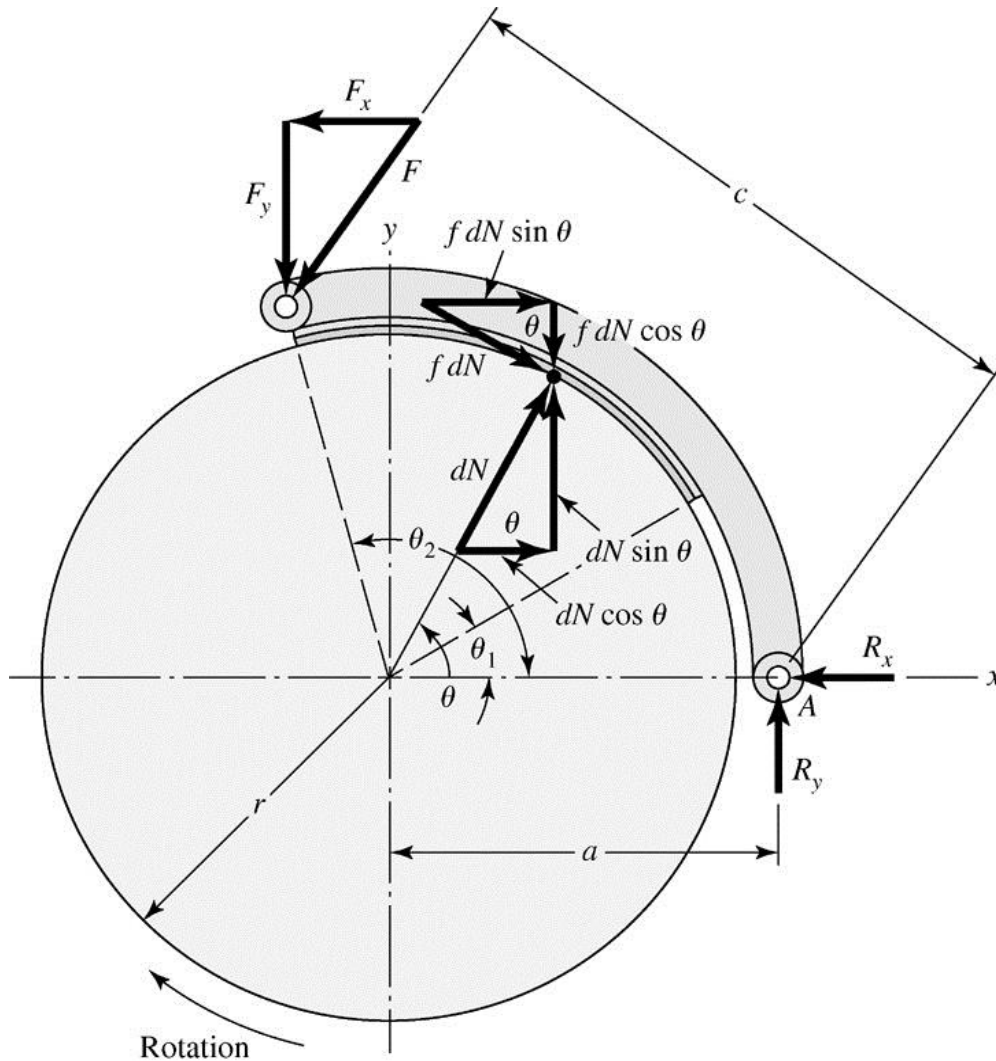


Freio ou embreagem tipo tambor com sapata externa



Tomando-se momentos na articulação, chega-se às **mesmas expressões** anteriormente discutidas, para os momentos das forças de fricção M_f e das forças normais M_N !

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata externa



Para a força atuante na sapata, tem-se:

$$F = \frac{M_N + M_F}{c}$$

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata externa – Reações na articulação

$$R_x = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\text{sen}\theta_a} (A + f \cdot B) - F_x$$

$$R_y = \frac{p_a \cdot b \cdot r}{\text{sen}\theta_a} (f \cdot A - B) + F_y$$

sendo:

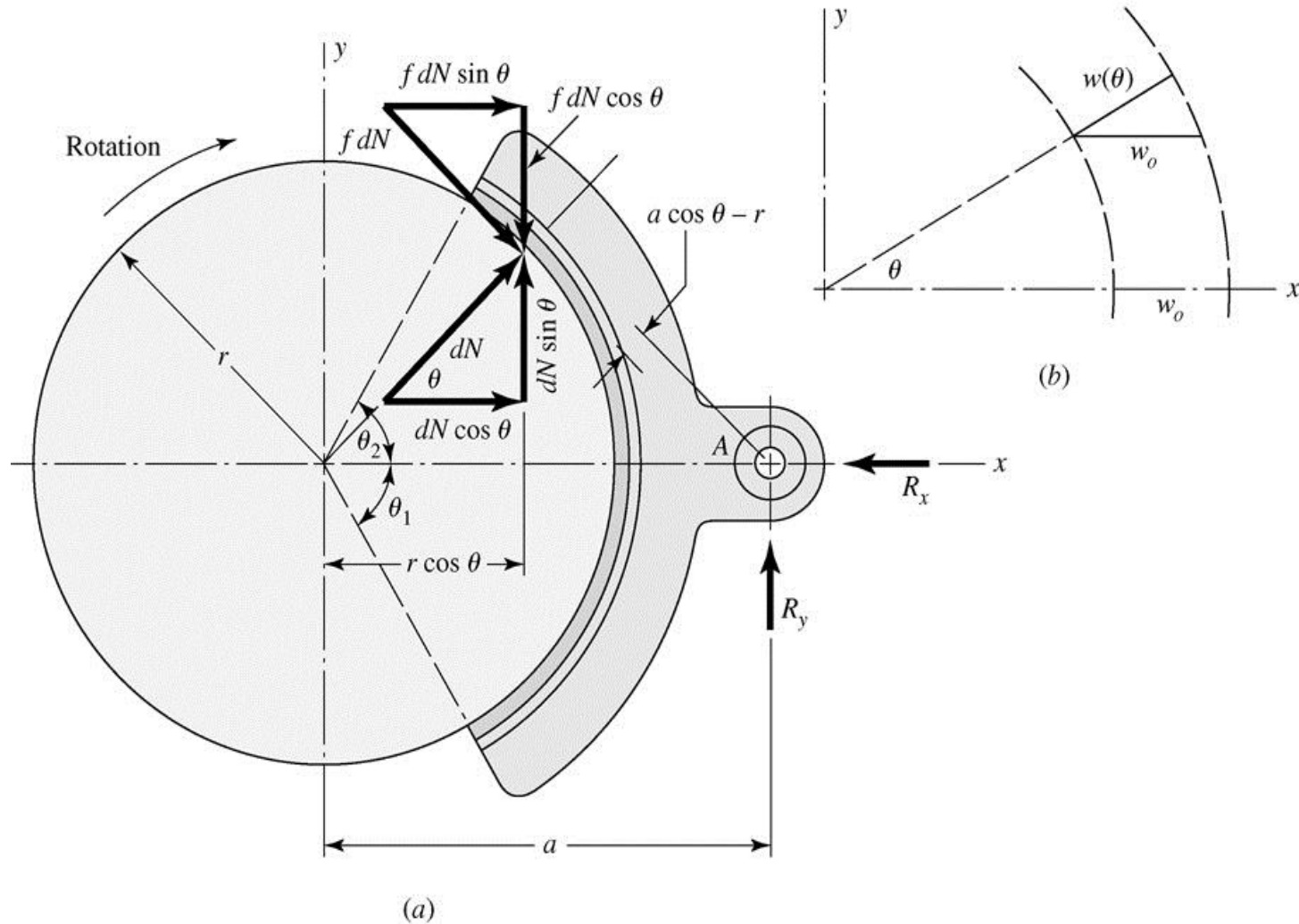
$$A = \left(\frac{1}{2} \text{sen}^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$B = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \text{sen} 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

Expressões válidas para rotação horária

- verificar que as condições de auto-energização estão invertidas para o presente caso.....
- o mesmo valerá para as reações nas articulações, visto que as parcelas de coeficiente de atrito deverão ter os sinais invertidos.....

Freio ou embreagem tipo tambor com sapata externa – Articulação simétrica à guarnição



Freio ou embreagem tipo tambor com sapata externa – Articulação simétrica à guarnição

Objetivo - determinar a distância da articulação, de tal modo que:

$$M_F = 2 \int_0^{\theta_2} f \cdot dN (\text{acos } \theta - r) = 0$$

e conseqüentemente:

$$a = \frac{4r \cdot \text{sen } \theta_2}{2\theta_2 \left(\frac{\pi}{180} \right) + \text{sen } 2\theta_2}$$

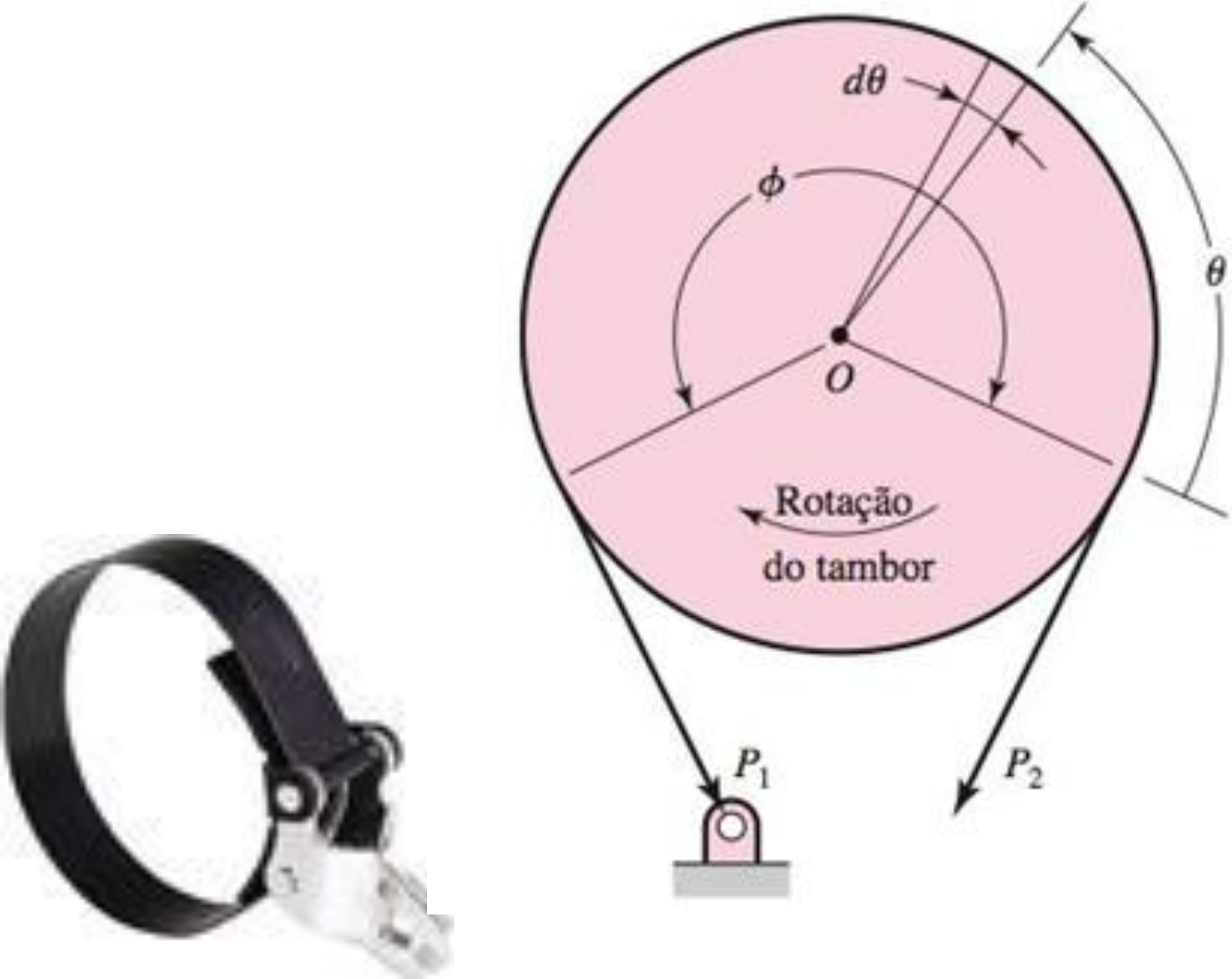
Torque e reações:

$$T = 2 \int_0^{\theta_2} f \cdot r \cdot dN = 2 \cdot f \cdot r^2 \cdot b \cdot p_{\text{max}} \cdot \text{sen } \theta$$

$$R_x = \frac{p_{\text{max}} \cdot b \cdot r}{2} \left[2\theta_2 \left(\frac{\pi}{180} \right) + \text{sen } 2\theta_2 \right] = -N$$

$$R_y = \frac{p_{\text{max}} \cdot b \cdot r \cdot f}{2} \left[2\theta_2 \left(\frac{\pi}{180} \right) + \text{sen } 2\theta_2 \right] = -f \cdot N$$

