

Capítulo 3

Elementos --- de máquinas ---

Este capítulo utiliza todos os conceitos desenvolvidos durante o curso de Mecânica. A combinação dos temas fundamentais (mecânica básica, resistência dos materiais, materiais e processos produtivos e desenho técnico mecânico) e a introdução de alguns conceitos de cinemática proporcionam subsídios para a realização de projetos.

3.1 Introdução aos elementos de transmissão

Elementos de transmissão são dispositivos mecânicos que possibilitam normalmente a transferência de torque ou carga. Essa transmissão pode ocorrer por meio de rotação ou translação. São exemplos de elementos de transmissão as engrenagens, correias, cabos de aço, acoplamentos etc.

3.1.1 Movimento circular uniforme

O movimento circular é em geral utilizado na transmissão de potência ou torque. A maioria dos elementos girantes é acionada por motores elétricos ou de combustão interna. Em função dos atritos mecânicos e da inércia dos elementos desprezamos as condições de partida (transiente inicial) e, no fim, obtemos apenas um movimento de rotação constante. Dessa forma, dizemos que o elemento possui velocidade angular constante ou movimento circular uniforme.

Consideramos que os elementos girantes possuem pequenas deformações, de modo que todos os pontos desses elementos percorrem uma volta no mesmo intervalo de tempo, o tempo total de um ciclo que denominamos **período (T)**.

Damos o nome de **frequência (n)** ao número de rotações em determinado intervalo de tempo. Exemplos: rotações por minuto (rpm), rotações por segundo (rps) etc. Frequência e período são grandezas inversamente proporcionais segundo a relação:

$$n = \frac{1}{T}$$

Pela definição de movimento circular uniforme, a velocidade tangencial (**V**) é constante:

$$V = \frac{S}{t} \text{ (constante) (I)}$$



Sabendo que o espaço percorrido no tempo T é o comprimento de uma circunferência ($S = 2\pi r$) e substituindo na equação (I), obtemos a seguinte relação:

$$V = \frac{S}{t} = \frac{2\pi r}{T} = \pi \cdot d \cdot \frac{1}{T} = \pi \cdot d \cdot n \Rightarrow V = \pi d n \left(\frac{m}{s} \right)$$

em que:

d = diâmetro (m)

n = frequência (rps = rotações por segundo)

Como a maioria dos dispositivos mecânicos, usualmente sua frequência é indicada em rotações por minuto (rpm). A equação da velocidade torna-se:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \left(\frac{m}{s} \right), \text{ em que: } n = \text{rotações por minuto (rpm)}$$

Transmissões de movimentos circulares uniformes

Podemos dizer que os tipos de transmissão de movimento circular mais comuns na mecânica ocorrem por meio de pares de engrenagens, polias, correias ou correntes.

O esquema *a* da figura 3.1 mostra um par de engrenagens, e o esquema *b*, a representação de um sistema que utiliza polias ligadas por correia.

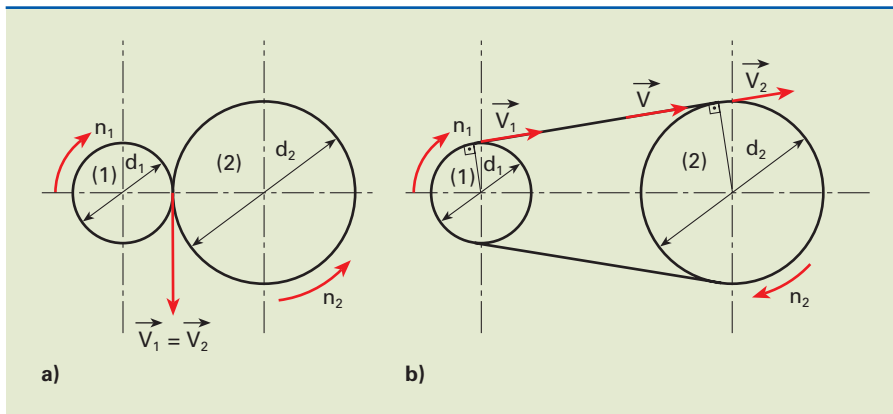


Figura 3.1

- a) Representação de um par engrenado;
- b) sistema que utiliza polias ligadas por uma correia.

Assumindo a hipótese de que não há escorregamento, as velocidades tangenciais desses elementos necessariamente são iguais, ou seja:

$$V_1 = V_2 = V = \pi \cdot d \cdot n$$

Portanto, para as engrenagens (1) e (2), temos:

$$\pi d_1 n_1 = \pi d_2 n_2 \Rightarrow \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (I)$$

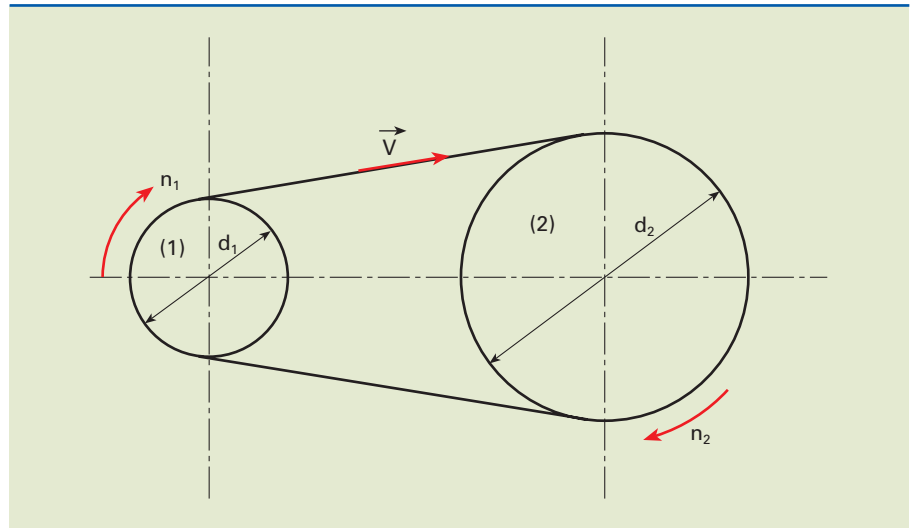
A equação (I) é definida como a relação de transmissão de (1) para (2), e se expressa como $i_{1,2}$.

$$\text{Logo: } i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \text{ ou } i_{1,2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Exemplo

Duas polias ligadas por correias têm diâmetro $d_1 = 20 \text{ cm}$ e $d_2 = 40 \text{ cm}$. Sabendo que a primeira possui frequência igual a 50 rpm, calcular a rotação da segunda polia e a velocidade linear dos pontos da correia em metros por minuto. Um desenho esquemático do sistema pode ser observado na figura 3.2.

Figura 3.2
Exemplo de transmissão por meio de polias ligadas por correia.



Solução:

$$\text{Como sabemos, } \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow \frac{50}{n_2} = \frac{40}{20} \Rightarrow n_2 = \frac{20 \cdot 50}{40} \Rightarrow n_2 = 25 \text{ rpm}$$

A velocidade V , em um ponto da correia, é a mesma que nos pontos tangentes às polias.

Portanto:

$$V = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \pi \cdot 20 \cdot 50 = 1000\pi \Rightarrow V = 3142 \frac{\text{cm}}{\text{min}} \Rightarrow V = 31,42 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Relação de transmissão total

Em diversas aplicações, quando desejamos obter determinado torque ou determinada rotação, utilizamos caixas de redução. Exemplo disso é a transmissão (câmbio) de um automóvel.

Conhecida a rotação do motor transmitida por diversos pares de polias e engrenagens, podemos determinar qual é a rotação de saída, ou seja, a relação de transmissão total (i_t).

No sistema indicado na figura 3.3, é possível equacionar e determinar de modo literal a relação total do conjunto (i_t). Dessa forma, partindo do motor, temos:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_1 = i_{1,2} \cdot n_2$$

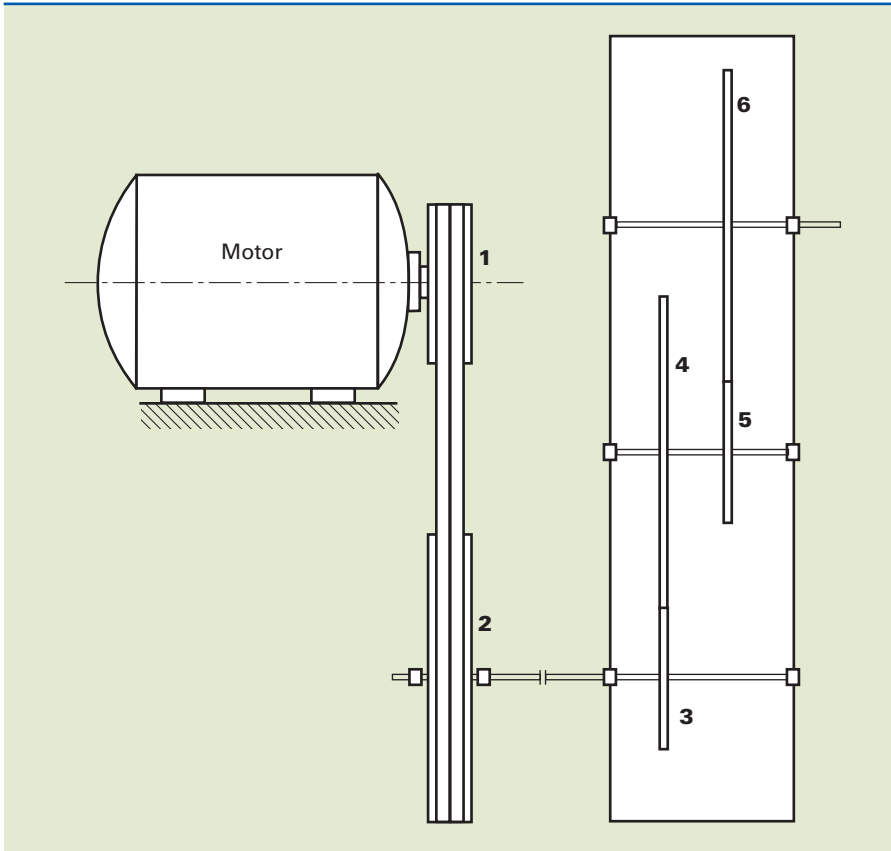


Figura 3.3

Conjunto de polias e engrenagens:

- a) 1 e 2 são representações esquemáticas da vista superior das polias;
 b) 3, 4, 5 e 6 são representações esquemáticas da vista superior das engrenagens.

A polia de número 2 e a engrenagem de número 3 são solidárias ao mesmo eixo. Desse modo, concluímos que a rotação n_2 é igual à rotação n_3 . A relação entre as engrenagens 3 e 4 é dada por:

$$i_{3,4} = \frac{n_3}{n_4} \Rightarrow n_3 = i_{3,4} \cdot n_4$$

As engrenagens 4 e 5, por estarem acopladas ao mesmo eixo, têm também a mesma frequência de rotação. Portanto, $n_4 = n_5$. A relação do último engrenamento (engrenagens 5 e 6) é obtida por:

$$i_{5,6} = \frac{n_5}{n_6} \Rightarrow n_5 = i_{5,6} \cdot n_6$$

Substituindo as equações a fim de obter uma única equação, temos:

$$\begin{aligned} n_1 = i_{1,2} \cdot n_2 &\quad \Rightarrow \quad n_1 = i_{1,2} \cdot n_3 &\quad \Rightarrow \quad n_1 = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot n_4 \\ \Rightarrow n_1 = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot n_4 &\quad \Rightarrow \quad n_1 = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot n_5 &\quad \Rightarrow \quad n_1 = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot i_{5,6} \cdot n_6 \end{aligned}$$

Dessa forma, notamos que $i_t = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot i_{5,6}$. Assim, $n_1 = i_t \cdot n_6$.

Concluimos que a relação de transmissão total é o produto das relações de transmissões parciais.

Nesse exemplo, temos ainda:

Frequência do motor = $n_m = n_1$ e frequência de saída = $n_s = n_6$

Substituindo em $n_1 = i_t \cdot n_6 \Rightarrow n_m = i_t \cdot n_s$

Portanto, n_s (rotação, o de saída) = $\frac{n_m}{i_t}$.

3.1.2 Rendimento em transmissões mecânicas

Durante um processo de transmissão mecânica real, notamos que a energia disponível (trabalho) que entra no sistema deveria ser igual à energia disponível que se obtém na saída desse dispositivo. Entretanto, observamos que essa energia disponível na saída (E_s) é sempre menor que a energia disponível de entrada (E_e).

Como a energia em determinado sistema se conserva (princípio da conservação da energia), uma parte dela é transformada em calor, normalmente devido a atritos (entre partes girantes ou escorregamento), ou a imperfeições geométricas, como excentricidade, tolerâncias (nenhum elemento é perfeito). A diferença entre as energias de entrada (E_e) e de saída (E_s) é a energia perdida (E_p) sob a forma de calor, referente às resistências passivas.

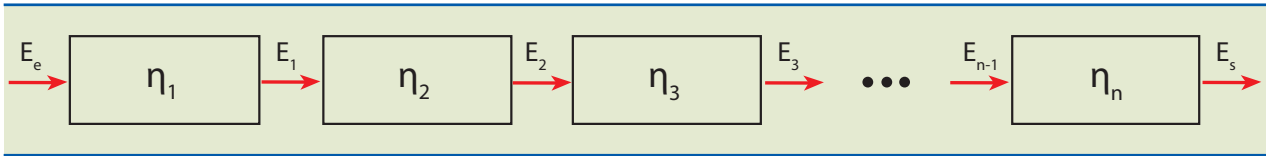
Em situações mais realistas, devemos contabilizar esse desvio de energia. Isso é realizado com base na definição de rendimento (η) de uma máquina. O rendimento é a relação entre as energias de saída (E_s) e de entrada (E_e). Portanto:

$$\eta = \frac{E_s}{E_e}$$

$$\eta = \frac{E_s}{E_e} = \frac{(E_e - E_p)}{E_e} = 1 - \frac{E_p}{E_e} \Rightarrow \eta = 1 - \frac{E_p}{E_e}$$

Como as perdas são inevitáveis, temos sempre $\eta < 1$.

Se um conjunto é composto por várias máquinas, conforme indicado na figura 3.4, o rendimento total (η) é dado por:

**Figura 3.4**

Conjunto composto de diversas máquinas em série.

$$\eta = \frac{E_s}{E_e} \Rightarrow E_s = \eta_t \cdot E_e$$

$$\eta_1 = \frac{E_1}{E_e} \Rightarrow E_1 = \eta_1 \cdot E_e \quad (1)$$

$$\eta_2 = \frac{E_2}{E_1} \Rightarrow E_2 = \eta_2 \cdot E_1 \quad (2)$$

$$\eta_3 = \frac{E_3}{E_2} \Rightarrow E_3 = \eta_3 \cdot E_2 \quad (3)$$

$$\eta_n = \frac{E_s}{E_{n-1}} \Rightarrow E_s = \eta_n \cdot E_{n-1} \quad (n)$$

Substituindo E_1 da equação (1) na equação (2) e depois E_2 da equação (2) na equação (3), e assim sucessivamente, temos na enésima equação:

$$E_s = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n \cdot E_e = \eta_t \cdot E_e \quad E_s = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \cdot E_e = \eta_t \cdot E_e$$

em que, $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n = \eta_t$

Conclui-se, então, que o rendimento total é o produto dos rendimentos parciais.

A tabela 3.1 apresenta alguns dados aproximados de rendimentos que podem ser utilizados como referência.

Mancais de rolamento (par)	$\eta = 0,99$
Mancais de deslizamento (par)	$0,95 \leq \eta \leq 0,98$
Transmissões por correias	$0,96 \leq \eta \leq 0,98$
Transmissões por correntes	$0,95 \leq \eta \leq 0,98$
Transmissões por cabos	$0,94 \leq \eta \leq 0,96$
Transmissões por engrenagens cilíndricas	$0,97 \leq \eta \leq 0,98$
Transmissão por rosca sem fim	$0,45 \leq \eta \leq 0,97$

Tabela 3.1

Rendimentos aproximados por dispositivo

3.1.3 Momento torçor ou torque

Em aplicações mecânicas, conhecida a potência (N) em quilowatts (kW) e a frequência (n) em rotações por minuto (rpm), é possível determinar uma equação relacionando a frequência e a potência com o momento torçor (M_t) ou torque.

Partimos da definição de potência (N):

$$N = \frac{\text{trabalho}}{\text{tempo}} = \frac{F \cdot S}{t} = F \cdot \frac{S}{t} = F \cdot v$$

em que:

N = potência (W)

F = força (N)

S = espaço (m)

t = tempo (s)

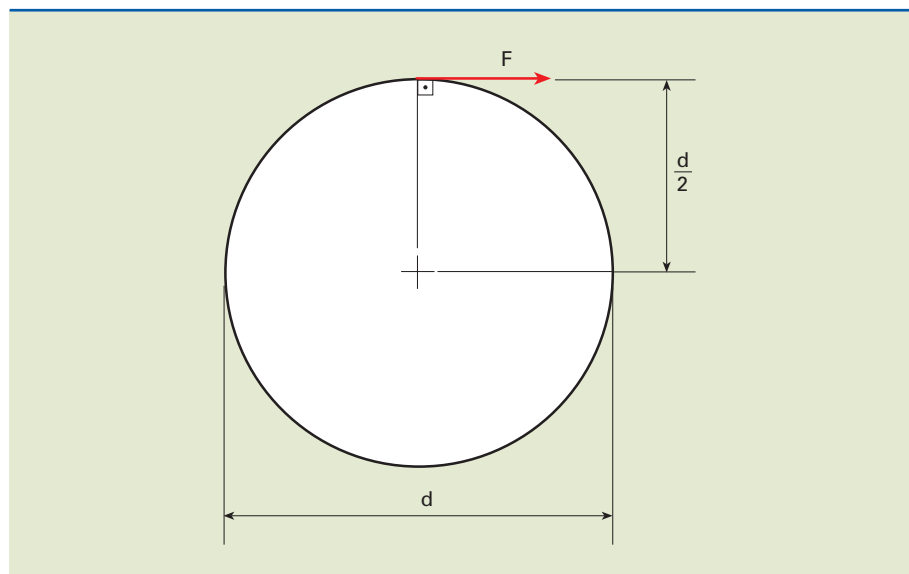
$$v = \text{velocidade} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) = \left(\frac{\text{S}}{\text{t}} \right)$$

Portanto, $N = F \cdot v$ (I)

Para uma seção circular, conforme indicado na figura 3.5, o torque em uma transmissão desse tipo é dado por:

$$M_t = F \frac{d}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_t}{d}$$

Figura 3.5
Indicação das dimensões e forças.



A velocidade tangencial é igual a $v = \pi \cdot d \cdot n$. Substituindo na equação (I), obtemos:

$$N = \frac{2M_t}{d} \cdot \pi \cdot d \cdot n = 2\pi \cdot M_t \cdot n$$

$$\text{Portanto, } M_t = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{N}{n} \quad (\text{II})$$

No Sistema Internacional (SI), como normalmente a potência é dada em quilowatts e a frequência em rotações por minuto, a equação (II) do momento torçor é dada por:

$$M_t = \frac{60 \cdot 1000}{2\pi} \cdot \frac{N}{n} = 9\,550 \frac{N}{n}$$

em que:

N = potência (kW)

n = frequência (rpm)

M_t = torque (N · m)

No **sistema** MK*S (técnico), com a potência em cavalo-vapor (cv) e frequência em rotações por minuto (rpm), a equação (II) torna-se:

$$M_t = \frac{60 \cdot 75}{2\pi} \cdot \frac{N}{n} = 716,2 \cdot \frac{N}{n} \Rightarrow M_t = 716,2 \cdot \frac{N}{n}$$

em que:

N = potência (cv) ($1 \text{ cv} = 75 \text{ kgf} \cdot \text{m/s}$)

n = frequência (rpm)

M_t = torque (kgf · m)

Exemplo

Na transmissão mecânica da figura 3.6, determinar:

- o valor da rotação e a potência na engrenagem (3);
- o torque de saída do redutor.

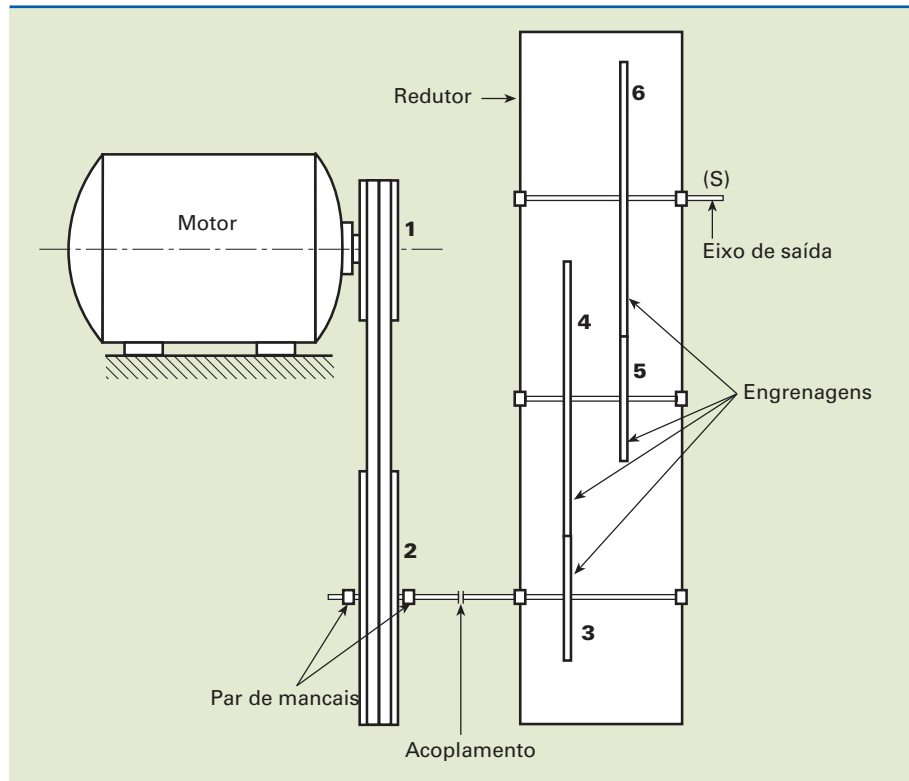
Dados:

$$N_{\text{motor}} = 20 \text{ cv}; n_{\text{motor}} = 870 \text{ rpm}; i_{1,2} = 2; i_{\text{redutor}} = 18; \text{correias} = 0,97;$$

$$\text{par de mancais} = 0,99; \text{redutor} = 0,91.$$



Figura 3.6



Solução

a) A rotação da polia (1) é a mesma que a rotação do eixo motor.

Portanto: $n_1 = n_m = 870 \text{ rpm}$

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{870}{2} = 435 \Rightarrow n_2 = 435 \text{ rpm}$$

A rotação na polia (2) é a mesma que na engrenagem (3), porque os eixos estão acoplados e giram juntos.

$$n_2 = n_3 = 435 \text{ rpm}$$

A potência na engrenagem (3) é obtida após considerar as perdas na transmissão por correias e por dois pares de mancais.

$$\text{Portanto, } N_3 = N_{\text{motor}} \cdot \eta_{\text{correias}} \cdot \eta_{\text{par de mancais}}^2 = 20 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \Rightarrow N_3 = 19 \text{ cv.}$$

b) Para calcular o torque de saída, precisamos da potência e frequência de saída.

• Cálculo da potência de saída (N_s):

$$N_s = N_m \cdot \eta_{\text{correias}} \cdot \eta_{\text{par de mancais}} \cdot \eta_{\text{reductor}} = 20 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,91 \cong 17,5 \text{ cv}$$

$$\therefore N_s = 17,5 \text{ cv}$$

- Cálculo da rotação de saída (n_s):

$$i_t = \frac{n_m}{n_s} \Rightarrow n_s = \frac{n_m}{i_t} = \frac{870}{36} = 24,2 \Rightarrow n_s = 24,2 \text{ rpm}$$

$$\text{em que: } i_t = i_{1,2} \cdot i_{\text{reductor}} = 2 \cdot 18 = 36$$

- Cálculo do torque de saída:

$$M_{t_s} = 716,2 \frac{N_s}{n_s} = 716,2 \cdot \frac{17,5}{24,2} = 517,9 \Rightarrow M_{t_s} \cong 518 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

3.2 Motor elétrico

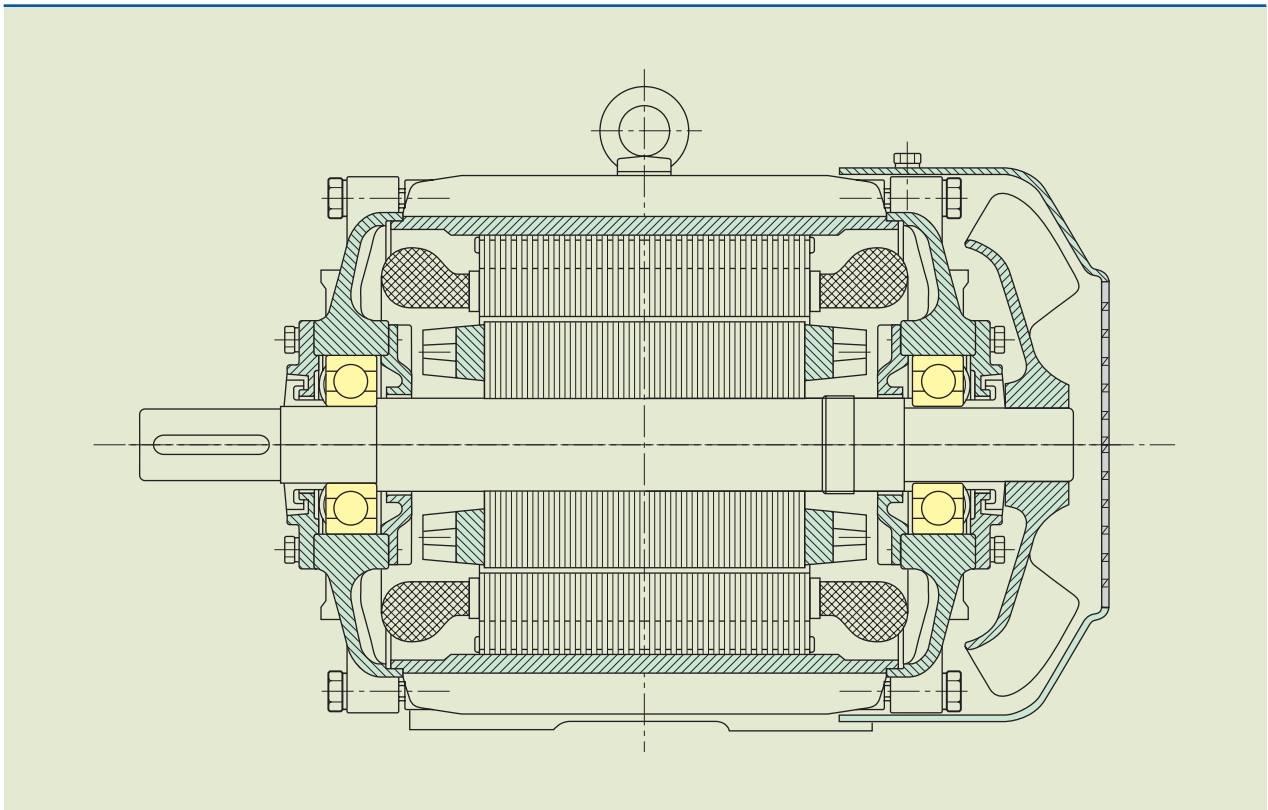
Motor elétrico é a máquina que tem a função de transformar energia elétrica em energia mecânica. Existem diversos tipos de motores elétricos, que podem ser vistos com mais detalhes no capítulo 1 do livro 3, *Eletroeletrônica para Mecânica*.

Os motores de indução de corrente alternada, trifásica, assíncrona de gaiola ou de anéis, que funcionam com velocidade praticamente constante e cuja carga aplicada ao eixo varia muito pouco, são os mais adequados para quase todos os tipos de máquinas acionadas.

Na figura 3.7, podemos observar a geometria de um motor elétrico em corte.

Figura 3.7

Motor elétrico em corte.



Quando não existe carga no motor (em vazio), o eixo gira praticamente com a rotação síncrona (n_s), que é dada pela equação:

$$n_s = \frac{120 \cdot f}{p}$$

em que:

f = frequência

p = número de polos

Por exemplo, em um motor de 4 polos, 60 Hz, a rotação síncrona será de:

$$n_s = \frac{120 \cdot 60}{4} = 1\,800 \Rightarrow n_s = 1\,800 \text{ rpm}$$

Observamos que, à medida que aumenta a carga na ponta de eixo, cai a rotação do motor, e denominamos a diferença entre a rotação síncrona (n_s) e a rotação com carga n de **escorregamento (s) do motor**, que pode ser expresso em rpm ou como fração em porcentagem da velocidade síncrona.

$$s \text{ (rpm)} = n_s - n \text{ ou } s \text{ (%) } = \frac{n_s - n}{n_s} \cdot 100$$

Por exemplo, o escorregamento em porcentagem de um motor de 8 polos, com rotação de 870 rpm, é de:

$$s = \frac{900 - 870}{900} \cdot 100 \Rightarrow s = 3,3\%$$

3.2.1 Conjugado do motor

O conjugado do motor é o momento torçor ou torque gerado pelo motor elétrico. Em um motor normal, a representação gráfica do conjugado (C) em relação à rotação (n) é uma curva com características similares às da figura 3.8.

Na curva destacamos quatro pontos importantes, que são definidos por:

C_p – conjugado com rotor bloqueado ou conjugado de partida. Deve ser o maior possível, para que possa vencer a inércia inicial da carga.

C_{\min} – conjugado mínimo. É o menor conjugado desenvolvido pelo motor ao acelerar desde a velocidade zero até a velocidade correspondente ao conjugado máximo. Se esse valor é pequeno, a partida pode ser demorada e sobreaquecer o motor nos casos de alta inércia.



$C_{m\acute{a}x}$ – conjugado máximo. É o maior conjugado desenvolvido pelo motor e deve ser capaz de vencer eventuais picos de carga, como em britadores, misturadores etc.

C_n – conjugado nominal ou de plena carga. É o conjugado desenvolvido pelo motor à potência nominal, sob tensão e frequência nominais.

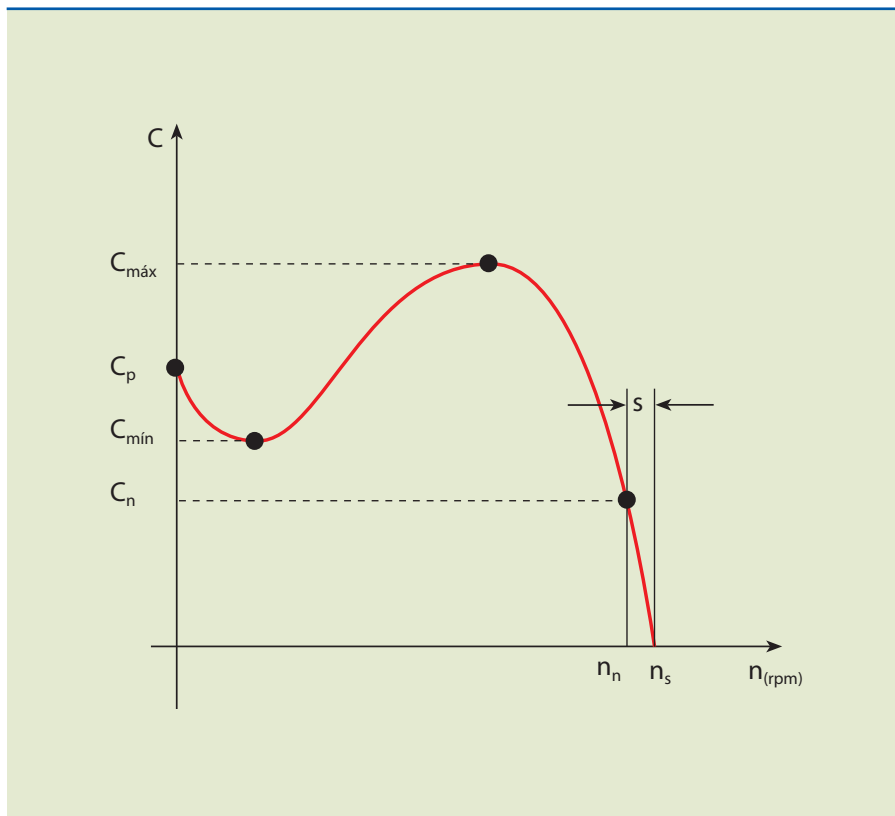


Figura 3.8

Representação gráfica do conjugado (C). Os valores dos conjugados relativos a esses pontos são especificados pela norma da ABNT-NBR 7094.

Os motores de indução trifásicos com rotor de gaiola são classificados em categorias, cada uma adequada a um tipo de carga, definidas em norma da ABNT-NBR 7094. São elas:

Categoria N – Conjugado e corrente de partida normal e baixo escorregamento. São características da maioria dos motores encontrados no mercado usados em bombas, máquinas operatrizes, ventiladores etc.

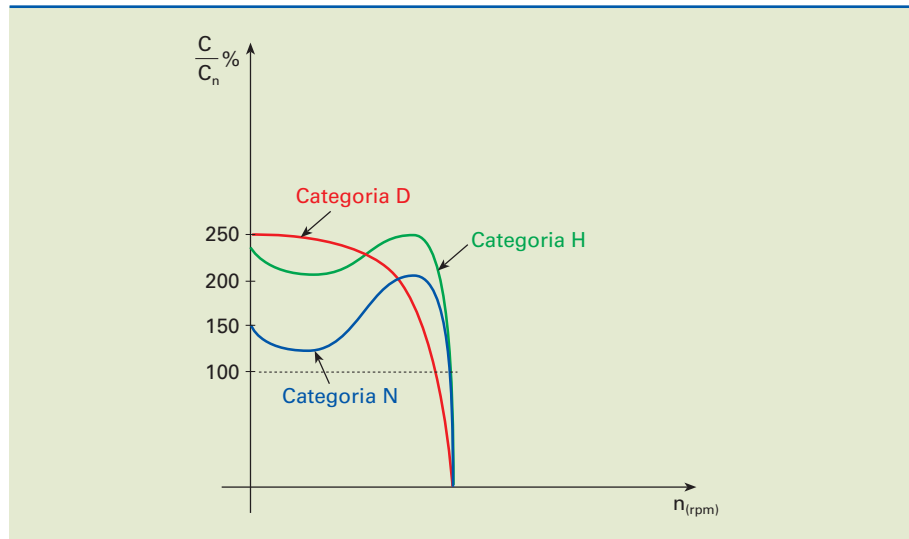
Categoria H – Conjugado de partida alto e baixo escorregamento. Motores utilizados para cargas que exigem maior conjugado de partida, como britadores, cargas de alta inércia, transportadores de cargas etc.

Categoria D – Conjugado de partida alto, alto escorregamento (mais de 5%). Motores usados para acionar prensas excêntricas, elevadores e cargas que necessitam de conjugados de partida muito altos.

As curvas de conjugado em função da rotação para cada categoria são indicadas na figura 3.9.

Figura 3.9

Curvas de conjugado em função da rotação para diferentes categorias.

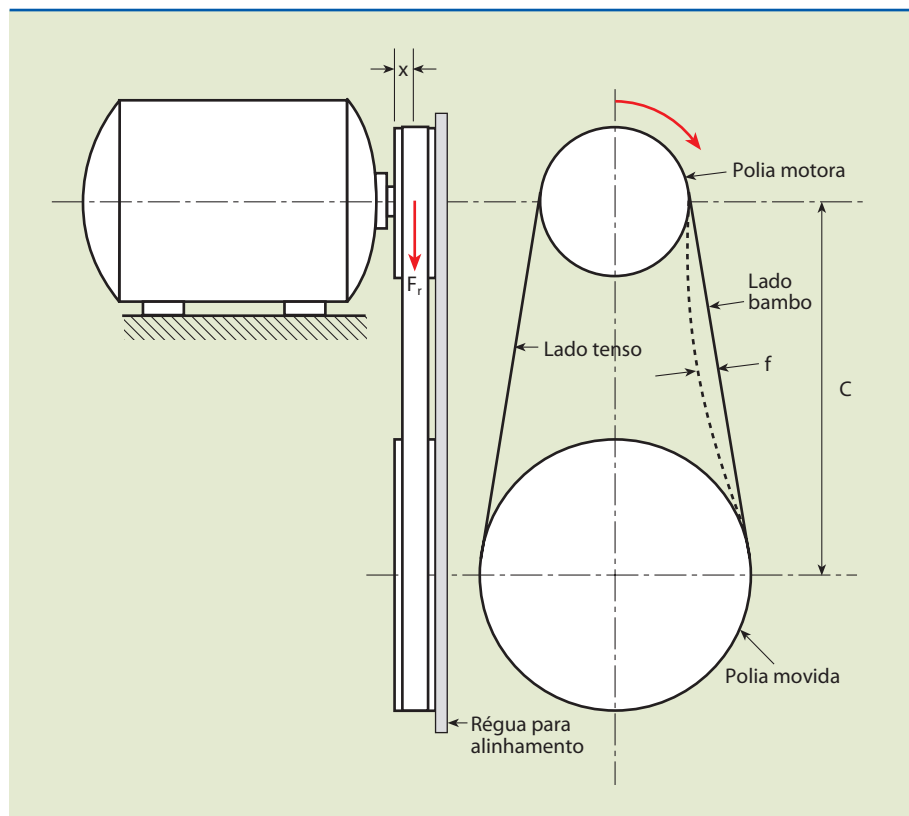


3.2.2 Elementos de transmissão

Os elementos de transmissão, como as polias e os acoplamentos, precisam ser balanceados dinamicamente antes de instalados e estar perfeitamente alinhados entre si. Pode ser feita, porém, uma avaliação estática das polias, de forma simples, com auxílio de uma régua de alinhamento, para verificar se a régua encosta nas duas faces da polia simultaneamente. Esses dispositivos bem como sua respectiva simbologia são indicados na figura 3.10.

Figura 3.10

Representação de montagem de uma correia.



Na figura:

f = flecha ou deflexão;

C = distância entre centros das polias.

A tensão na correia precisa ser suficiente apenas para evitar o escorregamento enquanto funciona. O valor da flecha recomendado é de aproximadamente 1% da distância entre centros, ou seja, $f = 0,010 \cdot C$ (consultar catálogo de correias). A figura 3.11 representa esquematicamente as cargas aplicadas pela polia no eixo do motor.

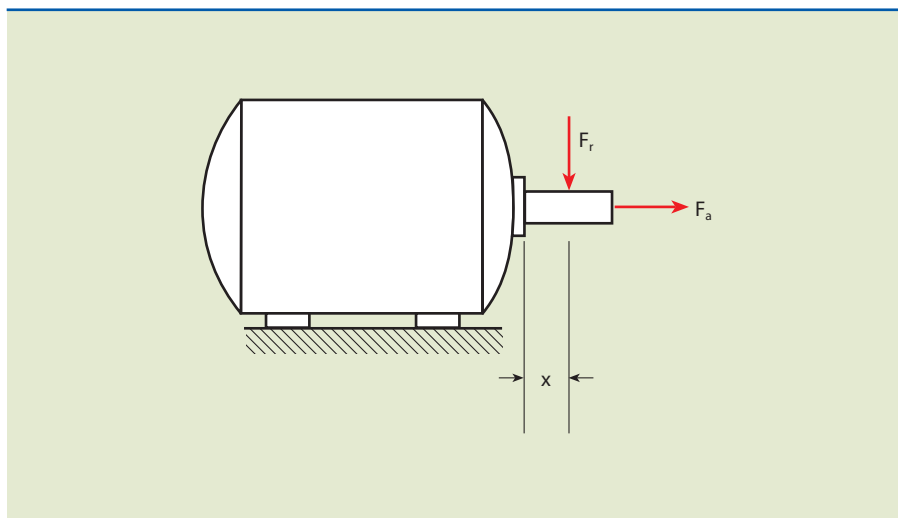


Figura 3.11

Cargas aplicadas pela polia no eixo do motor.

Na figura:

F_r = força radial;

F_a = força axial;

x = distância entre o encosto da polia no eixo até a metade da largura da polia.

Os valores permitidos das cargas axiais e radiais, bem como o diâmetro da polia motora, devem ser consultados em manuais ou catálogos de fabricantes. Os limites definidos não devem ser ultrapassados, a fim de evitar graves consequências nos rolamentos ou no eixo do motor.