Freio ou embreagem de cinta



Freio ou embreagem de cinta

Qualquer elemento cinta, de comprimento angular $d\theta$, estará em equilíbrio sob a ação das forças mostradas na figura. Somando essas forças na direção vertical, temos

$$(P + dP) \sin \frac{d\theta}{2} + P \sin \frac{d\theta}{2} - dN = 0 \quad (a)$$

$$dN = P d\theta \quad (b)$$

visto que para ângulos pequenos, $\sin d\theta/2 = d\theta/2$. Somando as forças na direção horizontal, temos

$$(P + dP) \cos \frac{d\theta}{2} - P \cos \frac{d\theta}{2} - f dN = 0 \quad (c)$$

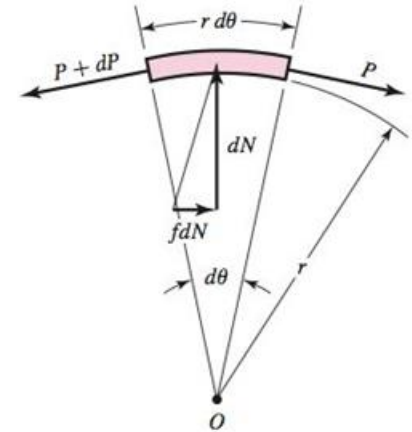
$$dP - f dN = 0 \quad (d)$$

uma vez que para pequenos ângulos, $\cos(d\theta/2) \doteq 1$. Substituindo o valor de dN da Equação (b) na (d) e integrando,

$$\int_{P_2}^{P_1} \frac{dP}{P} = f \int_0^{\phi} d\theta \quad \text{ou} \quad \ln \frac{P_1}{P_2} = f\phi$$

e

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{f\phi} \quad (16-19)$$



Freio ou embreagem de cinta

O torque pode ser obtido da equação

$$T = (P_1 - P_2) \frac{D}{2} \quad (16-20)$$

A força normal dN atuando em um elemento de área de largura b e comprimento $r d\theta$ é

$$dN = pbr d\theta \quad (e)$$

em que p é a pressão. Substituindo o valor de dN da Equação (b), resulta

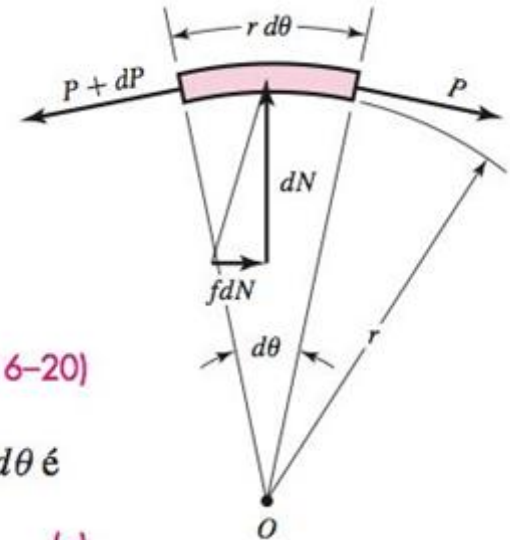
$$P d\theta = pbr d\theta$$

Portanto

$$p = \frac{P}{br} = \frac{2P}{bD} \quad (16-21)$$

A pressão é, portanto, proporcional à tensão na cinta. A pressão máxima p_a ocorrerá na ponta e terá o valor

$$p_a = \frac{2P_1}{bD} \quad (16-22)$$

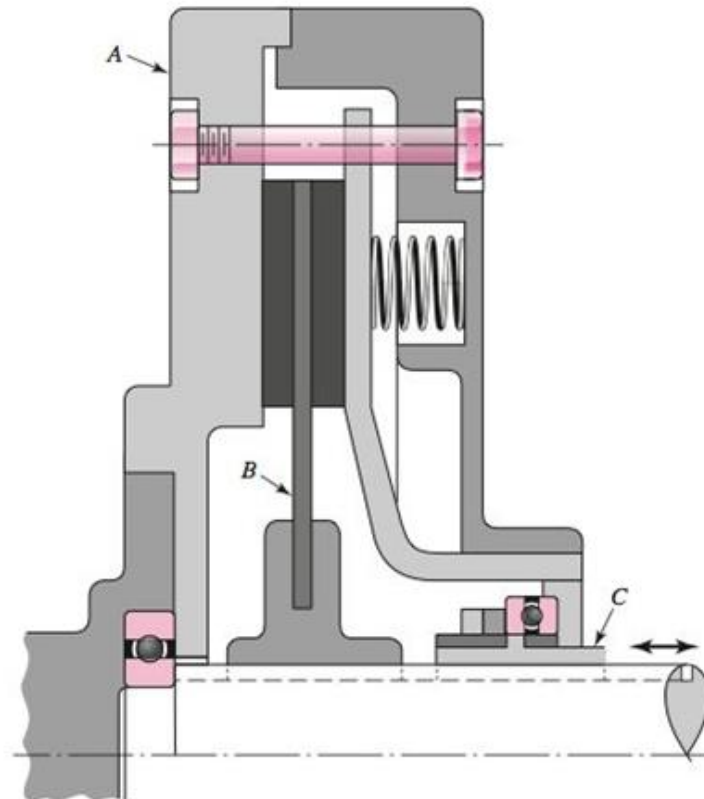


Embreagens de disco de ação axial

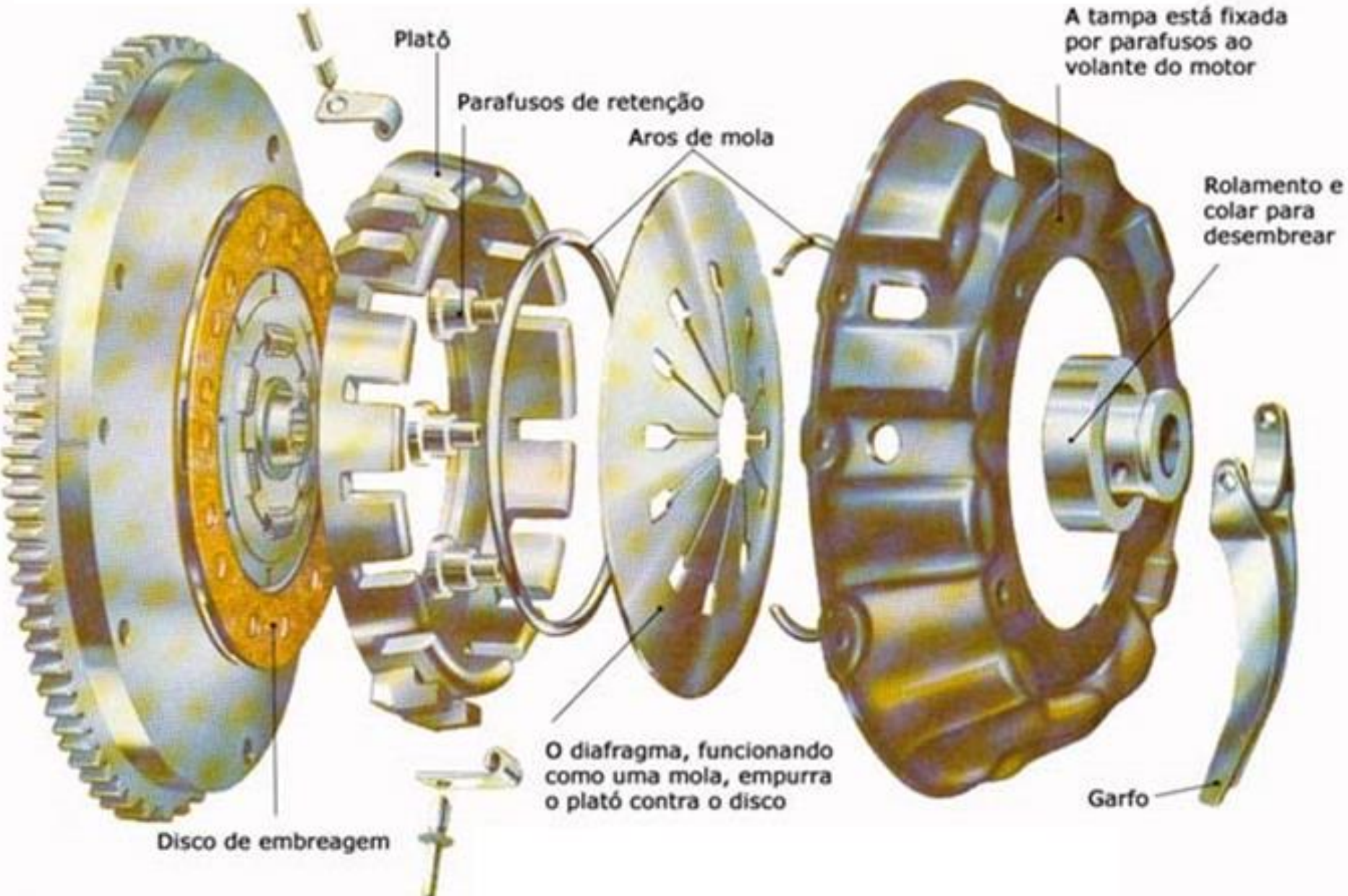
- Dispositivos de ampla aplicação devido, principalmente, a:
- independência com os efeitos centrifugos,
 - grande área de atrito num pequeno espaço disponível,
 - distribuição uniforme de pressão e
 - superfícies efetivas para dissipação do calor.

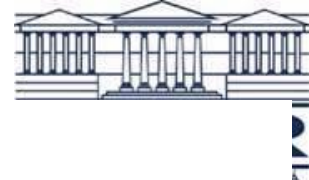
Figura 16-14

Vista de seção transversal de uma embreagem de um só prato (ou placa de pressão); A, placa motora; B, placa movida (chaveada ao eixo movido); C, acionador.

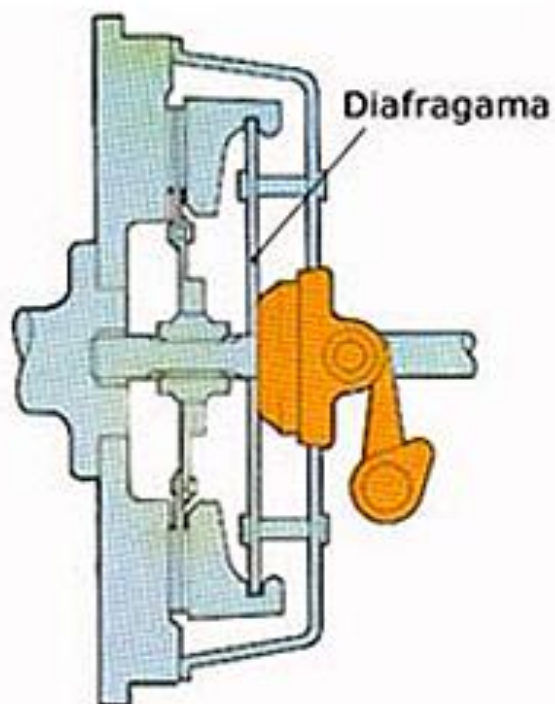


Componentes

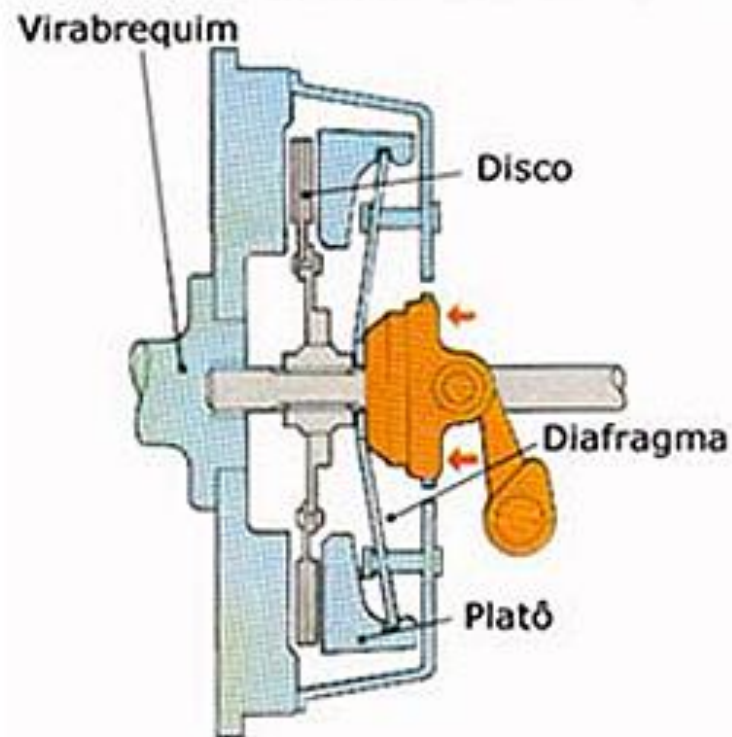




COMO ATUA O DIAFRAGMA



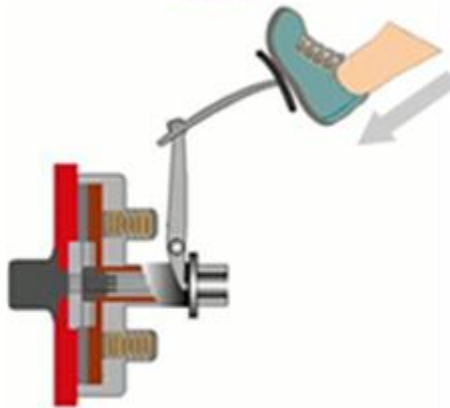
EMBREADO. O diafragma, quando se apresenta plano, empurra o platô



DESEMBREADO. O anel de impulso faz flectir o diafragma, liberando assim o platô

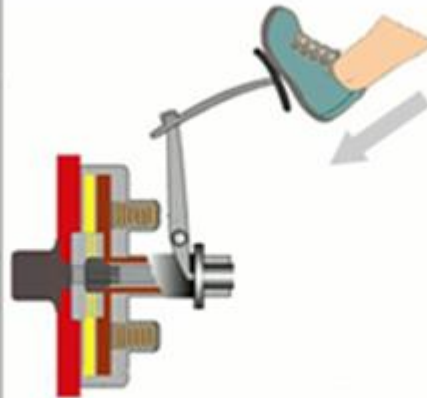
Acionamento

Pedal de embreagem solta



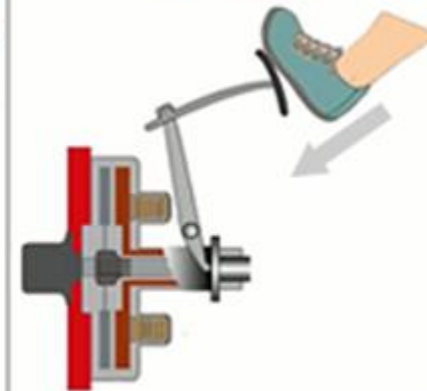
Motor conectado com a transmissão

Ponto de retenção



O movimento acontece pelo patinamento

Pedal de embreagem apertada

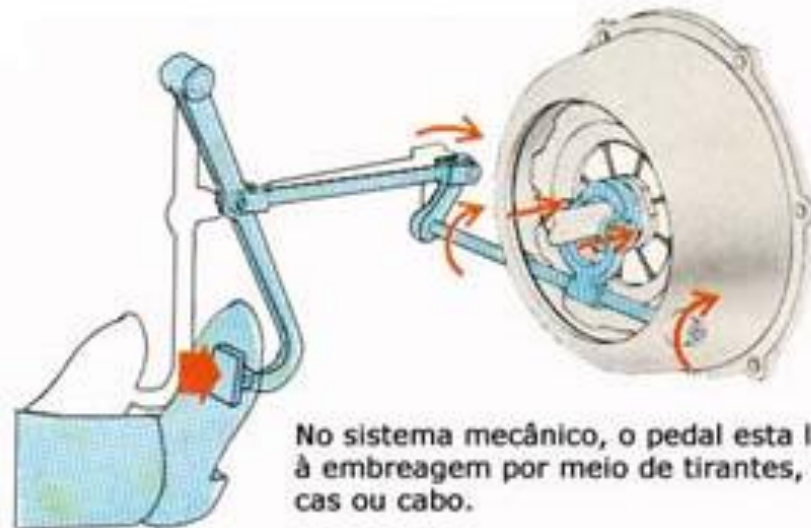


Motor desconectado da transmissão

Cilindro principal



No sistema hidráulico, a pressão do pedal força o óleo a penetrar no cilindro servo, o qual aciona o garfo.

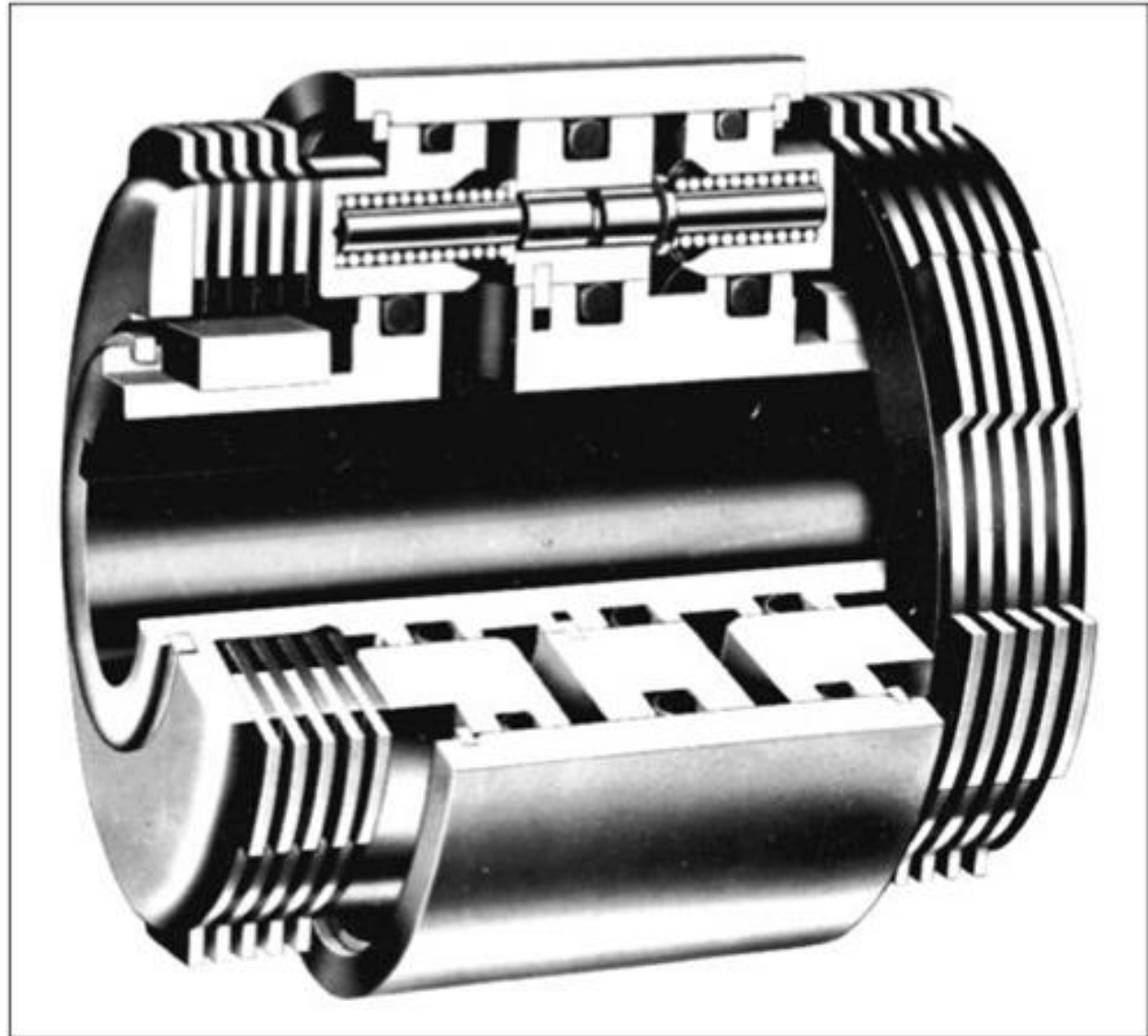


No sistema mecânico, o pedal está ligado à embreagem por meio de tirantes, alavancas ou cabos.

Embreagem multi-disco

Figura 16-15

Uma embreagem-freio de múltiplos discos com acionamento por óleo para operação em um banho de óleo ou óleo borrifado. É especialmente útil para ciclagem rápida.
(Cortesia da Twin Disc Clutch Company.)



Embreagens de disco de ação axial

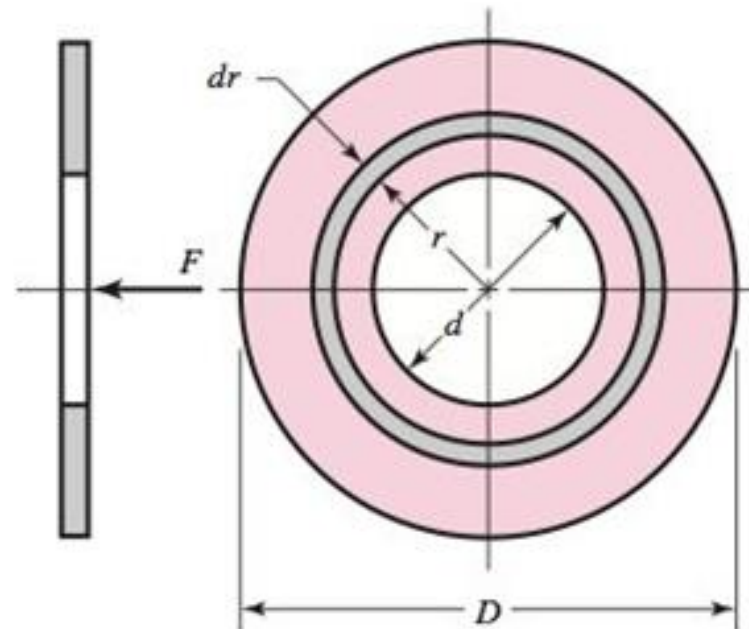
Hipóteses de solução:

A análise deve considerar a embreagem como sendo nova ou usada, ou seja:

- distribuição de pressões uniforme \Rightarrow embreagem nova
- desgaste uniforme \Rightarrow embreagem amaciada (usada)

Figura 16-16

Elemento de atrito do disco.