Casos os valores calculados no projeto não atendam os dados especificados nos manuais, o fabricante deve ser consultado para dar uma solução mais apropriada.

Na maioria das vezes, a solução consiste em modificar o tipo de rolamento, substituir o material do eixo ou, em último caso, colocar um acoplamento na ponta de eixo, fazendo com que a carga atue em outro eixo, independente do motor.

As informações foram obtidas no manual de motores elétricos da WEG Motores Ltda.

3.2.3 Placa de identificação

A placa de identificação contém **informações** úteis, como o tamanho da carga, a categoria, a frequência e, principalmente, a potência e a rotação nominal do motor. Essas informações são necessárias para o cálculo do momento torçor (torque), utilizado como base de qualquer dimensionamento.

3.3 Correias e polias

A correia é um elemento de transmissão de potência e movimento entre dois eixos paralelos ou reversos. Sua construção é simples e apresenta grandes vantagens em relação a outros tipos de transmissão, como:

- funcionamento silencioso;
- por ser flexível, absorve choques e vibrações;
- rendimento de 95% a 98%;
- adequada para grandes distâncias entre os centros das polias;
- serve como proteção de sobrecarga, pela possibilidade de deslizamento;
- não necessita de lubrificação.

Uma das principais razões para optar por esse tipo de transmissão é o fato de ser mais econômico, tanto na instalação, quanto na manutenção.

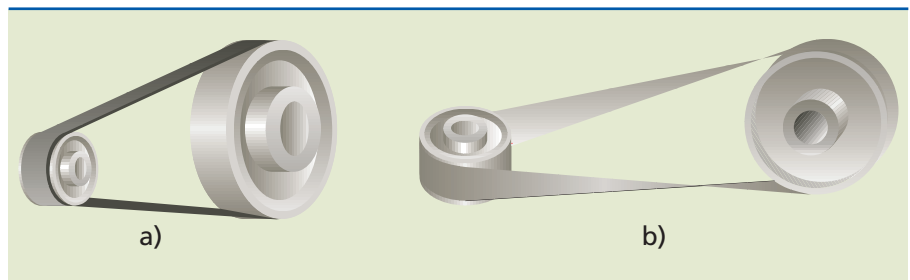
As correias apresentam inúmeras vantagens, mas em compensação possuem limitações, tais como:

- vida útil menor;
- escorregamento de 1% a 3%;
- não são compactas;
- as cargas nos mancais são maiores.
- não funcionam bem em velocidades muito altas.

O esquema *a* da figura 3.12 mostra a configuração de montagem para eixos paralelos, e o esquema *b*, a condição de montagem para eixos reversos.

Figura 3.12

- a) Condição de montagem para eixos paralelos;
b) condição de montagem para eixos reversos.



3.3.1 Classificação de correias e polias

Em princípio, as correias se classificam segundo a forma de sua seção transversal. Temos correias chatas (seção retangular) e correias V (seção trapezoidal).

Em consequência, as polias utilizadas na transmissão por correias são de dois tipos: polias lisas, que possuem a superfície lisa e abaulada na face de apoio da correia, e polias ranhuradas, que possuem a superfície com canais trapezoidais.

As correias planas, para eixos paralelos ou reversos, podem ser usadas com relações de transmissão até 5 (em casos extremos, até 10). As correias em V, para eixos paralelos, são utilizadas com relações de transmissão até 8 (em casos extremos, até 15).

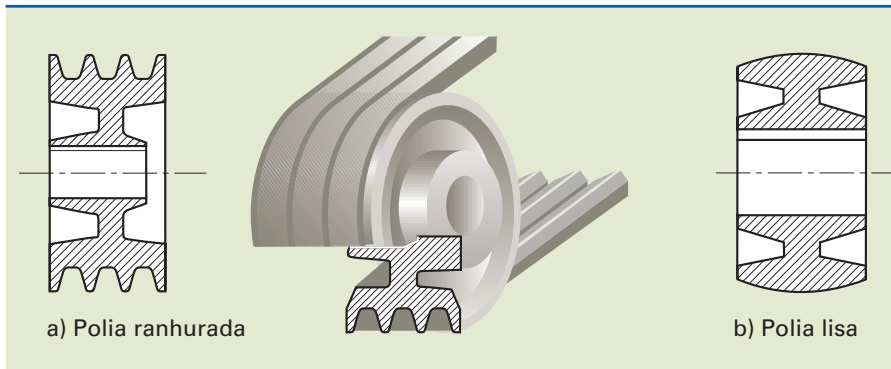


Figura 3.13

- a) Polia ranhurada;
- b) Polia lisa.

3.3.2 Esforços na correia

Algumas dimensões importantes em transmissão por polias são indicados na figura 3.14.

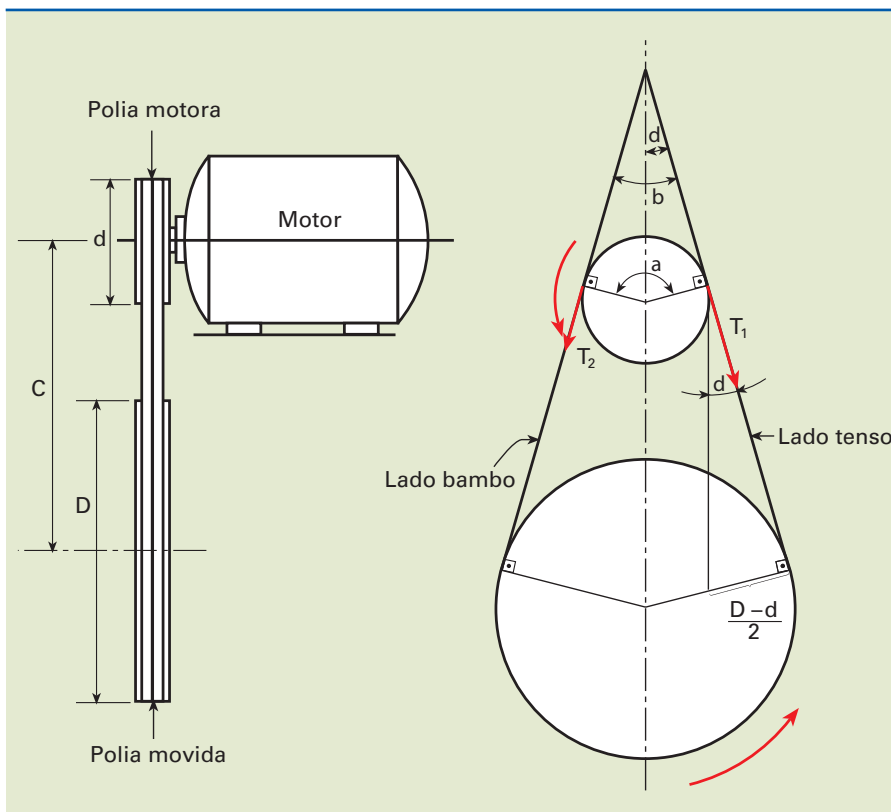


Figura 3.14

Dimensões principais em transmissão por polias.

Nomenclatura:

d = diâmetro da polia motora;

D = diâmetro da polia movida;

C = distância entre centros das polias;

= coeficiente de atrito entre a correia e a polia plana;

= ângulo de abraçamento da polia menor (rad);

M_t = momento torçor;

T_0 = força estática de esticamento;

T_1 = força de tração no lado tenso;

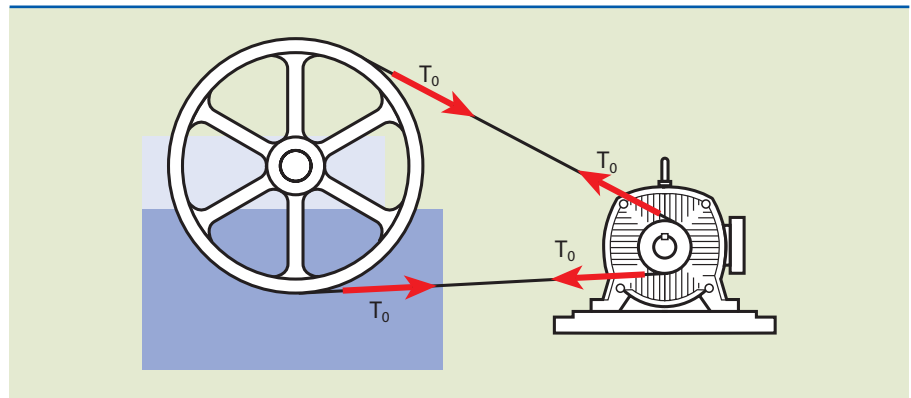
T_2 = força de tração no lado bambo;

F = força tangencial de atrito;

R = força radial resultante.

Para evitar escorregamento, as correias devem necessariamente ser tensionadas durante a montagem. Assim, em condições estáticas, a correia está sob ação de uma força de tração (T_0). Como o motor está desligado, esse carregamento possui a mesma intensidade em ambos os lados, conforme mostra a figura 3.15.

Figura 3.15
Montagem e
condição estática.



Em funcionamento, o conjugado desenvolvido pelo motor provoca um desequilíbrio entre as forças T_0 . Dessa forma, temos:

$$T_1 = T_0 + \frac{F}{2} \quad \text{e} \quad T_2 = T_0 - \frac{F}{2}$$

$$T_1 - T_2 = F$$

Sendo F a força tangencial de atrito definida pelo conjugado do motor, temos:

$$M_t = \frac{F \cdot d}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_t}{d} = T_1 - T_2 \quad (I)$$

Segundo a lei de Euler, tem-se a condição para o não escorregamento das correias sobre a polia:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu\alpha}$$

em que: $e = 2,72$ (base dos logaritmos neperianos).

Na condição limite, temos:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \Rightarrow T_1 = T_2 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (\text{II})$$

Substituindo (II) em (I), resulta:

$$T_1 - T_2 = F \Rightarrow T_2 e^{\mu\alpha} - T_2 = F \Rightarrow T_2 (e^{\mu\alpha} - 1) = F \Rightarrow T_2 = \frac{F}{e^{\mu\alpha} - 1} e$$

$$T_1 = F + T_2$$

Com T_1 e T_2 , podemos calcular o valor da força resultante (R) utilizando o teorema dos cossenos:

$$R_2 = T_1^2 + T_2^2 + 2T_1T_2 \cos\beta$$

$$\text{em que: } \alpha + \beta = 180^\circ \Rightarrow \beta = 180^\circ - \alpha$$

$$\beta = 2\delta \text{ e } \text{sen}\delta = \frac{D-d}{2 \cdot C}$$

Exemplo

Na transmissão proposta, determinar a força radial na ponta de eixo do motor elétrico.

Dados: $N = 25$ cv; $N_m = 1\,165$ rpm; $D = 360$ mm; $d = 180$ mm; $C = 450$ mm; $\mu = 0,5$ (correias trapezoidais).

$$\text{sen}\delta = \frac{D-d}{2C} = \frac{360-180}{2 \cdot 450} = \frac{180}{900} = 0,2 \Rightarrow \delta \cong 11,5^\circ$$

$$\beta = 2\delta = 2 \cdot 11,5 = 23^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \beta = 180^\circ - 23^\circ = 157^\circ \Rightarrow \alpha = 157^\circ \Rightarrow \alpha = \frac{157^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 2,74 \text{ rad}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} = e^{0,5 \cdot 2,74} = e^{1,37} = 3,94$$

$$T_1 = 3,94 \cdot T_2$$

$$M_t = 716\,200 \cdot \frac{N}{m} = 716\,200 \cdot \frac{25}{1165} = 15\,369 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$M_t = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_t}{d} = \frac{2 \cdot 15369}{180} \approx 171 \text{ kgf}$$

Portanto, $F = 171 \text{ kgf}$

$$\text{Sabendo que } T_2 = \frac{F}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{171}{e^{0,5 \cdot 2,74} - 1} = \frac{171}{3,94 - 1} \Rightarrow T_2 = 58 \text{ kgf}$$

$$T_1 = 3,94 \cdot T_2 \approx 229 \Rightarrow T_1 = 229 \text{ kgf}$$

$$R^2 = 229^2 + 58^2 + 2 \cdot 229 \cdot 58 \cdot \cos 23^\circ \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R^2 = 52441 + 3364 + 24439 = 80244$$

$$R \approx 283 \text{ kgf} \text{ ou } R \approx 2773 \text{ N}$$

3.3.3 Cálculo de transmissão por correia em V

Como a correia é um elemento normalizado, seu dimensionamento é de responsabilidade do fabricante. Sendo assim, é um elemento que deve ser selecionado. O método de seleção normalmente é indicado nos catálogos e manuais fornecidos pelos fabricantes.

Vamos mostrar um exemplo de como é determinado o número de correias do tipo V, para a transmissão indicada na figura 3.16.

Exemplo

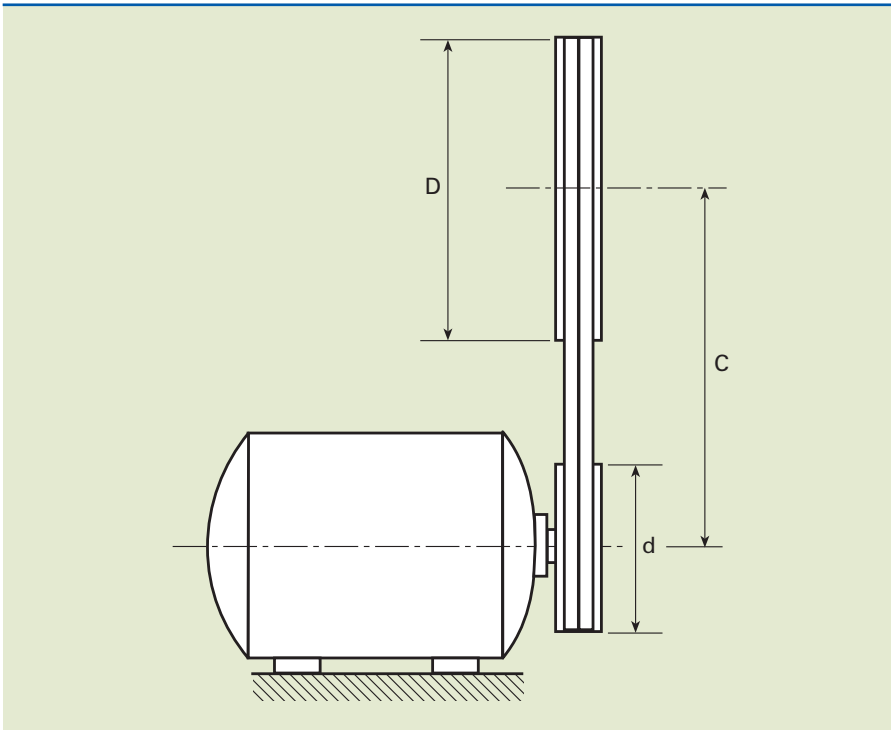
São necessárias as seguintes informações:

- a) tipo do motor;
- b) potência do motor;
- c) rotação do motor;
- d) tipo de máquina ou equipamento acionado;
- e) rotação da máquina;
- f) distância entre centros;
- g) tempo de trabalho diário da máquina.

Dados:

- motor AC de alto torque;
- $N_m = 25 \text{ hp}$;
- $n_m = 1\,160 \text{ rpm}$;
- carcaça: 180 L;
- máquina acionada: britador;
- tempo de serviço: 8 h/dia;
- perfil da correia em V: correias super HC da Gates;
- relação de transmissão: 2.



**Figura 3.16**

Exemplo de seleção de correia do tipo V.

1. Determinar a potência projetada (HPP).

Solução

$$HPP = HP \cdot F_s$$

em que:

$HP = 25 \text{ hp}$ (potência do motor)

F_s = fator de serviço

Máquina conduzida (britador)	}	da tabela 1	→ $F_s = 1,6$
Máquina condutora (motor AC, alto torque)			

Serviço normal: $HPP = 25 \cdot 1,6 = 40 \text{ hp}$

2. Determinar o perfil apropriado

Solução

$HPP = 40 \text{ hp}$	}	do gráfico 1	→ perfil 5V
$n_m = 1\,160 \text{ rpm}$			

3. Determinar os diâmetros das polias.

Solução

$$\left. \begin{array}{l} N = 25 \text{ hp} \\ n_m = 1\,160 \text{ rpm} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{da tabela 2}} d_{\min} = 6'' = 152,4 \text{ mm}$$

Adotaremos $d = 180 \text{ mm}$.

$$\text{Como } i_{1,2} = \Rightarrow D = d \cdot i = 180 \cdot 2 = 360,$$

portanto: $D = 360 \text{ mm}$

4. Determinar o comprimento experimental da correia (L).

Solução

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$C = \frac{3d + D}{2} = \frac{3 \cdot 180 + 360}{2} = 450$$

$$L = 2 \cdot 450 + 1,57(360 + 180) + \frac{(360 - 180)^2}{4 \cdot 450}$$

$$L = 900 + 847,8 + 18 = 1\,765,8$$

$$L = 1\,765,8 \text{ mm}$$

5. Escolher a correia adequada.

Solução:

$$L = 1\,765,8 \text{ mm perfil 5V} \xrightarrow{\text{tabela 4}} L_c = 1\,805 \text{ (ref. 5 V710)}$$

6. Recalcular a distância entre centros (DC).

Solução

$$DC = \frac{A - h(D - d)}{2}$$

$$A = L_c - 1,57 (D + d) = 1805 - 1,57 (360 + 180)$$

$$A = 957,2 \text{ mm}$$

$$\frac{D - d}{A} = \frac{360 - 180}{957,2} = 0,188 \quad \xrightarrow{\text{tabela 6}} \quad h \cong 0,09$$

$$DC = \frac{957,2 - 0,09(360 - 180)}{2} \approx 470,5$$

$$DC = 470,5 \text{ mm}$$

7. Determinar a potência transmitida por correia (hp).

Solução

$$hp = (hp_b + hp_a) \cdot F_c \cdot F_g \text{ (HP)}$$

$$\left. \begin{array}{l} n_m = 1160 \text{ rpm} \\ d = 180 \text{ mm} \\ i = 2 \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{tabela 11}} \begin{array}{l} hp_b = 11,5 \text{ HP} \\ hp_a = 1,27 \text{ HP} \end{array}$$

$$5 \text{ V710} \quad \xrightarrow{\text{tabela 7}} \quad F_c = 0,91$$

$$\frac{D - d}{DC} = \frac{360 - 180}{470,5} = 0,38 \quad \xrightarrow{\text{tabela 9}} \quad F_g = 0,94$$

$$hp = (11,5 + 1,27) \cdot 0,91 \cdot 0,94 = 10,92 \Rightarrow hp = 10,92 \text{ HP}$$

8. Determinar o número necessário de correias (N).

$$N = \frac{HPP}{hp} = \frac{40}{10,92} = 3,66 \Rightarrow N = 4 \text{ correias}$$

Concluimos que, para essa transmissão, são necessárias 4 correias de perfil 5 V.

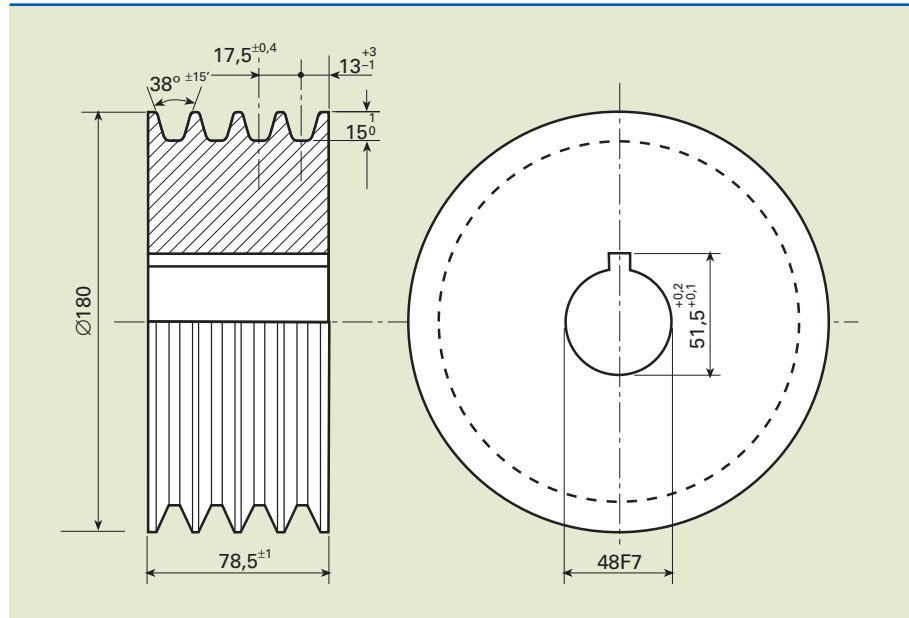
3.3.4 Desenho da polia

Como as dimensões dos canais da polia já estão padronizadas, podemos elaborar o desenho da polia, considerando o diâmetro da ponta de eixo (48k6), onde vai alojar-se a polia, obtido do catálogo de motores elétricos para carcaça 180 L, conforme indicado na figura 3.17.



Figura 3.17

Polia para 4 correias de perfil 5V, calculado na seção 3.5.



3.4 Cabos de aço

Cabos de aço são elementos flexíveis, que resistem apenas à tração. Segundo seu uso, podem ser classificados em cabos de movimento e cabos estacionários.

Os cabos de movimento são caracterizados pela frequente mudança de direção. Ora são enrolados em tambores, ora curvam-se nas polias endireitando-se em seguida para continuar em movimento linear. Exemplos são os cabos empregados em pontes rolantes, elevadores e guindastes.

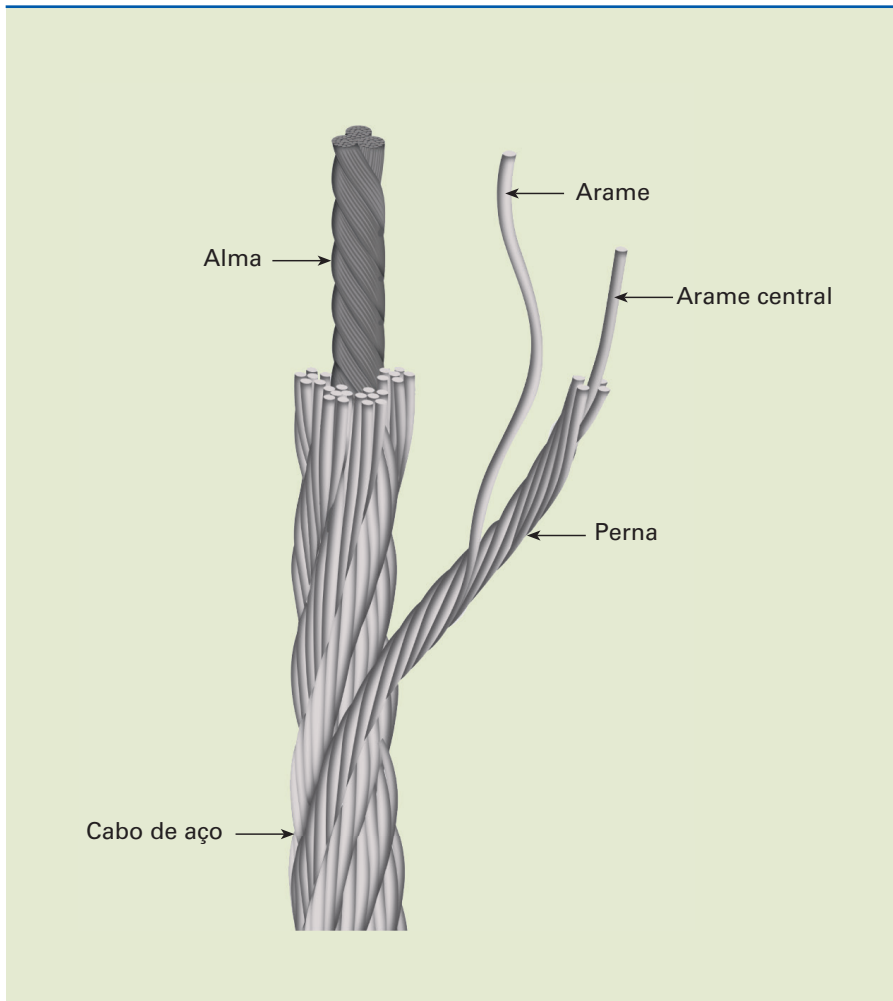
Os cabos estacionários, ou fixos, são usados como tirantes em pontes, linhas de transmissão e estruturas metálicas.

3.4.1 Construção e tipos de cabos

Os cabos de aço são constituídos de pernas enroladas em hélice ao redor de uma alma de fibras naturais (AF) ou artificiais (AFA), que, em casos muito solicitados, pode ser de aço (AA). As pernas são formadas por fios ou arames de aço também enrolados em hélice. O esquema da figura 3.18 mostra a nomenclatura dos itens que constituem um cabo de aço.

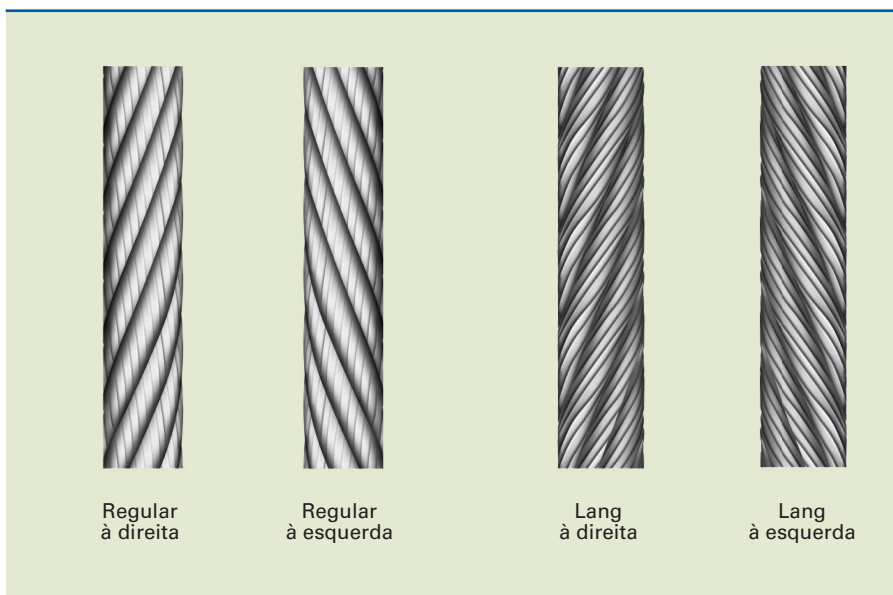
Conforme a direção em que os cabos e os fios das pernas são torcidos podemos ter:

- torção à direita: as pernas são torcidas da esquerda para a direita;
- torção à esquerda: as pernas são torcidas da direita para a esquerda;
- torção regular: os fios de cada perna são torcidos em sentido oposto à torção das pernas;
- torção Lang: os fios de cada perna são torcidos no mesmo sentido da torção das pernas.

**Figura 3.18**

Nomenclatura dos elementos que constituem um cabo de aço.

A figura 3.19 mostra o esquema para os diferentes tipos de torção.

**Figura 3.19**

Diferentes tipos de torção na região das pernas do cabo de aço.

As almas de fibras naturais são normalmente de sisal ou rami e as de fibras artificiais são em geral de polipropileno, usado apenas em casos especiais. A figura 3.20 mostra alguns exemplos de almas de cabo de aço.

As almas de fibra natural geralmente dão maior flexibilidade e funcionam como depósito de lubrificante para o cabo de aço, mas as de almas de aço fornecem maior resistência aos amassamentos e aumentam a resistência à tração.

Figura 3.20
Exemplos de almas
de cabos de aço.



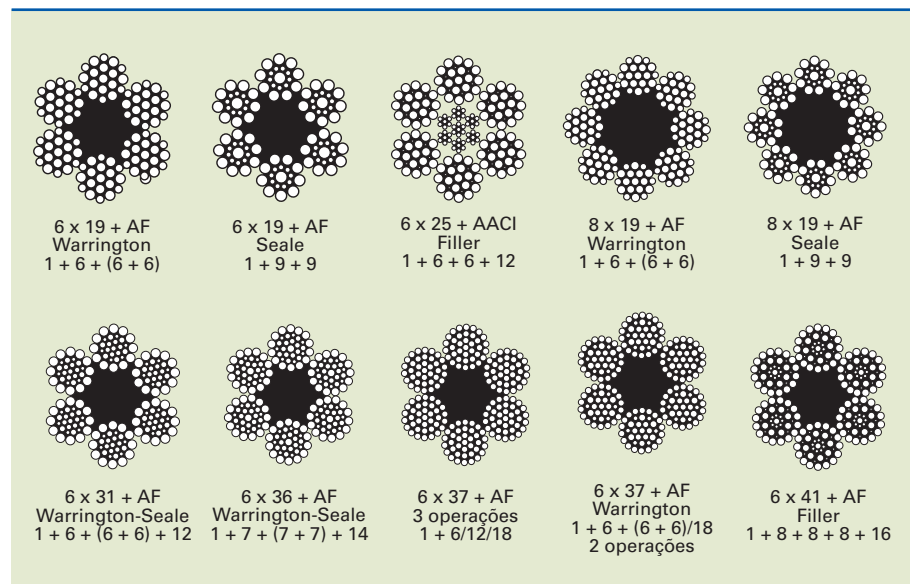
3.4.2 Formas construtivas de cabos

As fabricações mais comuns das pernas inteiramente metálicas, compostas por um conjunto de camadas de fios de igual passo, colocados em várias disposições, deram origem às construções dos Seale, Warrington e o Filler.

Quanto maior o número de fios para um mesmo diâmetro de cabo, maior sua flexibilidade. Se os fios externos, porém, são muito finos, desgastam-se e rompem-se mais facilmente.

A figura 3.21 mostra algumas formas construtivas de cabos.

Figura 3.21
Formas construtivas
dos cabos.



3.4.3 Informações úteis

1) O cabo deve ser medido conforme indica a figura 3.22.

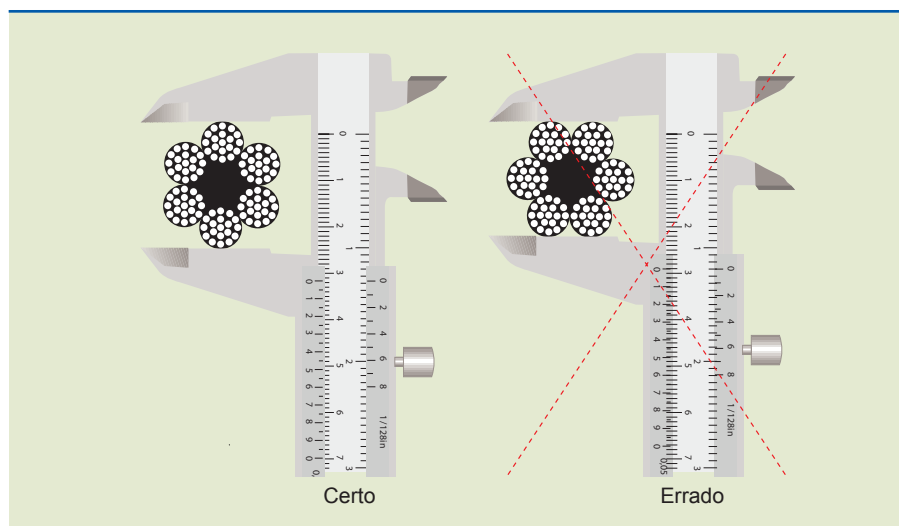


Figura 3.22

Método para medição do cabo de aço.

2) A fixação deve ser feita por meio de grampos do tipo pesado, com a base colocada para o lado do trecho mais comprido do cabo, como mostra a figura 3.23.

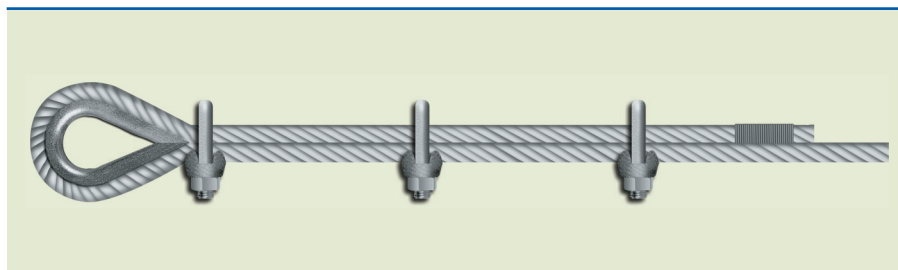


Figura 3.23

Método correto para fixação por meio de grampos.

3.4.4 Dimensionamento dos cabos de movimento

A dimensão dos cabos de movimento deve ser realizada conforme a norma DIN15020.

O diâmetro mínimo (d_{\min}) é dado pela equação:

$$d_{\min} = k \cdot \sqrt{F}$$

sendo:

k = fator de trabalho, indicado pela tabela 3.2;

F = solicitação do cabo em $\frac{\text{mm}}{\sqrt{\text{kgf}}}$.

Grupo da transmissão por cabo	Número de ciclos por hora	Valores mínimos de k em $\frac{\text{mm}}{\sqrt{\text{kgf}}}$
0	até 6	0,28
1	de 6 a 18	0,30
2	de 18 a 30	0,32
3	de 30 a 60	0,35
4	acima de 60	0,38

Tabela 3.2

Valores para o fator de trabalho (k).

Os valores de k foram calculados para cabos de aço que possuem:

$$\sigma_r = 160 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \text{ e coeficiente de segurança } (k_s) \text{ de } 4,5 \leq k_s \leq 8,3.$$

Tabela 3.3

Diâmetro mínimo do tambor e da polia.

Os diâmetros mínimos do tambor e das polias são obtidos com base na relação com o diâmetro do cabo, conforme a tabela 3.3.

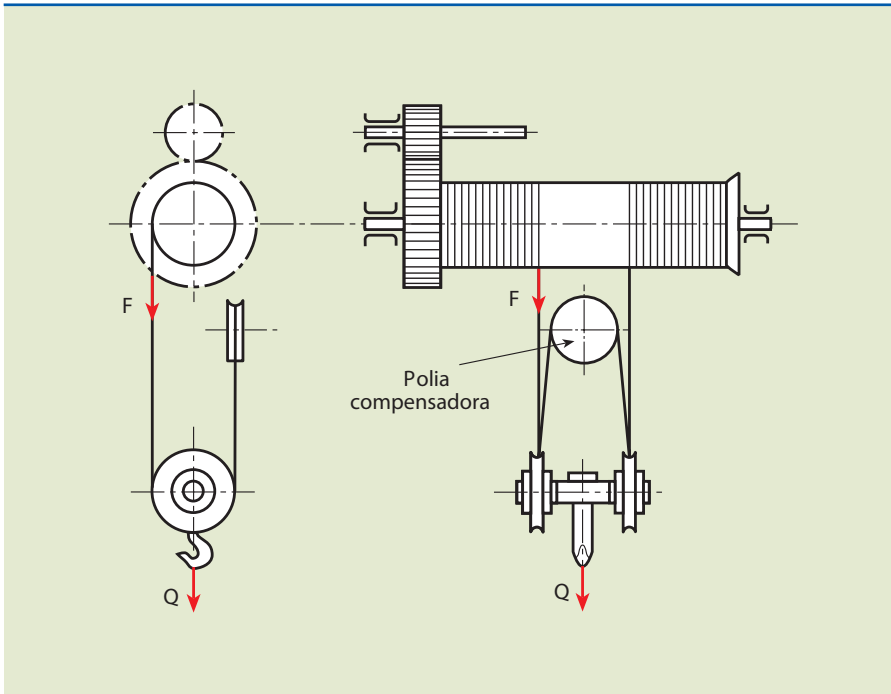
Grupo	Valores mínimos $\frac{D}{d}$		
	Tambor	Polia	Polia compensadora
0	15	16	14
1	18	20	14
2	20	22	15
3	22	24	16
4	24	26	16

Exemplo

Determinar o diâmetro e as características do cabo de aço para aplicação em uma ponte rolante, para uma talha de 4 cabos, conforme a figura 3.24, que apresenta as seguintes características:

- capacidade: $Q = 20\,000 \text{ kgf}$;
- número de ciclos por hora = 12;
- rendimento da talha = 0,97;
- peso da talha = 360 kgf.

Figura 3.24



Solução

A força de tração F na entrada do tambor é dada por:

$$F = \frac{20000 + 360}{4 \cdot 0,97} = 5247 \text{ kgf}$$

Com 12 ciclos por hora, obtemos da tabela 3.2 o valor de $k = 0,30$. Dessa forma:

$$d_{\text{mín}} = k \cdot F = 0,30 \sqrt{5247} = 21,7 \cdot d_{\text{mín}} = 21,7 \text{ mm}$$

Optando pelos cabos para pontes rolantes da empresa Cimaf, concluímos que eles apresentam as seguintes características:

Diâmetro de $7/8''$, tipo Filler AF 6×41 .

De acordo com a tabela 3.3, o diâmetro mínimo do tambor é dado por:

$$\frac{D_t}{d} = 18 \Rightarrow D_t = 18 \cdot d$$

$$D_t = 18 \cdot 22 \cdot 2 = 399,6$$

$$\therefore D_t = 400 \text{ mm}$$

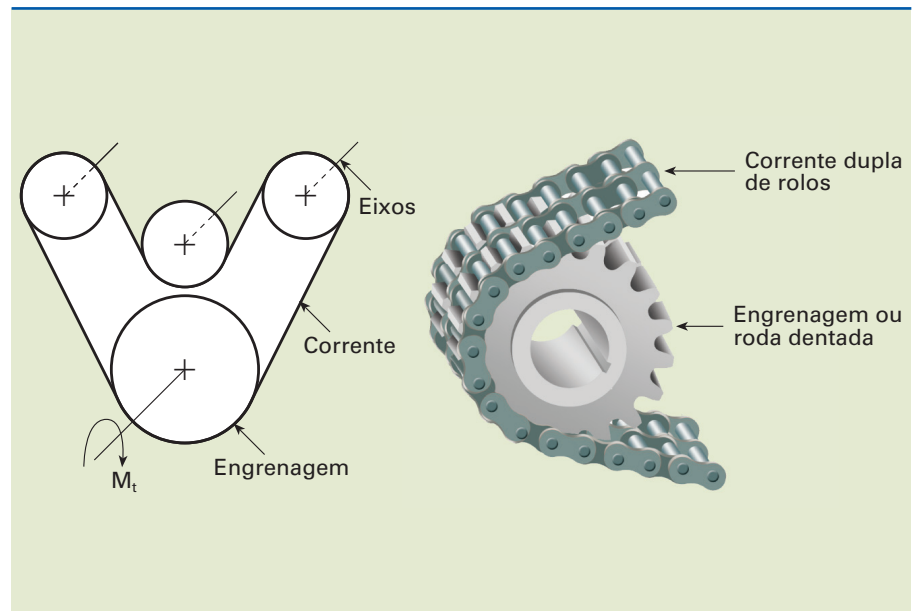
3.5 Correntes

Assim como os demais elementos já vistos, as correntes também transmitem potência e movimento. Neste estudo vamos considerar apenas correntes de rolos, no acionamento de um ou mais eixos paralelos, com as engrenagens contidas em um mesmo plano, a partir de uma única engrenagem ou roda dentada motora.

A figura 3.25 mostra a representação esquemática e a nomenclatura dos elementos.

Figura 3.25

Representação esquemática e nomenclatura dos elementos.

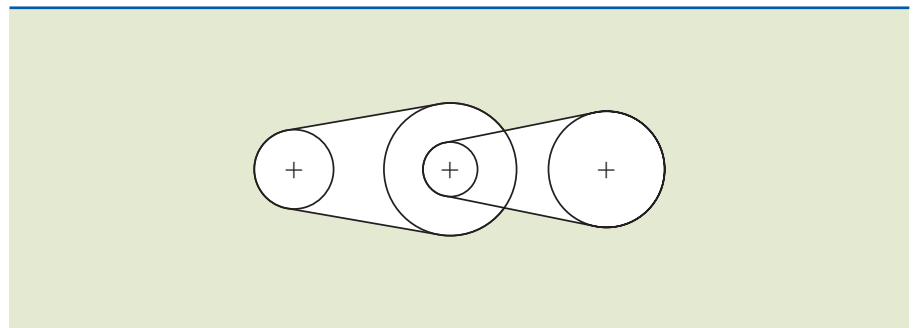


Como nessa transmissão não ocorre deslizamento, a relação de transmissão pode ser de até 7 e possui rendimento de 97% a 98%.