Embreagens de disco de ação axial

Pressão uniforme (embreagem nova):

Força de acionamento:

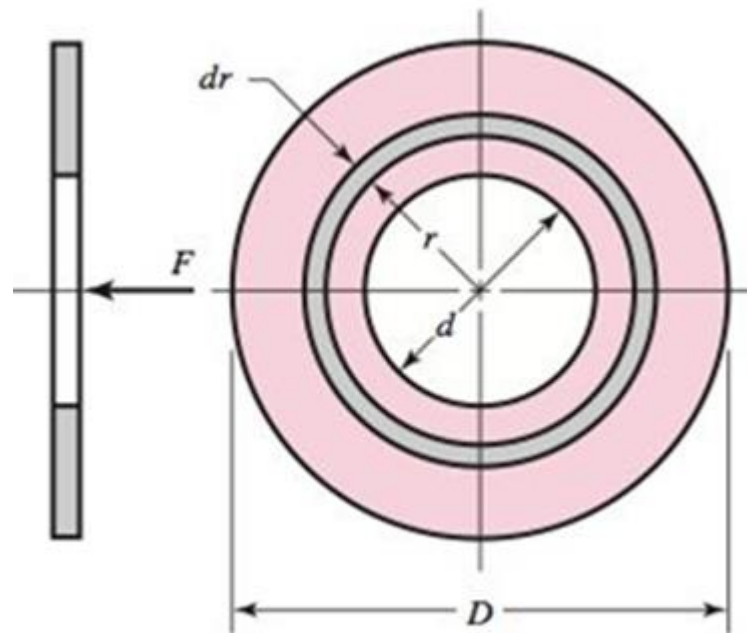
$$F = \frac{\pi \cdot p_a}{4} (D^2 - d^2)$$

Torque de atrito:

$$T = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \int_{d/2}^{D/2} r^2 dr$$

$$T = \frac{\pi \cdot f \cdot p}{12} (D^3 - d^3)$$

$$T = \frac{F \cdot f}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$



Torque produzido por um único par de superfícies em contato.

Este valor deve ser multiplicado pelo número de superfícies em contato.

Embreagens de disco de ação axial

Desgaste uniforme (embreagem amaciada):

Do Capítulo 12:

limpeza (ver Tabelas 12-10 e 12-11). Esses fatores consideram as diferenças em relação às condições de laboratório, sob as quais K foi medido. A Equação (12-26) pode ser escrita como

desgaste \rightarrow $w = f_1 f_2 K P V t$ \leftarrow pressão \leftarrow velocidade

(12-27)

O desgaste, portanto, é proporcional a PV , à propriedade material K , às condições de operação f_1 e f_2 , e ao tempo t .

Sendo o desgaste constante: $p \cdot v = C_1$

$$p \cdot \omega \cdot r = C_1$$

$$p \cdot r = C_2 = p_a \cdot \frac{d}{2}$$

$$p = p_a \cdot \frac{d}{2r}$$

Embreagens de disco de ação axial

Desgaste uniforme (embreagem amaciada):

Força de acionamento:

$$dF = p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr$$

$$F = \int_{d/2}^{D/2} p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr = \int_{d/2}^{D/2} p_a \cdot \frac{d}{2r} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr = \pi \cdot p_a \cdot d \int_{d/2}^{D/2} dr$$

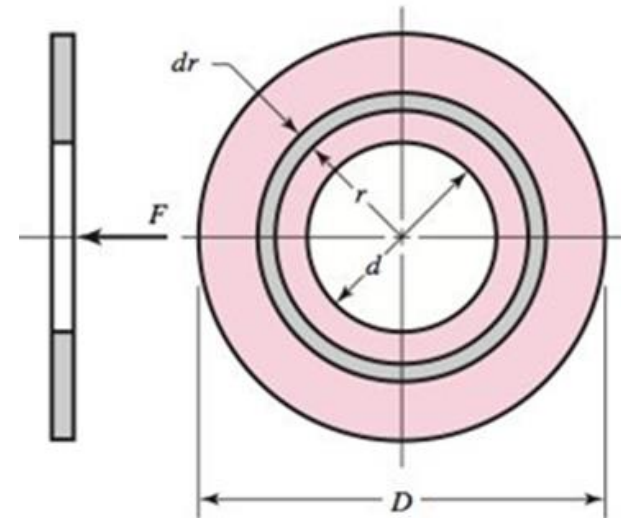
$$F = \frac{\pi \cdot p_a \cdot d}{2} \cdot (D - d)$$

Torque de atrito:

$$T = \int_{d/2}^{D/2} 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \cdot r^2 dr = \pi \cdot f \cdot p_a \cdot d \int_{d/2}^{D/2} r dr$$

$$T = \frac{\pi \cdot f \cdot p_a \cdot d}{8} (D^2 - d^2)$$

$$T = \frac{F \cdot f}{4} (D + d)$$



Torque produzido por um único par de superfícies em contato.

Este valor deve ser multiplicado pelo número de superfícies em contato.

Embreagens de disco de ação axial

Pressão uniforme (embreagem nova):

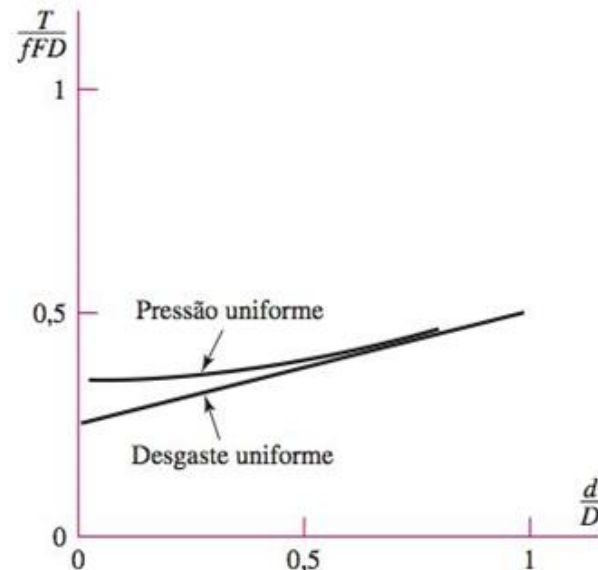
$$T = \frac{F \cdot f}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad \Longrightarrow \quad \frac{T}{f \cdot F \cdot D} = \frac{1}{3} \frac{1 - (d/D)^3}{1 - (d/D)^2}$$

Desgaste uniforme (embreagem amaciada):

$$T = \frac{F \cdot f}{4} (D + d) \quad \Longrightarrow \quad \frac{T}{f \cdot F \cdot D} = \frac{1 + d/D}{4}$$

Figura 16-17

Gráfico adimensional das Equações (b) e (c).