Se houver necessidade de uma relação de transmissão maior que 7, deverá ser estudada uma relação dupla, conforme mostra a figura 3.26.

Figura 3.26

Relação dupla.



Para ter uma transmissão com menos cargas de choque e desgaste, limita-se o número de dentes das engrenagens: maior que 9 e menor que 120.

3.5.1 Definições e componentes de uma corrente

Uma corrente de transmissão é composta de elos externos e elos internos, montados alternadamente, conforme se observa na figura 3.27.

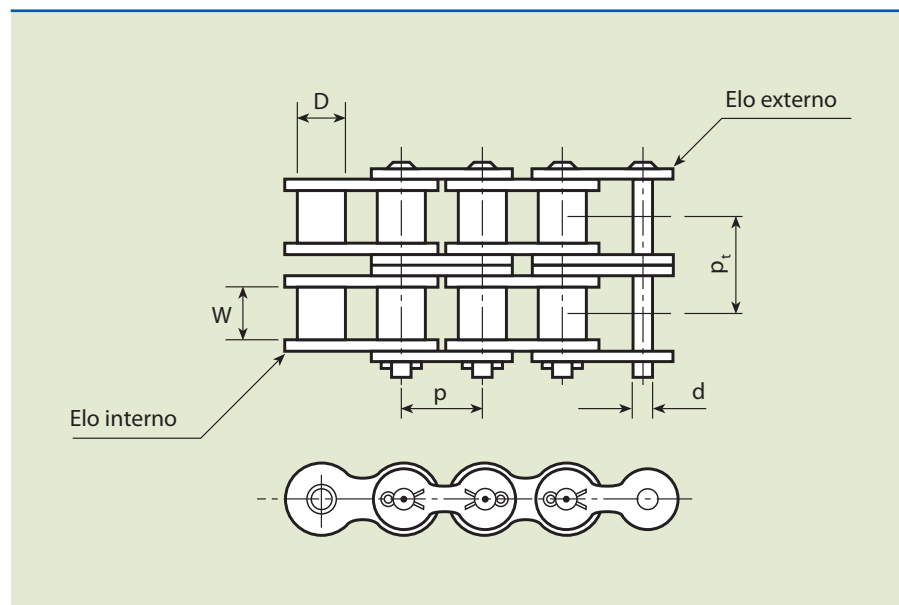


Figura 3.27

Componentes de uma corrente.

No trecho da corrente dupla de rolos da figura 3.28, temos:

p = passo da corrente;
 D = diâmetro do rolo;
 W = largura entre placas;
 d = diâmetro do pino;
 p_t = passo transversal.

Pode-se obter o comprimento da corrente em número de passos (L_p), por meio da equação:

$$L_p = 2C_p + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 \cdot C_p}$$

em que:

$$C_p = \frac{C}{p};$$

C = distância entre centros (30 a 50 p);
 C_p = distância entre centros em passos;
 p = passo da corrente;
 z_1 = número de dentes da engrenagem menor;
 z_2 = número de dentes da engrenagem maior.

3.5.2 Velocidade tangencial da corrente

Para o sistema representado na figura 3.28, podemos definir:

$$\operatorname{sen} \frac{\gamma}{2} = \frac{\frac{p}{2}}{\frac{D}{2}} = \frac{p}{D} \Rightarrow D = \frac{p}{\operatorname{sen} \frac{\gamma}{2}} \quad (\text{I})$$

em que:

p = passo;
 γ = ângulo de contato.

O valor do ângulo γ é de:

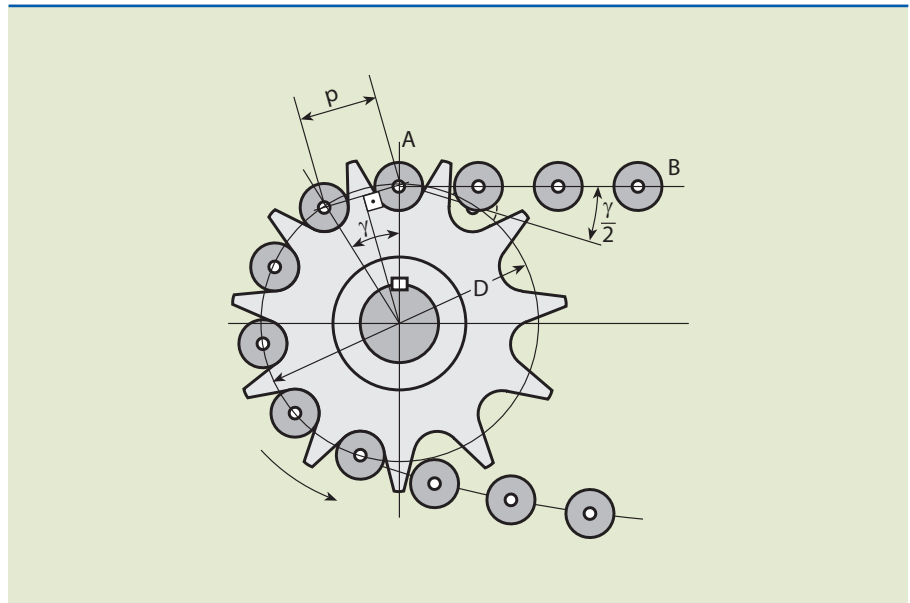
$$\gamma = \frac{360^\circ}{z}, \text{ em que } z \text{ é o número de dentes da engrenagem.}$$

Substituindo em (I), obtemos:

$$D = \frac{p}{\operatorname{sen} \left(\frac{180^\circ}{z} \right)}$$

Figura 3.28

Dimensões principais em transmissão por correntes.



A velocidade tangencial da corrente é dada por:

$$v = \frac{\pi D n}{1000} = \frac{z \cdot p \cdot n}{1000}$$

em que:

$$V = \text{velocidade tangencial} \left(\frac{\text{m}}{\text{min}} \right);$$

Z = número de dentes do pinhão;

p = passo da corrente (mm);

n = rotação (rpm).

Para que o funcionamento seja suave, é recomendável que o pinhão tenha no mínimo 17 dentes.

3.5.3 Seleção de correntes

A seleção de correntes é feita com critérios definidos por meio de tabelas, gráficos, catálogos ou manuais fornecidos pelos fabricantes.

As informações básicas para realizar essa seleção são:

- potência a transmitir;
- rotação em rpm dos eixos;
- características do acionamento;
- distância entre centros.

Cada fabricante define seu critério para o fator de serviço. A empresa Daido, por exemplo, define conforme mostra a tabela 3.4.

Tabela 3.4

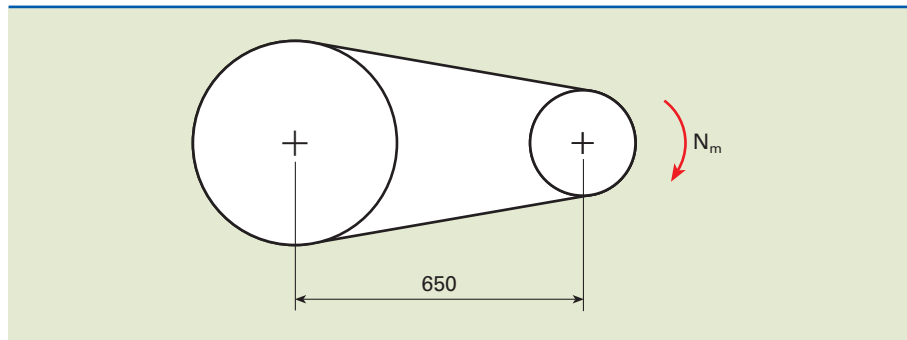
Fator de serviço para correias do fabricante Daido.

Característica do maquinário \ Tipo de motor	Motor elétrico ou turbina	Motores combustíveis	
		Combustão interna Transmissão hidráulica	Combustão interna Transmissão mecânica
Constante: transporte com carga constante, agitadores de líquidos, misturadores, bombas centrífugas e alimentadores.	1,0	1,0	1,2
Meio impulsivo: transporte de carga irregular, máquinas operatrizes em geral, fornos automáticos, secadores, esmagadores, máquinas para fabricação de papel e trefiladores e compressores.	1,3	1,2	1,4
Bastante impulsivo: equipamentos para elevação de peso, prensas, britadores, perfuratrizes, laminadores, equipamentos para obras civis, minas em geral, rotocultivadores e trituradores para material duro.	1,5	1,4	1,7

Exemplo

Selecionar uma corrente de rolo adequada para acionar um compressor, a partir de uma engrenagem acoplada a um motor elétrico, conforme mostra a figura 3.29.

Figura 3.29



Dados:

$$N_m = 7,5 \text{ kW (10 cv)}; n_m = 875 \text{ rpm}; i = 4; C = 650 \text{ mm.}$$

Solução

Da tabela:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Motor elétrico } F_s = 1,3 \\ \text{Compressor} \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{da tabela 3.4}} F_s = 1,3$$

Portanto, a potência corrigida é dada por:

$$N = 7,5 \cdot 1,3 = 9,75 \text{ kW}$$

Gráfico em que as potências são assumidas com carga constante e vida aproximada de 15 mil horas, com manutenção e lubrificação correta.

Consultando o **gráfico de seleção**, com a potência de 9,75 kW e a rotação de 875 rpm, obtém-se a corrente simples nº 50 com pinhão de 23 dentes.

A corrente nº 50 tem o passo $p = 15,875 \text{ mm}$.

O número de dentes da engrenagem (2) é de $z_2 = i \cdot z_1 \Rightarrow z_2 = 4 \cdot 23 = 92$ dentes.

O comprimento da corrente é dado pela fórmula:

$$L_p = 2C_p + \frac{z_1 + z_2}{2} p + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 \cdot C_p}$$

Substituindo os dados, obtemos:

$$L_p = 2 \cdot \frac{650}{15,875} + \frac{23 + 92}{2} \cdot 15,875 + \frac{(92 - 23)^2}{4\pi^2 \cdot 40,94}$$

$$L_p = 81,89 + 57,5 + 2,95 = 142,3$$

$$\therefore L_p = 142 \text{ passos}$$

3.6 Eixos

Eixos são elementos de máquinas em geral utilizados para transmitir torque e rotações. Há casos, entretanto, em que o eixo é fixo com solicitação apenas à flexão simples.

Neste material, consideramos somente os eixos de seção circular, de materiais dúcteis, solicitados à flexão e à flexo-torção com carregamento estático, sem análise das concentrações de tensões e fadiga.

3.6.1 Dimensionamento de eixos sujeitos à flexão

Eixos sujeitos à flexão normalmente são de médio teor de carbono (ABNT 1030 a 1050). Foi visto em resistência dos materiais que, na flexão simples, desprezando os efeitos da força cortante (Q), a tensão normal (σ) é dada pela expressão:

$$\sigma = \frac{M}{W}, \text{ em que: } W = \frac{\pi d^3}{32}$$

No dimensionamento do eixo, devemos admitir que:

$$\begin{aligned} \sigma \leq \sigma_{adm} &\Rightarrow \frac{M}{W} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{k_s} \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{M}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{adm} &\Rightarrow \frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{M}{\sigma_{adm}} \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} \end{aligned}$$

em que:

M = momento fletor na seção mais solicitada ($N \cdot mm$);

W = módulo de resistência à flexão da seção circular (mm^3);

d = diâmetro do eixo (mm);

σ_{adm} = tensão admissível (MPa);

σ_e = tensão de escoamento do material do eixo (MPa);

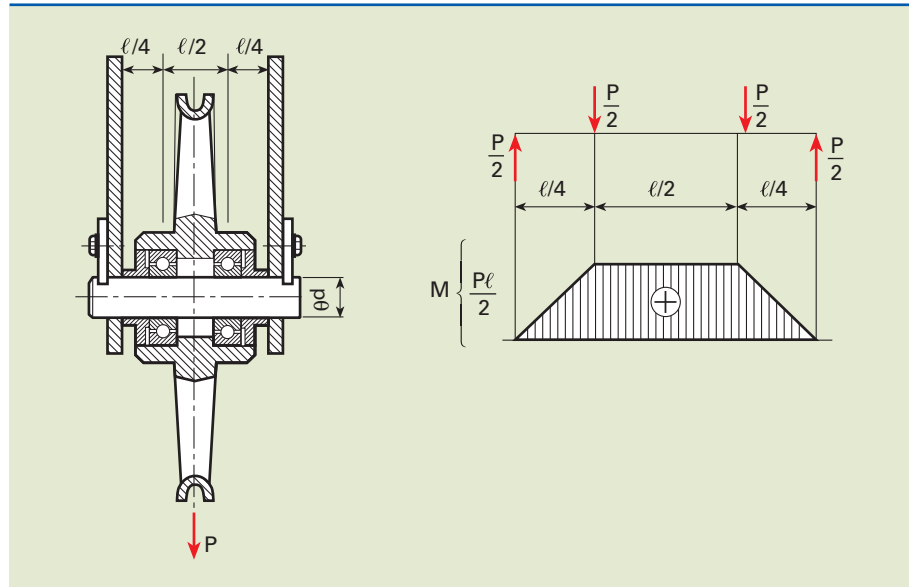
k_s = coeficiente de segurança definido por normas ou determinado pela empresa com base na aplicação.

Por exemplo, na flexão: $5 \leq k_s \leq 8$.

Exemplo

Determinar o diâmetro do eixo do conjunto da polia, conforme o carregamento proposto pela figura 3.30.

Figura 3.30



Dados: $l = 100 \text{ mm}$; $P = 20$; $\sigma_{\text{adm}} = 60 \text{ MPa}$

Solução

O momento fletor máximo é dado por:

$$M = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{P \cdot l}{8} = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 100}{8} = \frac{2 \cdot 10^6}{8} \Rightarrow M = 2,5 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

O diâmetro é obtido por:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2,5 \cdot 10^5}{\pi \cdot 60}} = 34,9 \Rightarrow d \geq 34,9 \text{ mm}$$

3.6.2 Dimensionamento de eixos sujeitos à flexo-torção

Sabemos que, em uma transmissão direta, o esforço é apenas de torção, mas normalmente a transmissão se faz com polias, engrenagens ou outro elemento de máquina, em que a torção vem acompanhada da flexão.

Nesses casos de flexo-torção, a tensão normal à flexão, σ , e a tensão de cisalhamento à torção, τ , são dadas, respectivamente, por:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{\pi d^3}{32}} \cong \frac{M}{0,1 d^3}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}} \cong \frac{M_t}{0,2 \cdot d^3}$$

Como essas tensões máximas atuam na seção transversal da barra simultaneamente, usamos dois critérios de resistência para dimensionar o eixo, considerando o carregamento estático, sem concentrações de tensão e fadiga.

$$1) \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$2) 0,35\sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$\text{De (1), obtemos: } d \geq \sqrt[6]{\frac{10^2(M^2 + M_t^2)}{\sigma_{adm}^2}}$$

$$\text{De (2), obtemos: } d \geq \sqrt[3]{\frac{3,5M + 6,5\sqrt{M^2 + M_t^2}}{\sigma_{adm}}}$$

em que:

M = momento fletor ($N \cdot mm$)

M_t = momento torçor ($N \cdot mm$)

σ_{adm} = tensão admissível (MPa)

$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{k_s}$ é especificado por norma ou adotado com valor de $8 \leq k_s \leq 10$.

Exemplo

Determinar o diâmetro do eixo **AB**, sabendo que a força resultante (**R**) no eixo, em razão da transmissão por correias na polia movida, é de 2 kN, conforme indicado na figura 3.31.

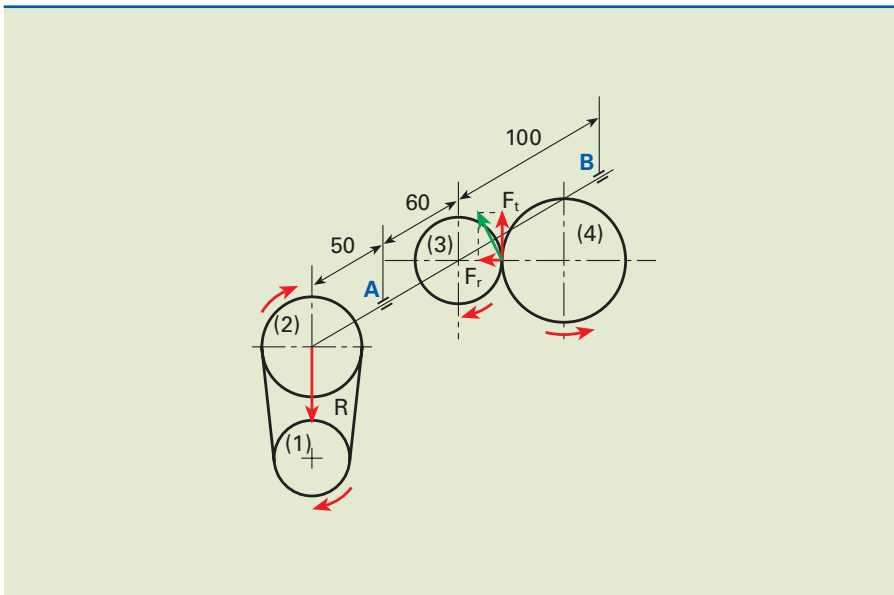


Figura 3.31

Dados:

$$N_1 = 12,5 \text{ cv} = 9,2 \text{ kW}; n = 870 \text{ rpm}; i_{1,2} = 2; \eta_{\text{correias}} = 0,97;$$

$$\eta_{\text{mancais}} = 0,99; d_3 = 76,5 \text{ mm}; \sigma_{\text{adm}} = 50 \text{ MPa}.$$

Solução

$$M_{t_3} = 9550 \cdot \frac{N_3}{n_3}$$

$$N_3 = N_1 \eta_{\text{correias}} \cdot \eta_{\text{par mancais}} = 9,2 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,83 \text{ kW}$$

$$n_3 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{870}{2} = 435 \Rightarrow n_3 = 435 \text{ rpm}$$

$$M_{t_3} = 9550 \cdot \frac{8,83}{435} = 193,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

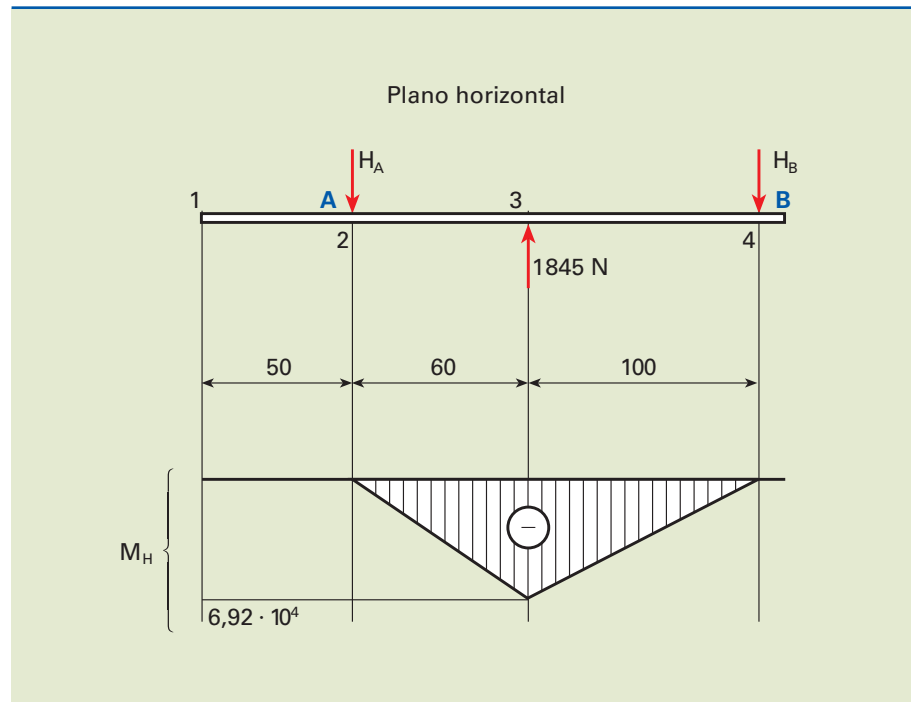
$$M_{t_3} = F_{t_3} \cdot \frac{d_3}{2} \Rightarrow F_{t_3} = \frac{2M_{t_3}}{d_3} = \frac{2 \cdot 193,85 \cdot 10^3}{76,5} = 5068 \text{ N}$$

$$\text{tg } \alpha = \frac{F_{r_3}}{F_{t_3}} \Rightarrow F_{r_3} = F_{t_3} \cdot \text{tg } 20^\circ = 5068 \cdot 0,364 \cong 1845 \text{ N}$$

O diagrama para o plano horizontal é indicado na figura 3.32.

Figura 3.32

Diagrama para o plano horizontal.



$$1) \sum H_i = 0 \Rightarrow -H_A - H_B + 1845 = 0 \Rightarrow H_A + H_B = 1845 \text{ N}$$

$$2) \sum M_A = 0 \Rightarrow -H_B \cdot 160 + 1845 \cdot 60 = 0 \Rightarrow H_B = \frac{1845 \cdot 60}{160} = 692$$

$$H_B = 692 \text{ N}$$

$$3) \sum M_B = 0 \Rightarrow H_A \cdot 160 - 1845 \cdot 100 = 0 \Rightarrow H_A = \frac{1845 \cdot 100}{160} = 1153$$

$$H_A = 1153 \text{ N}$$

Momento fletor (M_H):

$$M_{H_1} = 0$$

$$M_{H_2} = 0$$

$$M_{H_3} = -H_A \cdot 60 = -1153 \cdot 60 = 69180 \text{ Nmm} \cong -6,92 \cdot 10^4 \text{ Nm}$$

$$M_{H_4} = 0$$

O diagrama para o plano vertical é indicado na figura 3.33.

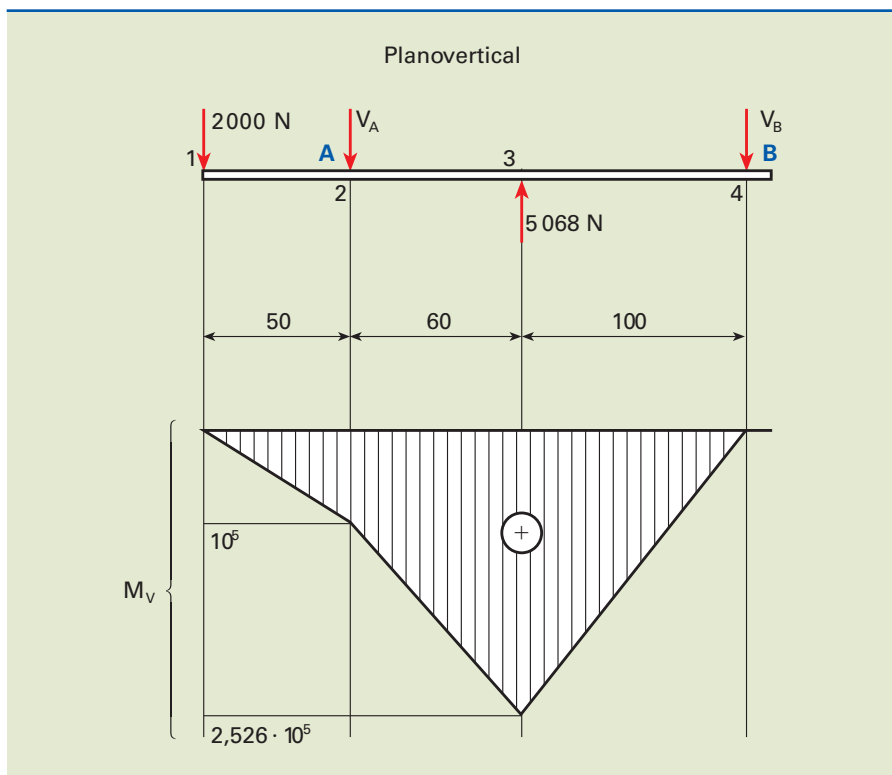


Figura 3.33

Diagrama para o plano vertical.

$$1) \sum V_1 = 0 \Rightarrow -V_A - V_B - 2000 + 5068 = 0 \Rightarrow V_A + V_B = 3068 \text{ N}$$

$$2) \sum M_A = 0 \Rightarrow -V_B \cdot 160 + 5068 \cdot 60 - 2000 \cdot 50 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow -V_B \cdot 160 + 304080 - 100000 = 0 \Rightarrow V_B = 2526 \text{ N}$$

$$3) \sum M_B = 0 \Rightarrow V_A \cdot 160 + 2000 \cdot 210 - 5068 \cdot 100 = 0 \Rightarrow V_A = 542 \text{ N}$$

Momento fletor (M_V):

A seção (3) é a mais solicitada, e temos:

$$M_{V_1} = 0$$

$$M_{V_2} = -2000 \cdot 50 = -100000 = 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{V_3} = -2526 \cdot 100 = -2,526 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{V_4} = 0$$

A seção 3 (no diagrama) é a mais solicitada. Temos:

$$M_H = 6,92 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_V = 2,526 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

O momento fletor resultante é obtido por:

$$M_R^2 = M_H^2 + M_V^2 = (6,92 \cdot 10^4)^2 + (2,526 \cdot 10^5)^2 \Rightarrow$$

$$M_R = 261907 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

O momento torçor em (3) é dado por:

$$M_{t_3} = F_{t_3} \cdot \frac{d_3}{2} = 5068 \cdot \frac{76,5}{2} = 193850 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Substituindo nas fórmulas do diâmetro, obtemos:

$$1) d \geq \sqrt[6]{\frac{10^2 \left[(261907)^2 + (193850)^2 \right]}{50^2}} \Rightarrow d \geq 40,2 \text{ mm}$$

$$2) d \geq \sqrt[3]{\frac{3,5 \cdot 261907 + 6,5 \sqrt{(261907)^2 + 193850}}{50}} \Rightarrow d \geq 39,3 \text{ mm}$$



3.7 Engrenagens

As engrenagens são elementos de transmissão de movimento rotativo e torque, entre eixos paralelos, concorrentes ou reversos sem deslizamento, em geral com alto rendimento. É uma transmissão do tipo rígido e tem a desvantagem de apresentar maior ruído e custo mais elevado comparado aos demais tipos de transmissão.

A figura 3.34 mostra diversos tipos construtivos de engrenagens e engrenamentos.

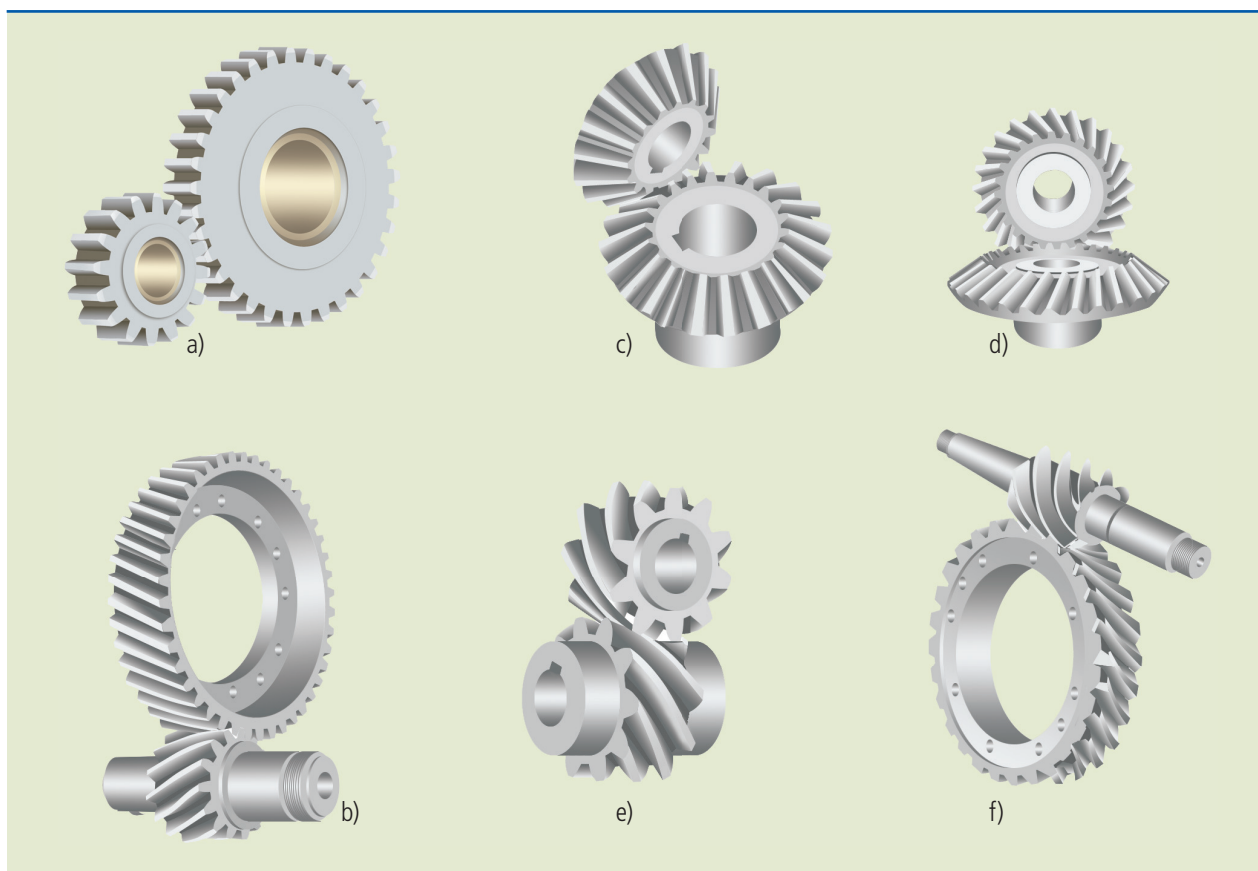


Figura 3.34

Tipos de engrenagens e engrenamentos:

- a) engrenagem cilíndrica de dentes retos;
- b) engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais;
- c) cônica de dentes retos com eixos concorrentes;
- d) cônica de dentes helicoidais;
- e) helicoidal com eixos reversos;
- f) parafuso (ou rosca) sem-fim.

As engrenagens cilíndricas admitem, para um estágio, uma relação de transmissão $i \leq 8$, com rendimento $0,96 < \eta < 0,98$.

Na transmissão com parafuso sem-fim, o rendimento varia no intervalo $0,45 \leq \eta \leq 0,97$, em função da relação de transmissão (i).

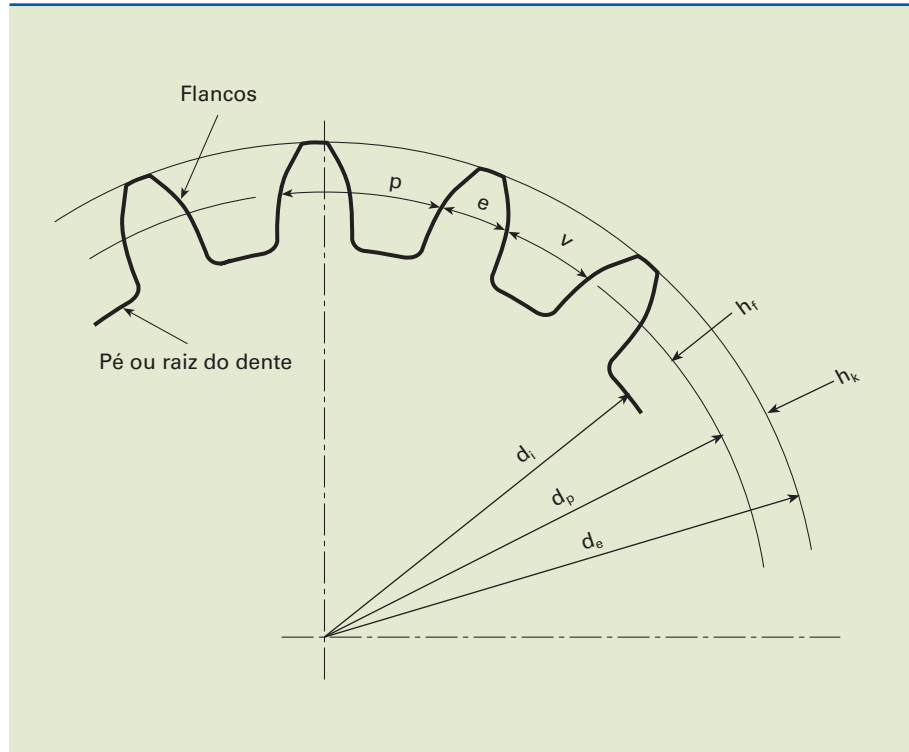
3.7.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos (ECDR)

Definições e características geométricas

Podemos observar, na figura 3.35, as dimensões principais para uma engrenagem cilíndrica de dentes retos.

Figura 3.35

Dimensões principais para uma engrenagem cilíndrica de dentes retos.



Na figura:

d_e = diâmetro externo;
 d_i = diâmetro interno;
 d_p = diâmetro primitivo;
 p = passo;
 v = vão do dente;
 e = espessura do dente;
 h_k = altura da cabeça;
 h_f = altura do pé;
 z = número de dentes.

Da circunferência primitiva, podemos obter:

$$\pi d_p = p \cdot z \Rightarrow d_p = \frac{p}{\pi} \cdot z \Rightarrow d_p = m \cdot z$$

A fórmula $m = \frac{p}{\pi}$ é definida como o módulo da ECDR.

Construtivamente, $h_k = m$. Temos, então:

$$d_e = d_p + 2 \cdot h_k = m \cdot z + 2m = m(z + 2)$$

Portanto, $d_e = m(z + 2)$.

O valor do diâmetro interno é dado por: $d_i = d_p - 2h_f$. Mas, construtivamente, temos: $h_f = (1,2 \text{ a } 1,3) m$. Substituindo, obtemos:

$$d_i = m \cdot z - 2 \cdot 1,2m = m(z - 2,4)$$

Portanto, $d_i = m(z - 2,4)$.

A tabela 3.5 mostra valores dos módulos normalizados.

Módulos normalizados	Varição
0,25; 0,50; 0,75; ...; 3,75; 4,00	0,25
4,00; 4,50; 5,00; ...; 7,00	0,50
7,00; 8,00; 9,00; 10,00; ...; 16,00	1,00

Tabela 3.5

Forças no engrenamento

Em uma transmissão que utiliza ECDR cujo perfil do dente é denominado evolvente, o carregamento tem o nome de força normal (F_n), e sua direção forma com a tangente às circunferências primitivas o ângulo de pressão de 20° . Esse carregamento pode ser decomposto em duas direções:

- força tangencial (F_t), responsável pela transmissão de torque e movimento;
- força radial (F_r), que atua diretamente no eixo provocando flexão.

A figura 3.36 mostra, para um par engrenado, a força normal e suas componentes.

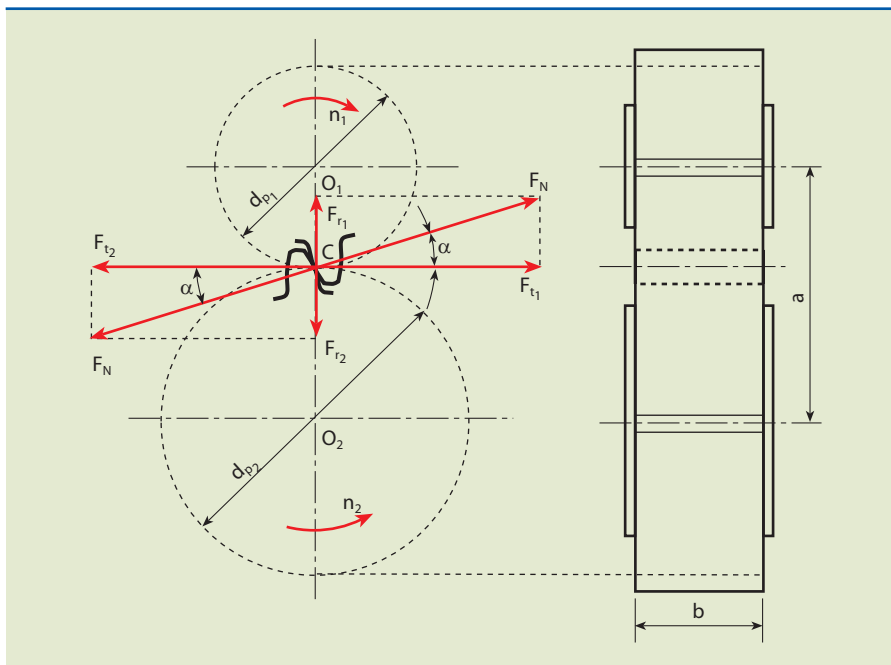


Figura 3.36

Par de engrenagens e disposição dos carregamentos.

Na figura:

- = ângulo de pressão ($= 20^\circ$);
- F_t = força tangencial;
- F_r = força radial;
- N = potência (cv ou kW);
- n = rotações por minuto (rpm);
- a = distância entre centros de engrenagens;
- b = largura das engrenagens.

Do engrenamento, temos: $\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_r}{F_t} \Rightarrow F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

Sabemos que $M_t = F_t \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d}$.

O momento torçor (M_t), no Sistema Internacional (SI), é dado pela equação:

$M_t = 9550 \frac{N}{n}$, em que a potência (N) é dada em kW, a rotação (n) em rpm e o torque (M_t), em $N \cdot m$.

No sistema técnico ou gravitacional o torque é dado pela expressão:

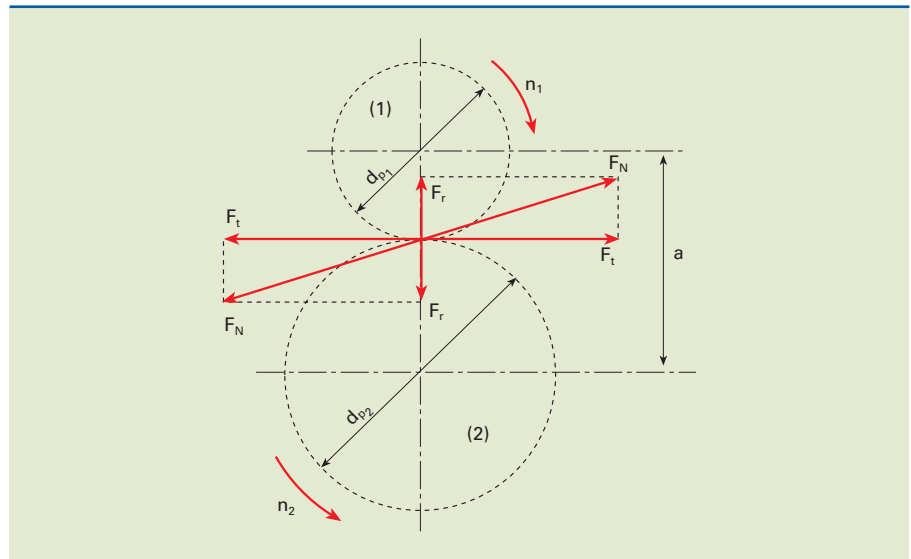
$M_t = 716,2 \frac{N}{n}$, em que a potência é dada em cv (cavalo-vapor), a rotação em rpm e o torque em $\text{kgf} \cdot m$.

Exemplo

Para a ECDR da figura 3.37, determinar as dimensões geométricas, bem como as forças atuantes no engrenamento.

Figura 3.37

Exemplo de forças atuantes no engrenamento.



Dados:

$$N_1 = 12,5 \text{ cv} = 9,2 \text{ kW};$$

$$n_1 = 870 \text{ rpm};$$

$$z_1 = 13 \text{ dentes};$$

$$m_1 = 4 \text{ mm};$$

$$i_{1,2} = 2,4.$$

Solução

Engrenagem (1):

$$d_{p_1} = m_1 \cdot z_1 = 4 \cdot 13 = 52 \Rightarrow d_{p_1} = 52 \text{ mm}$$

$$d_{e_1} = m_1 (z_1 + 2) = 4 (13 + 2) = 60 \Rightarrow d_{e_1} = 60 \text{ mm}$$

$$d_{i_1} = m_1 (z_1 - 2,4) = 4 (13 - 2,4) = 42,4 \Rightarrow d_{i_1} = 42,4 \text{ mm}$$

Engrenagem (2):

$$\text{Como, } i_{1,2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot z_1} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i_{1,2} = 13 \cdot 2,4,$$

portanto, $z_2 = 31$ dentes.

Para que haja o engrenamento: $m_1 = m_2 = 4 \text{ mm}$.