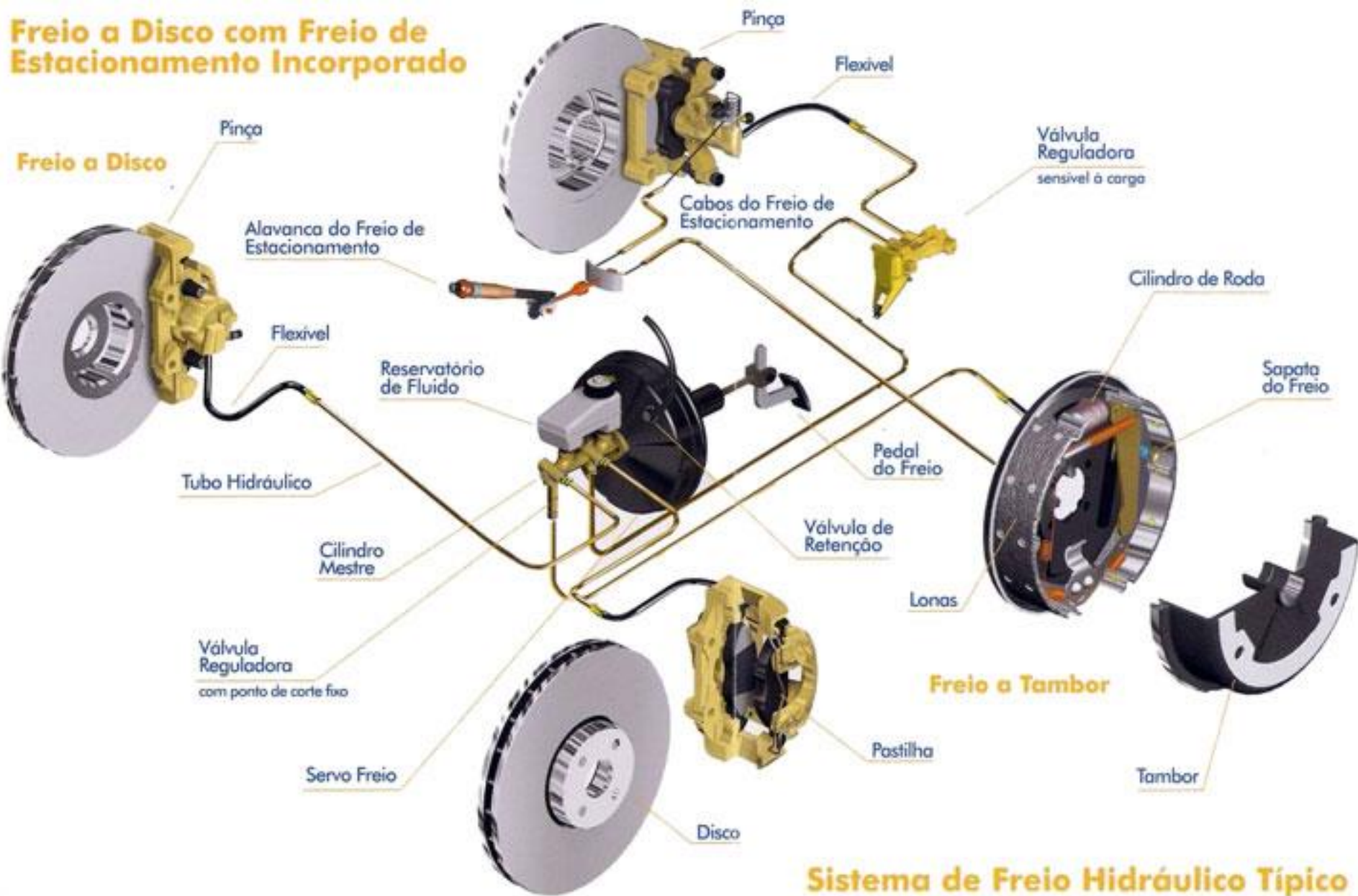
Freios a disco



Freios a disco

Freio a Disco com Freio de Estacionamento Incorporado

Freio a Disco



Sistema de Freio Hidráulico Típico

COMO FUNCIONAM OS FREIOS A DISCO

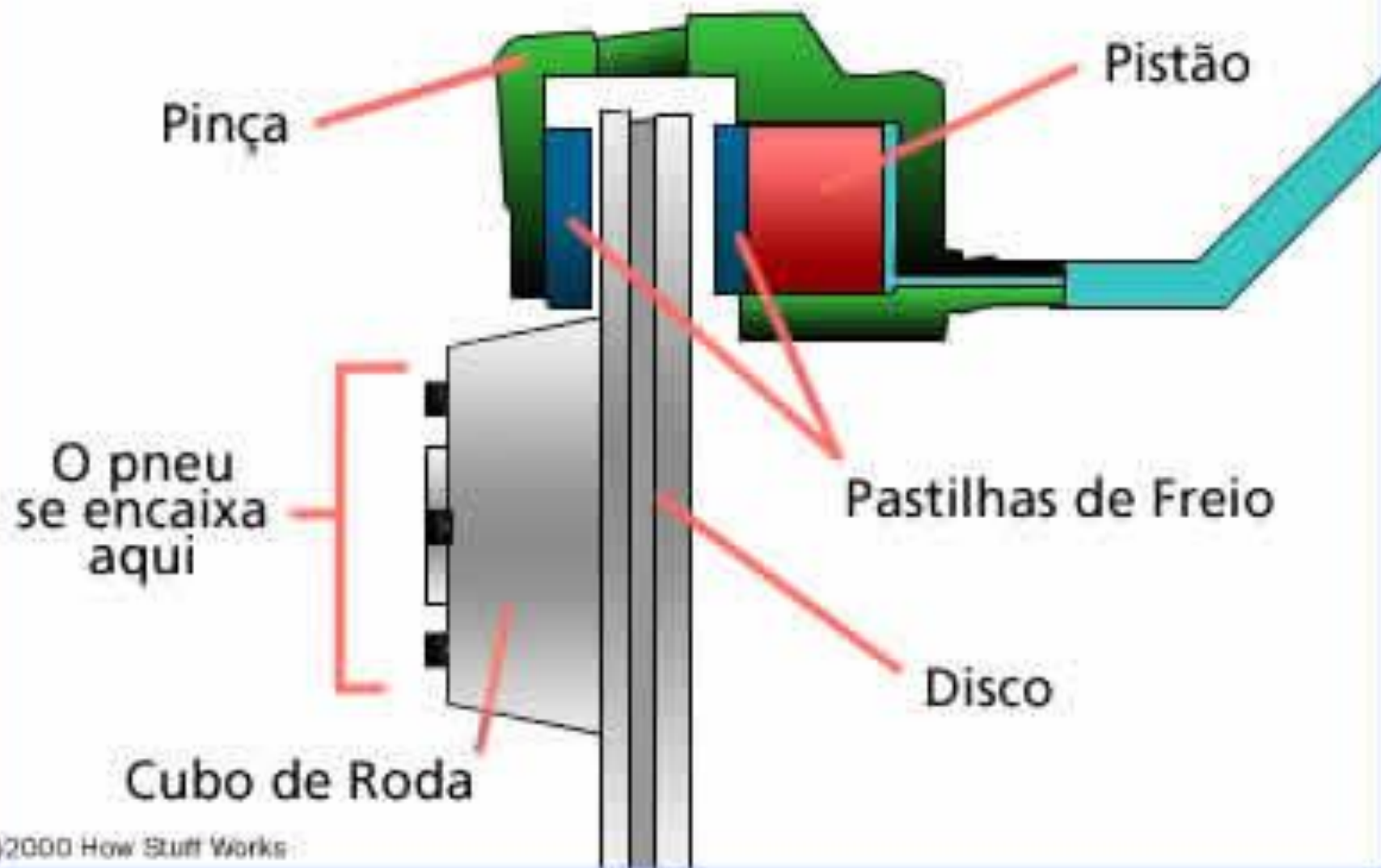
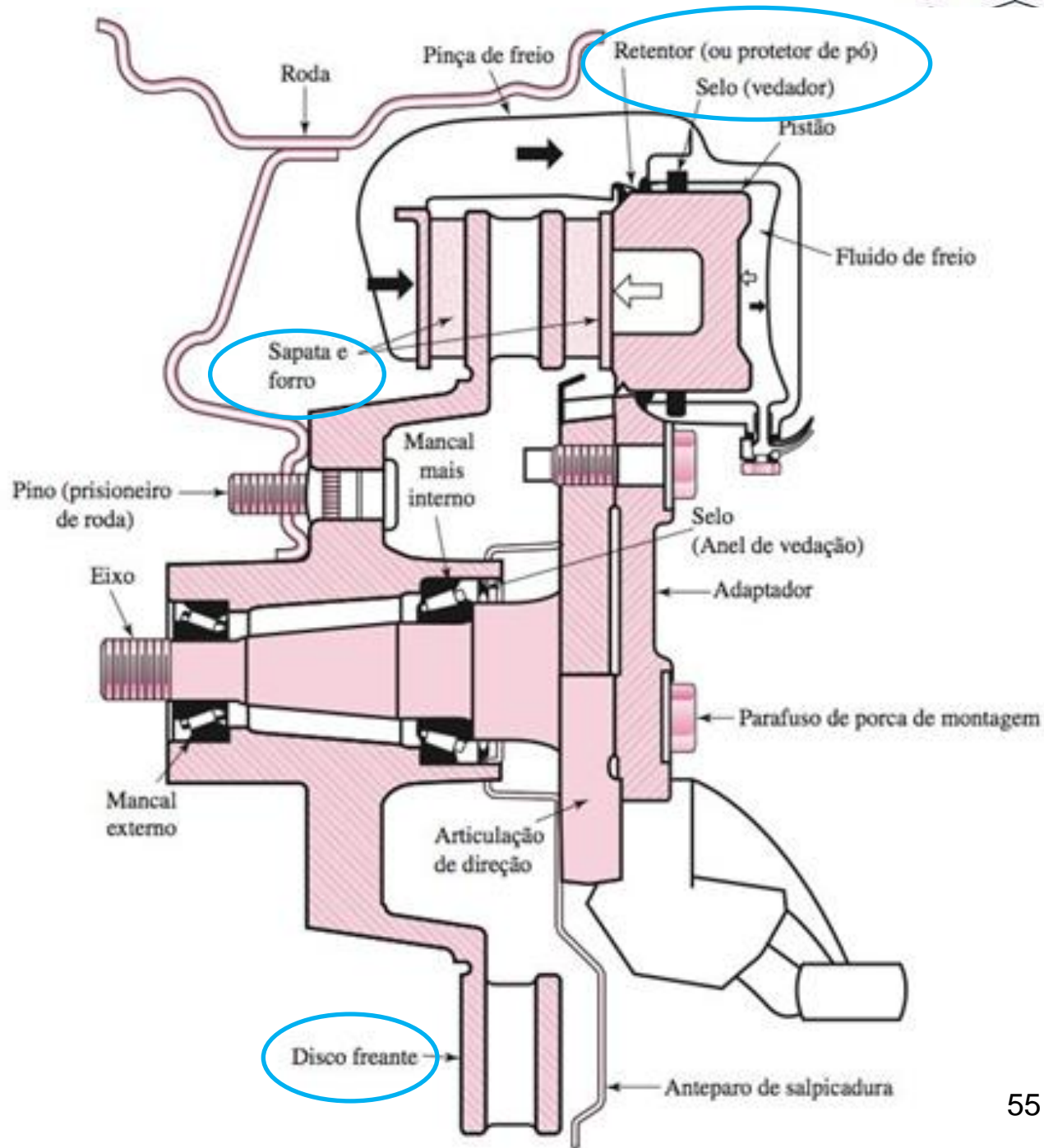


Figura 16-18

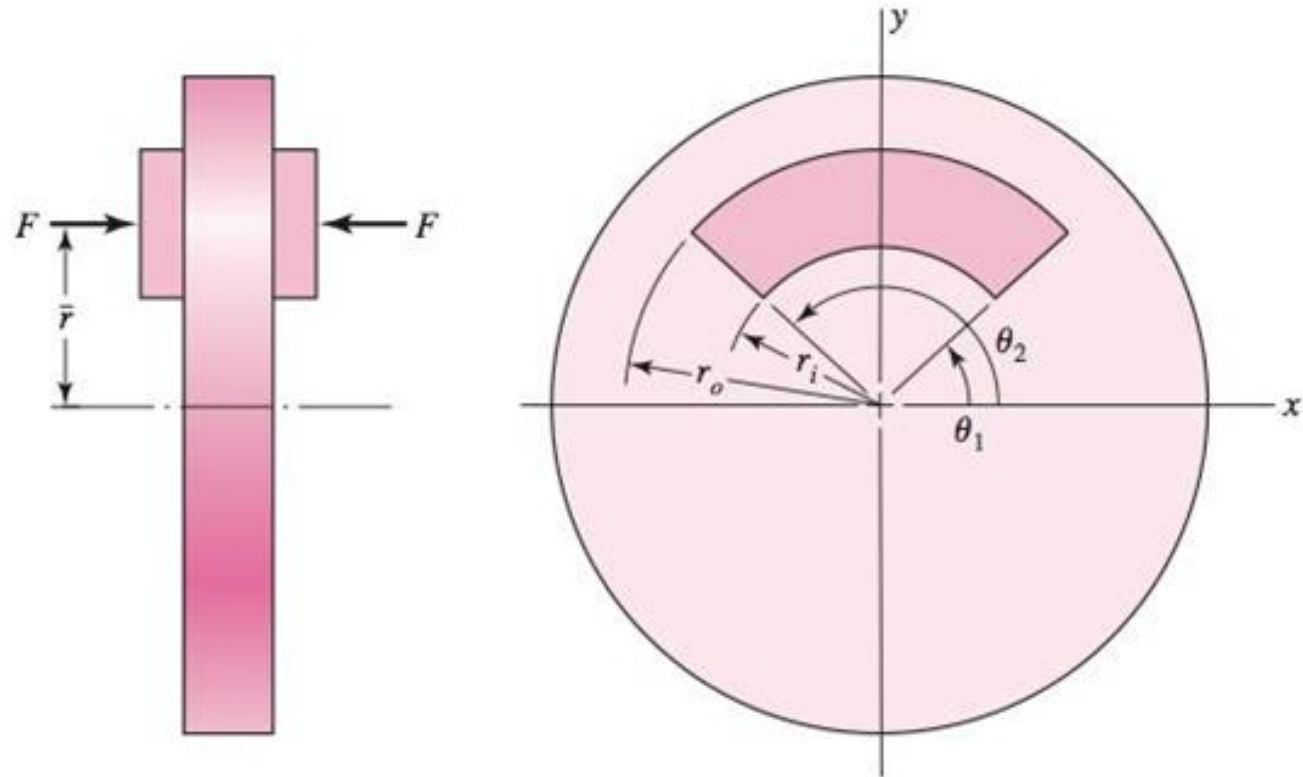
Um freio automotivo a disco.
(Cortesia de DaimlerChrysler Corporation.)



Freios a disco

Figura 16-19

Geometria da área de contato de um segmento anular de pastilha de um freio de pinça.



A coordenada \bar{r} localiza a linha de ação da força F que intercepta o eixo y . De interesse também é o raio efetivo r_e , que é o raio de uma sapata equivalente de espessura radial infinitesimal. Se p é a pressão local de contato, a força de acionamento F e o torque de atrito são dados por T

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} pr \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) \int_{r_i}^{r_o} pr \, dr \quad (16-29)$$

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} fpr^2 \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) f \int_{r_i}^{r_o} pr^2 \, dr \quad (16-30)$$

O raio equivalente r_e pode ser encontrado por meio de $fF r_e = T$, ou

$$r_e = \frac{T}{fF} = \frac{\int_{r_i}^{r_o} pr^2 \, dr}{\int_{r_i}^{r_o} pr \, dr} \quad (16-31)$$

A coordenada de localização \bar{r} da força ativante é encontrada tomando momentos ao redor do eixo x

$$M_x = Fr = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} pr(r \sin \theta) \, dr \, d\theta = (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \int_{r_i}^{r_o} pr^2 \, dr$$

$$r = \frac{M_x}{F} = \frac{(\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\theta_2 - \theta_1} r_e \quad (16-32)$$

Desgaste uniforme

Está claro pela Equação (12-27) que, para que o desgaste axial seja o mesmo em todo lugar, o produto PV deve ser uma constante. Pela Equação (a), Seção 16-5, a pressão pode ser expressa em termos da maior pressão admissível p_a (que ocorre no raio mais interno r_i) como $p = p_a r_i / r$. A Equação (16-29) se transforma em

$$F = (\theta_2 - \theta_1) p_a r_i (r_o - r_i) \quad (16-33)$$

A Equação (16-30) se transforma em

$$T = (\theta_2 - \theta_1) f p_a r_i \int_{r_i}^{r_o} r \, dr = \frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) f p_a r_i (r_o^2 - r_i^2) \quad (16-34)$$

A Equação (16-31) se torna

$$r_e = \frac{p_a r_i \int_{r_i}^{r_o} r \, dr}{p_a r_i \int_{r_i}^{r_o} dr} = \frac{r_o^2 - r_i^2}{2} \frac{1}{r_o - r_i} = \frac{r_o + r_i}{2} \quad (16-35)$$

A Equação (16-32) se transforma em

$$r = \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \frac{r_o + r_i}{2} \quad (16-36)$$



Pressão uniforme

Nesta situação, aproximada por um freio novo, $p = p_a$. A Equação (16-29) se transforma em

$$F = (\theta_2 - \theta_1) p_a \int_{r_i}^{r_o} r dr = \frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) p_a (r_o^2 - r_i^2) \quad (16-37)$$

A Equação (16-30) se transforma em

$$T = (\theta_2 - \theta_1) f p_a \int_{r_i}^{r_o} r^2 dr = \frac{1}{3} (\theta_2 - \theta_1) f p_a (r_o^3 - r_i^3) \quad (16-38)$$

A Equação (16-31) se transforma em

$$r_e = \frac{p_a \int_{r_i}^{r_o} r^2 dr}{p_a \int_{r_i}^{r_o} r dr} = \frac{r_o^3 - r_i^3}{3} \frac{2}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{2}{3} \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \quad (16-39)$$

A Equação (16-32) se transforma em

$$r = \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \frac{2}{3} \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{2}{3} \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \quad (16-40)$$

EXEMPLO 16-3

Duas pastilhas anulares, $r_i = 98$ mm, $r_o = 140$ mm, subtendem um ângulo de 108° , têm um coeficiente de atrito de 0,37 e são acionadas por um par de cilindros hidráulicos de 38 mm de diâmetro. O requisito de torque é $1\,470$ N·m. Para desgaste uniforme:

- (a) Encontre a maior pressão normal p_a .
- (b) Estime a força atuante F .
- (c) Encontre o raio equivalente r_e e localize a força \bar{r} .
- (d) Estime a pressão hidráulica requerida.

Solução

(a) Por meio da Equação (16-34), com $T = 1\,470/2 = 735$ N·m para cada pastilha

Resposta

$$p_a = \frac{2T}{(\theta_2 - \theta_1) f r_i (r_o^2 - r_i^2)}$$
$$= \frac{2(735\,000)}{(144^\circ - 36^\circ)(\pi/180)0,37(98)(140^2 - 98^2)} = 2,15 \text{ MPa}$$

(b) Da Equação (16-33),

Resposta

$$F = (\theta_2 - \theta_1) p_a r_i (r_o - r_i) = (144^\circ - 36^\circ)(\pi/180)2,15(98)(140 - 98)$$
$$= 16681 \text{ N}$$

(c) Da Equação (16–35),

Resposta

$$r_e = \frac{r_o + r_i}{2} = \frac{140 + 98}{2} = 119 \text{ mm}$$

Da Equação (16–36),

Resposta

$$r = \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \frac{r_o + r_i}{2} = \frac{\cos 36^\circ - \cos 144^\circ}{(144^\circ - 36^\circ)(\pi/180)} \frac{140 + 98}{2}$$
$$= 102 \text{ mm}$$

(d) Cada cilindro suporta a força acionadora de 16681 N.

Resposta

$$P_{\text{hidráulica}} = \frac{F}{A_P} = \frac{16\,681}{\pi(38^2/4)} = 14,7 \text{ MPa}$$

Um freio ou embreagem de atrito deve ter as seguintes características de material de garantia, a um grau que seja dependente da severidade de serviço:

- Coeficiente de atrito alto e reproduzível.
- Não afetável por condições ambientais, tal como umidade.
- A habilidade de resistir a altas temperaturas, junto com boa condutividade térmica e difusividade, bem como alta capacidade de calor específico.
- Boa resiliência.
- Alta resistência a desgaste, marcas e esfolamento (desgaste adesivo).
- Compatível com o ambiente.
- Flexibilidade.

MATERIAIS DE ATRITO

Tabela 16-3

Características de materiais de atrito para freios e embreagens.

Fontes: Ferodo Ltd., Chapel-en-le-frith, Inglaterra; Scan-pac, Mequon, Wisc.; Raybestos, Nova York, N.Y. e Stratford, Conn.; Gatke Corp, Chicago, Ill.; General Metals Powder Co., Akron, Ohio; D.A.B. Industries, Troy, Mich.; Friction Products Co., Medina, Ohio.

Material	Coeficiente de atrito f	Pressão máxima P_{max} , MPa	Temperatura máxima		Velocidade máxima V_{max} , m/s	Aplicações
			Instantânea, °C	Contínua, °C		
Cermeto	0,32	1,0	815	400		Freios e embreagens
Metal sinterizado (seco)	0,29-0,33	2,1-2,8	500-550	300-350	18	Embreagens e freios a disco de pinça
Metal sinterizado (úmido)	0,06-0,08	3,4	500	300	18	Embreagens
Asbesto rígido moldado (seco)	0,35-0,41	0,7	350-400	180	18	Freios de tambor e embreagens
Asbesto rígido moldado (úmido)	0,06	2,1	350	180	18	Embreagens industriais
Pastilhas de asbesto rígido moldado	0,31-0,49	5,2	500-750	230-350	24	Freios a disco
Não asbesto rígido moldado	0,33-0,63	0,7-1,0		260-400	24-38	Embreagens e freios
Asbesto semirrígido moldado	0,37-0,41	0,7	350	150	18	Embreagens e freios
Asbesto flexível moldado	0,39-0,45	0,7	350-400	150-180	18	Embreagens e freios
Fio tecido (lona) de asbestos e arame	0,38	0,7	350	150	18	Embreagens veiculares
Algodão de asbestos e arame	0,38	0,7	260	130	18	Embreagens industriais e freios
Algodão trançado	0,47	0,7	110	75	18	Embreagens industriais e freios
Papel resiliente (úmido)	0,09-0,15	2,8	150		$PV < 18$ MPa · m/s	Embreagens e bandas (ou cintas) de transmissão

MATERIAIS DE ATRITO

Tabela 16-4

Algumas propriedades de revestimentos de freio.

	Revestimento trançado	Revestimento moldado	Bloco rígido
Resistência de compressão, MPa	70-100	70-125	70-100
Resistência de tração, MPa	17-21	27-35	21-27
Temperatura máxima, °C	200-260	260	400
Velocidade máxima, m/s	38	25	38
Pressão máxima, kPa	340-690	690	1 000
Coefficiente de atrito, médio	0,45	0,47	0,40-45

MATERIAIS DE ATRITO

Tabela 16-5

Materiais de atrito para embreagens.

Material	Coeficiente de atrito		Temperatura máxima	Pressão máxima
	Úmido	Seco	°C	kPa
Ferro fundido em ferro fundido	0,05	0,15–0,20	320	1 000–1750
Metal pulverizado* em ferro fundido	0,05–0,1	0,1–0,4	540	1 000
Metal pulverizado* em aço duro	0,05–0,1	0,1–0,3	540	2 100
Madeira em aço ou ferro fundido	0,16	0,2–0,35	150	400–620
Couro em aço ou ferro fundido	0,12	0,3–0,5	100	70–280
Cortiça em aço ou ferro fundido	0,15–0,25	0,3–0,5	100	50–100
Feltro em aço ou ferro fundido	0,18	0,22	140	35–70
Asbesto trançado* em aço ou ferro fundido	0,1–0,2	0,3–0,6	175–260	350–700
Asbesto moldado* em aço ou ferro fundido	0,08–0,12	0,2–0,5	260	350–1 000
Asbesto impregnado* em aço ou ferro fundido	0,12	0,32	260–400	1 000
Aço carbono em aço	0,05–0,1	0,25	370–540	2 100

* O coeficiente de atrito pode ser mantido com $\pm 5\%$ para materiais específicos neste grupo.

BIBLIOGRAFIA DE REFERÊNCIA

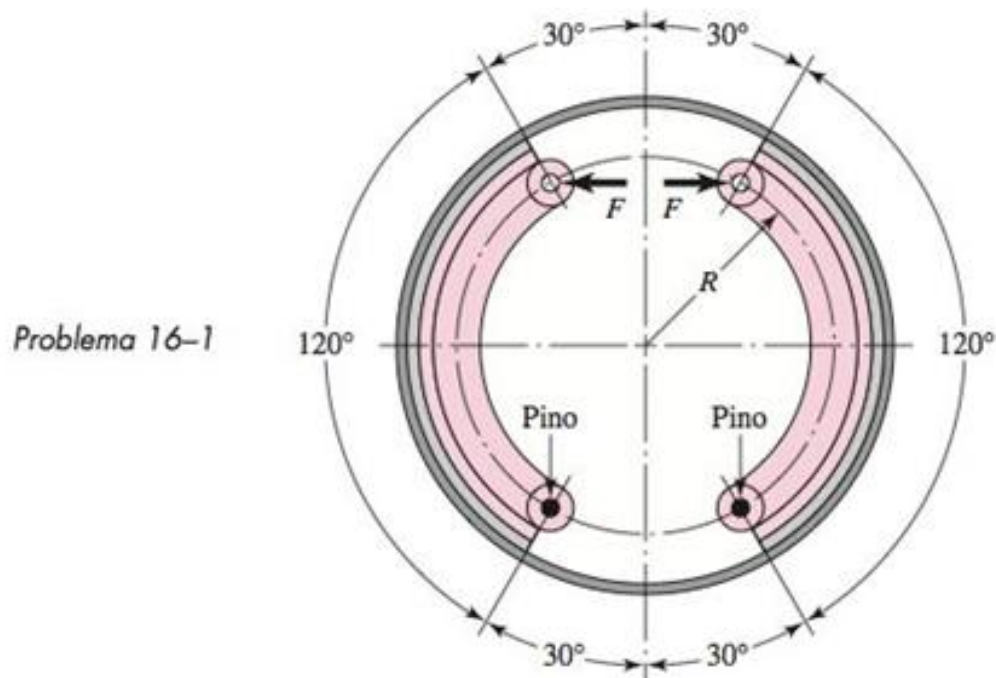


- JUVINALL, Robert – Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas, LTC.
- SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS – Projeto de Engenharia Mecânica, editora Bookman.
- SHIGLEY, BUDYNAS e NISBETT – Mechanical Engineering Design, Projeto de Engenharia Mecânica, editora McGraw-Hill.