Portanto, substituindo na equação, obtemos:

$$d_{p_2} = m_2 \cdot z_2 = 4 \cdot 31 = 124 \Rightarrow d_{p_2} = 124 \text{ mm}$$

$$d_{e_2} = m_2 (z_2 + 2) = 4 (31 + 2) = 132 \Rightarrow d_{e_2} = 132 \text{ mm}$$

$$d_{i_2} = m_2 (z_2 - 2,4) = 4 (31 - 2,4) = 114,4 \Rightarrow d_{i_2} = 114,4 \text{ mm}$$

A distância entre centros (a), é dada por:

$$a = \frac{d_{p_1} + d_{p_2}}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{4(13 + 31)}{2} = 88$$

Portanto, $a = 88 \text{ mm}$.

$$M_t = 9550 \frac{N}{n} = 9550 \cdot \frac{9,2}{870} \cong 101 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{t_1} = \frac{2M_{t_1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 101 \cdot 10^3}{52} \cong 3885 \Rightarrow F_{t_1} = 3885 \text{ N}$$



$$F_{r_1} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg}20^\circ = 3885 \cdot 0,364 = 1414 \Rightarrow F_{r_1} = 1414 \text{ N}$$

Portanto, $F_{t_1} = F_{t_2} = 3885 \text{ N}$ e $F_{r_1} = F_{r_2} = 1414 \text{ N}$.

Dimensionamento de ECDR

Existem dois critérios para dimensionar engrenagens cilíndricas de dentes retos:

- critério de resistência;
- critério de pressão (*pitting*).

Critério de resistência

Considera-se apenas a força tangencial (F_t) agindo no dente do pinhão (engrenagem menor), o que provoca flexão e origina na raiz uma tensão dada pela fórmula:

$$\sigma = \frac{F_t \cdot q}{b \cdot m \cdot e} \quad (1)$$

em que:

$$= \text{tensão normal} \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right);$$

F_t = força tangencial (N);

b = largura do pinhão (mm);

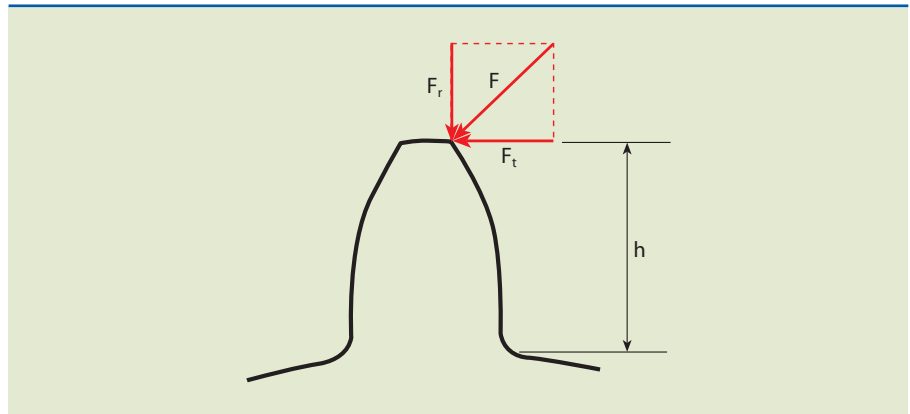
q = fator de forma (valor que depende da natureza geométrica);

m = módulo (mm);

e = fator de carga, sendo:

- $e = 0,8$ para trabalho contínuo (12 a 24 horas/dia);
- $e = 1$ para trabalho normal;
- $e = 1,5$ para pouco uso.

Figura 3.38
Carregamentos
e dimensões.



Os valores correspondentes ao fator de forma (q) para ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$ sem correção são apresentados na tabela 3.6.

Nº de dentes (Z)	12	13	14	15	16	17	18	21	24	28	34	40	50	65	80	100	α
Fator (q)	4,5	4,3	4,1	3,9	3,75	3,6	3,5	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,6	2,45

Tabela 3.6

Valores do fator de forma para engrenamento externo.

Como $\sigma \leq \sigma_{adm}$ e sabendo que $d_p = mz$ e $M_t = F_t \cdot \frac{d}{2}$, substituindo em (1),

temos o módulo m dado por:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_t \cdot q}{\lambda \cdot z \cdot e \cdot \sigma_{adm}}}, \text{ em que } e \text{ é a relação entre } b \text{ e } m.$$

Adotaremos $e = 10$ ou $\frac{b}{m} = 10$.

A tensão admissível será dada conforme a tabela 3.7.

Material	Tensão admissível de flexão σ_{adm} (MPa (N/mm ²))	
Bronze fosforoso	60 – 70	
Ferro fundido cinzento	35 – 45	
Ferro fundido nodular	55 – 70	
Aço fundido	70 – 90	
Aços-carbono ABNT	1010 – 1020	70 – 90
	1045 – 1050	85 – 120
Aços ligados	romo-níquel	140 – 200
	romo-molibdênio	150 – 200
Materiais sintéticos (resinas)	30 – 40	

Tabela 3.7

Tensão admissível*

Fonte: Stipkovic Marco.

Critério de pressão (pitting)

Esse critério verifica a pressão decorrente do contato entre os flancos dos dentes de duas engrenagens e sua vida em horas de funcionamento.

Pitting, ou “pipocamento”, é o aparecimento de pequenas fissuras logo abaixo da superfície do dente que se propagam em geral para a direção da raiz do dente, podendo levá-lo à ruptura.

O critério de pressão deve ser utilizado apenas para verificação do pinhão (engrenagem menor). Se o pinhão suportar uma quantidade razoável de horas de funcionamento, com a coroa, certamente, ocorrerá o mesmo.

Partindo da equação de Hertz, obtemos a seguinte expressão:

$$bd_p^2 = 2f^2 \frac{M_{tp}}{p_{adm}^2} \cdot \frac{i \pm 1}{i} \quad (\text{mm}^3)$$

em que:

i = relação de transmissão;

d_p = diâmetro primitivo do pinhão (mm);

M_{tp} = momento torçor no eixo do pinhão (N · mm);

b = largura do pinhão;

p_{adm} = pressão admissível no contato dos materiais (N/mm²);

$+$ = engrenamento externo;

$-$ = engrenamento interno;

f = fator de característica elástica do par, obtido pela tabela 3.8 para ângulo de pressão igual a 20°.

Tabela 3.8

Fator de característica (f) para ângulo de pressão igual a 20°.

Material	E (GPa)	F
Pinhão de aço Engrenagem de aço	$E_1 = 210$ $E_2 = 210$	478
Pinhão de aço Engrenagem de FoFo	$E_1 = 210$ $E_2 = 105$	390
Pinhão de ferro fundido (FoFo) Engrenagem de aço	$E_1 = 105$ $E_2 = 105$	338

A pressão admissível (p_{adm}) depende da dureza e da duração em milhões de rotações:

$$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{\frac{1}{6}}} \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right)$$

em que:

$$HB \text{ é a dureza Brinell } \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right);$$

$$W \text{ é o fator de números de ciclos (adimensional): } W = \frac{60 \cdot n \cdot h}{10^6},$$



sendo:

n = rotação do pinhão em rpm;

h = duração ou vida em horas de funcionamento.

Exemplo

Para o conjunto da figura 3.39, determinar o módulo da engrenagem (3) pelo critério de resistência e efetuar a verificação utilizando o critério de pressão.

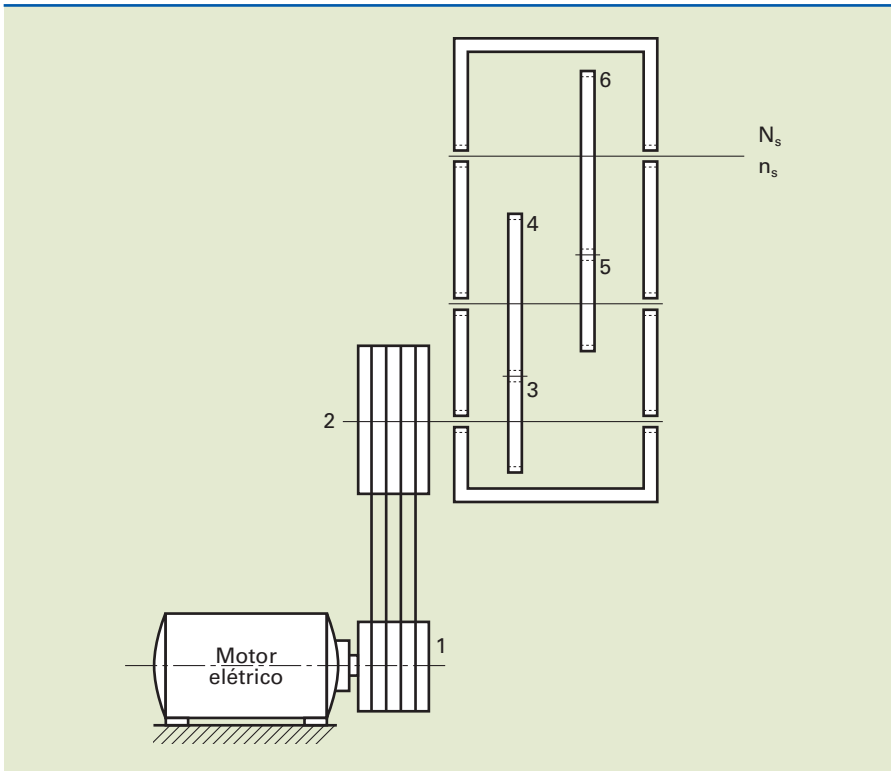


Figura 3.39

Exemplo para aplicação dos critérios de resistência e de pressão.

Dados:

$$N_m = 25 \text{ cv} = 18,4 \text{ kW};$$

$$n_m = 1\,165 \text{ rpm};$$

$$\text{correias} = 0,96;$$

$$\text{par de mancais} = 0,99;$$

$$i_{1,2} = 2; i_{3,4} = 2,5;$$

$$z_3 = 17 \text{ dentes};$$

vida de 10 000 horas;

$$\text{aço ABNT 8640 com dureza no flanco do dente de } H_b = 5\,200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Solução

Inicialmente, determinamos a potência e a rotação na engrenagem (3):

$$N_3 = \eta_{\text{correias}} \cdot \eta_{\text{par de mancais}} \cdot Nm = 0,96 \cdot 0,99 \cdot 18,4 \Rightarrow N_3 = 17,49 \text{ kW}$$

$$n_3 = \frac{n_m}{i_{1,2}} = \frac{1165}{2} = 582,5 \Rightarrow n_3 = 582,5 \text{ rpm}$$

$$M_{t_3} = 9550 \frac{N_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{17,49}{582,5} \Rightarrow M_{t_3} = 286,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$m_3 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{t_3} \cdot q}{\lambda \cdot z_3 \cdot e \cdot \sigma_{\text{adm}}}}$$

Admitimos:

$$z_3 = 17 \text{ dentes} \Rightarrow q = 3,6$$

$$t = 8 \text{ horas} \Rightarrow e = 1$$

$$\text{ABNT 8640} \Rightarrow 200 \text{ MPa}$$

$$\lambda = 10 \text{ (adotado)}$$

Substituindo na equação, teremos:

$$m_3 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 286750 \cdot 3,6}{10 \cdot 17 \cdot 1 \cdot 200}} \cong 3,9 \Rightarrow m_3 = 4 \text{ mm}$$

Verificando pelo critério de pressão:

$$b \cdot d_p^2 = 2f^2 \cdot \frac{M_{tp}}{p_{\text{adm}}^2} \cdot \frac{i+1}{i}$$

Como sabemos:

$$d_{p_3} = m_3 \cdot z_3 = 4 \cdot 17 = 68 \Rightarrow d_{p_3} = 68 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{b}{m} = 10 \Rightarrow b = 10 \cdot m = 10 \cdot 4 \Rightarrow b = 40 \text{ mm}$$

$$i_{3,4} = 2,5$$



Cálculo da pressão admissível:

$$p_{adm}^2 = \frac{2f^2 \cdot M_{t_3} \cdot i + 1}{b \cdot d_3^2} = \frac{2 \cdot 478^2 \cdot 286 \cdot 750 (2,5 + 1)}{40 \cdot 68^2 \cdot 2,5}$$

$$p_{adm} = 996 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{\frac{1}{6}}} \Rightarrow W^{\frac{1}{6}} = \frac{0,487 \cdot HB}{p_{adm}}$$

$$W = \left(\frac{0,487 \cdot HB}{p_{adm}} \right)^6 = \left(\frac{0,487 \cdot 5200}{996} \right)^6 = 270$$

$$W = \frac{60 \cdot n \cdot h}{10^6} \Rightarrow h = \frac{10^6 \cdot W}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 270}{60 \cdot 582,5} \Rightarrow h = 7725 \text{ horas}$$

Como a proposta é para 10 000 horas, temos de recalcular aumentando, por exemplo, o módulo de 4 mm para 5 mm:

$$d_{p_3} = 5 \cdot 17 = 85 \Rightarrow d_{p_3} = 85 \text{ mm}$$

$$b = 10 \cdot 5 \Rightarrow b = 50 \text{ mm}$$

$$p_{adm}^2 = \frac{2 \cdot 478^2 \cdot 286 \cdot 750 (2,5 + 1)}{50 \cdot 85^2 \cdot 2,5} = 713 \frac{N}{mm^2}$$

$$W = \left(\frac{0,487 \cdot 5200}{713} \right)^6 = 2008$$

$$h = \frac{10^6 \cdot 2008}{60 \cdot 582,5} = 57453$$

$h = 57453$ horas, portanto, atende a vida proposta, que é de 10 000 horas.

Esse projeto poderia ser otimizado com a diminuição da largura da engrenagem ou a utilização de um módulo de 4,5 mm.

3.7.2 Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais (ECDH)

Nas engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, como os dentes são inclinados, o contato entre eles se dá progressivamente, o que torna o engrenamento helicoidal mais suave e com maior **grau de recobrimento**.

Grau de recobrimento é o número que determina quantos pares de dentes se encontram engrenados simultaneamente.

Características geométricas de uma ECDH

As características geométricas de uma ECDH são indicadas na figura 3.40 e na tabela 3.9.

Figura 3.40
Algumas características geométricas.

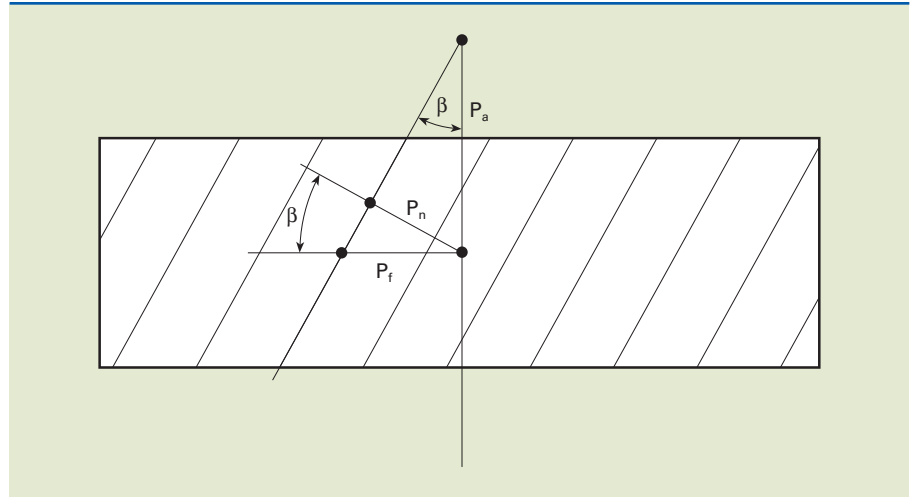


Tabela 3.9
Características geométricas de ECDH.

Descrição	Símbolo	Fórmula
Número de dentes	z	$\frac{d_p}{m_f}$
Módulo frontal	m_f	$\frac{p_f}{\pi} = \frac{m_n}{\cos \beta}$
Módulo normal	m_n	$\frac{p_n}{\pi}$
Passo frontal	p_f	$m_f \cdot \pi$
Passo normal	p_n	$m_n \cdot \pi$
Passo axial	p_a	$\frac{p_f}{\operatorname{tg} \beta}$
Diâmetro primitivo	d_p	$m_f \cdot z$
Ângulo da hélice		$\sec \beta = \frac{d_p}{m_n \cdot z}$
Distância entre centros	a	$\frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m_f$
Altura da cabeça do dente	h_k	m_n

Descrição	Símbolo	Fórmula
Altura do pé do dente	h_f	$1,2m_n$
Diâmetro externo	d_k	$d_p + 2 \cdot h_k = z \cdot m_f + 2m_n$
Diâmetro do pé do dente	d_f	$d_p - 2h_f$
Número de dentes virtual	z_n	$\frac{z}{\cos^3 \beta}$
Ângulo de pressão normal	α_n	20°
Ângulo de pressão frontal	α_f	$\text{tg} \alpha_f = \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$

Esforços no engrenamento de uma ECDH

Forças atuando sobre o dente de uma engrenagem helicoidal são essencialmente tridimensionais, de modo que sua resultante pode ser decomposta em três direções. Para uma engrenagem com hélice à direita, essas reações são indicadas na figura 3.41.

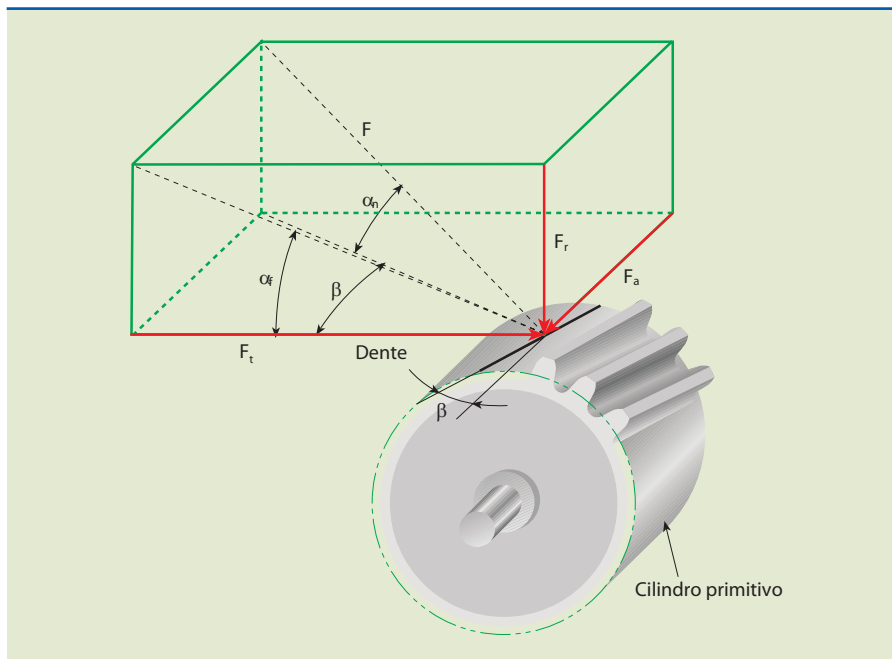


Figura 3.41

Reações para uma engrenagem helicoidal à direita.

As forças são, respectivamente:

$$F_t = \frac{2M_t}{d_p}, F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha_f, F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta \text{ e } F = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta}$$

Dimensionamento de ECDH

O dimensionamento das ECDH é análogo ao das ECDR, corrigindo-se apenas um fator que considera o ângulo de hélice (ϕ).

Critério de pressão

$$b \cdot d_p^2 = 2f^2 \cdot \frac{M_{tp}}{p_{adm}^2 \cdot \phi_p} \cdot \frac{i+1}{i}$$

Tabela 3.10

Valores para o fator de correção devido à hélice.

ϕ_p = fator de correção de hélice, tabela 3.10

ϕ_p	1	1,11	1,22	1,31	1,40	1,47	1,54	1,60	1,66	1,71
	0	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°

Critério de resistência

$$\sigma_{max} = \frac{F_t \cdot q}{b \cdot m_n \cdot e \cdot \phi_r}$$

ϕ_r = fator de correção de hélice

m_n = módulo normal

Tabela 3.11

Fator de correção de hélice para o critério de resistência.

Para determinar o valor de ϕ_r em função de ϕ , usa-se a tabela 3.11.

ϕ_r	1,00	1,20	1,28	1,33	1,35	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36
	0	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°

Para determinar o fator de forma (q), devemos calcular o número virtual de dentes (Z_n):

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

3.7.3 Outros tipos de engrenagens

Existem outros tipos de engrenagens que não são abordadas neste material. Caso seja necessário, sugerimos como material de apoio o livro de engrenagens de Stipkovic M.



3.8 Mancais de rolamento e deslizamento

Mancais são elementos de máquinas que servem de suporte, rotativo ou fixo, para os eixos das máquinas.

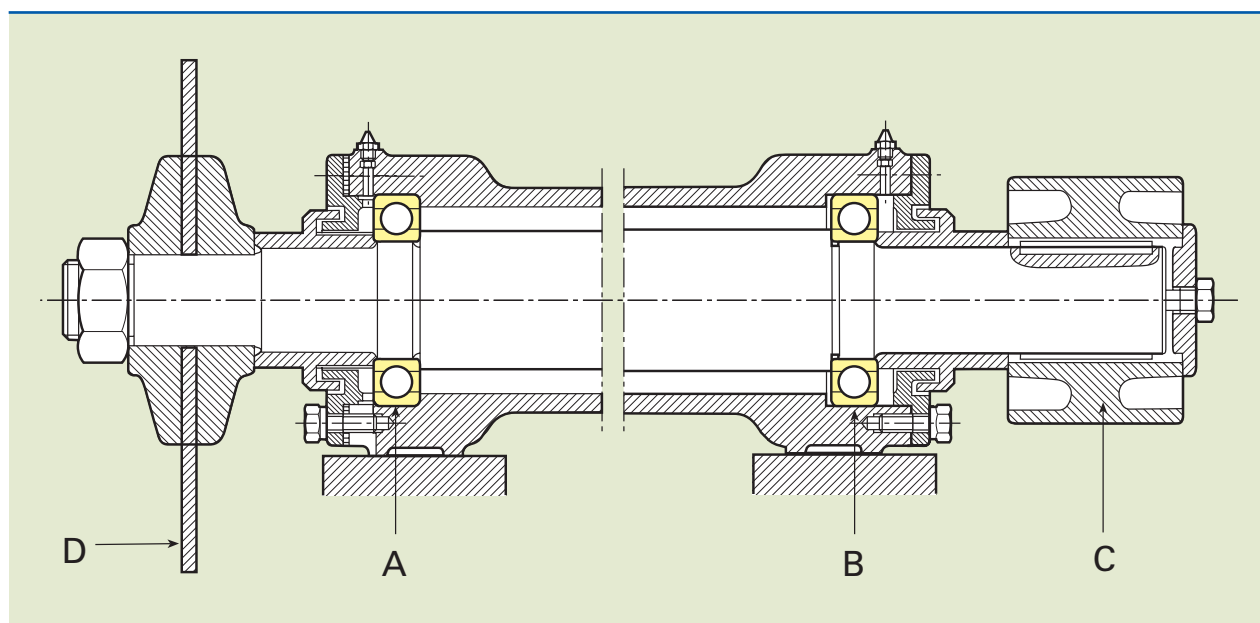
Os mancais podem ser classificados em dois grupos:

- mancais de rolamento;
- mancais de deslizamento.

A figura 3.42 mostra um eixo de uma serra circular que recebe cargas da polia plana (C) e da serra circular (D) e as transmite até os mancais (A) e (B), que por sua vez descarregam as cargas sobre a estrutura ou corpo que está fixo em uma base.

Figura 3.42

Eixo de uma serra circular.



3.8.1 Mancais de rolamento

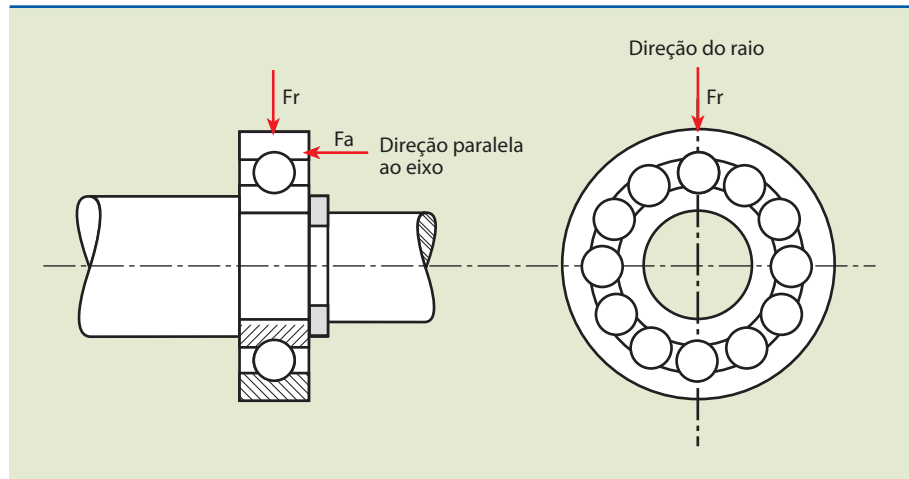
Para o mancal de rolamento a carga é transferida por meio de elementos rolantes (esferas, rolos etc.), com atrito desprezível comparado ao de um mancal de deslizamento.

A característica comum dos mancais de rolamento é um número determinado de elementos (esferas ou rolos). As esferas ou rolos são postos entre dois anéis, um fixo e outro rotativo, conforme exemplo da figura 3.43.

Os mancais de rolamento podem ser divididos conforme a direção das forças que suportam. Citamos dois tipos:




- mancais radiais, em que a direção da força é de preferência radial, como nas engrenagens de dentes paralelos, polias, rodas etc.;

Figura 3.43
Exemplo de mancal de rolamento.



b) mancais axiais, em que a direção da força que predomina é axial, como nas engrenagens de dentes helicoidais, coroa e eixo sem-fim, turbinas, ventiladores axiais etc. Para cada tipo de engrenamento temos um tipo de elemento rolante, conforme mostra a figura 3.44.

Figura 3.44
Tipos de elementos rolantes.

 Esfera	Rolamentos rígidos de esfera Rolamentos de esferas de contato angular Rolamentos autocompensadores de esferas Rolamentos axiais de esferas
 Rolos	Rolamentos de rolos cilíndricos Rolamentos de rolos cônicos Rolamentos autocompensadores de rolos Rolamentos axiais de rolos
 Aglhas	Rolamentos de agulhas

Inúmeros são os tipos e dimensões de rolamentos e suas aplicações, o que torna inviável descrições individualizadas. Para a seleção do rolamento adequado, recomendamos a consulta de catálogos de fabricantes que apresentam grande nível de detalhamento.

Descrição de alguns tipos de rolamentos

A seguir são descritos alguns tipos de rolamentos que possuem maior aplicação.

a) Rolamentos rígidos de uma carreira de esferas.

Os rolamentos rígidos de uma carreira de esferas são de construção simples, não separáveis e capazes de funcionar em altas rotações.

Esse tipo de rolamento suporta cargas radiais e, em algumas situações, carga axial, em ambos os sentidos, e requer pouca manutenção. Em razão dessas características, aliadas a preços menores, é o mais utilizado de todos os tipos de rolamentos.

A figura 3.45 mostra em vista espacial um rolamento rígido de uma carreira de esferas e a denominação de cada item.

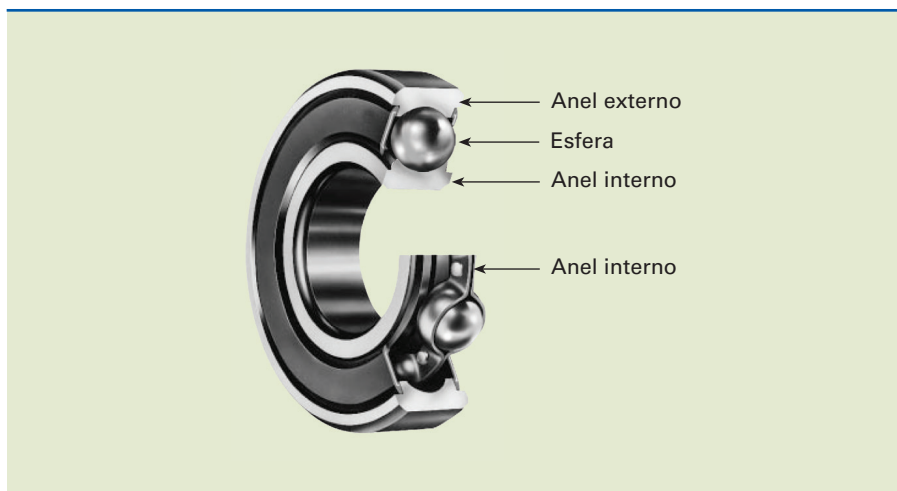


Figura 3.45

Rolamento rígido de uma carreira de esferas.

b) Rolamentos de uma carreira de esferas de contato angular.

São rolamentos normalmente montados em pares, um contra o outro, para suportar cargas em ambos os sentidos. Não são desmontáveis e têm a capacidade de operar com elevadas cargas axiais e com rotações relativamente altas.

A figura 3.46 mostra em vista espacial um rolamento de uma carreira de esferas de contato angular e a denominação de cada item.



Figura 3.46

Rolamento de uma carreira de esferas de contato angular.

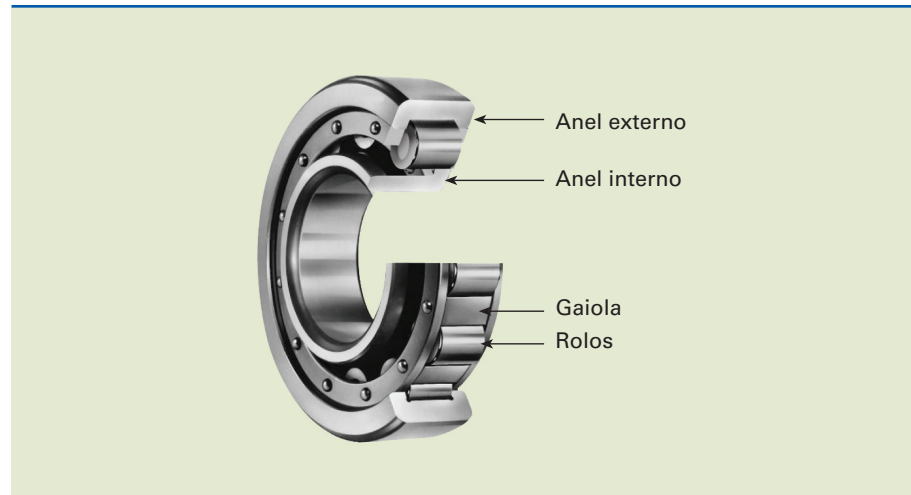
c) Rolamentos de uma carreira de rolos cilíndricos.

São rolamentos desmontáveis. Suportam elevada carga radial e praticamente nenhuma carga axial. Podem se deslocar axialmente sobre as pistas, compensando assim as dilatações longitudinais sofridas pelo eixo. Por esse motivo são utilizados como rolamentos livres.

A figura 3.47 mostra em vista espacial um rolamento de uma carreira de rolos cilíndricos e a denominação de cada item.

Figura 3.47

Rolamento de uma carreira de rolos cilíndricos.



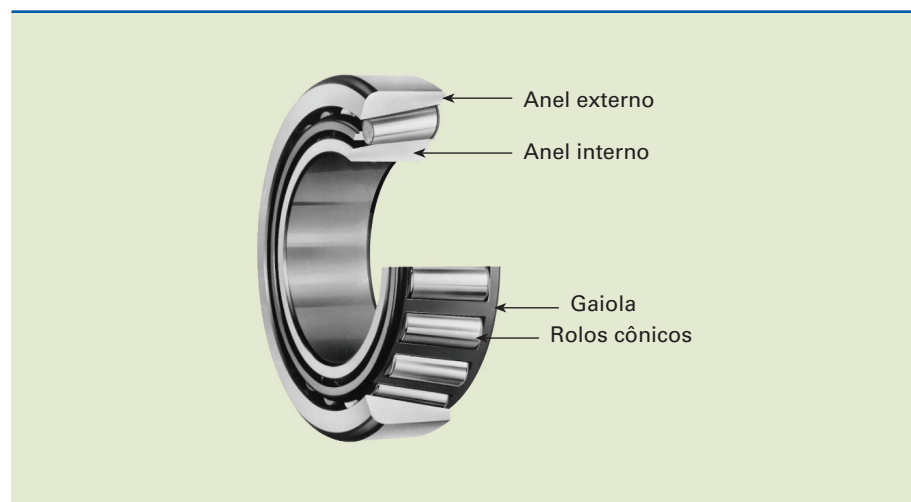
d) Rolamentos de uma carreira de rolos cônicos.

São rolamentos adequados para suportar cargas radiais e axiais em um único sentido e são geralmente do tipo separável. Devem ser montados sempre em pares, a fim de suportar cargas nos dois sentidos.

A figura 3.48 mostra em vista espacial um rolamento de uma carreira de rolos cônicos e a denominação de cada item.

Figura 3.48

Rolamento de uma carreira de rolos cônicos.



e) Rolamentos autocompensadores de rolos.

São rolamentos que suportam elevadas cargas radiais e cargas axiais e atuam em ambos os sentidos. São insensíveis a erros de alinhamento do eixo em relação à caixa e a flexões do eixo.

A figura 3.49 mostra em vista espacial um rolamento autocompensador de rolos e a denominação de cada item.

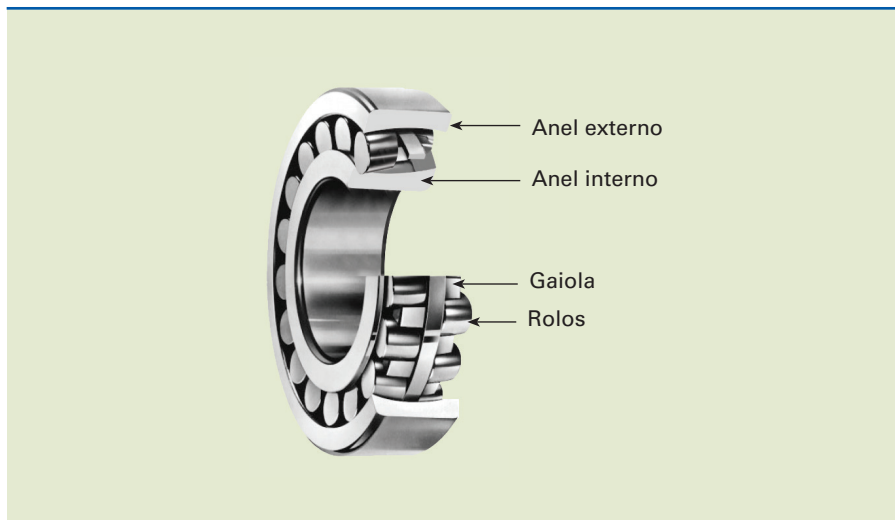


Figura 3.49

Rolamento autocompensador de rolos.

f) Rolamentos axiais de esferas de escora simples.

São rolamentos separáveis e de montagem simples, que suportam cargas puramente axiais em um único sentido. Neste caso, necessitam, no mesmo eixo, de mais dois rolamentos radiais para suportarem as cargas nessa direção.

A figura 3.50 mostra em vista espacial um rolamento axial de esferas de escora simples e a denominação de cada item.

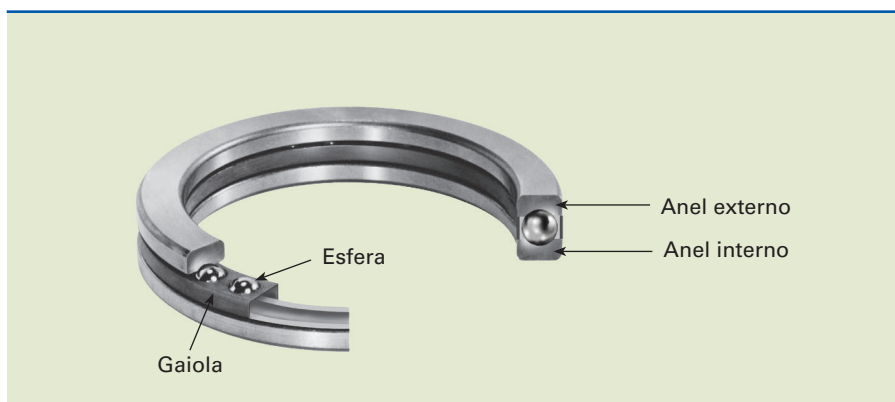


Figura 3.50

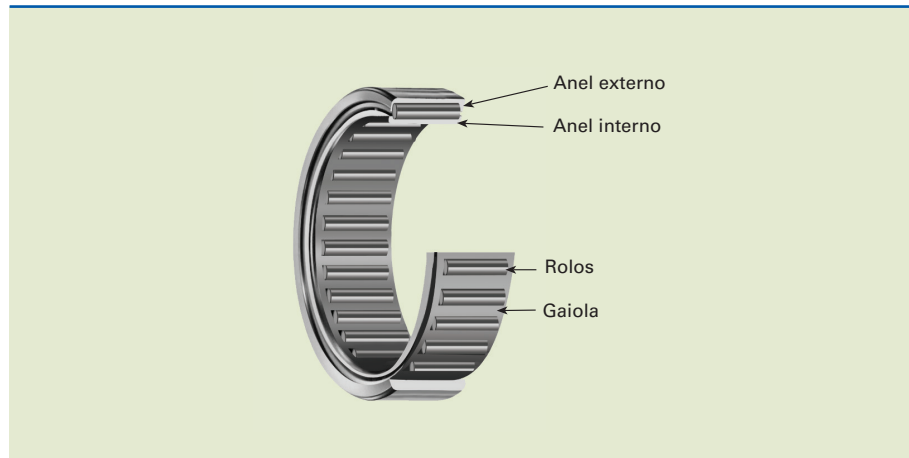
Rolamento axial de esferas de escora simples.

g) Rolamentos de agulhas.

São rolamentos com rolos cilíndricos finos e compridos e possuem elevada capacidade de carga. São adequados para arranjos de rolamentos em que o espaço radial disponível é limitado.

A figura 3.51 mostra em vista espacial um rolamento de agulhas e a denominação de cada item.

Figura 3.51
Rolamento de agulhas.



Escolha de rolamentos

É difícil estabelecer regras gerais para a escolha do rolamento adequado para cada caso.

De modo geral, podemos dizer que os rolamentos devem ser:

- de esfera para pequenas cargas e rotações altas;
- de rolos para grandes cargas radiais;
- autocompensadores se ocorrer desalinhamento dos eixos;
- de rolo cilíndrico se houver deslocamento axial completamente livre;
- de esferas de contato angular para cargas axiais relativamente intensas e altas velocidades;
- de rolos cônicos para grandes combinações de carga axial e radial.

Seleção do tamanho do rolamento utilizando a fórmula da vida

A vida de um rolamento é definida em função do número de rotações ou de horas de funcionamento até o aparecimento de uma avaria, que pode ser decorrente do primeiro sinal de fadiga em qualquer um de seus elementos.

A vida nominal de um rolamento é o número de rotações alcançado ou ultrapassado por 90% de uma amostra superior a 30 rolamentos idênticos sob determinada capacidade de carga dinâmica até o aparecimento de certas fissuras provenientes da fadiga.

Para determinado rolamento, o experimento é realizado com diferentes cargas radiais (F), conforme indicado na figura 3.52.

F_1	L_1	→	milhões de rotações
F_2	L_2	→	milhões de rotações
.			
.			
F_n	L_n	→	milhões de rotações

Da experiência, concluiu-se que há uma relação entre a força (F) e a vida (L) em milhões de rotações:

$$F_1^p \sqrt[p]{L_1} = F_2^p \sqrt[p]{L_2} = \dots = F_n^p \sqrt[p]{L_n} = \text{constante}$$

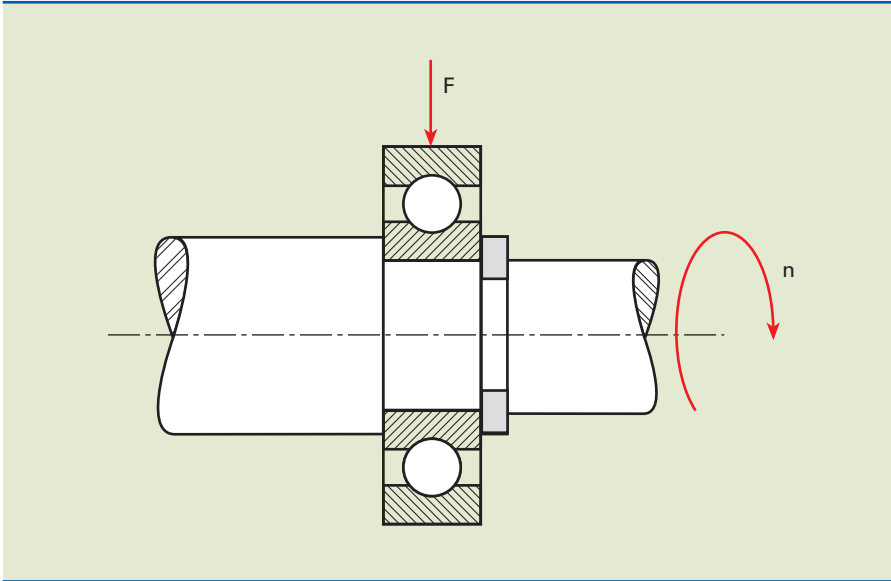


Figura 3.52

Indicação de carregamento.