PROBLEMAS

16-1 A figura mostra um freio do tipo de tambor com sapatas, tendo um diâmetro interno de aro de 300 mm e uma dimensão $R = 125$ mm. As sapatas têm uma largura de face de 37,5 mm e são ambas acionadas por uma força de 2 kN. O coeficiente médio de atrito é 0,28.

- Encontre a pressão máxima e indique a sapata na qual ela ocorre.
- Calcule o torque de frenagem executado por cada sapata e encontre o torque total de frenagem.
- Calcule as reações resultantes no pino de articulação.



16-2 Para o freio do Problema 16-1, considere iguais as localizações do pino e do acionador. Contudo, em lugar de 120° , admita que a superfície de frenagem da sapata seja 90° e localizada centralmente. Encontre a máxima pressão e o torque de frenagem total.

16-3 Na figura para o Problema 16-1, o diâmetro interno de aro é de 280 mm e a dimensão R é de 90 mm. As sapatas têm uma largura de face de 30 mm. Encontre o torque de frenagem e a pressão máxima para cada sapata se a força acionante é de 1 000 N, a rotação do tambor é anti-horária e $f = 0,30$.

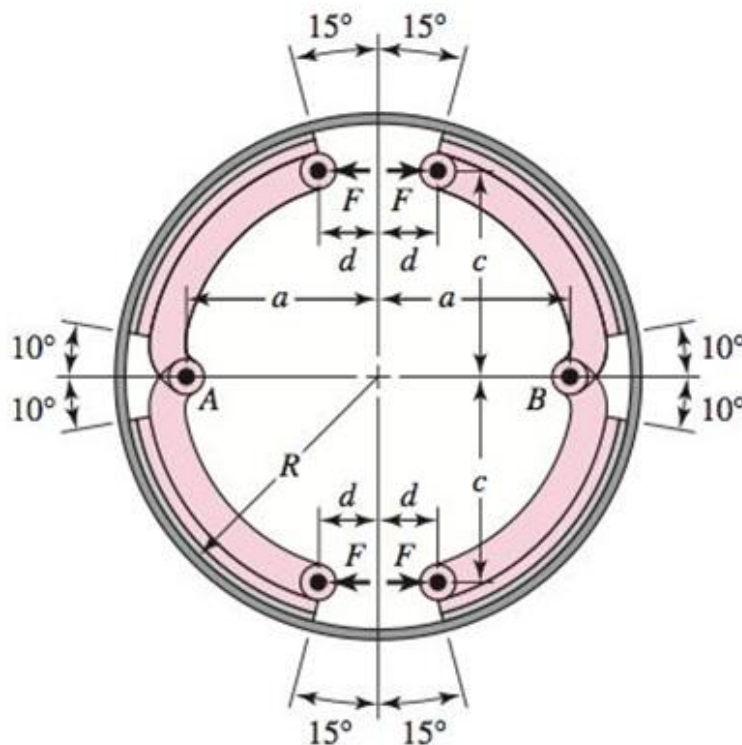
16-4 A figura mostra um tambor de freio de diâmetro de 400 mm com quatro sapatas internamente expansíveis. Cada um dos pinos de articulação A e B suporta um par de sapatas. O mecanismo acionador deve ser arranjado para produzir a mesma força F em cada sapata. A largura de face das sapatas é de 75 mm. O material usado permite um coeficiente de atrito de 0,24 e uma pressão máxima de 1 000 kPa.

(a) Determine a força acionadora.

(b) Calcule a capacidade do freio.

(c) Sabendo que a rotação pode ser em qualquer direção, calcule as reações do pino de articulação.

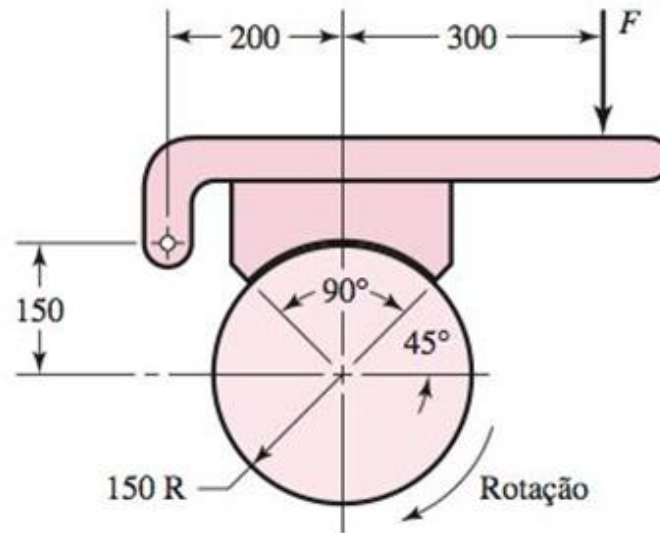
Problema 16-4
As dimensões em milímetros
são $a = 150$, $c = 165$,
 $R = 200$ e $d = 50$.



16-5

O freio de mão de tipo bloco mostrado na figura tem uma largura de face de 30 mm e um coeficiente médio de atrito de 0,25. Para uma força de acionamento estimada de 400 N, encontre a pressão máxima na sapata e o torque de frenagem.

Problema 16-5
Dimensões em milímetros.



16-6

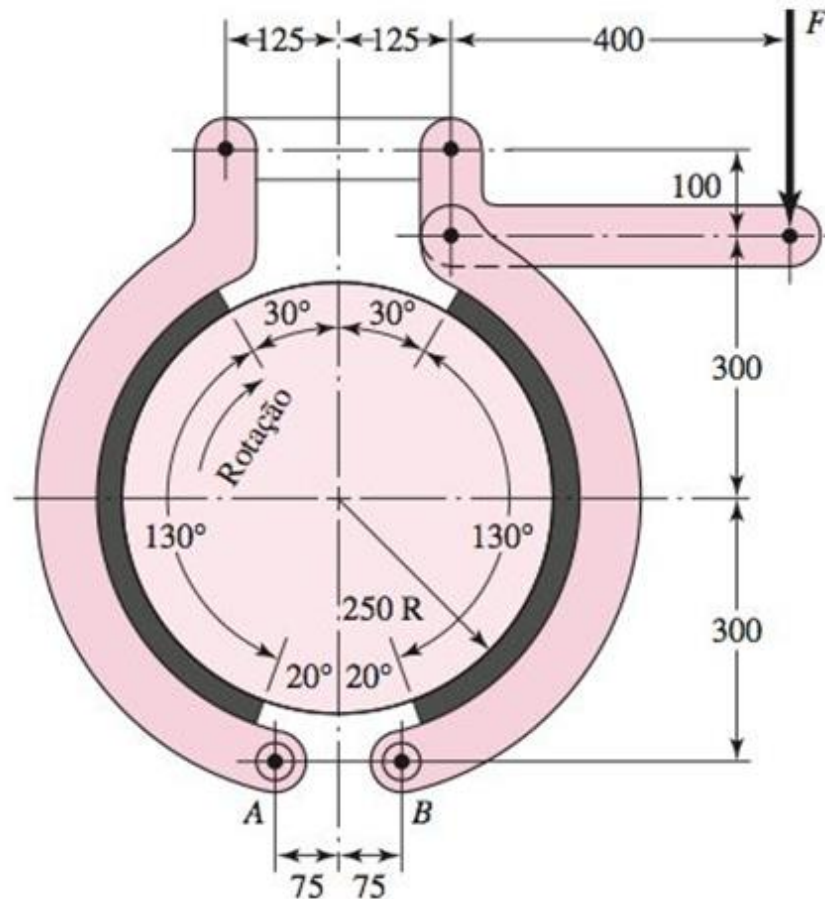
Suponha que o desvio padrão do coeficiente de atrito no Problema 16-5 seja $\hat{\sigma}_f = 0,025$, e que o desvio da média seja devido inteiramente às condições ambientais. Encontre o torque de freio que corresponde a $\pm 3\hat{\sigma}_f$.



16-7

O freio mostrado na figura tem um coeficiente de atrito de 0,30, uma largura de face de 50 mm e uma pressão limitante no forro de sapata de 1 MPa. Encontre a força acionadora limitante F e a capacidade de torque.

Problema 16-7
Dimensões em mm.



16-8

Considere a sapata simétrica pivotada externa de freio da Figura 16-12 e Equação (16-15). Suponha que a distribuição de pressão seja uniforme, isto é, a pressão p independe de θ . Qual será a distância de pivô a' ? Se $\theta_1 = \theta_2 = 60^\circ$, compare a com a' .

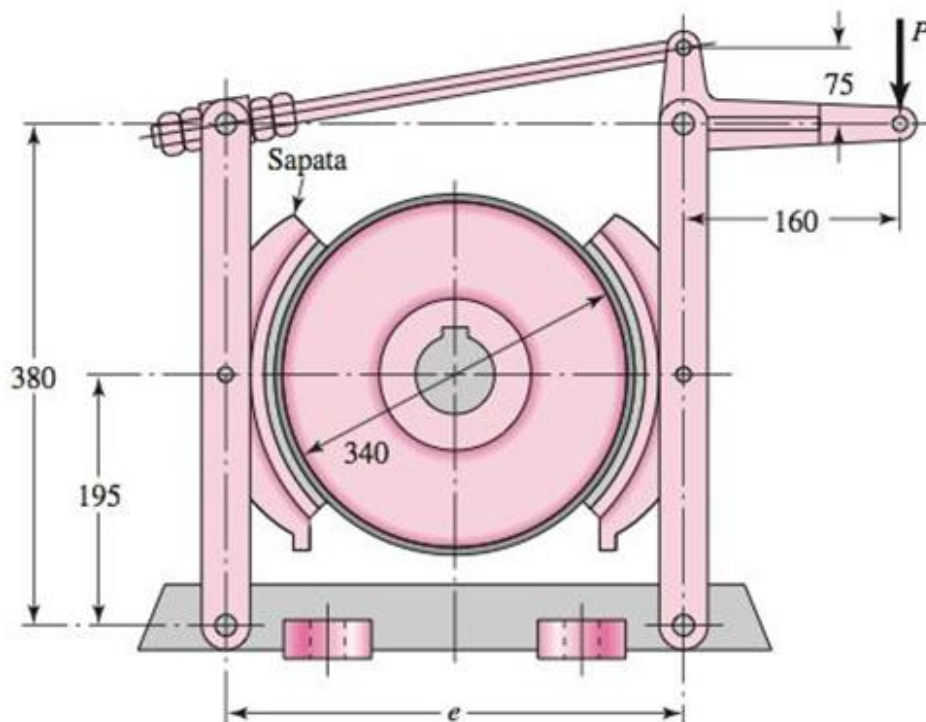


16-9

As sapatas no freio representado na figura subtendem um arco de 90° no tambor deste freio de sapata externa pivotada. A força acionadora P é aplicada à alavanca. A direção de rotação do tambor é anti-horária e o coeficiente de atrito é de 0,30.

- (a) Qual deve ser a dimensão e ?
- (b) Desenhe os diagramas de corpo livre da alavanca de cabo e as alavancas de sapata, com as forças expressas em termos da força acionadora P .
- (c) A direção de rotação do tambor afeta o torque de frenagem?

Problema 16-9
Dimensões em mm.