Dessa forma, constatou-se que há uma carga (F) que, aplicada ao rolamento, resulta em uma vida nominal de 1 milhão de rotações:

$$F^p \sqrt[p]{1} = F = C$$

O significado físico da constante C , portanto, é a força radial que, aplicada a rolamentos idênticos, permite uma vida nominal de 1 milhão de rotações, com 90% de probabilidade de não apresentar falha. Essa constante é denominada **capacidade dinâmica do rolamento**. Temos, então:

$$F^p \sqrt[p]{L} = C \Rightarrow L = \left(\frac{C}{F} \right)^p$$

em que:

p = expoente devido ao tipo de rolamento, sendo:

- $p = 3$, para rolamentos de esferas;
- $p = \frac{10}{3}$, para rolamentos de rolos.

Nos casos em que a força possui somente direção radial ou axial, temos:

$$P = F$$

Em casos em que há ação simultânea de cargas axiais e radiais, cuja carga resultante é constante em intensidade, direção e sentido, a carga equivalente sobre o rolamento pode ser obtida com base na equação geral:

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

em que:

P = carga dinâmica equivalente (N);

F_r = carga radial (N);

F_a = carga axial (N);

x = fator de carga radial;

y = fator de carga axial.

Caso a rotação do rolamento seja constante, a vida nominal pode ser expressa em horas (L_h):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

em que:

n = frequência em rpm;

L_h = vida nominal em horas de trabalho.

Segundo a empresa FAG:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{500 \cdot 33 \cdot \frac{1}{3} \cdot 60}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{L_h}{500} = \frac{33 \cdot \frac{1}{3}}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \Rightarrow \underbrace{\sqrt[p]{\frac{L_h}{500}}}_{f_L} = \underbrace{\sqrt[p]{\frac{33 \cdot \frac{1}{3}}{n}}}_{f_n} \cdot \frac{C}{P}$$

Portanto, $f_L = f_n \cdot \frac{C}{P}$ (segundo FAG).

em que:

f_L = fator dinâmico;

f_n = fator de rotação.

Segundo a empresa SKF, a vida nominal em horas (L_h) é dada pela fórmula:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

em que:

L_h = vida nominal em horas de trabalho;
 n = rotações em rpm;
 C = capacidade de carga dinâmica (N ou kN);
 P = carga equivalente (N);
 p = constante em função do rolamento.

Nas aplicações convencionais, a vida nominal ajustada (ampliada) é calculada pela expressão:

$$L_{ha} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h \text{ (horas)}$$

em que:

L_{ha} = vida nominal ampliada em horas;
 a_1 = fator para a probabilidade de falha;
 a_2 = fator para matéria-prima;
 a_3 = fator para condições de serviço (devido à lubrificação e às temperaturas de funcionamento).

Para a confiabilidade geralmente aceita de 90% e para materiais aos quais corresponde o valor de C e condições de funcionamento normais, temos:

$$a_1 = a_2 = a_3 = 1,$$

com o que as duas fórmulas de vida ficam idênticas: $L_{ha} = L_h$

Exemplo

No rolamento de uma carreira de esferas (6308) da figura 3.53 atua uma carga radial de 3000 N e uma carga axial de 1800 N a uma rotação de 870 rpm. Determinar a vida nominal em horas.

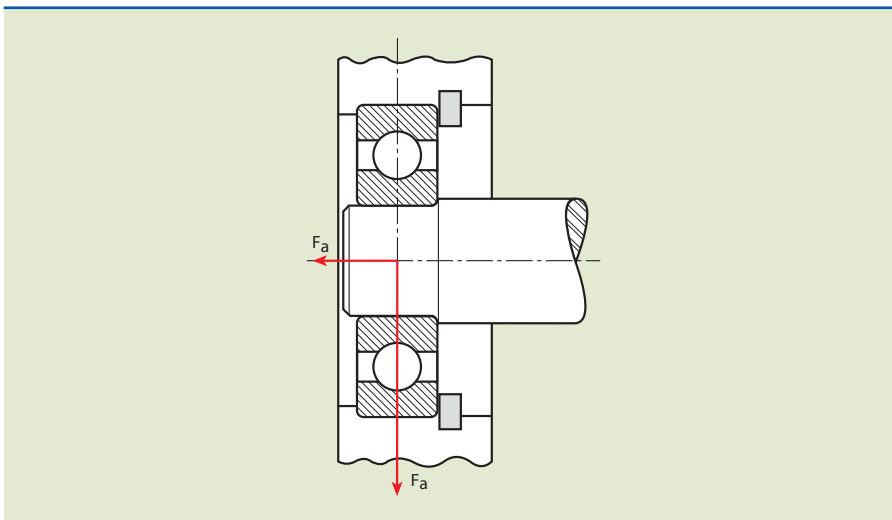


Figura 3.53

Exemplo para cálculo da vida nominal de um rolamento.

Dados: $F_r = 3000 \text{ N}$; $F_a = 1800 \text{ N}$; $n = 870 \text{ rpm}$.

Rolamento 6308:

$C = 41000 \text{ N}$;

$C_0 = 24000 \text{ N}$.

Solução

As fórmulas, tabelas e dados foram obtidos do catálogo da empresa SKF (©SKF 2001).

A carga dinâmica equivalente para rolamentos individuais é dada por:

$$P = xF_r \rightarrow \text{quando } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = xF_r + yF_a \rightarrow \text{quando } \frac{F_a}{F_r} > e$$

Tabela 3.12

$\frac{F_a}{C_0}$	e	x	y
0,025	0,22	0,56	2
0,04	0,24	0,56	1,8
0,07	0,27	0,56	1,6
0,13	0,31	0,56	1,4
0,25	0,37	0,56	1,2
0,50	0,44	0,56	1

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1800}{3000} = 0,6$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1800}{24000} = 0,075 \Rightarrow e \cong 0,27, x = 0,56 \text{ e } y = 1,6$$

Portanto, como $\frac{F_a}{F_r} = 0,6 > e$, o valor da força dinâmica equivalente é dado

$$\text{por: } P = 0,56 \cdot 3000 + 1,6 \cdot 1800 = 4560 \Rightarrow P = 4560 \text{ N}.$$

Substituindo na fórmula da vida nominal, temos:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 870} \left(\frac{41000}{4560} \right)^3 = 13925, \quad L_h = 13925 \text{ horas}$$

3.8.2 Mancais de deslizamento

Mancais de deslizamento são elementos em forma de anel, em geral de bronze ou outro material antifricção, usualmente denominados bucha e utilizados como apoios para eixos de máquinas. Como apresentam inúmeras características positivas e negativas em relação aos mancais de rolamento, a escolha deverá ser feita com critério específico, para cada aplicação.

A tabela 3.13 mostra a comparação entre mancais de deslizamento e de rolamento.

Tabela 3.13

Comparação entre mancais de deslizamento e mancais de rolamento.

Características		Mancal de deslizamento	Mancal de rolamento
Amortecimento de choques e vibrações		Melhor*	–
Dimensão	radial	Melhor*	–
	axial	–	Menor
Atrito por partida		–	Menor*
Manutenção		–	Menor*
Combinação de carga		–	Melhor*
Nível de ruído		Menor	–
Sensibilidade à poeira		Menor	–
Custo para grandes mancais		Menor	–
Consumo de lubrificante		–	Menor
Rotações	altas	Melhor	–
	baixas	–	Melhor

* Vantagens mais significativas.

Existem muitas aplicações nas quais as cargas são leves, sem muita responsabilidade e sem necessitar de tolerâncias justas entre o eixo e a bucha, com pouca ou nenhuma lubrificação. Para aplicações com tais características não há necessidade de usar mancais de rolamento. Por motivos econômicos, nessas condições, os rolamentos são normalmente substituídos por buchas.

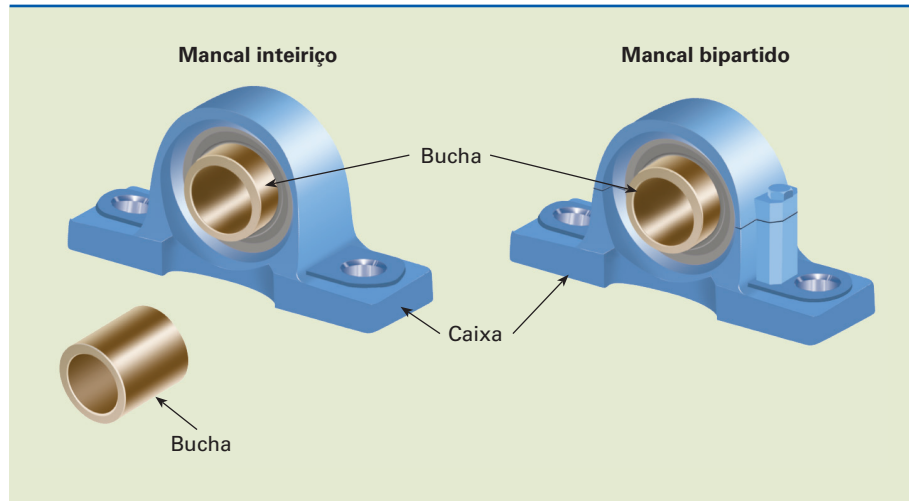


Tipos de mancais de deslizamento

Temos inúmeros tipos de mancais de deslizamento, muitas vezes desenvolvidos para aplicações específicas. Entretanto, apresentamos apenas os mais representativos, ou seja, os mancais radiais, axiais e longitudinais.

Quanto a sua construção, os mancais radiais podem ser inteiriços ou bipartidos, conforme indicado na figura 3.54.

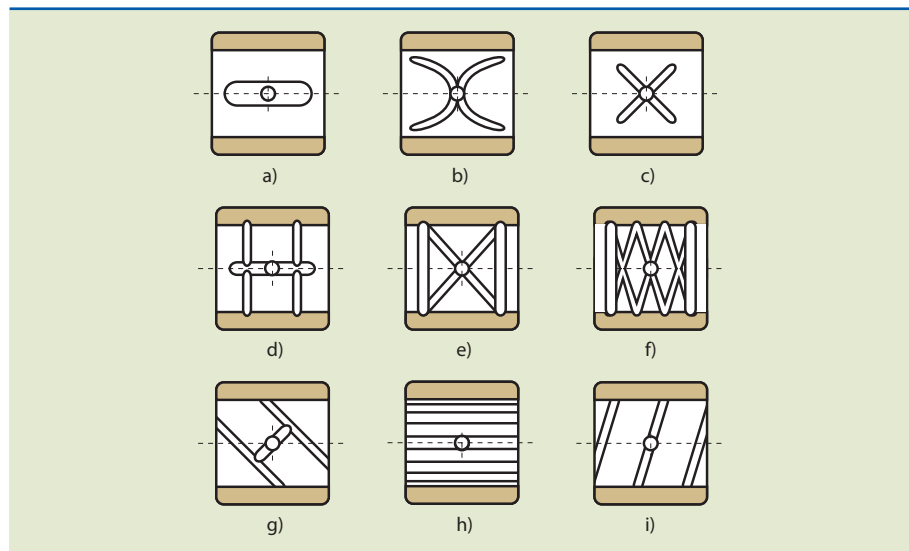
Figura 3.54
Mancal inteiriço e mancal bipartido.



Nas buchas normalmente são feitas **ranhuras** para distribuição dos lubrificantes. As ranhuras sem canais de saída podem ser observadas nos esquemas *a*, *b* e *c* da figura 3.55. Para esse tipo de ranhura, a alimentação do lubrificante é limitada.

Os tipos de ranhuras para lubrificação por graxa são indicados nos esquemas *d*, *e*, *f*. As ranhuras com canais passantes são mostradas nos esquemas *g*, *h* e *i*. Esse tipo de ranhura facilita a transferência de calor.

Figura 3.55
Diversos tipos de ranhuras nas buchas.



Dimensionamento de mancais radiais

Como normalmente o diâmetro do eixo já está definido, o dimensionamento do mancal reduz-se à determinação de seu comprimento ou largura (ℓ).

As dimensões principais para mancais são indicadas na figura 3.56.

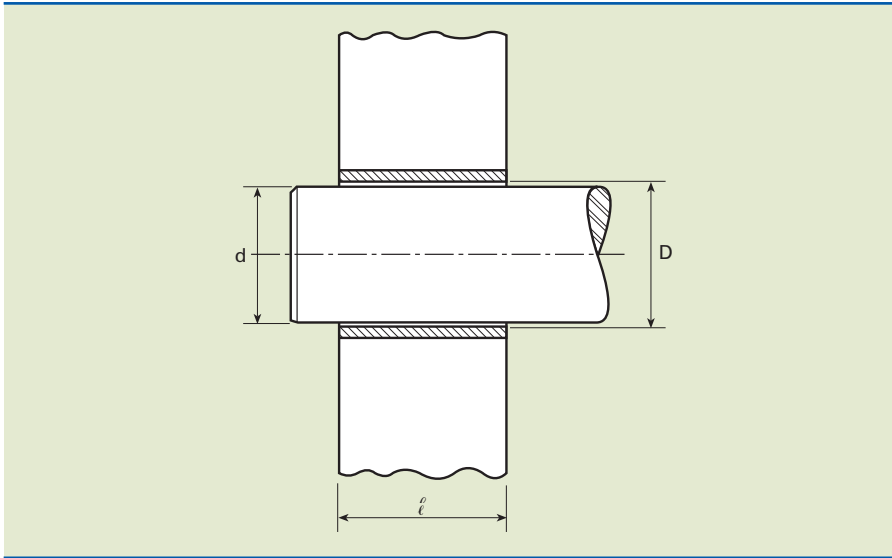


Figura 3.56

Dimensões principais de um mancal radial.

Na figura:

d = diâmetro do eixo;

D = diâmetro interno da bucha;

ℓ = largura do mancal.

Nas condições de funcionamento, o mancal está sendo solicitado por uma carga F e rotação n , e a distribuição da pressão conforme representado na figura 3.57.

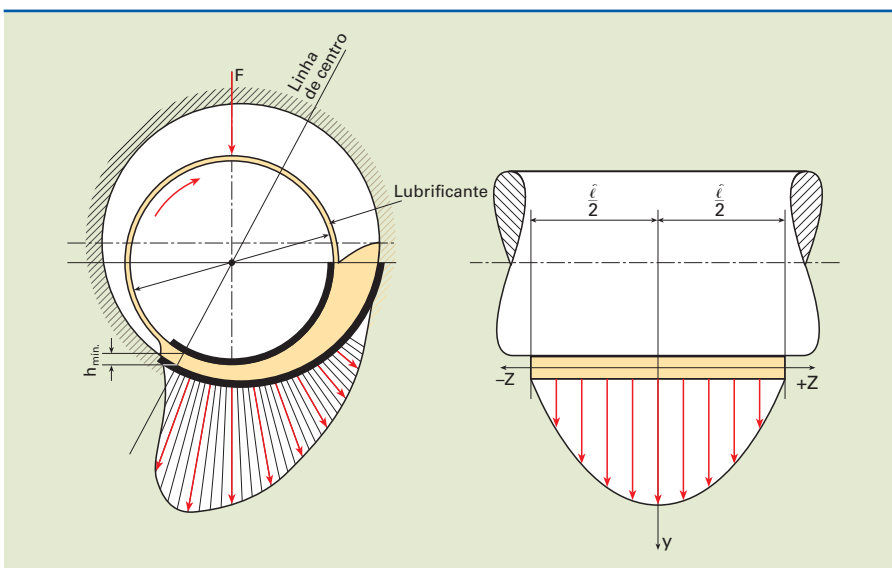


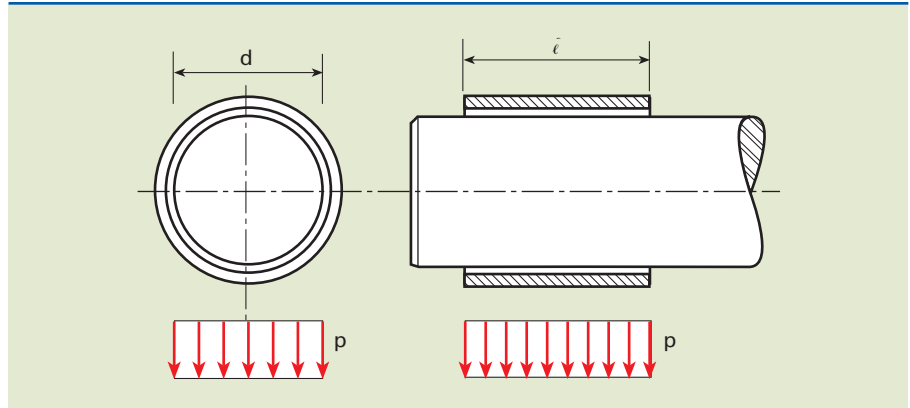
Figura 3.57

Distribuição de pressão em um mancal.

Para condições mais realistas, como indicado na figura 3.58, o cálculo da pressão torna-se complexo. Dessa forma, simplificamos com a seguinte hipótese: a pressão (p) distribui-se uniformemente na projeção do diâmetro do eixo ao longo da bucha.

Figura 3.58

Distribuição de pressão, assumindo simplificações.



Nessa condição, temos:

$$p = \frac{F}{S} \text{ (pressão média do mancal)}$$

$$p = \frac{F}{d \cdot l}$$

em que:

F = carga nominal (N);

l = largura do mancal (cm);

p = diâmetro do eixo (cm);

$$S = d \cdot l.$$

Para velocidade, $v < 0,3 \frac{m}{s}$.

A verificação é feita quanto à pressão admissível (p_{adm}):

$$p = \frac{F}{d \cdot l} \leq p_{adm} \text{ ou } l \geq \frac{F}{d \cdot p_{adm}}$$

Para velocidade, $v > 0,3 \frac{m}{s}$.

A verificação será feita pelo produto $p \cdot v$:

$$p \cdot v \leq (p \cdot v)_{máx}$$

Como o desenvolvimento de mancais envolve materiais, lubrificantes, folga entre eixo e mancal, uso de tabelas, gráficos e dados práticos, a continuidade do estudo depende de consulta complementar a bibliografias técnicas.

3.9 Chavetas

As chavetas têm a função de unir dois elementos mecânicos a fim de transmitir momento torçor (torque), por exemplo, a união de eixos com acoplamentos, com polias e com engrenagens. A figura 3.59 mostra esquematicamente a união de elementos por meio de chavetas.

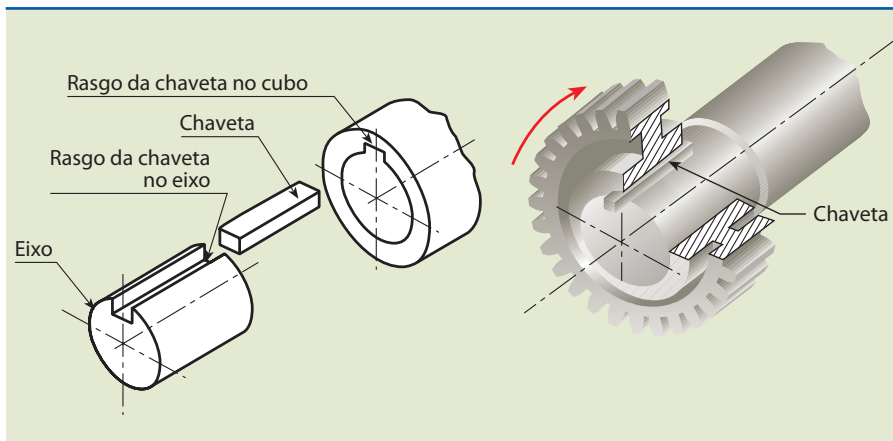


Figura 3.59

Acoplamento de eixo e engrenagem por meio de chaveta.

3.9.1 Chavetas paralelas retangulares ou quadradas

Entre os inúmeros tipos de chavetas existentes, as mais usadas são as paralelas retangulares ou quadradas regidas pela norma ABNT P-PB-122.

Essas chavetas são fabricadas em três tipos fundamentais, A, B e C, como mostra a figura 3.60, e possuem dimensões e tolerâncias definidas por norma.

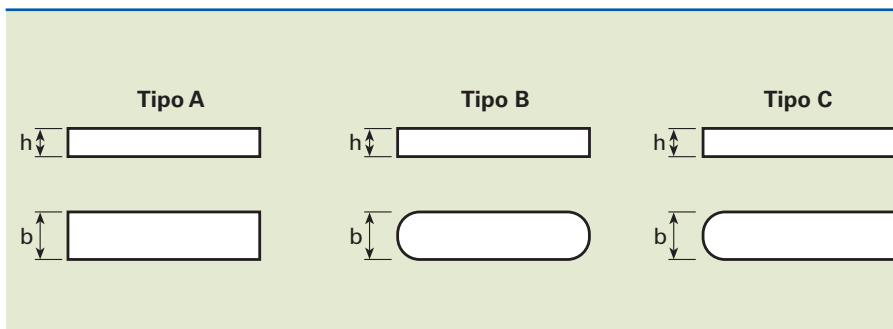
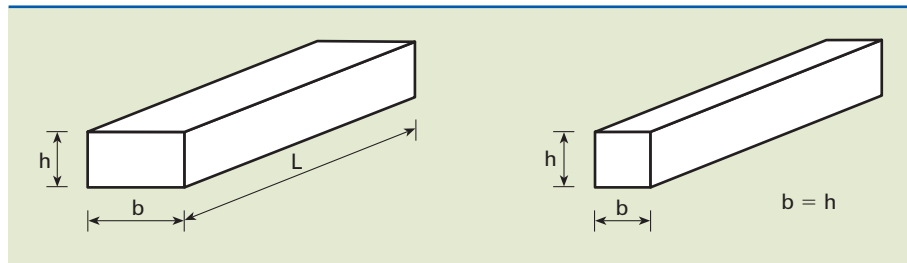


Figura 3.60

Tipos fundamentais de chavetas.

As dimensões b e h da seção transversal são padronizadas em função do diâmetro do eixo. O comprimento, l , é determinado por cálculo, ou proporcional ao elemento em que for aplicado. As dimensões principais das chavetas são indicadas na figura 3.61.

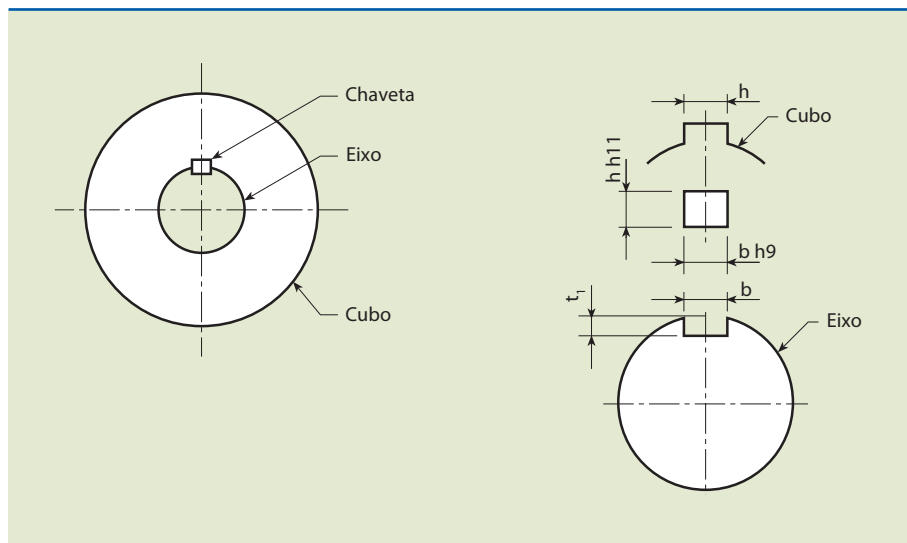
Figura 3.61
Dimensões principais
das chavetas.



3.9.2 Tipos de ajustes na montagem

A norma ABNT P-PB-122 define também as tolerâncias para rasgos de chaveta em função do diâmetro do eixo. Esquemáticamente, para um acoplamento, as tolerâncias são indicadas na figura 3.62.

Figura 3.62
Tolerâncias para o
acoplamento.

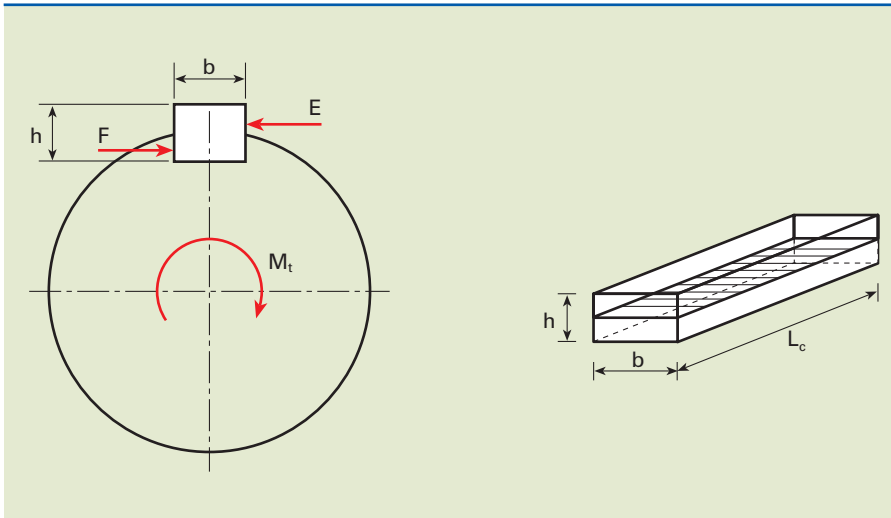


- Eixo-chaveta. Ajuste com folga: $h9/H9$
 Ajuste normal: $h9/N9$
 Ajuste com interferência: $h9/P9$
- Chaveta-cubo. Ajuste com folga: $h9/D10$
 Ajuste normal: $h9/JS9$
 Ajuste com interferência: $h9/P9$

A ISO/R775 recomenda, para ponta de eixo de máquinas elétricas, tolerâncias para o rasgo do eixo **P9**, e rasgo do cubo **H9**.

3.9.3 Cálculo do comprimento L da chaveta

Como os valores de b e h já estão definidos em função do diâmetro do eixo, então, basta dimensionar o comprimento L da chaveta ao cisalhamento e a compressão (esmagamento). A figura 3.63 indica esquemáticamente alguns carregamentos e a área sujeita ao cisalhamento.

**Figura 3.63**

Indicação dos carregamentos.

Cisalhamento na chave

$$\tau = \frac{F}{S_c} \leq \tau_{adm}$$

$$\frac{F}{b \cdot L_c} \leq \tau_{adm} \Rightarrow L_c \geq \frac{F}{b \cdot \tau_{adm}}$$

em que: S_c = área solicitada ao cisalhamento.

Esmagamento na chave

O esmagamento pode ocorrer na chave ou no rasgo do cubo.

$$\sigma = \frac{F}{S_e} \leq \sigma_{adm}$$

$$\frac{F}{\frac{h \cdot L_e}{2}} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow L_e \geq \frac{2F}{h \cdot \sigma_{adm}}$$

em que: S_e = área solicitada ao esmagamento.

O comprimento L deve ser o maior entre os dois critérios: $L > L_c$ e $L > L_e$

Exemplo

Um motor elétrico possui potência nominal de 25 hp, rotação de 1 165 rpm e, na carcaça, 180 L. Sabendo que o diâmetro da ponta de eixo mede 48 mm, determinar o comprimento mínimo da chave.

$$\text{Dados: } \sigma_{adm} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; \quad \tau_{adm} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Solução

O torque do eixo é dado pela equação:

$$M_t = 9550 \frac{N}{n} 25 \text{ hp} \cong 18,65 \text{ kW}$$

$$M_t = 9550 \cdot \frac{18,65}{1165} = 152,88 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_t = \frac{Fd}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_t}{d} = \frac{2 \cdot 152880}{48} = 6370 \text{ N}$$

O comprimento da chaveta ao cisalhamento (L_c) é obtido por:

$$L_c \geq \frac{F}{b \cdot \tau_{adm}} = \frac{6370}{14 \cdot 60} = 7,6 \Rightarrow L_c = 7,6 \text{ mm}$$

A largura $b = 14 \text{ mm}$ e a altura de 9 mm da seção transversal da chaveta foram obtidas da norma PB-122.

Comprimento da chaveta ao esmagamento (l_e):

$$l_e \geq \frac{2F}{h \cdot \sigma_{adm}} = \frac{2 \cdot 6370}{9 \cdot 100} = 14,2 \Rightarrow l_e = 14,2 \text{ mm}$$

Então: $l > l_e > l_c \Rightarrow l > 14,2 \text{ mm}$

Observe que o comprimento da chaveta foi pequeno, porque o torque é inversamente proporcional à rotação. Assim, se a rotação fosse dez vezes menor, o comprimento da chaveta seria dez vezes maior.

3.9.4 Outros tipos de chavetas

Chaveta Woodruff (meia-lua)

Esse tipo de chaveta é muito usado em máquinas e na indústria automobilística, por alojar-se bem no rasgo do eixo. Facilita ainda a montagem em eixos cônicos, adaptando-se bem à conicidade do fundo do rasgo do cubo, além de gerar menos concentrações de tensão e oferecer maior facilidade de usinagem. É utilizada em transmissões de torques pequenos e médios. Sua representação é indicada na figura 3.64.

A principal desvantagem desse tipo de chaveta é o enfraquecimento do eixo em razão da necessidade de maior profundidade para seu alojamento.

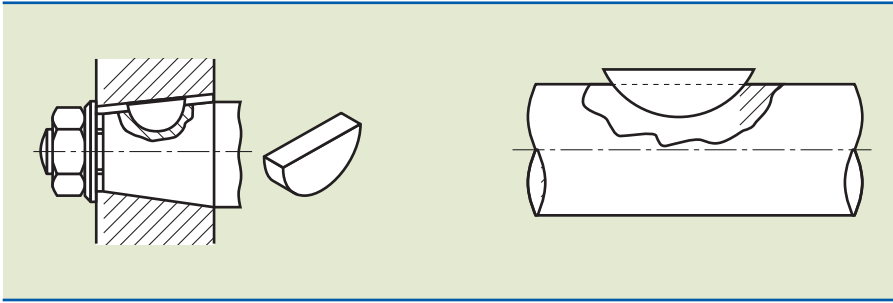


Figura 3.64
Chaveta Woodruff
(meia-lua).

Como curiosidade, citamos outros tipos de chavetas.

- Chavetas inclinadas com cabeça e sem cabeça

Esse tipo de chaveta é fácil de montar e desmontar. A figura 3.65 indica as dimensões principais desse elemento.

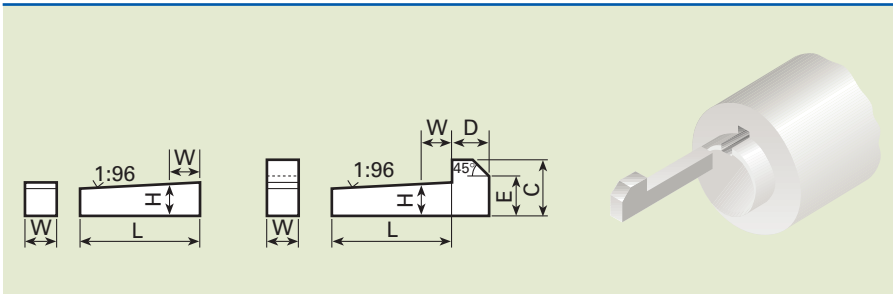


Figura 3.65
Chaveta inclinada com
cabeça e sem cabeça.

- Chavetas Pratt e Whitney, ou chavetas embutidas

O rasgo para o alojamento do eixo possui o mesmo comprimento da chaveta arredondada nos extremos, como mostra a figura 3.66.

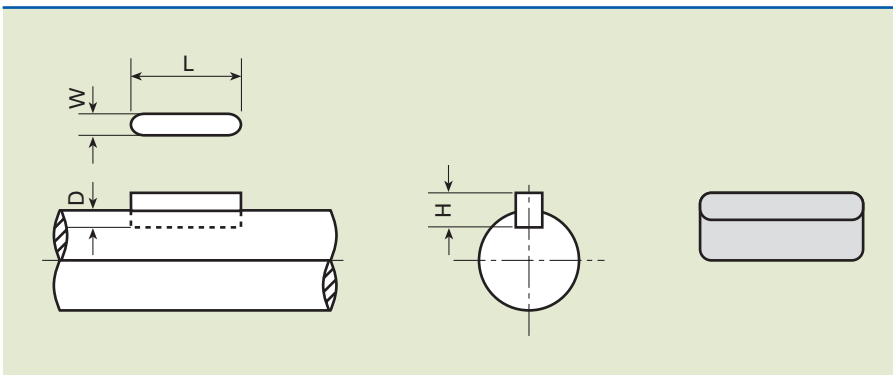
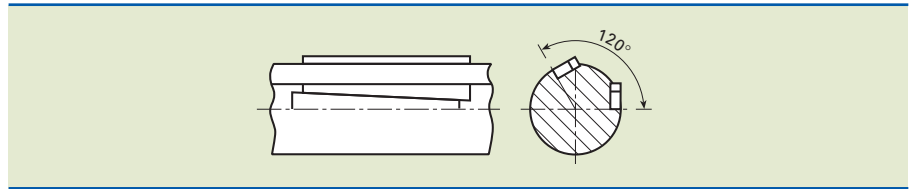


Figura 3.66
Chaveta embutida.

- Chavetas tangenciais

São formadas por um par de cunhas, colocadas uma em cada rasgo, defasadas entre si 120° , conforme mostra a figura 3.67. São utilizadas quando há necessidade de absorver impacto nos dois sentidos de rotação.

Figura 3.67
Chavetas tangenciais.



3.10 Anéis elásticos, pinos e cupilhas

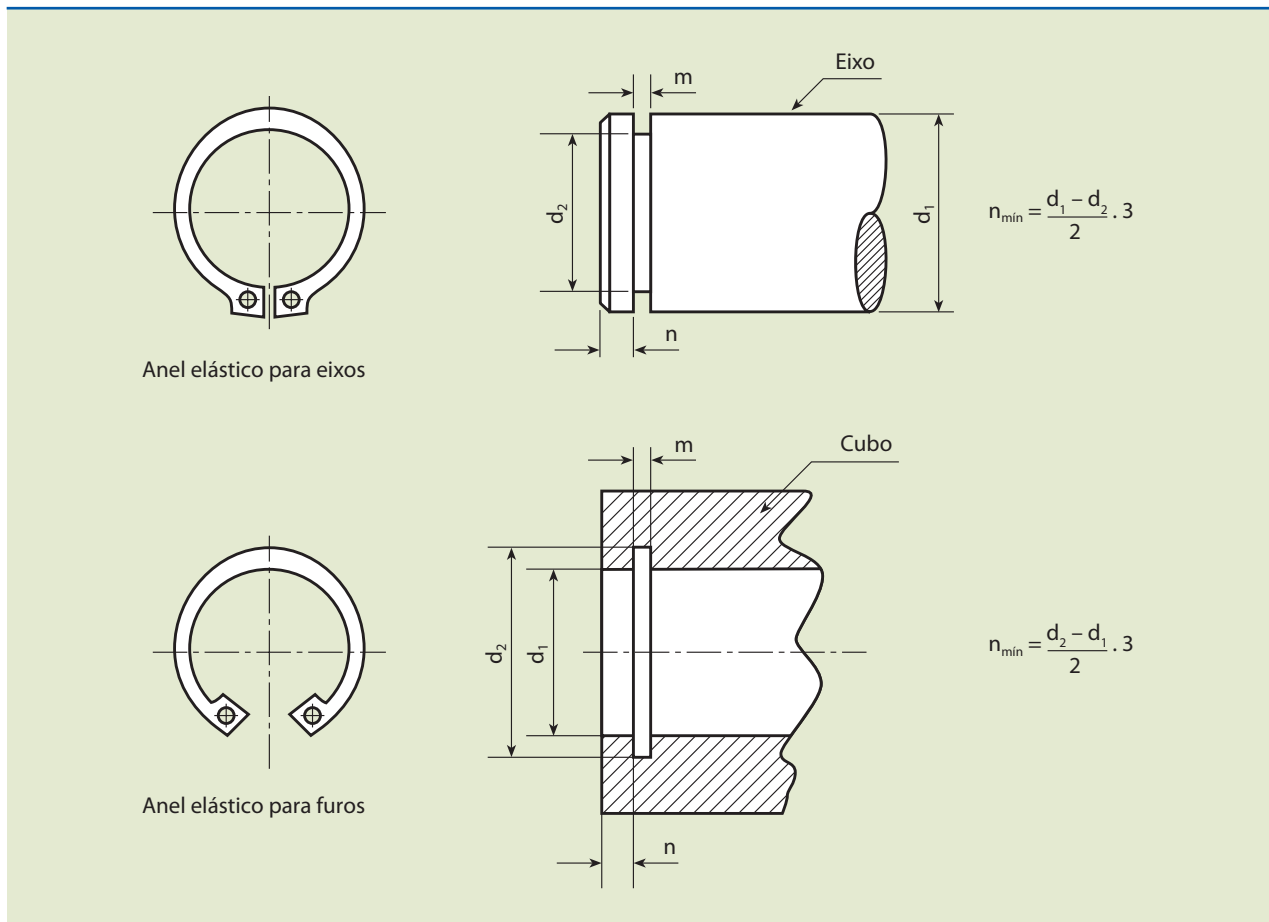
3.10.1 Anéis elásticos

Os anéis elásticos são elementos de máquinas usados em eixos ou furos, com a função de posicionar e impedir movimentos axiais de peças.

Como os anéis são confeccionados em aço mola, normalmente a carga axial aplicada é limitada pela resistência do material do eixo ou do furo no qual é feita a ranhura para seu alojamento.

Figura 3.68
Anéis elásticos para eixos e para furos.

O anel elástico é conhecido também como anel de retenção, anel de segurança ou anel de trava. A figura 3.68 mostra anéis elásticos para eixos e para furos com seus respectivos canais.



O anel elástico tem a função de impedir movimentos de translação do eixo. Como exemplo, o esquema *a* da figura 3.69 mostra uma engrenagem cuja translação é impedida por um anel elástico na ponta do eixo, e o esquema *b* exibe um rolamento fixo ao cubo cuja translação é limitada por três anéis elásticos.

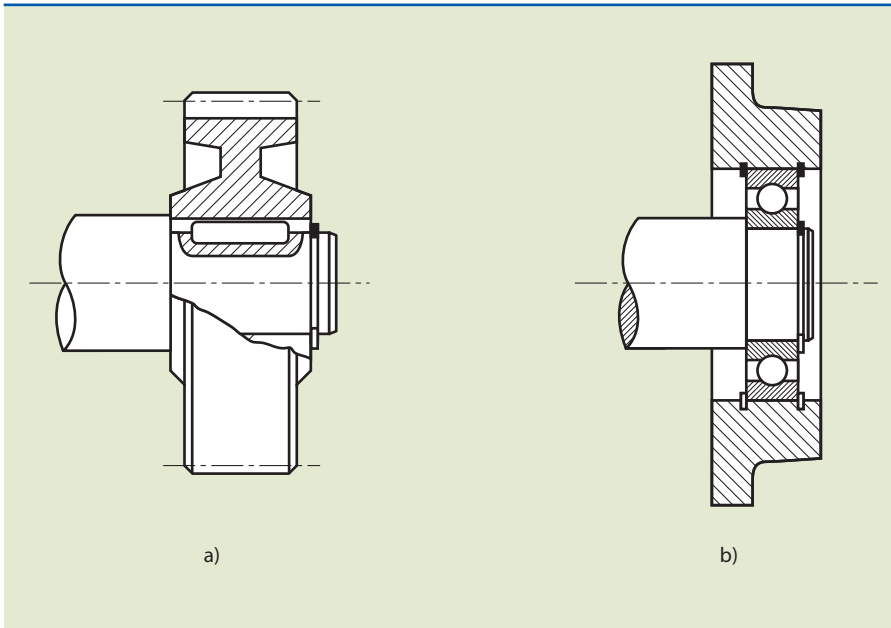


Figura 3.69

Exemplos de utilização de anéis elásticos.