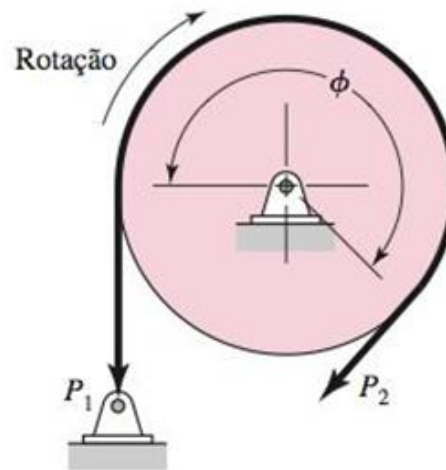
16-10

O Problema 16-9 é preliminar para analisar o freio. Um forro moldado é usado seco no freio do Problema 16-9 em tambor de ferro fundido. As sapatas têm 190 mm de largura e subtendem um arco de 90° . Encontre a força acionadora e o torque de frenagem.

16-11

A pressão máxima de interface de banda (ou cinta) no freio mostrado na figura é de 620 kPa. Use um tambor de 350 mm de diâmetro, uma largura de banda de 100 mm, um coeficiente de atrito de 0,25 e um ângulo de cobertura de 270° . Encontre as tensões de banda e a capacidade de torque.

Problema 16-11



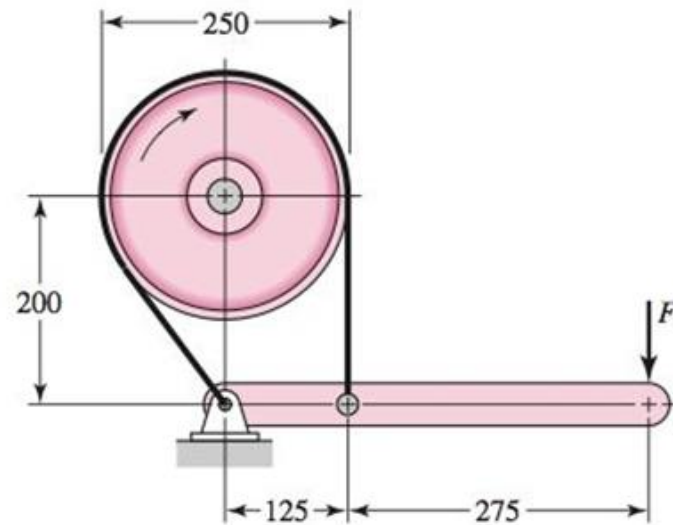
16-12

O tambor para o freio de banda no Problema 16-11 é de 300 mm em diâmetro. A banda selecionada tem um coeficiente médio de atrito de 0,28 e uma largura de 80 mm. Ela pode seguramente suportar uma tensão de 7,6 kN. Se o ângulo de cobertura é 270° , encontre a pressão de ferro e a capacidade em torque.

16-13

O freio mostrado na figura tem um coeficiente de atrito de 0,30 e é operado usando uma força máxima de 400 N. Se a largura de banda é de 50 mm, encontre as tensões de banda e o torque de frenagem.

Problema 16-13
Dimensões em milímetros.

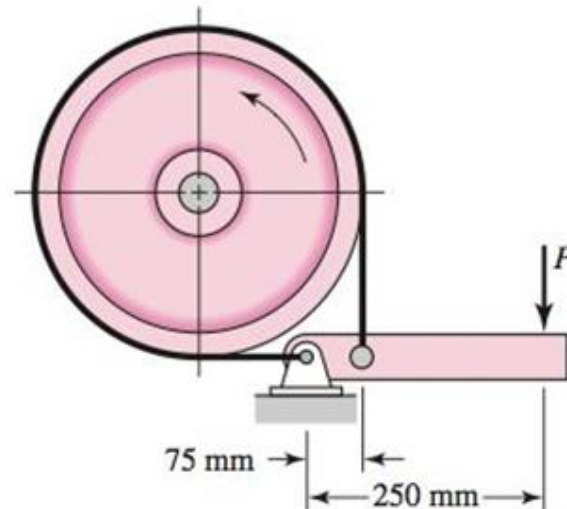


16-14

A figura representa um freio de banda cujo tambor roda a 200 rev/min anti-horário. O tambor tem 400 mm de diâmetro, suportando um forro de banda com 75 mm de largura. O coeficiente de atrito é de 0,20. A pressão máxima de interface de forro é de 480 kPa.

- (a) Encontre o torque de frenagem, a força necessária P e a potência de regime estável.
- (b) Complete o diagrama de corpo livre do tambor. Encontre a carga radial de mancal que um par de mancais justapostos teria de carregar.
- (c) Qual é a pressão de forro p nas extremidades do arco de contato?

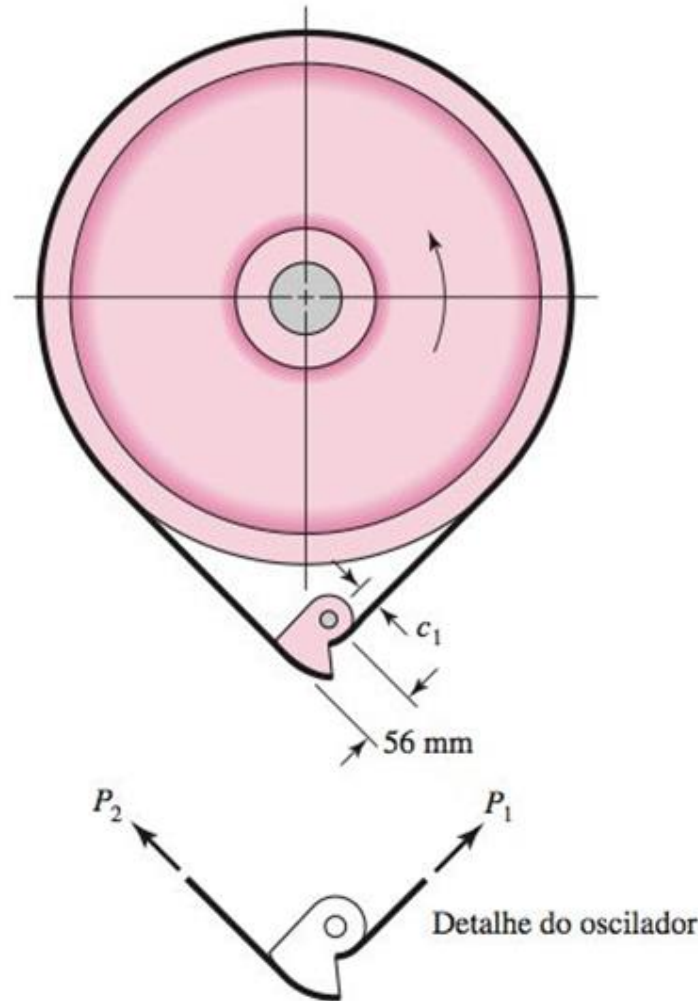
Problema 16-14



16-15

A figura mostra um freio de banda (cinta) projetado para prevenir rotação “para trás” do eixo. O ângulo de abraçamento é de 270° , a largura de banda é de 54 mm e o coeficiente de atrito é de 0,20. O torque a ser resistido pelo freio é de $200 \text{ N} \cdot \text{m}$. O diâmetro da polia é de 210 mm.

- (a) Que dimensão c_1 prevenirá o início do movimento para trás?
- (b) Se o oscilador fosse projetado com $c_1 = 25 \text{ mm}$, qual seria a pressão máxima entre a banda e o tambor a $200 \text{ N} \cdot \text{m}$ de torque para trás?
- (c) Se a demanda do torque para trás for de $11 \text{ N} \cdot \text{m}$, qual será a maior pressão entre a banda e o tambor?



16-16

Uma embreagem de placa (prato) tem um único par de superfícies acoplantes em atrito de 300 mm de diâmetro externo (OD) por 225 mm de diâmetro interno (ID). O valor médio do coeficiente de atrito é de 0,25 e a força de acionamento é de 5 kN.

- (a) Encontre a pressão máxima e a capacidade de torque usando o modelo de desgaste uniforme.
- (b) Encontre a pressão máxima e a capacidade de torque usando o modelo de pressão uniforme.

16-17

Uma embreagem de placa (prato) de múltiplos discos, operada hidraulicamente, tem um diâmetro mais externo efetivo de disco de 165 mm e um diâmetro mais interno de 100 mm. O coeficiente de atrito é de 0,24 e a pressão limitante é de 830 kPa. Existem seis planos de deslizamento presentes.

- (a) Usando o modelo de desgaste uniforme, calcule a força axial F e o torque T .
- (b) Seja o diâmetro mais interno dos pares de atrito d uma variável. Complete a seguinte tabela:

$d, \text{ mm}$	50	75	100	125	150
$T, \text{ N} \cdot \text{ m}$					

- (c) O que a tabela mostra?

16-18

Observe novamente o Problema 16-17.

- (a) Mostre como o diâmetro ótimo d^* está relacionado ao diâmetro externo D .
- (b) Qual é o diâmetro interno ótimo?
- (c) O que a tabulação mostra acerca do máximo?
- (d) Proporções comuns para tais embreagens de placa situam-se no intervalo $0,45 \leq d/D \leq 0,80$. É útil o resultado da parte a?



- 16-19** Uma embreagem cônica tem $D = 330$ mm, $d = 306$ mm, um comprimento de cone de 60 mm e um coeficiente de atrito de 0,26. Um torque de 200 N·m deve ser transmitido. Para este requisito, estime a força de acionamento e a pressão para ambos os modelos.
- 16-20** Mostre que, no caso do freio de pinça, os gráficos de $T/(fFD)$ versus d/D são os mesmos que os das Equações (b) e (c) da Seção 16-5.

Capítulo 16

- 16-1** (a) sapata direita: $p_a = 712,3$ kPa rotação sentido horário, (b) sapata direita: $T = 252,4$ N·m; sapata esquerda: $131,3$ N·m, total $T = 383,7$ N·m, (c) sapata lado direito: $R^x = 915,5$ N, $R^y = 3753,2$ N, $R = 3863$ N; sapata lado esquerdo: $R^x = 518,7$ N, $R^y = 682,8$ N, $R = 857,5$ N
- 16-3** Sapata lado esquerdo: $T = 161,4$ N·m, $p_a = 610$ kPa; Sapata lado direito: $T = 59,0$ N·m, $p_a = 228,8$ kPa, $T_{\text{total}} = 220,4$ N·m
- 16-5** $p_a = 203$ kN, $T = 38,76$ N·m
- 16-8** $a' = 1,209r$, $a = 1,170r$
- 16-10** $P = 6889$ N, $T = 3220$ N·m
- 16-14** (a) $T = 878,6$ N·m, $P = 2160$ N, $H = 18,4$ kW, (b) $R = 3864$ N; (c) $p|_{\theta=0^\circ} = 480$ kPa
 $p|_{\theta=270^\circ} = 187$ kPa
- 16-17** (a) $F = 8474$ kN, $T = 808,5$ N·m
(c) a capacidade de torque exibe um ponto estacionário máximo
- 16-18** (a) $d^* = D/\sqrt{3}$; (b) $d^* = 95,3$ mm, $T^* = 811,5$ N·m; (c) $(d/D)^* = 1/\sqrt{3} = 0,577$
- 16-19** (a) desgaste uniforme: $p_a = 82,2$ kPa, $F = 949$ N; (b) pressão uniforme: $p_a = 79,1$ kPa, $F = 948$ N
- 16-23** $C_s = 0,08$, $t = 143,7$ mm
- 16-26** (b) $I_e = I_M + I_P + n^2 I_P + I_L/n^2$;
(c) $I_e = 10 + 1 + 10^2(1) + 100/10^2 = 112$
- 16-27** (c) $n^* = 2,4230$, $m^* = 4,115$, que são independentes de copiar