Exemplo

Determinar as dimensões A, B, C e D do canal do eixo no qual será colocado um anel elástico para fixação do rolamento, como mostra a figura 3.70.

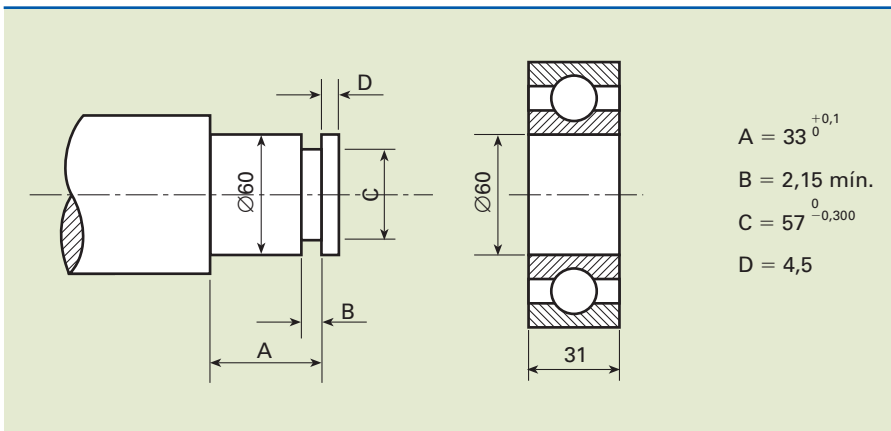


Figura 3.70

Exemplo de um eixo no qual será colocado um anel elástico.

Solução

Fornecido o diâmetro do eixo, de acordo com a tabela referente a eixos na seção 3.13, concluímos que as medidas são:

$A = 33^{+0,1} \text{ mm}$; $B = 2,15 \text{ mm}$ (mínimo); $C = 57^{0}_{-0,300} \text{ mm}$; $D = 4,5 \text{ mm}$

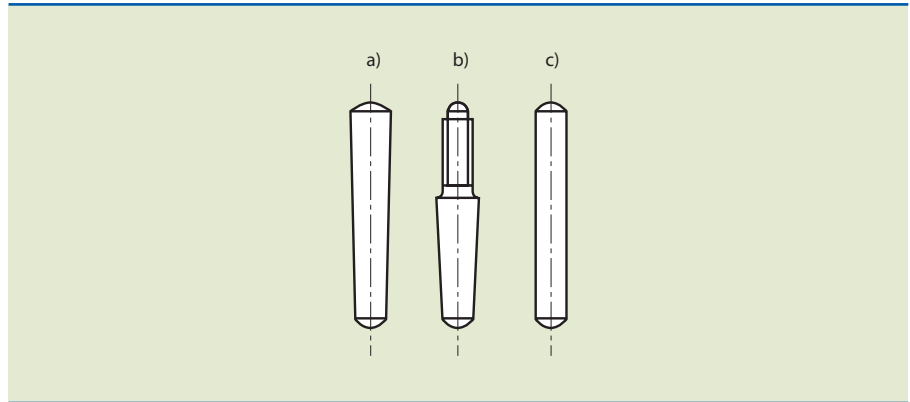
3.10.2 Pinos

Pinos são elementos de união entre duas ou mais peças com a finalidade de posicionar ou fixar as peças e, assim, garantir alinhamento e montagem. São usados tanto nos casos de manutenção como para transmitir forças ou torques.

Os pinos de superfície lisa mais comuns são o pino cônico, mostrado no esquema *a* da figura 3.71, o pino cônico com rosca, esquema *b*, e o pino cilíndrico, esquema *c*.

Figura 3.71

Pinos de superfície lisa:
 a) pino cônico;
 b) pino cônico com rosca;
 c) pino cilíndrico.



O pino cônico (a) é fabricado com conicidade 1:50 e pode ser colocado várias vezes em um mesmo furo.

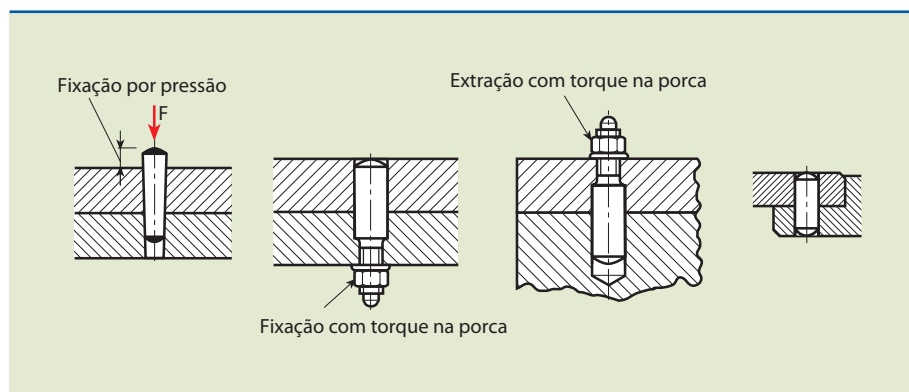
O pino cônico (b), com haste rosca, tem a função de facilitar a retirada, uma vez que um simples torque na porca o remove.

O pino cilíndrico (c) necessita de um furo com tolerâncias adequadas, porque é solicitado por esforços cortantes.

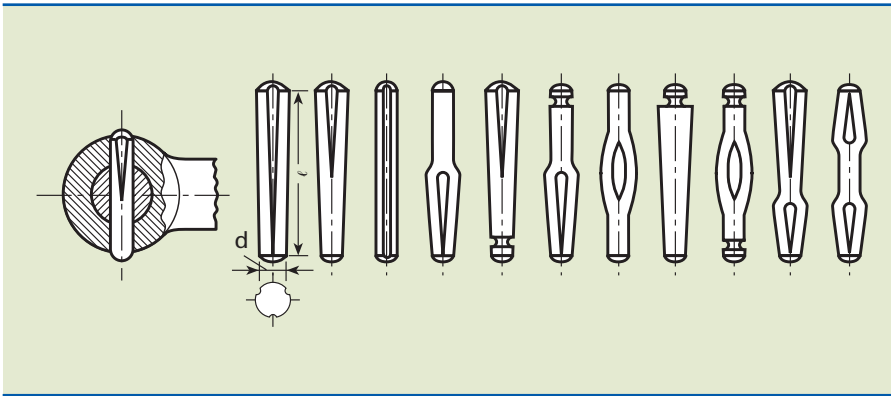
Exemplos de conjuntos com tais pinos são indicados e comentados na figura 3.72.

Figura 3.72

Exemplos de montagem com pinos.

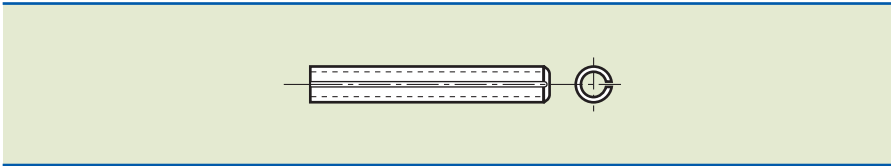


Os pinos cilíndricos ou cônicos, mostrados na figura 3.73 com entalhe parcial ou total na superfície externa, podem ser fixados diretamente em um furo feito com broca, sem necessidade de acabamento ou precisão no diâmetro.

**Figura 3.73**

Exemplos de pinos com entalhes.

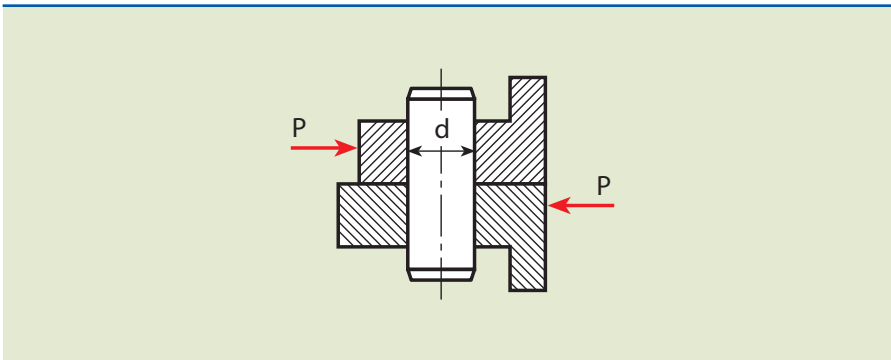
Temos também o pino elástico ou pino tubular partido de elevada resistência ao corte, fabricado de fita de aço para mola enrolada. Mesmo depois de colocado no furo de menor diâmetro, esse pino permanece com o efeito mola-fixo no furo. A figura 3.74 mostra esquematicamente sua geometria.

**Figura 3.74**

Pino elástico.

Dimensionamento dos pinos

Calcula-se o diâmetro do pino para uma união, conforme mostra a figura 3.75, submetida à carga P , como solitação ao cisalhamento puro.

**Figura 3.75**

Exemplo de união.

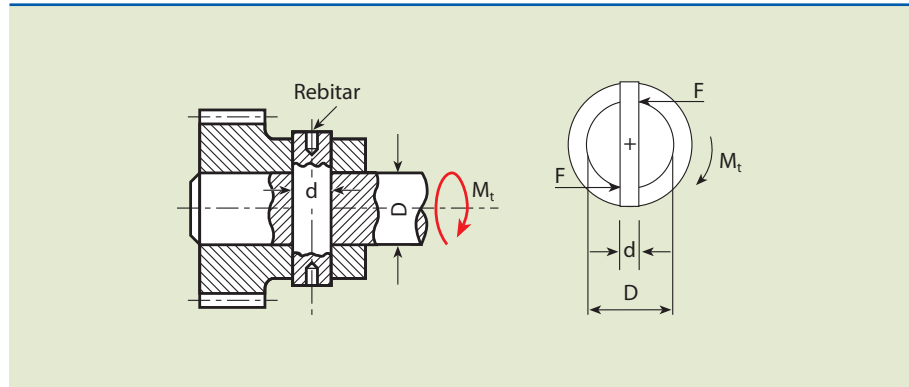
Dessa forma:

$$\tau = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi d^4}{4}} \leq \tau_{adm} \Rightarrow \frac{\pi d^4}{4} \geq \frac{P}{z \cdot \tau_{adm}} \Rightarrow d \geq \sqrt[4]{\frac{4P}{\pi \cdot z \cdot \tau_{adm}}}$$

em que z = número de pinos.

Na transmissão de torque através do pinhão, fixado ao eixo por pino cilíndrico, como indicado na figura 3.76, tem-se para o dimensionamento:

Figura 3.76
Eixo fixado por pino.



$$M_t = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F = \frac{2M_t}{D}$$

$$\tau = \frac{F}{2 \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{adm} \Rightarrow \frac{2 \frac{M_t}{D}}{2 \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{adm} \Rightarrow$$

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{adm} \geq \frac{M_t}{D} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot M_t}{\pi \cdot D \cdot \tau_{adm}}}$$

3.10.3 Cupilhas ou contrapinos

Cupilha ou contrapino é um elemento obtido de um arame maleável de seção semicircular que, dobrado convenientemente, forma uma cabeça e um corpo cilíndrico.

Regido pela norma ABNT P-PB-171, é utilizado para limitar o movimento axial de alguns elementos de máquinas. Pode ser designado da seguinte forma:

Contrapino $d \times \ell$ – Material Norma

em que d é o diâmetro nominal, ℓ é o comprimento e o material que o compõe é norma técnica.

Exemplo: a denominação para um contrapino de aço com diâmetro nominal igual a 3,2 mm, comprimento igual a 50 mm, é:

Contrapino 3,2 \times 50 – Aço ABNT P-PB-171

Informações complementares são indicadas na figura 3.77 e na tabela 3.14.

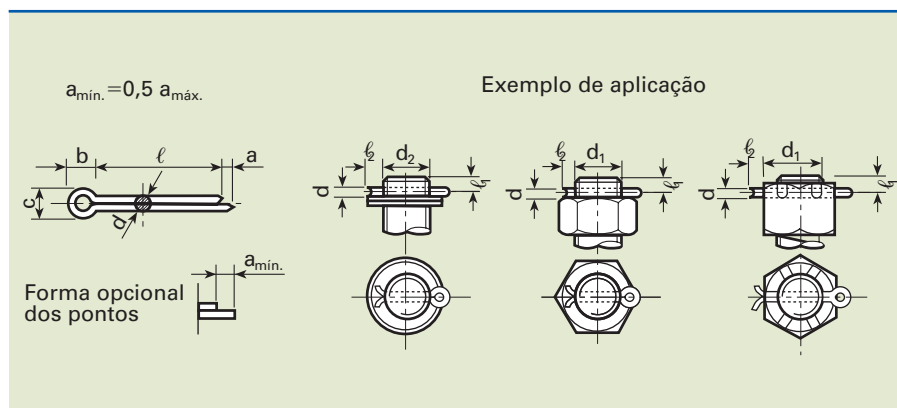


Figura 3.77

Dimensões e informações complementares para contrapinos.

Tabela 3.14

Dimensões (em mm) e informações complementares para contrapinos.

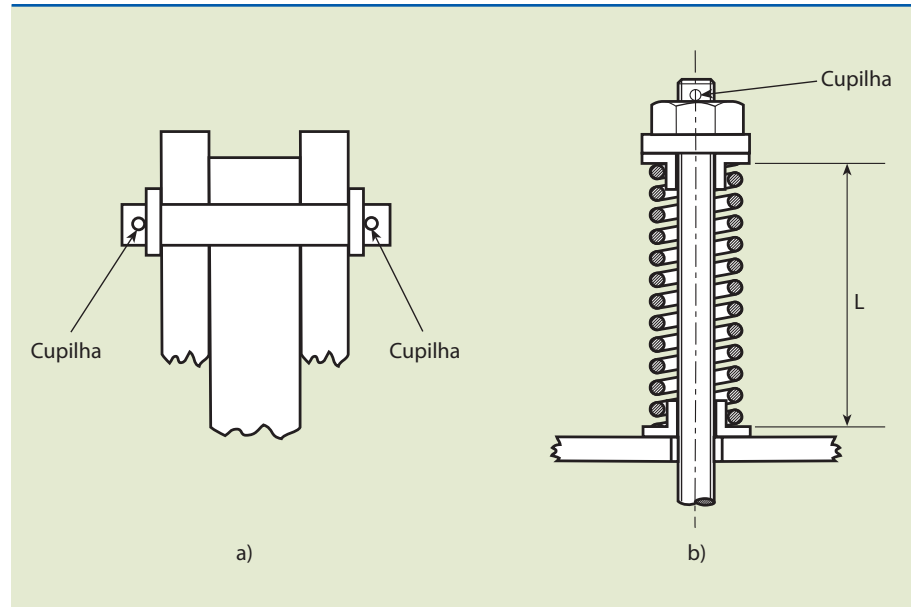
Diâmetro nominal		1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	13
d	máximo	0,9	1	1,4	1,8	2,3	2,9	3,7	4,6	5,9	7,5	9,5	12,4
	mínimo	0,8	0,9	1,3	1,7	2,1	2,7	3,5	4,4	5,7	7,3	9,3	12,4
a	máximo	1,6	2,5	2,5	2,5	2,5	3,2	4	4	4	4	6,3	6,3
b		3	3	3,2	4	5	6,4	8	10	12,6	16	20	26
c	máximo	1,8	2	2,8	3,6	4,6	5,8	7,4	9,2	11,8	15	19	24,8
	mínimo	1,6	1,7	2,4	3,2	4	5,1	6,5	8	10,3	13,1	16,6	21,7
d ₁	acima de	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	20	27	39	56	80
	até	4,5	5,5	7	9	11	14	20	27	39	56	80	110
d ₂	acima de	3	4	5	6	8	9	12	17	23	29	44	69
	até	4	5	6	8	9	12	17	23	29	44	69	120
l ₁	mínimo	1,5	1,8	2,3	2,8	3,5	4,6	5,5	7	9,2	12	14	15,5
l ₂	mínimo	4	5	5	6	6	8	8	10	12	14	16	20

O diâmetro do furo de alojamento é o mesmo que o diâmetro do pino com tolerância H14 para $d_1 > 1,2$ e H13 para $d_1 < 1,2$.

A figura 3.78 mostra aplicações práticas de cupilhas.

Figura 3.78

- a) União de peças com furos no pino com duas cupilhas;
b) comprimento L da mola limitado pela cupilha.



3.11 Parafusos, porcas e arruelas

Entre os elementos de união desmontáveis, os parafusos são os mais utilizados, pelo custo reduzido e fácil aplicação.

Os parafusos podem ser **de fixação** ou **de movimento**. Os parafusos de movimento são usados na transmissão de forças. As rosca têm formato trapezoidal, quadrado ou de dente de serra.

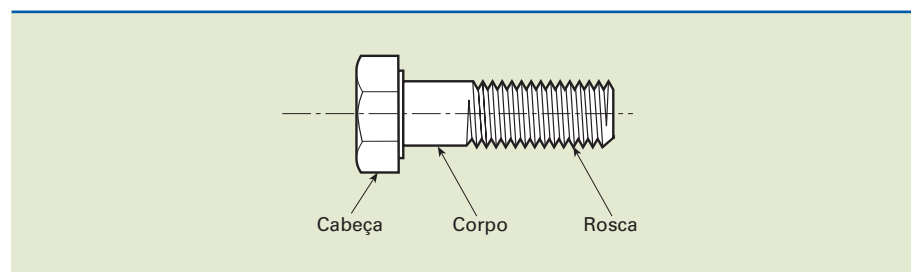
Por serem mais utilizados em máquinas e equipamentos, apenas os **parafusos de fixação** são abordados neste livro.

3.11.1 Características dos parafusos de fixação

O parafuso de fixação pode ser dividido em três partes: cabeça, corpo e rosca, conforme indicado na figura 3.79.

Figura 3.79

Partes de um parafuso.



A figura 3.80 mostra esquematicamente diversas formas de cabeça de parafusos.

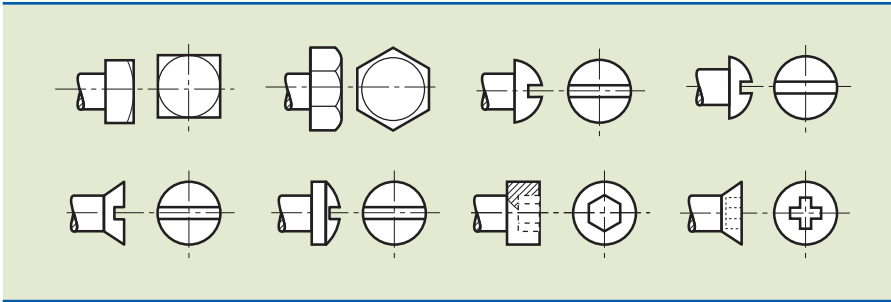


Figura 3.80

Diversas formas de cabeça de parafuso.

A rosca normalmente é de perfil triangular, com ângulo de 60° ou 55° , dimensões em milímetros (rosca métrica) ou em polegadas (rosca UNC e rosca Whitworth). As dimensões principais podem ser observadas na figura 3.81.

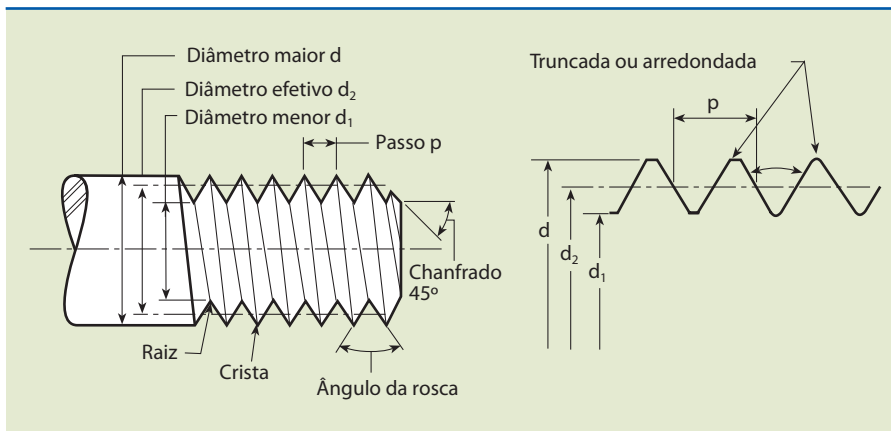


Figura 3.81

Dimensões principais de uma rosca triangular.

Define-se o passo de uma rosca (p) como a distância entre dois filetes consecutivos, medida paralelamente ao eixo.

Avanço é a distância que a porca percorre paralelamente ao eixo da rosca, quando gira uma volta. Exemplo: em uma rosca de três entradas, o avanço é equivalente a três vezes o passo.

A rosca pode ser grossa, média e fina. A rosca de uso corrente é a grossa, que não é recomendada em aplicações em que haja vibrações.

A rosca fina, muito usada na indústria automobilística, é a mais indicada para suportar vibrações.

A designação da rosca métrica é feita pela letra M (maiúscula), seguida pelos números indicativos do diâmetro nominal (diâmetro externo) e do passo, em milímetros, separados pelo sinal “x”. Exemplo: rosca $M10 \times 1,25$.

Na designação da rosca de passo normal pode ser suprimida a informação referente ao passo. Exemplo: rosca M10.

3.11.2 Classes de resistência de parafusos

Sistema de designação

Os símbolos são formados por dois algarismos separados por um ponto (x.x).

- a) O primeiro algarismo indica $\frac{1}{100}$ da resistência à tração nominal (R_m) em MPa.
- b) O segundo algarismo indica 10 vezes a relação entre o escoamento nominal (R_e) e a resistência à tração nominal (R_m).

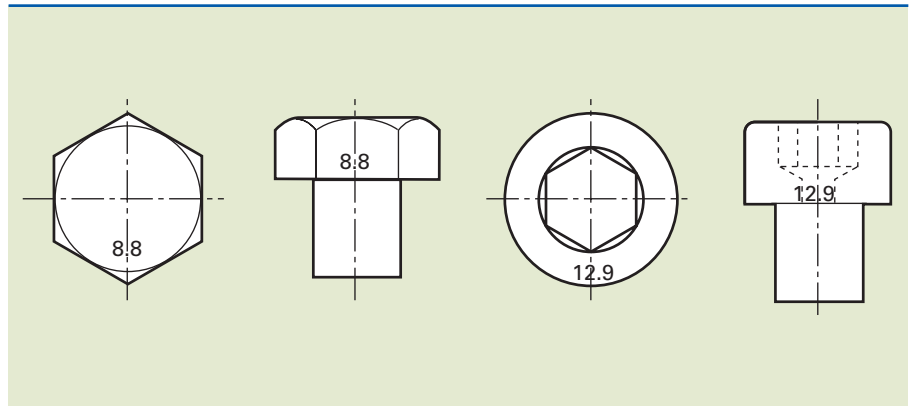
Por exemplo, em um parafuso com classe de resistência 5.6, temos:

$$\frac{R_m}{100} = 5 \Rightarrow R_m = 500 \text{ MPa}$$

$$10 \cdot \frac{R_e}{R_m} = 6 \Rightarrow R_e = \frac{6R_m}{10} = \frac{6 \cdot 500}{10} = 300 \Rightarrow R_e = 300 \text{ MPa}$$

Esses símbolos com dois algarismos separados pelo ponto, normalmente, vêm marcados nos parafusos e são utilizados quando é necessária a certificação de suas propriedades mecânicas. A figura 3.82 mostra esquematicamente sua localização.

Figura 3.82
Indicação da classe de resistência.



3.11.3 Fixação por atrito

As fixações por atrito são dimensionadas em função da força axial de compressão (F_a) entre as peças, originada pelo torque de aperto dado no parafuso. Este, quando solicitado, desenvolve uma força de atrito (F_{at}) que mantém as partes unidas.

Nas tabelas 3.15 e 3.16 constam os valores de torque, força de aperto e diâmetro dos parafusos cuja classe de resistência é respectivamente 5.6 e 8.8.

D (mm)	p (mm)	As (mm ²)	Frup (kgf)	Fcismax (kgf)	Fa (kgf)	Tamin (kgf*m)	Tamax (kgf*m)
4	0,7	8,78	448	161	226	0,14	0,18
5	0,8	14,18	723	252	364	0,29	0,36
6	1	20,12	1 026	363	517	0,50	0,62
8	1,25	36,61	1 866	645	940	1,2	1,5
10	1,5	57,99	2 956	1 008	1 490	2,4	3,0
12	1,75	84,27	4 295	1 452	2 165	4,2	5,2
16	2	156,67	7 985	2 582	4 024	10	13
20	2,5	244,79	12 477	4 034	6 288	20	25
24	3	352,5	17 967	5 809	9 054	35	43

Tabela 3.15

Classe de resistência 5.6.

D (mm)	p (mm)	As (mm ²)	Frup (kgf)	Fcismax (kgf)	Fa (kgf)	Tamin (kgf*m)	Tamax (kgf*m)
4	0,7	8,78	743	268	483	0,31	0,39
5	0,8	14,18	1 200	419	781	0,62	0,78
6	1	20,12	1 703	603	1 108	1,06	1,33
8	1,25	36,61	3 099	1 072	2 016	2,6	3,2
10	1,5	57,99	4 908	1 675	3 193	5,1	6,4
12	1,75	84,27	7 133	2 412	4 640	8,9	11,1
16	2	156,67	13 261	4 289	8 627	22	28
20	2,5	244,79	20 719	6 701	13 479	43	54
24	3	352,5	29 836	9 649	19 409	75	93

Tabela 3.16

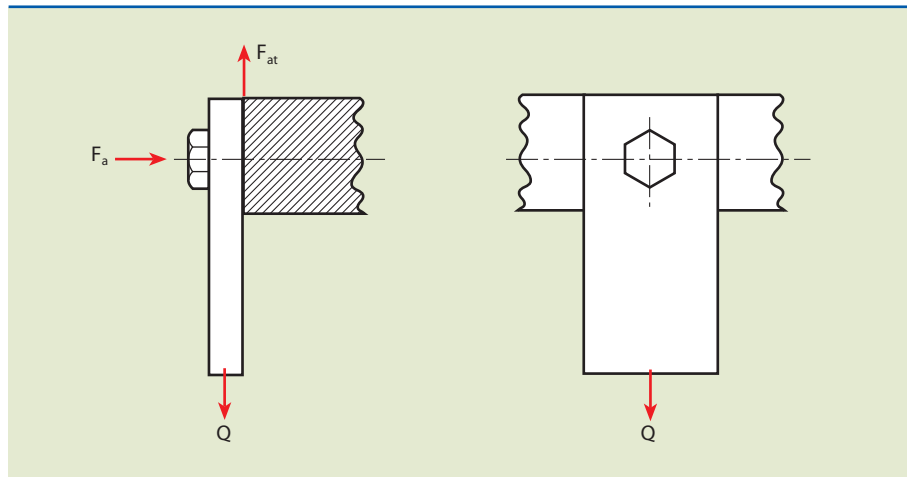
Classe de resistência 8.8.

Exemplo

Determinar o diâmetro do parafuso para suportar a carga de 5 kN, somente por atrito, para o carregamento indicado na figura 3.83.

Dados: $Q = 5 \text{ kN}$; $\mu = 0,15$; parafuso de classe 8.8.

Figura 3.83



Solução

$$Q \leq F_{at} \Rightarrow Q \leq F_a \cdot \mu \Rightarrow F_a \geq \frac{Q}{\mu} \Rightarrow F_a = \frac{5000}{0,15} = 33\,333 \text{ N} \cong 3\,401 \text{ kgf}$$

Com $F_a = 3\,401 \text{ kgf}$, da tabela da classe de resistência 8.8, escolhe-se o parafuso M12, que tem $F_a = 4\,640 \text{ kgf}$.

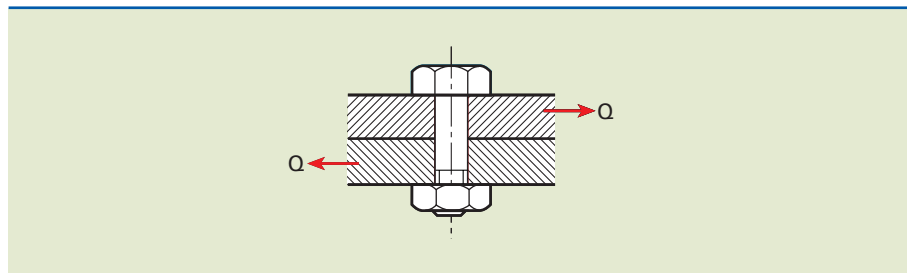
Se considerarmos o coeficiente de segurança, conforme o tipo de solicitação, o diâmetro do parafuso ficaria muito grande e inviável para a aplicação.

A solução mais adequada seria a utilização de mais parafusos, ou fazer o parafuso trabalhar sujeito a cisalhamento.

Como sabemos, os parafusos devem estar sujeitos apenas a esforços de tração. O parafuso, porém, pode estar sujeito a cisalhamento se for colocado sem folga no furo das peças, de modo que a parte roscada não esteja na região sujeita a cisalhamento, como mostra a figura 3.84.

Figura 3.84

Exceção à regra.



$$\text{Então, } \tau = \frac{Q}{S} \leq \tau_{adm} \Rightarrow S \geq \frac{Q}{\tau_{adm}}$$

$$S = \frac{\pi d_2^2}{4} \geq \frac{Q}{\tau_{adm}} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot \tau_{adm}}}$$

Retomando os dados do exemplo anterior e adotando $\sigma_{adm} = 100 \text{ N/mm}^2$, temos:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 5000}{\pi \cdot 100}} \approx 8 \Rightarrow d \geq 8 \text{ mm}$$

Observe que se obtém uma solução com o diâmetro menor, mesmo levando em conta o coeficiente de segurança.

Existem outras soluções que podem ser adotadas caso os esforços sejam de cisalhamento. As técnicas consistem em descarregar o esforço cortante em outros elementos, tais como: pinos, chavetas, buchas, ressalto etc. Algumas dessas técnicas são esquematicamente mostradas na figura 3.85.

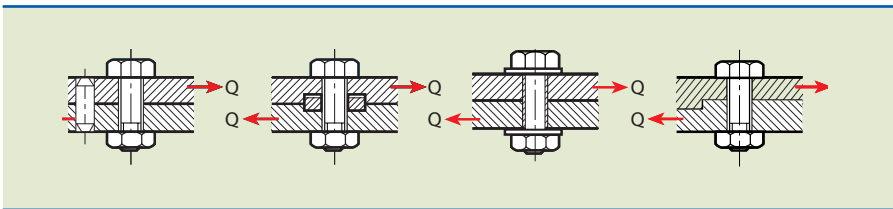


Figura 3.85

Dispositivos para fixação de uniões sujeitas a esforços cortantes.

3.11.4 Furos de passagem de parafusos

Furos de passagem de parafusos, se realizados conforme recomendação normativa, não exigem a utilização de arruelas (lisas ou de pressão), exceto quando os elementos estão sujeitos a vibrações. Nesse caso, usaremos arruelas de pressão.

A arruela lisa deve ser utilizada se o diâmetro do furo de passagem for superior ao estipulado por norma, ou em furos do tipo oblongo.

Algumas montagens são mostradas na figura 3.86.

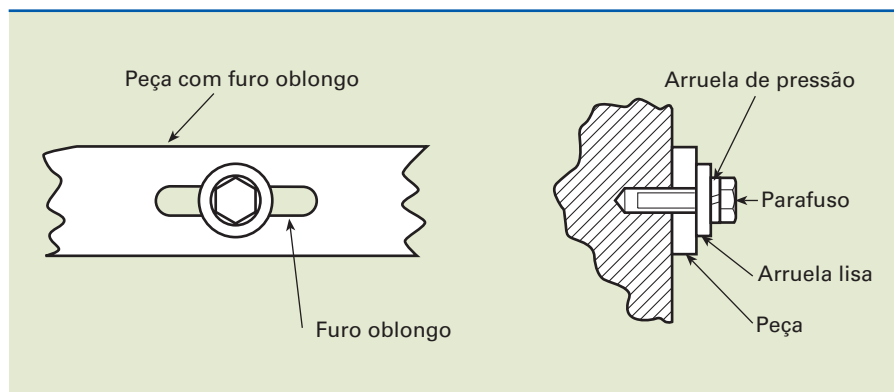


Figura 3.86

Exemplos de montagens com arruelas.

Os tipos e dimensões de parafusos, porcas e arruelas de pressão e lisas encontram-se tabelados pela norma ABNT, ou em livros, catálogos de fabricantes, manuais etc.

Tabela 3.17
Furo de passagem para
parafusos ABNT-PB50
dimensões em mm.

Para parafusos de rosca métrica, a tabela 3.17 fornece os valores do diâmetro do furo de passagem.

Diâmetro nominal da rosca d	Diâmetro do furo de passagem D			Diâmetro nominal da rosca d	Diâmetro do furo de passagem D		
	Séries				Séries		
	Fina ⁽¹⁾ H 12	Média H 13	Grossa H 14		Fina ⁽¹⁾ H 12	Média H 13	Grossa H 14
1	1,1	1,2	1,3	30	31	33	35
1,2	1,3	1,4	1,5	33	34	36	38
1,4	1,5	1,6	1,8	36	37	39	42
1,6	1,7	1,8	2,0	39	40	42	45
1,8	1,9	2,0	2,1	42	43	45	48
2	2,2	2,4	2,6	45	46	48	52
2,2	2,3	2,7	2,8	48	50	52	56
2,5	2,7	2,9	3,1	52	54	56	62
3	3,2	3,4	3,6	56	58	62	66
3,5	3,7	3,9	4,1	60	62	66	70
4	4,3	4,5	4,8	64	66	70	74
5	5,3	5,5	5,8	68	70	74	78
6	6,4	6,6	7	72	74	78	82
7	7,4	7,6	8	76	78	82	86
8	8,4	9	10	80	82	86	91
10	10,5	11	12	90	93	96	101
12	13	14	15	100	104	107	112
14	15	16	17	110	114	117	122
16	17	18	19	120	124	127	132
18	19	20	21	125	129	132	137

Diâmetro nominal da rosca d	Diâmetro do furo de passagem D			Diâmetro nominal da rosca d	Diâmetro do furo de passagem D		
	Séries				Séries		
	Fina ⁽¹⁾ H 12	Média H 13	Grossa H 14		Fina ⁽¹⁾ H 12	Média H 13	Grossa H 14
20	21	22	24	130	134	137	144
22	23	24	26	140	144	147	155
24	25	26	28	150	155	158	165
27	28	30	32				

(1) Os furos de passagem da série fina devem ter um escareamento na área correspondente à concordância entre a cabeça e o corpo do parafuso.

As dimensões d e D são indicadas na figura 3.87.

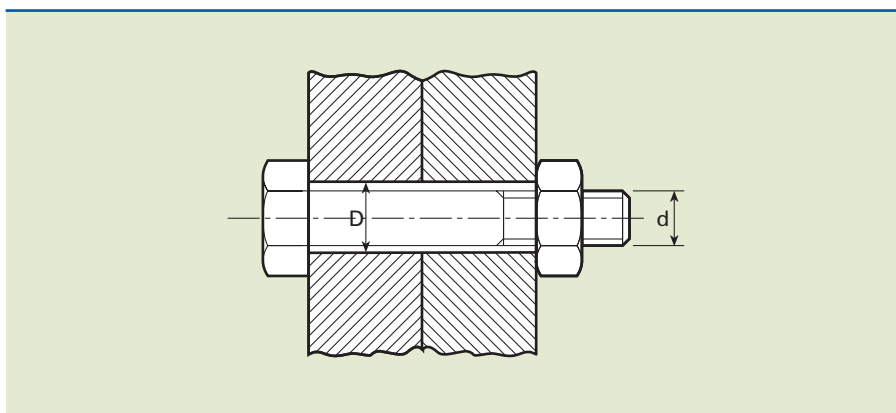


Figura 3.87

Dimensões para consulta à tabela 3.17.

3.12 Molas

As molas são usadas para exercer forças, proporcionar deslocamentos ou, ainda, armazenar energia e absorver choques, no regime elástico.

Temos diversos tipos de molas, mas as de maior aplicação são as helicoidais, feitas de fios de seção circular. As molas helicoidais podem ser solicitadas às cargas de tração ou compressão.

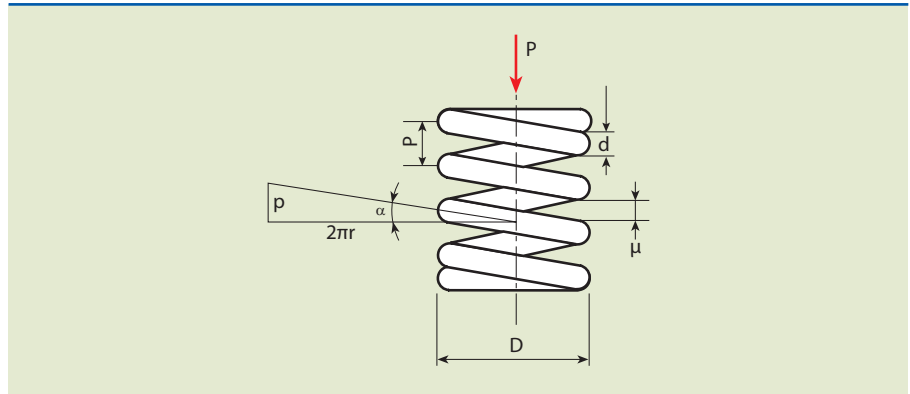
3.12.1 Dimensões principais da mola cilíndrica helicoidal

A mola helicoidal recebe esse nome porque possui o tipo de enrolamento em forma de hélice, que pode ser à direita ou à esquerda. A figura 3.88 indica as dimensões principais de uma mola helicoidal e sua respectiva nomenclatura.

P = carga axial
 D = diâmetro médio da mola
 d = diâmetro do fio da mola
 α = ângulo de hélice
 p = passo da mola
 R = raio médio da mola
 μ = folga entre fios da mola

Figura 3.88

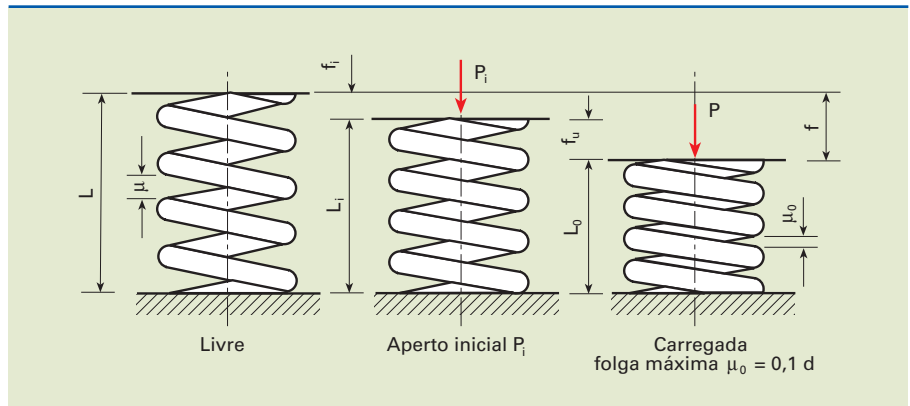
Dimensões principais e nomenclatura para mola helicoidal.



As molas normalmente são montadas de modo que fiquem ligeiramente comprimidas, ou seja, possuem um carregamento inicial, indicado como P_i na figura 3.89. Em qualquer circunstância para a qual a mola foi projetada deverá existir uma folga mínima (μ_0), de modo que, para uma carga P maior que P_i , os fios de hélice não se toquem.

Figura 3.89

Mola cilíndrica helicoidal.



Na figura:

L = comprimento livre ou sem carga;
 L_i = comprimento inicial da mola após aplicar a carga inicial (P_i);
 L_0 = comprimento da mola carregada;
 f_i = flecha inicial da mola;
 f_u = flecha útil da mola;
 f = flecha da mola;
 μ_0 = folga mínima entre os fios da mola.

Costuma-se adotar para molas de flexão o ângulo de hélice (α), entre 6° e 10° :

$$6^\circ \leq \alpha \leq 10^\circ$$

$$\text{Portanto, } \operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{2\pi R} = \frac{p}{\pi \cdot D}.$$

Essa análise considera as extremidades da mola em esquadro e esmerilhadas.

3.12.2 Tensões em molas cilíndricas helicoidais

A figura 3.90 mostra uma mola cilíndrica helicoidal sujeita a compressão, de fio de seção circular, carregada por uma força axial P . Vamos imaginar que cortássemos a mola na seção transversal A e mantivéssemos os esforços que a parte removida exercia antes do corte. Na seção, teríamos os seguintes esforços internos solicitantes:

$$N = P \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

$$Q = P \cdot \operatorname{cos} \alpha$$

$$M = P \cdot \operatorname{sen} \alpha \cdot R$$

$$M_t = P \cdot \operatorname{cos} \alpha \cdot R$$

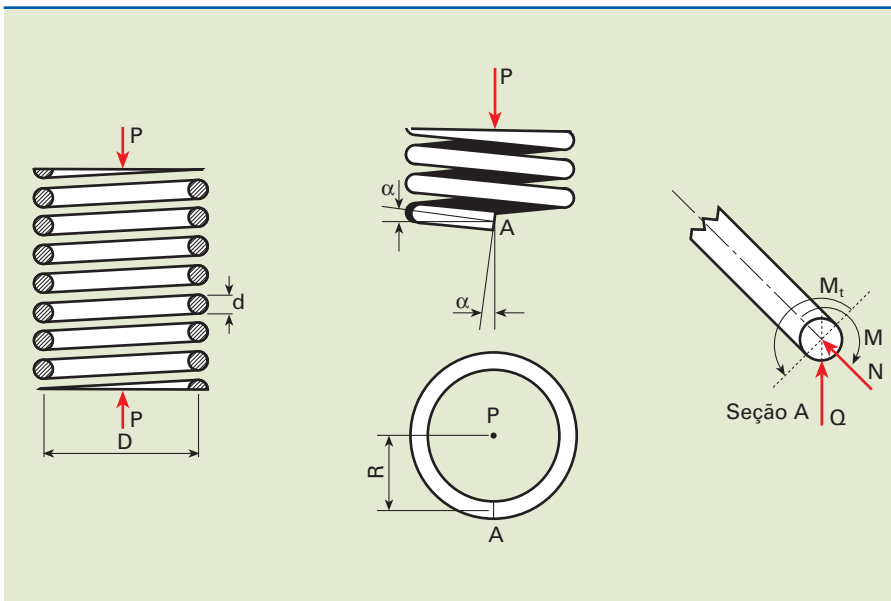


Figura 3.90

Esquema de tensões em mola cilíndrica helicoidal.

Para a maioria dos casos, o ângulo α é pequeno se a relação d/D também for pequena. Os efeitos dos esforços internos solicitantes N , Q e M podem ser desprezados em relação ao momento de torção (M_t), e o dimensionamento é feito levando em conta apenas o torque.

Portanto, a tensão de cisalhamento é $\tau = \frac{M_t}{W_t}$, em que:

$$W_t = \frac{\pi d^3}{16} \quad \text{e} \quad M_t = P \cdot \frac{D}{2}$$

$$\tau = \frac{P \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8P \cdot D}{\pi d^3} \Rightarrow \tau = \frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot d^3}, \text{ ou } d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot \tau}} \text{ ou } P = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{8 \cdot D}$$

Se considerarmos o efeito da força cortante Q e o efeito devido à curvatura (D/d), temos de corrigir a tensão com a constante K , chamada **fator de correção Wahl**.

$$\tau = K \cdot \frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot d^3}$$

O valor de K pode ser obtido da equação:

$$K = \frac{(4C - 1)}{(4C - 4)} + \frac{0,615}{C}, \text{ em que } C = \frac{D}{d}.$$

3.12.3 Fórmula da flecha e comprimento da mola

A flecha ou deflexão da mola cilíndrica helicoidal é dada pela expressão:

$$f = \frac{\pi \cdot N \cdot D^2 \cdot \tau}{d \cdot G}$$

em que:

N = número de espiras ativas ou úteis;
 G = módulo de elasticidade transversal.

O comprimento mínimo da mola (L) livre ou sem carga, com duas espiras inativas, é dado pela equação:

$$L \geq (N + 2)d + f + 0,1d \cdot N$$

A primeira parcela da fórmula é o comprimento da mola sólida, a segunda é a flecha e a última refere-se à folga mínima entre os fios, após carregamento, adotada com valor de 10% do diâmetro do fio da mola.

Exemplo

Determinar o diâmetro e o número de espiras úteis da mola cilíndrica helicoidal no dispositivo da figura 3.91, sem considerar o fator de correção Wahl.

Dados: $\tau_{adm} = 400 \text{ MPa}$; $P = 150 \text{ N}$; $G = 85 \text{ GPa}$.

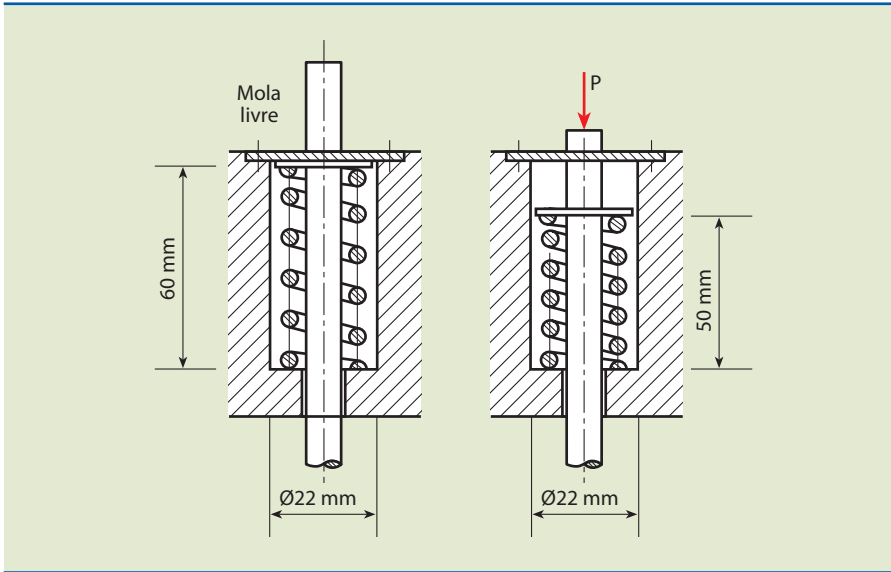


Figura 3.91

Solução

Como o carregamento é sem carga inicial, o valor da flecha é dado por:

$$f = 60 - 50 = 10 \Rightarrow f = 10 \text{ mm}$$

Em função do diâmetro do furo = 22 mm, adota-se $D = 16 \text{ mm}$ para o diâmetro da mola. Pela fórmula do diâmetro do fio da mola, temos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 150 \cdot 16}{\pi \cdot 400}} \cong 2,48 \Rightarrow d = 2,5 \text{ mm}$$

A partir da fórmula da flecha, calculamos o número de espiras (N).

$$f = \frac{\pi N D^2 \cdot \tau_{adm}}{d \cdot G} \Rightarrow N = \frac{f \cdot d \cdot G}{\pi \cdot D^2 \cdot \tau_{adm}} \Rightarrow N = \frac{10 \cdot 2,5 \cdot 85 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16^2 \cdot 400} = 6,6 \text{ espiras}$$

$\therefore 7$ espiras

Complementando o exemplo, vamos verificar a folga entre as espiras.

Quando carregada, a folga é μ_0 e o comprimento $L_0 = 50$ mm.

$$L_0 = z(\mu + d) + 2d \Rightarrow L_0 - 2d = z(\mu + d) \Rightarrow \mu = \frac{L_0 - 2d}{z_0} - d$$

$$\text{Substituindo, temos: } \mu = \frac{50 - 2 \cdot 2,5}{7} - 2,5 = 3,9$$

Sabendo a folga mínima, $\mu_0 = 0,1 \cdot d = 0,1 \cdot 2,5 \Rightarrow \mu_0 = 0,25$ mm .

Como $\mu = 3,9$ mm e $\mu_0 = 0,25 \Rightarrow \mu > \mu_0$, a condição está satisfeita.



3.13 Anexos – Catálogos de fabricantes

3.13.1 Catálogo de correias da empresa Gates do Brasil

1

Correias Gates, fabricadas
com Neoprene



Fator de Serviço

Cálculo de transmissão por correia em "V"

- Dados necessários:**
1. Tipo do Motor
 2. Potência do Motor
 3. Rotação do Motor
 4. Tipo de Máquina ou Equipamento
 5. Rotação da Máquina ou Equipamento
 6. Distância entre Centros
 7. Tempo de Trabalho diário da Máquina ou Equipamento.

I – Determine a Potência Projetada (HPP)

$$HPP = HP \times F_s$$

onde,

HP = Potência do Motor (HP)
F_s = Fator de Serviço (Tabela 1)

Tabela nº 1 – Fator de Serviço

Máquina Condutora	Máquina Condutora		
	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo
<p>As máquinas relacionadas são apenas exemplos representativos. Escolha o grupo cujas características sejam mais semelhantes à máquina em consideração.</p> <p>Agitadores para Líquidos Sopradores e Exaustores Bombas Centrífugas e Compressores Ventiladores até 10 HP Transportadores de Carga Leve</p>	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias
	1,0	1,1	1,2
	<p>Correias Transportadoras para Areia e Cereais Ventiladores de mais de 10 HP Geradores Eixos de Transmissão Maquinário de Lavanderia Punções, Prensas e Tesourões Máquinas Gráficas Bombas Centrífugas de Deslocamento Positivo Peneiras Vibratórias Rotativas</p>	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias
1,1		1,2	1,3
<p>Maquinário para Olaria Elevadores de Canecas Excitadores Compressores de Pistão Moinhos de Martelo Moinhos para Indústria de Papel Bombas de Pistões Serrarias e Maquinário de Carpintaria Maquinários Têxteis</p>		3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias
	1,2	1,3	1,4
	<p>Britadores (Giratórios e de Mandíbulas) Guindastes Misturadores, Calandras e Moinhos para Borracha</p>	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias
1,3		1,4	1,5

* O fator de Serviço deverá ser aplicado sobre o valor para regime contínuo, mencionado na placa de identificação do próprio motor. Subtraia 0,2 (com um fator de serviço mínimo de 1,0) quando se tratar de classificação máxima intermitente. Recomenda-se o uso de um Fator de Serviço de 2,0 para equipamento sujeito a sufocações ou afogações.



II – Determine o Perfil Apropriado

Através da Potência Projetada (HPP) e da rotação do eixo mais rápido determina-se o perfil da correia através dos Gráficos 1 (Correias Super HC) e 2 (Correias Hi-Power II).

Gráfico 1 – Seleção de Perfil de Correias Super HC

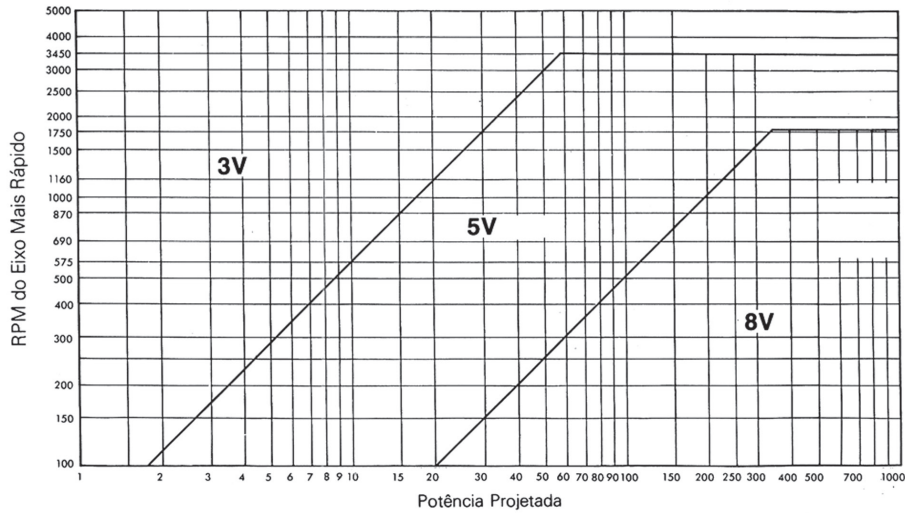
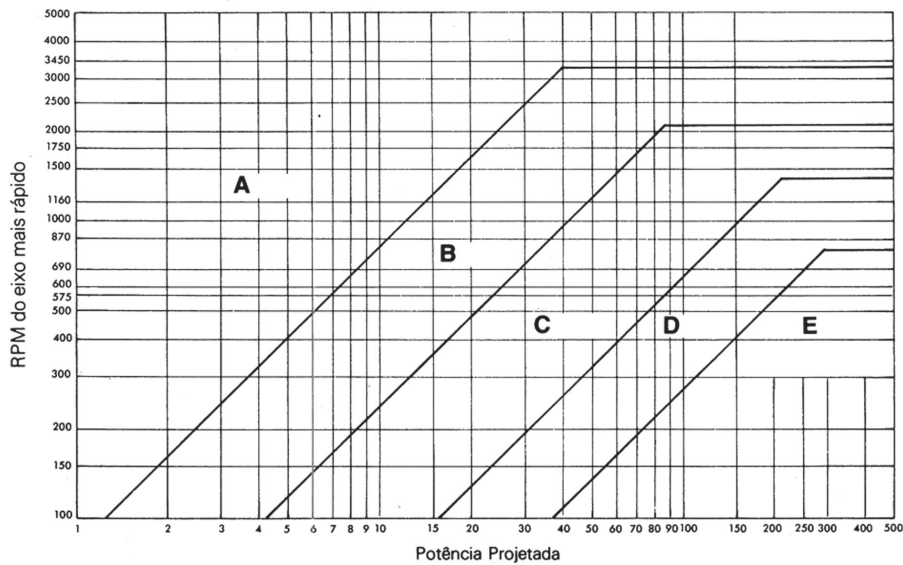


Gráfico 2 – Seleção de Perfil de Correias Hi-Power II



Correias Gates, fabricadas
com Neoprene



Diâmetros das Polias

III. Determine os Diâmetros das Polias

Através das Tabelas 2 (Correias Super HC) e 3 (Correias Hi-Power II), determina-se o diâmetro menor em função da potência do motor (HP) e da rotação do eixo mais rápido, segundo norma NEMA MG-1-14.42 de junho de 1972.

Tabela 2 —
Diâmetros externos mínimos recomendados
para correias Super HC (em polegadas).

HP do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						HP do motor
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
½	—	—	2,2	—	—	—	½
¾	—	—	2,4	2,2	—	—	¾
1	3,0	2,5	2,4	2,4	2,2	—	1
1½	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4	2,2	1½
2	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4	2
3	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	3
5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	5
7½	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0	7½
10	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8	3,0	10
15	6,8	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8	15
20	8,2	6,8	6,0	5,2	4,4	4,4	20
25	9,0	8,2	6,8	6,0	4,4	4,4	25
30	10	9,0	6,8	6,8	5,2	—	30
40	10	10	8,2	6,8	6,0	—	40
50	11	10	8,4	8,2	6,8	—	50
60	12	11	10	8,0	7,4	—	60
75	14	13	9,5	10	8,6	—	75
100	18	15	12	10	8,6	—	100
125	20	18	15	12	10,5	—	125
150	22	20	18	13	10,5	—	150
200	22	22	22	—	13,2	—	200
250	22	22	—	—	—	—	250
300	27	27	—	—	—	—	300

* Rotação para motores elétricos de 50 ciclos.

Tabela 3 —
Diâmetros Pitch mínimos recomendados
para correias Hi-Power II (em polegadas).

HP do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						HP do motor
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
½	2,5	2,5	2,2	—	—	—	½
¾	3	2,5	2,4	2,2	—	—	¾
1	3	3	2,4	2,4	2,2	—	1
1½	3	3	2,4	2,4	2,4	2,2	1½
2	3,8	3	3,0	2,4	2,4	2,4	2
3	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	3
5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	2,6	5
7½	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0	7½
10	6	5,2	4,6	4,4	3,8	3,0	10
15	6,8	6	5,4	4,6	4,4	3,8	15
20	8,2	6,8	6,0	5,4	4,6	4,4	20
25	9	8,2	6,8	6,0	5,0	4,4	25
30	10	9,0	6,8	6,8	5,4	—	30
40	10	10	8,2	6,8	6,0	—	40
50	11	10	9,0	8,2	6,8	—	50
60	12	11	10,0	9,0	7,4	—	60
75	14	13	10,5	10,0	9,0	—	75
100	18	15	12,5	11,0	10,0	—	100
125	20	18	15	12,5	11,5	—	125
150	22	20	18	13	—	—	150
200	22	22	22	—	—	—	200
250	22	22	—	—	—	—	250
300	27	27	—	—	—	—	300

Através das tabelas de potência das páginas 8 a 15, determine o diâmetro mínimo por tipo de Perfil. Adote, então, o Diâmetro que satisfaça às duas condições. Encontrado o diâmetro menor, determine o diâmetro maior.

$$D = d \cdot \frac{\text{rpm maior}}{\text{rpm menor}} \quad (\text{mm})$$

ou

$$D = d \cdot i \quad (\text{mm})$$

onde,
i = relação de transmissão

Comprimento das
Correias Super HCCorreias Gates, fabricadas
com Neoprene

IV. Determine o Comprimento Experimental da Correia (L)

$$L = 2C + 1,57 (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \text{ (mm)}$$

onde, C = Distância entre Centros (mm)
D = Diâmetro maior (mm)
d = Diâmetro menor (mm)

Quando a distância entre centros não for conhecida, determine, experimentalmente, da seguinte forma:

$$C = \frac{3 \cdot d + D}{2} \text{ (mm)}$$

onde, D = Diâmetro maior (mm)
d = Diâmetro menor (mm)

Obs.: Utilize o comprimento e diâmetro externo para correias Super HC e comprimento e diâmetro Pitch para correias Hi-Power II.

V. Escolha a correia adequada

Através da Tabela 4 (Correias Super HC) e da Tabela 5 (Correias Hi-Power II) escolha a correia que mais se aproximar do comprimento calculado na 5ª etapa.

Tabela 4 — Comprimento das Correias Super HC.

3V					5V					8V										
Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.		Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.		Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.							
25	635	3V250	71	1805	3V710	50	1270	5V500	140	3555	5V1400	100	2540	8V1000	280	7110	8V2800			
26 ½	675	3V265	75	1905	3V750	53	1345	5V530	150	3810	5V1500	106	2690	8V1060	300	7620	8V3000			
28	710	3V280	80	2030	3V800	56	1420	5V560	160	4065	5V1600	112	2845	8V1120	315	8000	8V3150			
30	760	3V300	85	2160	3V850	60	1525	5V600	170	4320	5V1700	118	2995	8V1180	335	8510	8V3350			
31 ½	800	3V315	90	2285	3V900	63	1600	5V630	180	4570	5V1800	125	3175	8V1250	355	9017	8V3550			
33 ½	850	3V335	95	2415	3V950	67	1700	5V670	190	4825	5V1900	132	3355	8V1320	375	9525	8V3750			
35 ½	900	3V355	100	2540	3V1000	71	1805	5V710	200	5080	5V2000	140	3555	8V1400	400	10160	8V4000			
37 ½	955	3V375	106	2690	3V1060	75	1905	5V750	212	5385	5V2120	150	3810	8V1500	425	10795	8V4250			
40	1015	3V400	112	2845	3V1120	80	2030	5V800	224	5690	5V2240	160	4065	8V1600	450	11430	8V4500			
42 ½	1080	3V425	118	2995	3V1180	85	2160	5V850	236	5995	5V2360	170	4320	8V1700	475	12065	8V4750			
45	1145	3V450	125	3175	3V1250	90	2285	5V900	250	6350	5V2500	180	4570	8V1800	500	12700	8V5000			
47 ½	1205	3V475	132	3355	3V1320	95	2415	5V950	265	6730	5V2650	190	4825	8V1900	560	14225	8V5600			
50	1270	3V500	140	3555	3V1400	100	2540	5V1000	280	7110	5V2800	200	5080	8V2000						
53	1345	3V530				106	2690	5V1060	300	7620	5V3000	212	5385	8V2120						
56	1420	3V560				112	2845	5V1120	315	8000	5V3150	224	5690	8V2240						
60	1525	3V600				118	2995	5V1180	335	8510	5V3350	236	5995	8V2360						
63	1600	3V630				125	3175	5V1250	355	9015	5V3550	250	6350	8V2500						
67	1700	3V670				132	3355	5V1320				265	6730	8V2650						

Correias Gates, fabricadas com Neoprene



Comprimento das Correias Hi-Power II

Tabela 5 — Comprimento das correias Hi-Power II

PERFIL A			PERFIL B			PERFIL C			PERFIL D			PERFIL E		
Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH		Ref.	CIRCUNF. PITCH	
	Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm		Pol.	mm
A-26	27.3	695	B-35	36.8	935	C-51	53.9	1370	D-120	123.3	3130	180	184.5	4685
27	28.3	720	37	38.8	985	55	57.9	1470	128	131.3	3335	195	199.5	5065
31	32.3	820	38	39.8	1010	58	60.9	1545	136	139.3	3540	202	206.5	5245
32	33.3	845	39	40.8	1035	60	62.9	1600	144	147.3	3740	210	214.5	5450
33	34.3	870	42	43.8	1115	63	65.9	1675	158	161.3	4095	225	229.5	5830
35	36.3	920	46	47.8	1215	68	70.9	1800	162	165.3	4200	240	241.0	6120
37	38.3	975	48	49.8	1265	71	73.9	1875	173	176.3	4480	270	271.0	6885
38	39.3	1000	50	51.8	1315	72	74.9	1900	180	183.3	4655	300	301.0	7645
41	42.3	1075	51	52.8	1340	73	75.9	1930	195	198.3	5035	325	326.0	8280
42	43.3	1100	52	53.8	1365	75	77.9	1980	210	213.3	5420	330	331.0	8405
45	46.3	1175	53	54.8	1390	81	83.9	2130	225	225.8	5735	360	361.0	9170
46	47.3	1200	55	56.8	1445	85	87.9	2235	240	240.8	6115	390	391.0	9930
47	48.3	1225	60	61.8	1570	90	92.9	2360	250	250.8	6370	420	421.0	10695
49	50.3	1280	63	64.8	1645	96	98.9	2510	270	270.8	6880	480	481.0	12215
50	51.3	1305	64	65.8	1670	100	102.9	2615	300	300.8	7640			
51	52.3	1330	65	66.8	1695	105	107.9	2740	330	330.8	8400			
53	54.3	1380	68	69.8	1775	112	114.9	2920	360	360.8	9165			
54	55.3	1405	71	72.8	1850	120	122.9	3120	390	390.8	9925			
55	56.3	1430	73	74.8	1900	128	130.9	3325	420	420.8	10690			
57	58.3	1480	75	76.8	1950	136	138.9	3530	480	480.8	12210			
60	61.3	1555	78	79.8	2025	144	146.9	3730						
62	63.3	1610	81	82.8	2105	158	160.9	4085						
64	65.3	1660	85	86.8	2205	162	164.9	4190						
66	67.3	1710	90	91.8	2330	173	175.9	4470						
68	69.3	1760	93	94.8	2410	180	182.9	4645						
69	70.3	1785	95	96.8	2460	195	197.9	5025						
71	72.3	1835	97	98.8	2510	210	212.9	5410						
75	76.3	1940	105	106.8	2715	225	225.9	5740						
80	81.3	2065	112	113.8	2890	240	240.9	6120						
85	86.3	2190	120	121.8	3095	255	255.9	6500						
90	91.3	2320	124	125.8	3195	270	270.9	6880						
96	97.3	2470	128	129.8	3295	300	300.9	7645						
105	106.3	2700	136	137.8	3500	330	330.9	8405						
112	113.3	2880	144	145.8	3705	360	360.9	9165						
120	121.3	3080	158	159.8	4060	390	390.9	9930						
128	129.3	3285	162	163.8	4160	420	420.9	10690						
136	137.3	3485	173	174.8	4440									
144	145.3	3690	180	181.8	4620									
158	159.3	4045	195	196.8	5000									
162	163.3	4150	210	211.8	5380									
173	174.3	4425	225	225.3	5725									
180	181.3	4605	240	240.3	6105									
			270	270.3	6865									
			300	300.3	7630									
			330	330.3	8390									
			360	360.3	9150									

Sómente na construção individual
 Nas construções individual e PowerBand

VI. Recalcule a distância entre Centros (DC)

onde,

$$Dc = \frac{A - h(D - d)}{2} \text{ (mm)}$$

- A = $Lc - 1,57(D + d)$ (mm)
- Lc = Comprimento da Correia Escolhida (mm)
- h = Fator de correção da Distância entre centros (tabela 6)
- D = Diâmetro maior (mm)
- d = Diâmetro menor (mm)

Fatores de correção



Correias Gates, fabricadas com Neoprene

Tabela 6 — Fator de correção da distância entre centros (h)

$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h
0,00	0,00	0,12	0,06	0,23	0,12	0,34	0,18	0,43	0,24	0,51	0,30
0,02	0,01	0,14	0,07	0,25	0,13	0,35	0,19	0,44	0,25		
0,04	0,02	0,16	0,08	0,27	0,14	0,37	0,20	0,46	0,26		
0,06	0,03	0,18	0,09	0,29	0,15	0,39	0,21	0,47	0,27		
0,08	0,04	0,20	0,10	0,30	0,16	0,40	0,22	0,48	0,28		
0,10	0,05	0,21	0,11	0,32	0,17	0,41	0,23	0,50	0,29		

VII - Determine a potência transmitida por correia (hp)

$$hp = (hp_b + hp_a) \cdot F_c \cdot F_g \text{ (HP)}$$

onde,
 hp_b = potência básica (tabelas 10 à 17)
 hp_a = potência adicional (tabelas 10 à 17)
 F_c = fator de Correção de Comprimento (tabelas 7 e 8)
 F_g = Fator de Correção de Arco de Contato (tabela 9)

Tabela 7
Fator de correção de comprimento de correias Super HC

3V		5V		8V	
Ref. Super HC	Fator de Correção	Ref. Super HC	Fator de Correção	Ref. Super HC	Fator de Correção
3V250	0,83	5V500	0,85	8V1000	0,87
3V265	0,84	5V530	0,86	8V1060	0,88
3V280	0,85	5V560	0,87	8V1120	0,88
3V300	0,86	5V600	0,88	8V1180	0,89
3V315	0,87	5V630	0,89	8V1250	0,90
3V335	0,88	5V670	0,90	8V1320	0,91
3V355	0,89	5V710	0,91	8V1400	0,92
3V375	0,90	5V750	0,92	8V1500	0,93
3V400	0,92	5V800	0,93	8V1600	0,94
3V425	0,93	5V850	0,94	8V1700	0,94
3V450	0,94	5V900	0,95	8V1800	0,95
3V475	0,95	5V950	0,96	8V1900	0,96
3V500	0,96	5V1000	0,96	8V2000	0,97
3V530	0,97	5V1060	0,97	8V2120	0,98
3V560	0,98	5V1120	0,98	8V2240	0,98
3V600	0,99	5V1180	0,99	8V2360	0,99
3V630	1,00	5V1250	1,00	8V2500	1,00
3V670	1,01	5V1320	1,01	8V2650	1,01
3V710	1,02	5V1400	1,02	8V2800	1,02
3V750	1,03	5V1500	1,03	8V3000	1,03
3V800	1,04	5V1600	1,04	8V3150	1,03
3V850	1,06	5V1700	1,05	8V3350	1,04
3V900	1,07	5V1800	1,06	8V3550	1,05
3V950	1,08	5V1900	1,07	8V3750	1,06
3V1000	1,09	5V2000	1,08	8V4000	1,07
3V1060	1,10	5V2120	1,09	8V4250	1,08
3V1120	1,11	5V2240	1,09	8V4500	1,09
3V1180	1,12	5V2360	1,10	8V4750	1,09
3V1250	1,13	5V2500	1,11	8V5000	1,10
3V1320	1,14	5V2650	1,12	8V5600	1,12
3V1400	1,15	5V2800	1,13		
		5V3000	1,14		
		5V3150	1,15		
		5V3350	1,16		
		5V3550	1,17		

Tabela 8
Fator de correção de comprimento de correias Hi-Power II

Perfil A		Perfil B		Perfil C		Perfil D		Perfil E	
Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção	Ref. Hi-Power II	Fator de Correção
A-26	0,75	B-35	0,77	C-51	0,77	D-120	0,86	E-180	0,92
A-27	0,76	B-37	0,78	C-55	0,79	D-128	0,88	E-195	0,93
A-31	0,79	B-38	0,79	C-60	0,81	D-144	0,90	E-210	0,95
A-32	0,80	B-39	0,80	C-68	0,83	D-158	0,92	E-240	0,97
A-33	0,81	B-42	0,81	C-71	0,84	D-162	0,92	E-270	0,99
A-35	0,82	B-46	0,83	C-75	0,86	D-173	0,94	E-300	1,01
A-37	0,84	B-48	0,84	C-81	0,87	D-180	0,94	E-330	1,03
A-38	0,85	B-52	0,86	C-85	0,88	D-195	0,96	E-360	1,04
A-41	0,86	B-55	0,88	C-90	0,90	D-210	0,98	E-390	1,06
A-42	0,87	B-60	0,90	C-96	0,91	D-225	0,99	E-420	1,07
A-45	0,89	B-64	0,92	C-100	0,92	D-240	1,00	E-480	1,09
A-46	0,90	B-68	0,93	C-105	0,93	D-270	1,02		
A-49	0,91	B-71	0,94	C-112	0,95	D-300	1,04		
A-53	0,93	B-75	0,95	C-120	0,96	D-330	1,06		
A-57	0,95	B-78	0,96	C-128	0,97	D-360	1,08		
A-60	0,97	B-85	0,99	C-136	0,99	D-390	1,10		
A-64	0,99	B-90	1,00	C-144	1,00	D-420	1,11		
A-68	1,00	B-95	1,01	C-158	1,02	D-480	1,14		
A-71	1,01	B-97	1,02	C-162	1,03				
A-75	1,03	B-105	1,04	C-173	1,04				
A-80	1,04	B-112	1,05	C-180	1,05				
A-85	1,06	B-120	1,07	C-195	1,07				
A-90	1,08	B-128	1,09	C-210	1,08				
A-96	1,09	B-136	1,10	C-225	1,10				
A-105	1,12	B-144	1,12	C-240	1,11				
A-112	1,13	B-158	1,14	C-255	1,13				
A-120	1,15	B-162	1,15	C-270	1,14				
A-128	1,17	B-173	1,16	C-300	1,16				
		B-180	1,17	C-330	1,18				
		B-195	1,19	C-360	1,20				
		B-210	1,22	C-390	1,22				
		B-225	1,23	C-420	1,24				
		B-240	1,24						
		B-270	1,27						
		B-300	1,30						



Correias Gates, fabricadas
com Neoprene



Número de correias

Tabela 9 — Fator de correção do Arco Contato

$\frac{D-d}{DC}$	Arco de contato da polia menor (Graus)	Fator "G"
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

VIII - Determine o número necessário de Correias (N)

$$N = \frac{HPP}{hp}$$

(Arredondar o quociente para o número inteiro mais próximo)

IX - Verifique a velocidade Periférica da Correia (V)

$$V = \frac{D \times \text{rpm menor}}{19100} \text{ (m/s)}$$

ou

$$V = \frac{d \times \text{rpm maior}}{19100} \text{ (m/s)}$$

Obs: Os diâmetros de D e d deverão estar em mm.

A velocidade periférica (V) não deve ultrapassar a:
33 m/s. com correias Super HC e
30 m/s. com correias Hi-Power II.

Classificação do HP Super HC (3V)



Correias Gates, fabricadas com Neoprene

Tabela 10
Classificação de HP por correia (mm) Para correias Super HC e PowerBand Super HC perfil 3V

RPM do eixo mais rápido	Hp básico por correia para diâmetro externo das polias menores, em milímetros																				RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, para relação de velocidade																												
	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	1.00 a 1.01	1.02 a 1.05		1.06 a 1.11	1.12 a 1.18	1.19 a 1.26	1.27 a 1.38	1.39 a 1.57	1.58 a 1.94	1.95 a 3.39 em diante																						
575	0.73	0.98	1.23	1.47	1.71	1.96	2.19	2.43	2.67	2.90	3.14	3.37	3.60	3.83	4.06	4.28	4.51	4.74	575	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.13	690	0.00	0.01	0.03	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25
690	0.85	1.15	1.44	1.73	2.01	2.30	2.58	2.86	3.14	3.42	3.69	3.97	4.24	4.51	4.78	5.04	5.31	5.57	690	0.00	0.01	0.03	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.14	0.15	725	0.00	0.01	0.04	0.06	0.09	0.10	0.12	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	
725	0.89	1.20	1.50	1.80	2.10	2.40	2.70	2.99	3.28	3.57	3.86	4.15	4.43	4.71	4.99	5.27	5.55	5.82	725	0.00	0.01	0.04	0.06	0.09	0.10	0.12	0.14	0.15	0.16	870	0.00	0.02	0.04	0.08	0.10	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	
870	1.03	1.40	1.76	2.11	2.47	2.82	3.17	3.51	3.86	4.20	4.54	4.87	5.21	5.54	5.87	6.19	6.52	6.84	870	0.00	0.02	0.04	0.08	0.10	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	950	0.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.18	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	
950	1.11	1.50	1.89	2.28	2.67	3.05	3.42	3.80	4.17	4.54	4.90	5.27	5.63	5.98	6.34	6.69	7.04	7.38	950	0.00	0.02	0.05	0.08	0.10	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	1160	0.00	0.02	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.22	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	0.33	0.34	
1160	1.30	1.78	2.25	2.71	3.17	3.62	4.08	4.52	4.96	5.40	5.84	6.27	6.69	7.11	7.53	7.94	8.35	8.76	1160	0.00	0.02	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.22	0.24	0.25	1425	0.00	0.03	0.07	0.12	0.17	0.20	0.24	0.27	0.29	0.31	0.32	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38	0.39	0.40	
1425	1.53	2.11	2.67	3.23	3.78	4.33	4.86	5.40	5.92	6.44	6.96	7.46	7.97	8.46	8.95	9.43	9.90	10.4	1425	0.00	0.03	0.09	0.15	0.21	0.25	0.29	0.33	0.36	0.38	1750	0.00	0.03	0.09	0.15	0.21	0.25	0.29	0.33	0.36	0.38	0.39	0.40	0.41	0.42	0.43	0.44	0.45	0.46	0.47	
1750	1.80	2.49	3.17	3.83	4.49	5.14	5.78	6.41	7.03	7.65	8.25	8.84	9.42	9.99	10.6	11.1	11.6	12.2	1750	0.00	0.05	0.14	0.25	0.34	0.41	0.48	0.54	0.59	0.62	2850	0.00	0.06	0.17	0.30	0.41	0.50	0.58	0.65	0.71	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	
2850	2.58	3.53	4.65	5.65	6.82	7.56	8.48	9.36	10.2	11.0	11.8	12.6	13.3	14.0	14.6	15.2	15.8	16.4	2850	0.00	0.06	0.17	0.30	0.41	0.50	0.58	0.65	0.71	0.75	3450	0.00	0.06	0.17	0.30	0.41	0.50	0.58	0.65	0.71	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	
3450	2.93	4.15	5.33	6.48	7.58	8.64	9.65	10.6	11.5	12.4	13.2	13.9	14.6	15.2	15.8	16.4	17.0	17.6	3450	0.00	0.06	0.17	0.30	0.41	0.50	0.58	0.65	0.71	0.75	100	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	
100	0.16	0.21	0.26	0.31	0.36	0.40	0.45	0.50	0.54	0.59	0.64	0.68	0.73	0.78	0.82	0.87	0.91	0.96	100	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	200	0.00	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	
200	0.30	0.39	0.48	0.58	0.67	0.78	0.85	0.94	1.03	1.12	1.20	1.29	1.38	1.47	1.55	1.64	1.73	1.81	200	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	300	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	
300	0.42	0.56	0.69	0.83	0.96	1.09	1.22	1.35	1.48	1.61	1.74	1.87	2.00	2.12	2.25	2.38	2.50	2.63	300	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	400	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	
400	0.54	0.72	0.89	1.07	1.24	1.41	1.59	1.76	1.93	2.09	2.26	2.43	2.59	2.76	2.92	3.09	3.25	3.41	400	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	500	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	
500	0.65	0.87	1.09	1.30	1.52	1.73	1.94	2.15	2.35	2.56	2.77	2.97	3.17	3.38	3.58	3.78	3.98	4.18	500	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	600	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	
600	0.76	1.02	1.27	1.53	1.78	2.03	2.28	2.53	2.77	3.02	3.26	3.50	3.74	3.98	4.22	4.45	4.69	4.92	600	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	700	0.00	0.01	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	
700	0.86	1.16	1.46	1.75	2.04	2.33	2.61	2.90	3.18	3.46	3.74	4.02	4.29	4.57	4.84	5.11	5.38	5.65	700	0.00	0.01	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.14	0.15	800	0.00	0.01	0.04	0.07	0.09	0.12	0.13	0.15	0.17	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	
800	0.96	1.30	1.63	1.97	2.29	2.62	2.94	3.26	3.58	3.90	4.21	4.52	4.83	5.14	5.45	5.75	6.05	6.35	800	0.00	0.01	0.04	0.07	0.09	0.12	0.13	0.15	0.17	0.17	900	0.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	
900	1.06	1.44	1.81	2.18	2.54	2.91	3.26	3.62	3.98	4.33	4.67	5.02	5.36	5.71	6.04	6.38	6.71	7.04	900	0.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19	0.20	1000	0.00	0.02	0.05	0.09	0.12	0.14	0.15	0.17	0.19	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	
1000	1.15	1.57	1.98	2.39	2.79	3.19	3.58	3.97	4.36	4.75	5.13	5.51	5.88	6.26	6.63	6.99	7.36	7.72	1000	0.00	0.02	0.05	0.09	0.12	0.14	0.15	0.17	0.19	0.21	1100	0.00	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.21	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	0.33	
1100	1.25	1.70	2.15	2.59	3.03	3.46	3.89	4.32	4.74	5.16	5.57	5.98	6.39	6.79	7.19	7.59	7.98	8.37	1100	0.00	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.21	0.23	0.24	1200	0.00	0.02	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.23	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	0.33	0.34	0.35	
1200	1.34	1.83	2.31	2.79	3.26	3.73	4.20	4.65	5.11	5.56	6.01	6.45	6.89	7.32	7.75	8.17	8.59	9.01	1200	0.00	0.02	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.23	0.25	0.26	1300	0.00	0.02	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	
1300	1.43	1.95	2.47	2.99	3.50	4.00	4.50	4.99	5.48	5.96	6.44	6.91	7.37	7.84	8.29	8.74	9.19	9.63	1300	0.00	0.02	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.27	0.28	1400	0.00	0.03	0.07	0.12	0.17	0.20	0.24	0.27	0.29	0.31	0.32	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38	0.39	0.40	
1400	1.51	2.08	2.63	3.18	3.72	4.26	4.79	5.32	5.83	6.35	6.85	7.35	7.85	8.34	8.82	9.29	9.76	10.2	1400	0.00	0.03	0.07	0.12	0.17	0.20	0.24	0.27	0.29	0.31	1500	0.00	0.03	0.08	0.13	0.18	0.22	0.25	0.28	0.31	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38	0.39	0.40	0.41	0.42	
1500	1.60	2.20	2.79	3.37	3.95	4.52	5.08	5.64	6.19	6.73	7.26	7.79	8.31	8.83	9.33	9.83	10.3	10.8	1500	0.00	0.03	0.08	0.13	0.18	0.22	0.25	0.28	0.31	0.33	1600	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.23	0.27	0.30	0.33	0.35	0.36	0.37	0.38	0.39	0.40	0.41	0.42	0.43	0.44	
1600	1.68	2.31	2.94	3.56	4.17	4.77	5.37	5.95	6.53	7.10	7.66	8.22	8.76	9.30	9.83	10.4	10.9	11.4	1600	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19																										

Classificação do HP Super HC (8V)



Correias Gates, fabricadas com Neoprene

Tabela 12
Classificação de HP por correa (mm) Para correias Super HC e PowerBand Super HC perfil 8V

RPM do eixo mais rápido	Hp básico por correa para diâmetro externo das polias menores, em milímetros																RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correa, para relação de velocidade											
	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620		640	660	1.00 a	1.02 a	1.06 a	1.12 a	1.19 a	1.27 a	1.39 a	1.58 a	1.95 a	3.39 em diânte
435	20.6	23.1	25.6	28.0	30.5	32.9	35.3	37.6	40.0	42.3	44.7	47.0	49.3	51.5	53.8	56.0	58.3	60.5	435	0.00	0.21	0.56	0.98	1.34	1.62	1.90	2.14	2.33	2.46
485	22.6	25.3	28.0	30.7	33.4	36.0	38.7	41.3	43.8	46.4	48.9	51.5	54.0	56.4	58.9	61.3	63.7	66.1	485	0.00	0.23	0.63	1.10	1.49	1.81	2.12	2.38	2.59	2.75
575	26.0	29.2	32.3	35.4	38.5	41.5	44.5	47.5	50.5	53.4	56.3	59.1	62.0	64.7	67.5	70.2	72.9	75.6	575	0.00	0.27	0.74	1.30	1.77	2.14	2.51	2.82	3.08	3.26
690	30.1	33.8	37.4	41.0	44.6	48.1	51.5	54.9	58.3	61.6	64.9	68.1	71.3	74.4	77.4	80.4	83.4	86.3	690	0.00	0.33	0.89	1.56	2.12	2.57	3.01	3.39	3.69	3.91
725	31.3	35.1	38.9	42.6	46.3	50.0	53.5	57.1	60.5	64.0	67.3	70.6	73.9	77.1	80.2	83.2	86.2	89.2	725	0.00	0.34	0.94	1.64	2.23	2.70	3.16	3.56	3.88	4.11
870	35.9	40.3	44.7	48.9	53.1	57.2	61.2	65.2	69.0	72.8	76.4	80.0	83.5	86.9	90.2	93.3	96.4	99.4	870	0.00	0.41	1.13	1.96	2.67	3.24	3.80	4.27	4.65	4.93
950	38.3	43.0	47.6	52.1	56.5	60.8	65.0	69.1	73.1	77.0	80.8	84.4	87.9	91.3	94.6	97.7	100.7	103.6	950	0.00	0.45	1.23	2.15	2.92	3.54	4.14	4.66	5.08	5.38
1160	43.7	49.0	54.2	59.2	64.0	68.7	73.2	77.5	81.7	85.6	89.3	92.9	96.2						1160	0.00	0.55	1.50	2.62	3.57	4.32	5.06	5.70	6.20	6.57
1425	48.9	54.7	60.2	65.5	70.4	75.1	79.5	83.6											1425	0.00	0.68	1.85	3.22	4.38	5.31	6.22	7.00	7.62	8.07
1750	52.2	58.1	63.5	68.4															1750	0.00	0.83	2.27	3.95	5.38	6.52	7.63	8.59	9.36	9.92
50	3.09	3.42	3.76	4.09	4.42	4.75	5.08	5.41	5.73	6.06	6.38	6.71	7.03	7.35	7.68	8.00	8.32	8.64	50	0.00	0.02	0.06	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.27	0.28
100	5.74	6.38	7.01	7.65	8.28	8.91	9.54	10.2	10.8	11.4	12.0	12.7	13.3	13.9	14.5	15.1	15.7	16.3	100	0.00	0.05	0.13	0.23	0.31	0.37	0.44	0.49	0.53	0.57
150	8.21	9.15	10.1	11.0	11.9	12.8	13.8	14.7	15.6	16.5	17.4	18.3	19.2	20.1	21.0	21.9	22.8	23.7	150	0.00	0.07	0.19	0.34	0.46	0.56	0.65	0.74	0.80	0.85
200	10.6	11.8	13.0	14.2	15.4	16.6	17.8	19.0	20.2	21.4	22.5	23.7	24.9	26.1	27.2	28.4	29.5	30.7	200	0.00	0.10	0.26	0.45	0.61	0.75	0.87	0.98	1.07	1.13
250	12.8	14.3	15.8	17.3	18.8	20.3	21.7	23.2	24.6	26.1	27.5	29.0	30.4	31.8	33.2	34.6	36.1	37.5	250	0.00	0.12	0.32	0.56	0.77	0.93	1.09	1.23	1.34	1.42
300	15.0	16.8	18.6	20.3	22.1	23.8	25.5	27.3	29.0	30.7	32.4	34.0	35.7	37.4	39.1	40.7	42.4	44.0	300	0.00	0.14	0.39	0.68	0.92	1.12	1.31	1.47	1.60	1.70
350	17.2	19.2	21.2	23.2	25.2	27.2	29.2	31.2	33.2	35.1	37.0	39.0	40.9	42.8	44.7	46.6	48.4	50.3	350	0.00	0.17	0.45	0.79	1.08	1.30	1.53	1.72	1.87	1.98
400	19.2	21.5	23.8	26.1	28.3	30.6	32.8	35.0	37.2	39.4	41.6	43.7	45.9	48.0	50.1	52.2	54.3	56.4	400	0.00	0.19	0.52	0.90	1.23	1.49	1.75	1.96	2.14	2.27
450	21.2	23.8	26.3	28.8	31.3	33.8	36.3	38.7	41.2	43.6	46.0	48.3	50.7	53.0	55.3	57.6	59.9	62.2	450	0.00	0.21	0.58	1.02	1.38	1.68	1.96	2.21	2.41	2.55
500	23.2	26.0	28.8	31.5	34.3	37.0	39.7	42.3	45.0	47.6	50.2	52.8	55.3	57.9	60.4	62.9	65.3	67.7	500	0.00	0.24	0.65	1.13	1.54	1.86	2.18	2.46	2.67	2.83
550	25.1	28.1	31.1	34.1	37.1	40.0	42.9	45.8	48.7	51.5	54.3	57.1	59.8	62.5	65.2	67.8	70.4	73.0	550	0.00	0.26	0.71	1.24	1.69	2.05	2.40	2.70	2.94	3.12
600	26.9	30.2	33.5	36.7	39.8	43.0	46.1	49.2	52.2	55.2	58.2	61.2	64.1	66.9	69.8	72.6	75.3	78.0	600	0.00	0.29	0.78	1.35	1.84	2.24	2.62	2.95	3.21	3.40
650	28.7	32.2	35.7	39.1	42.5	45.9	49.2	52.4	55.7	58.8	62.0	65.1	68.1	71.2	74.1	77.0	79.9	82.7	650	0.00	0.31	0.84	1.47	2.00	2.42	2.84	3.19	3.48	3.68
700	30.5	34.2	37.9	41.5	45.1	48.6	52.1	55.6	58.9	62.3	65.6	68.8	72.0	75.1	78.2	81.2	84.2	87.1	700	0.00	0.33	0.91	1.58	2.15	2.61	3.05	3.44	3.74	3.97
750	32.1	36.1	40.0	43.8	47.6	51.3	54.9	58.5	62.1	65.6	69.0	72.4	75.7	78.9	82.1	85.2	88.2	91.1	750	0.00	0.36	0.97	1.69	2.31	2.79	3.27	3.68	4.01	4.25
800	33.8	37.9	42.0	46.0	49.9	53.8	57.6	61.4	65.1	68.7	72.2	75.7	79.1	82.4	85.6	88.8	91.9	94.8	800	0.00	0.38	1.04	1.81	2.46	2.98	3.49	3.93	4.28	4.53
850	35.3	39.7	43.9	48.1	52.2	56.3	60.2	64.1	67.9	71.6	75.3	78.8	82.3	85.7	88.9	92.1	95.2	98.2	850	0.00	0.40	1.10	1.92	2.61	3.17	3.71	4.17	4.55	4.82
900	36.8	41.4	45.8	50.1	54.4	58.6	62.7	66.7	70.6	74.4	78.1	81.7	85.2	88.6	91.9	95.1	98.2	101.1	900	0.00	0.43	1.17	2.03	2.77	3.35	3.93	4.42	4.81	5.10
950	38.3	43.0	47.6	52.1	56.5	60.8	65.0	69.1	73.1	77.0	80.8	84.4	87.9	91.3	94.6	97.7	100.7	103.6	950	0.00	0.45	1.23	2.15	2.92	3.54	4.14	4.66	5.08	5.38
1000	39.7	44.5	49.3	53.9	58.5	62.9	67.2	71.4	75.4	79.4	83.2	86.8	90.4	93.7	97.0	100.0	102.9	105.7	1000	0.00	0.48	1.30	2.26	3.07	3.73	4.36	4.91	5.35	5.67
1050	41.0	46.0	50.9	55.7	60.3	64.9	69.2	73.5	77.6	81.6	85.4	89.0	92.5	95.8	99.0	102.0			1050	0.00	0.50	1.36	2.37	3.23	3.91	4.58	5.16	5.62	5.95
1100	42.3	47.4	52.5	57.3	62.1	66.7	71.1	75.4	79.6	83.5	87.3	90.9	94.4	97.6	100.6				1100	0.00	0.52	1.43	2.48	3.38	4.10	4.80	5.40	5.88	6.23
1150	43.5	48.8	53.9	58.9	63.7	68.4	72.9	77.2	81.3	85.3	89.0	92.6	95.9	99.0					1150	0.00	0.55	1.49	2.60	3.53	4.28	5.02	5.65	6.15	6.52
1200	44.6	50.0	55.3	60.3	65.2	69.9	74.5	78.8	82.9	86.8	90.5	93.9							1200	0.00	0.57	1.55	2.71	3.69	4.47	5.24	5.89	6.42	6.80
1250	45.7	51.2	56.5	61.7	66.6	71.4	75.9	80.2	84.3	88.1	91.7								1250	0.00	0.59	1.62	2.82	3.84	4.66	5.45	6.14	6.69	7.08
1300	46.7	52.3	57.7	62.9	67.9	72.6	77.1	81.4	85.4	89.1									1300	0.00	0.62	1.68	2.94	4.00	4.84	5.67	6.38	6.95	7.37
1350	47.6	53.3	58.8	64.0	69.0	73.8	78.2	82.4	86.3										1350	0.00	0.64	1.75	3.05	4.15	5.03	5.89	6.63	7.22	7.65
1400	48.5	54.2	59.8	65.0	70.0	74.7	79.1	83.2											1400	0.00	0.67	1.81	3.16	4.30	5.22	6.11	6.87	7.49	7.93
1450	49.2	55.1	60.6	65.9	70.9	75.5	79.8	83.8											1450	0.00	0.69	1.88	3.27	4.46	5.40	6.33	7.12	7.76	8.22
1500	49.9	55.8	61.4	66.6	71.6	76.1	80.4												1500	0.00	0.71	1.94	3.39	4.61	5.59	6.54	7.37	8.02	8.50
1550	50.6	56.5	62.0	67.2	72.1	76.6													1550	0.00	0.74	2.01	3.50	4.76	5.77	6.76	7.61	8.29	8.78
1600	51.1	57.0	62.6	67.7	72.5														1600	0.00	0.76	2.07	3.61	4.92	5.96	6.98	7.86	8.56	9.07
1650	51.5	57.5	63.0	68.1	72.8														1650	0.00	0.78	2.14	3.73	5.07	6.15	7.20	8.10	8.83	9.35
1700	51.9	57.8	63.3	68.3															1700	0.00	0.81	2.20	3.84	5.23	6.33	7.42	8.35	9.09	9.63
1750	52.2	58.1	63.5	68.4															1750	0.00	0.83	2.27	3.95	5.38	6.52	7.63	8.59	9.36	9.92
1800	52.4																												

Correias Gates, fabricadas com Neoprene



Classificação do HP Hi-Power II (A)

Tabela 13
Classificação de HP por correia (mm) Para correias Hi-Power II e PowerBand Hi-Power II perfil "A"

RPM do eixo mais rápido	HP básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros																			RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, para relação de velocidade									
	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	140	150	165	180	190	1,00 a		1,02 a	1,04 a	1,06 a	1,09 a	1,13 a	1,17 a	1,23 a	1,31 a	1,49 em diante	
950	0,55	0,74	0,92	1,11	1,29	1,47	1,65	1,83	2,01	2,19	2,37	2,54	2,71	3,23	3,57	4,07	4,56	4,89	950	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	
1160	0,61	0,84	1,06	1,28	1,50	1,71	1,93	2,14	2,35	2,56	2,77	2,98	3,19	3,79	4,19	4,78	5,36	5,74	1160	0,00	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19	0,22	
1425	0,67	0,94	1,21	1,47	1,73	1,99	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,49	3,74	4,45	4,92	5,61	6,28	6,71	1425	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27	
1750	0,73	1,05	1,37	1,68	1,99	2,30	2,60	2,90	3,20	3,49	3,78	4,07	4,35	5,19	5,73	6,51	7,27	7,76	1750	0,00	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,22	0,25	0,29	0,33	
2850	0,77	1,25	1,71	2,17	2,62	3,07	3,50	3,93	4,34	4,75	5,15	5,54	5,91	6,99	7,65	8,56	9,36	9,83	2850	0,00	0,06	0,12	0,18	0,24	0,29	0,35	0,41	0,47	0,53	
3450	0,70	1,25	1,79	2,31	2,82	3,31	3,80	4,26	4,72	5,16	5,58	5,99	6,38	7,46	8,09	8,89			3450	0,00	0,07	0,14	0,21	0,29	0,36	0,43	0,50	0,57	0,64	
200	0,19	0,24	0,29	0,33	0,38	0,42	0,47	0,51	0,55	0,60	0,64	0,68	0,73	0,86	0,94	1,07	1,19	1,28	200	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	
400	0,32	0,41	0,49	0,58	0,66	0,74	0,83	0,91	0,99	1,08	1,16	1,24	1,32	1,56	1,72	1,96	2,19	2,35	400	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	
600	0,42	0,54	0,67	0,79	0,91	1,03	1,15	1,27	1,39	1,51	1,63	1,74	1,86	2,20	2,43	2,77	3,11	3,33	600	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,11	
800	0,50	0,66	0,82	0,98	1,14	1,29	1,45	1,60	1,75	1,91	2,06	2,21	2,36	2,80	3,10	3,53	3,96	4,24	800	0,00	0,02	0,03	0,05	0,07	0,08	0,10	0,12	0,13	0,15	
1000	0,57	0,76	0,96	1,15	1,34	1,53	1,72	1,91	2,10	2,28	2,46	2,65	2,83	3,37	3,72	4,24	4,76	5,10	1000	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19	
1200	0,62	0,85	1,08	1,31	1,53	1,76	1,98	2,20	2,42	2,63	2,85	3,06	3,27	3,90	4,31	4,91	5,50	5,89	1200	0,00	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,15	0,17	0,20	0,22	
1400	0,67	0,93	1,19	1,45	1,71	1,96	2,22	2,47	2,72	2,96	3,21	3,45	3,69	4,39	4,86	5,53	6,19	6,62	1400	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,14	0,17	0,20	0,23	0,26	
1600	0,71	1,00	1,30	1,59	1,87	2,16	2,44	2,72	3,00	3,27	3,54	3,81	4,08	4,86	5,37	6,11	6,83	7,29	1600	0,00	0,03	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20	0,23	0,26	0,30	
1800	0,74	1,06	1,39	1,71	2,03	2,34	2,65	2,96	3,26	3,56	3,86	4,15	4,44	5,29	5,84	6,64	7,41	7,90	1800	0,00	0,04	0,07	0,11	0,15	0,19	0,22	0,26	0,30	0,34	
2000	0,76	1,12	1,47	1,82	2,16	2,51	2,84	3,18	3,51	3,83	4,15	4,47	4,78	5,69	6,28	7,12	7,93	8,44	2000	0,00	0,04	0,08	0,12	0,17	0,21	0,25	0,29	0,33	0,37	
2200	0,77	1,16	1,54	1,92	2,29	2,66	3,02	3,38	3,73	4,08	4,42	4,76	5,09	6,06	6,67	7,55	8,38	8,90	2200	0,00	0,05	0,09	0,14	0,18	0,23	0,27	0,32	0,36	0,41	
2400	0,78	1,20	1,61	2,01	2,41	2,80	3,19	3,57	3,94	4,31	4,67	5,03	5,38	6,39	7,03	7,93	8,77	9,28	2400	0,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	
2600	0,78	1,22	1,66	2,09	2,51	2,93	3,34	3,74	4,13	4,52	4,90	5,27	5,63	6,68	7,33	8,25	9,08	9,58	2600	0,00	0,05	0,11	0,16	0,21	0,27	0,32	0,38	0,43	0,48	
2800	0,77	1,24	1,70	2,16	2,60	3,04	3,47	3,89	4,30	4,71	5,10	5,49	5,86	6,93	7,59	8,51	9,32	9,80	2800	0,00	0,06	0,12	0,17	0,23	0,29	0,35	0,41	0,46	0,52	
3000	0,76	1,25	1,74	2,22	2,68	3,14	3,59	4,03	4,45	4,87	5,28	5,67	6,06	7,14	7,81	8,70	9,47	9,92	3000	0,00	0,06	0,12	0,19	0,25	0,31	0,37	0,43	0,50	0,56	
3200	0,74	1,26	1,77	2,26	2,75	3,23	3,69	4,14	4,59	5,01	5,43	5,83	6,22	7,31	7,97	8,83	9,55	9,94	3200	0,00	0,07	0,13	0,20	0,26	0,33	0,40	0,46	0,53	0,60	
3400	0,71	1,25	1,78	2,30	2,81	3,30	3,78	4,24	4,69	5,13	5,56	5,96	6,36	7,44	8,07	8,89			3400	0,00	0,07	0,14	0,21	0,28	0,35	0,42	0,49	0,56	0,63	
3600	0,68	1,24	1,79	2,33	2,85	3,35	3,85	4,32	4,78	5,23	5,65	6,06	6,45	7,51	8,12	8,87			3600	0,00	0,07	0,15	0,22	0,30	0,37	0,45	0,52	0,60	0,67	
3800	0,63	1,22	1,79	2,34	2,88	3,40	3,90	4,38	4,85	5,30	5,72	6,13	6,52	7,54	8,11				3800	0,00	0,08	0,16	0,24	0,31	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71	
4000	0,58	1,19	1,77	2,34	2,89	3,42	3,93	4,42	4,89	5,34	5,76	6,16	6,54	7,52	8,04				4000	0,00	0,08	0,17	0,25	0,33	0,41	0,50	0,58	0,66	0,74	
4200	0,53	1,15	1,75	2,33	2,89	3,43	3,95	4,44	4,91	5,35	5,77	6,16	6,53	7,45					4200	0,00	0,09	0,17	0,26	0,35	0,43	0,52	0,61	0,69	0,78	
4400	0,47	1,10	1,72	2,31	2,83	3,44	3,94	4,44	4,90	5,34	5,75	6,13	6,47						4400	0,00	0,09	0,18	0,27	0,36	0,45	0,55	0,64	0,73	0,82	
4600	0,39	1,05	1,67	2,28	2,85	3,40	3,92	4,41	4,87	5,30	5,69	6,05	6,38						4600	0,00	0,10	0,19	0,29	0,38	0,48	0,57	0,67	0,76	0,86	
4800	0,32	0,98	1,62	2,23	2,81	3,36	3,88	4,36	4,81	5,23	5,60	5,94							4800	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,69	0,79	0,89	
5000	0,23	0,91	1,55	2,17	2,75	3,30	3,81	4,29	4,73	5,12	5,48								5000	0,00	0,10	0,21	0,31	0,41	0,52	0,62	0,72	0,83	0,93	
5200	0,14	0,82	1,48	2,10	2,68	3,22	3,73	4,19	4,61	4,99									5200	0,00	0,11	0,21	0,32	0,43	0,54	0,65	0,75	0,86	0,97	
5400	0,03	0,73	1,39	2,01	2,59	3,13	3,62	4,07	4,47	4,82									5400	0,00	0,11	0,22	0,33	0,45	0,56	0,67	0,78	0,89	1,01	
5600		0,63	1,29	1,91	2,48	3,01	3,49	3,92	4,30										5600	0,00	0,12	0,23	0,35	0,46	0,58	0,69	0,81	0,93	1,04	
5800		0,51	1,17	1,79	2,36	2,87	3,34	3,74											5800	0,00	0,12	0,24	0,36	0,48	0,60	0,72	0,84	0,96	1,08	
6000		0,39	1,05	1,66	2,22	2,72	3,16												6000	0,00	0,12	0,25	0,37	0,50	0,62	0,74	0,87	0,99	1,12	
6200		0,25	0,91	1,51	2,06	2,54	2,96												6200	0,00	0,13	0,26	0,38	0,51	0,64	0,77	0,90	1,03	1,15	
6400		0,11	0,76	1,35	1,88	2,34													6400	0,00	0,13	0,26	0,40	0,53	0,66	0,79	0,93	1,06	1,19	
6600			0,59	1,17	1,68														6600	0,00	0,14	0,27	0,41	0,55	0,68	0,82	0,96	1,09	1,23	
6800			0,41	0,98	1,46														6800	0,00	0,14	0,28	0,42	0,56	0,70	0,84	0,98	1,13	1,27	

Todas as polias devem receber um balanceamento estático para velocidades (do eixo ou operação), contudo, as correias funcionarão em segurança em velocidades até 30m/s. Onde as vibrações forem problemas, recomendamos que as polias sejam balanceadas dinamicamente.

Velocidade da correia acima de 30m/s, consulte a Gates.



Classificação do HP
Hi-Power II (B)



Correias Gates, fabricadas
com Neoprene

Tabela 14
Classificação de HP por correia (mm) Para correias Hi-Power II e PowerBand Hi-Power II perfil "B"

RPM do eixo mais rápido	HP básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros																			RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, para relação de velocidade									
	120	125	130	135	140	145	150	155	160	170	175	180	190	200	210	220	230	240	1.00 a 1.01		1.02 a 1.03	1.04 a 1.05	1.06 a 1.08	1.09 a 1.12	1.13 a 1.16	1.17 a 1.22	1.23 a 1.30	1.31 a 1.48	1.49 em diante	
725	2.25	2.48	2.71	2.94	3.17	3.39	3.62	3.85	4.07	4.51	4.73	4.95	5.39	5.82	6.25	6.68	7.10	7.52	7.75	0.00	0.04	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.25	0.29	0.32	
870	2.57	2.84	3.11	3.38	3.65	3.91	4.17	4.44	4.70	5.22	5.47	5.73	6.24	6.74	7.24	7.73	8.22	8.70	8.93	0.00	0.04	0.09	0.13	0.17	0.21	0.26	0.30	0.34	0.39	
950	2.74	3.03	3.32	3.61	3.90	4.18	4.47	4.75	5.03	5.59	5.86	6.14	6.68	7.22	7.76	8.28	8.81	9.32	9.55	0.00	0.05	0.09	0.14	0.19	0.23	0.28	0.33	0.38	0.42	
1160	3.14	3.49	3.83	4.17	4.51	4.85	5.18	5.52	5.85	6.50	6.82	7.15	7.78	8.41	9.03	9.63	10.2	10.8	11.0	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.29	0.34	0.40	0.46	0.52	
1425	3.59	4.00	4.40	4.81	5.21	5.60	5.99	6.38	6.77	7.53	7.91	8.28	9.01	9.73	10.4	11.1	11.8	12.5	12.7	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63	
1750	4.04	4.52	5.00	5.46	5.93	6.39	6.84	7.29	7.73	8.60	9.03	9.45	10.3	11.1	11.8	12.6	13.3	14.0	14.2	0.00	0.09	0.17	0.26	0.35	0.43	0.52	0.60	0.69	0.78	
2850	4.79	5.44	6.06	6.67	7.26	7.83	8.39	8.93	9.44	10.4	10.9	11.3	12.1	12.9	13.5					0.00	0.14	0.28	0.42	0.56	0.70	0.84	0.98	1.13	1.27	
3450	4.64	5.31	5.95	6.56	7.15	7.70	8.23	8.72	9.19	10.0										0.00	0.17	0.34	0.51	0.68	0.85	1.02	1.19	1.36	1.53	
200	0.82	0.89	0.96	1.04	1.11	1.18	1.25	1.32	1.39	1.53	1.60	1.67	1.81	1.95	2.09	2.23	2.37	2.50	2.50	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	
400	1.43	1.56	1.70	1.83	1.97	2.10	2.24	2.37	2.50	2.77	2.90	3.03	3.29	3.55	3.80	4.06	4.32	4.57	4.57	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	
600	1.95	2.15	2.34	2.54	2.73	2.92	3.11	3.30	3.49	3.87	4.06	4.25	4.62	4.99	5.35	5.72	6.08	6.44	6.44	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27	
800	2.42	2.67	2.92	3.17	3.42	3.67	3.91	4.16	4.40	4.88	5.12	5.36	5.84	6.31	6.77	7.23	7.69	8.14	8.14	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.28	0.32	0.36	
1000	2.84	3.14	3.45	3.75	4.05	4.35	4.64	4.94	5.23	5.81	6.10	6.39	6.96	7.52	8.07	8.62	9.16	9.69	9.69	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.39	0.44	
1200	3.21	3.57	3.92	4.27	4.62	4.97	5.31	5.65	5.99	6.66	7.00	7.33	7.98	8.62	9.25	9.87	10.5	11.1	11.1	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30	0.36	0.41	0.47	0.53	
1400	3.55	3.95	4.35	4.75	5.14	5.53	5.92	6.31	6.69	7.44	7.81	8.18	8.90	9.61	10.3	11.0	11.7	12.3	12.3	0.00	0.07	0.14	0.21	0.28	0.35	0.41	0.48	0.55	0.62	
1600	3.84	4.29	4.74	5.18	5.61	6.04	6.47	6.89	7.31	8.13	8.54	8.94	9.72	10.5	11.2	12.0	12.7	13.4	13.4	0.00	0.08	0.16	0.24	0.32	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71	
1800	4.10	4.59	5.08	5.55	6.03	6.50	6.96	7.41	7.86	8.75	9.18	9.60	10.4	11.2	12.0	12.8	13.5	14.2	14.2	0.00	0.09	0.18	0.27	0.35	0.44	0.53	0.62	0.71	0.80	
2000	4.32	4.85	5.37	5.88	6.39	6.89	7.38	7.86	8.34	9.27	9.72	10.2	11.0	11.9	12.7	13.4	14.2	14.8	14.8	0.00	0.10	0.20	0.30	0.39	0.49	0.59	0.69	0.79	0.89	
2200	4.50	5.06	5.61	6.16	6.69	7.22	7.73	8.24	8.74	9.70	10.2	10.6	11.5	12.4	13.1	13.9	14.6	15.2	15.2	0.00	0.11	0.22	0.33	0.43	0.54	0.65	0.76	0.87	0.98	
2400	4.64	5.23	5.81	6.38	6.94	7.48	8.02	8.54	9.06	10.0	10.5	11.0	11.9	12.7	13.5	14.2	14.8	15.4	15.4	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.71	0.83	0.95	1.07	
2600	4.74	5.35	5.95	6.54	7.12	7.68	8.23	8.77	9.29	10.3	10.8	11.2	12.1	12.9	13.6	14.2	14.8			0.00	0.13	0.26	0.38	0.51	0.64	0.77	0.90	1.03	1.15	
2800	4.79	5.43	6.05	6.65	7.24	7.81	8.37	8.90	9.42	10.4	10.9	11.3	12.1	12.9	13.5					0.00	0.14	0.28	0.41	0.55	0.69	0.83	0.97	1.11	1.24	
3000	4.80	5.45	6.08	6.70	7.29	7.87	8.42	8.95	9.47	10.4	10.9	11.3	12.1	12.7						0.00	0.15	0.30	0.44	0.59	0.74	0.89	1.04	1.18	1.33	
3200	4.76	5.42	6.06	6.68	7.27	7.85	8.39	8.91	9.41	10.3	10.7	11.1								0.00	0.16	0.32	0.47	0.63	0.79	0.95	1.11	1.26	1.42	
3400	4.67	5.34	5.98	6.59	7.18	7.74	8.27	8.77	9.24	10.1	10.5									0.00	0.17	0.34	0.50	0.67	0.84	1.01	1.17	1.34	1.51	
3600	4.53	5.20	5.83	6.44	7.01	7.56	8.06	8.53	8.97											0.00	0.18	0.36	0.53	0.71	0.89	1.07	1.24	1.42	1.60	
3800	4.34	5.00	5.63	6.21	6.77	7.28	7.75	8.19												0.00	0.19	0.37	0.56	0.75	0.94	1.12	1.31	1.50	1.69	
4000	4.09	4.74	5.35	5.91	6.43	6.91														0.00	0.20	0.39	0.59	0.79	0.99	1.18	1.38	1.58	1.78	
4200	3.79	4.42	5.00	5.53	6.02															0.00	0.21	0.41	0.62	0.83	1.04	1.24	1.45	1.66	1.87	
4400	3.43	4.03	4.58																	0.00	0.22	0.43	0.65	0.87	1.08	1.30	1.52	1.74	1.95	
4600	3.01	3.57																		0.00	0.23	0.45	0.68	0.91	1.13	1.36	1.59	1.82	2.04	
4800	2.52																			0.00	0.24	0.47	0.71	0.95	1.18	1.42	1.66	1.89	2.13	

Todas as polias devem receber um balanceamento estático para velocidades (do eixo ou operação), contudo, as correias funcionarão em segurança em velocidades até 30m/s. Onde as vibrações forem problemas, recomendamos que as polias sejam balanceadas dinamicamente.

 Velocidade da correia acima de 30m/s, consulte a Gates.



Correias Gates, fabricadas com Neoprene



Classificação do HP Hi-Power II (C)

Tabela 15
Classificação de HP por correia (mm) Para correias Hi-Power II e PowerBand Hi-Power II perfil "C"

RPM do eixo mais rápido	HP básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros																			RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, para relação de velocidade									
	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	320	340	360	380	400	1.00		1.02	1.04	1.06	1.09	1.13	1.17	1.23	1.31	1.49	
575	4.83	5.47	6.09	6.72	7.33	7.95	8.56	9.17	9.77	10.4	11.0	11.6	12.1	13.3	14.5	15.6	16.7	17.8	575	0.00	0.07	0.14	0.21	0.29	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64	
690	5.53	6.27	7.00	7.73	8.45	9.17	9.88	10.6	11.3	12.0	12.7	13.4	14.0	15.4	16.7	18.0	19.3	20.5	690	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.51	0.60	0.69	0.77	
725	5.73	6.51	7.27	8.03	8.78	9.53	10.3	11.0	11.7	12.5	13.2	13.9	14.6	16.0	17.3	18.7	20.0	21.3	725	0.00	0.09	0.18	0.27	0.36	0.45	0.54	0.63	0.72	0.81	
870	6.52	7.42	8.31	9.19	10.1	10.9	11.8	12.6	13.5	14.3	15.1	15.9	16.7	18.3	19.8	21.3	22.8	24.2	870	0.00	0.11	0.22	0.32	0.43	0.54	0.65	0.76	0.86	0.97	
950	6.92	7.88	8.84	9.78	10.7	11.6	12.6	13.5	14.3	15.2	16.1	17.0	17.8	19.5	21.1	22.7	24.2	25.7	950	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.71	0.83	0.94	1.06	
1160	7.86	8.98	10.1	11.2	12.3	13.3	14.4	15.4	16.4	17.4	18.4	19.4	20.3	22.1	23.9	25.6	27.2	28.7	1160	0.00	0.14	0.29	0.43	0.58	0.72	0.86	1.01	1.15	1.30	
1425	8.81	10.1	11.4	12.6	13.9	15.1	16.2	17.4	18.5	19.6	20.7	21.7	22.7	24.6	26.4	28.0	29.5	30.9	1425	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.88	1.06	1.24	1.41	1.59	
1750	9.60	11.1	12.5	13.9	15.2	16.5	17.8	19.0	20.1	21.3	22.3	23.3	24.3	26.0	27.5	1750	0.00	0.22	0.43	0.65	0.87	1.09	1.30	1.52	1.74	1.95				
100	1.18	1.31	1.44	1.57	1.70	1.83	1.95	2.08	2.21	2.33	2.46	2.59	2.71	2.96	3.21	3.45	3.70	3.94	100	0.00	0.01	0.02	0.04	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.11	
200	2.10	2.35	2.59	2.83	3.07	3.31	3.55	3.79	4.03	4.27	4.50	4.74	4.97	5.44	5.90	6.36	6.82	7.28	200	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.22	
300	2.92	3.27	3.62	3.97	4.32	4.67	5.01	5.35	5.70	6.04	6.38	6.72	7.05	7.72	8.39	9.05	9.70	10.4	300	0.00	0.04	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34	
400	3.66	4.12	4.57	5.03	5.48	5.92	6.37	6.81	7.25	7.69	8.13	8.57	9.00	9.86	10.7	11.6	12.4	13.2	400	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	
500	4.35	4.91	5.46	6.01	6.56	7.11	7.65	8.19	8.72	9.25	9.78	10.3	10.8	11.9	12.9	13.9	14.9	15.9	500	0.00	0.06	0.12	0.19	0.25	0.31	0.37	0.43	0.50	0.56	
600	4.99	5.65	6.30	6.94	7.58	8.22	8.85	9.48	10.1	10.7	11.3	12.0	12.6	13.8	15.0	16.1	17.3	18.4	600	0.00	0.07	0.15	0.22	0.30	0.37	0.45	0.52	0.60	0.67	
700	5.59	6.34	7.08	7.82	8.55	9.27	9.99	10.7	11.4	12.1	12.8	13.5	14.2	15.5	16.9	18.2	19.5	20.7	700	0.00	0.09	0.17	0.26	0.35	0.43	0.52	0.61	0.70	0.78	
800	6.15	6.99	7.82	8.64	9.46	10.3	11.1	11.9	12.6	13.4	14.2	15.0	15.7	17.2	18.7	20.1	21.5	22.9	800	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.69	0.79	0.89	
900	6.67	7.60	8.51	9.41	10.3	11.2	12.1	12.9	13.8	14.6	15.5	16.3	17.1	18.7	20.3	21.9	23.3	24.8	900	0.00	0.11	0.22	0.33	0.45	0.56	0.67	0.78	0.89	1.01	
1000	7.16	8.16	9.16	10.1	11.1	12.1	13.0	14.0	14.9	15.8	16.7	17.6	18.5	20.2	21.8	23.4	25.0	26.5	1000	0.00	0.12	0.25	0.37	0.50	0.62	0.74	0.87	0.99	1.12	
1100	7.61	8.69	9.76	10.8	11.9	12.9	13.9	14.9	15.9	16.8	17.8	18.7	19.6	21.4	23.2	24.8	26.4	27.9	1100	0.00	0.14	0.27	0.41	0.55	0.68	0.82	0.96	1.09	1.23	
1200	8.02	9.17	10.3	11.4	12.5	13.6	14.7	15.7	16.8	17.8	18.8	19.8	20.7	22.6	24.4	26.0	27.6	29.1	1200	0.00	0.15	0.30	0.45	0.60	0.74	0.89	1.04	1.19	1.34	
1300	8.39	9.62	10.8	12.0	13.2	14.3	15.4	16.5	17.6	18.7	19.7	20.7	21.7	23.6	25.4	27.1	28.6	30.1	1300	0.00	0.16	0.32	0.48	0.64	0.81	0.97	1.13	1.29	1.45	
1400	8.73	10.0	11.3	12.5	13.7	14.9	16.1	17.2	18.3	19.4	20.5	21.5	22.5	24.4	26.2	27.9	29.4	30.7	1400	0.00	0.17	0.35	0.52	0.69	0.87	1.04	1.22	1.39	1.56	
1500	9.03	10.4	11.7	13.0	14.2	15.5	16.7	17.8	19.0	20.1	21.2	22.2	23.2	25.1	26.8	28.4	29.9	31.1	1500	0.00	0.19	0.37	0.56	0.74	0.93	1.12	1.30	1.49	1.68	
1600	9.29	10.7	12.1	13.4	14.7	16.0	17.2	18.4	19.5	20.6	21.7	22.8	23.7	25.6	27.3	28.8	30.1	1600	0.00	0.20	0.40	0.60	0.79	0.99	1.19	1.39	1.59	1.79		
1700	9.51	11.0	12.4	13.7	15.1	16.4	17.6	18.8	20.0	21.1	22.1	23.2	24.1	25.9	27.5	28.9	1700	0.00	0.21	0.42	0.63	0.84	1.05	1.27	1.48	1.69	1.90			
1800	9.69	11.2	12.6	14.0	15.4	16.7	17.9	19.1	20.3	21.4	22.4	23.4	24.4	26.1	1800	0.00	0.22	0.45	0.67	0.89	1.12	1.34	1.56	1.79	2.01					
1900	9.82	11.3	12.8	14.2	15.6	16.9	18.2	19.4	20.5	21.6	22.6	23.6	24.4	26.0	1900	0.00	0.24	0.47	0.71	0.94	1.18	1.41	1.65	1.89	2.12					
2000	9.92	11.5	13.0	14.4	15.8	17.1	18.3	19.5	20.6	21.7	22.6	23.5	24.4	2000	0.00	0.25	0.50	0.74	0.99	1.24	1.49	1.74	1.99	2.23						
2100	9.97	11.5	13.1	14.5	15.9	17.2	18.4	19.5	20.6	21.6	22.5	2100	0.00	0.26	0.52	0.78	1.04	1.30	1.56	1.82	2.09	2.35								
2200	9.97	11.6	13.1	14.5	15.9	17.2	18.4	19.5	20.5	21.4	2200	0.00	0.27	0.55	0.82	1.09	1.36	1.64	1.91	2.18	2.46									
2300	9.92	11.5	13.0	14.5	15.8	17.1	18.2	19.3	20.2	2300	0.00	0.29	0.57	0.86	1.14	1.43	1.71	2.00	2.28	2.57										
2400	9.83	11.4	12.9	14.3	15.7	16.9	18.0	18.9	2400	0.00	0.30	0.60	0.89	1.19	1.49	1.79	2.08	2.38	2.68											
2500	9.68	11.3	12.8	14.1	15.4	16.6	17.6	2500	0.00	0.31	0.62	0.93	1.24	1.55	1.86	2.17	2.48	2.79												
2600	9.49	11.1	12.5	13.9	15.1	16.2	2600	0.00	0.32	0.64	0.97	1.29	1.61	1.94	2.26	2.58	2.90													
2700	9.24	10.8	12.2	13.5	14.7	2700	0.00	0.34	0.67	1.00	1.34	1.67	2.01	2.35	2.68	3.02														
2800	8.94	10.5	11.8	13.1	2800	0.00	0.35	0.69	1.04	1.39	1.74	2.08	2.43	2.78	3.13															
2900	8.58	10.1	11.4	2900	0.00	0.36	0.72	1.08	1.44	1.80	2.16	2.52	2.88	3.24																
3000	8.16	9.58	3000	0.00	0.37	0.74	1.12	1.49	1.86	2.23	2.61	2.98	3.35																	
3100	7.68	9.05	3100	0.00	0.39	0.77	1.15	1.54	1.92	2.31	2.69	3.08	3.46																	
3200	7.14	3200	0.00	0.40	0.79	1.19	1.59	1.98	2.38	2.78	3.18	3.57																		
3300	6.55	3300	0.00	0.41	0.82	1.23	1.64	2.05	2.46	2.87	3.28	3.69																		

Todas as polias devem receber um balanceamento estático para velocidades (do eixo ou operação), contudo, as correias funcionarão em segurança em velocidades até 30m/s. Onde as vibrações forem problemas, recomendamos que as polias sejam balanceadas dinamicamente.

Velocidade da correia acima de 30m/s, consulte a Gates.



Classificação do HP
Hi-Power II (D)



Correias Gates, fabricadas
com Neoprene

Tabela 16
Classificação de HP por correia (mm) Para correias Hi-Power II e PowerBand Hi-Power II perfil "D"

RPM do eixo mais rápido	HP básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros																		RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, para relação de velocidade									
	300	320	340	350	360	380	400	420	440	450	460	480	500	520	540	560	580	600		1.00 a	1.02 a	1.04 a	1.06 a	1.09 a	1.13 a	1.17 a	1.23 a	1.31 a	1.49 em diante
435	12.5	14.3	16.2	17.1	18.0	19.8	21.6	23.3	25.1	25.9	26.8	28.5	30.2	31.9	33.6	35.2	36.8	38.5	435	0.00	0.17	0.34	0.51	0.68	0.85	1.01	1.18	1.35	1.52
485	13.5	15.6	17.6	18.6	19.6	21.5	23.5	25.4	27.3	28.2	29.2	31.0	32.9	34.7	36.5	38.3	40.0	41.8	485	0.00	0.19	0.38	0.57	0.75	0.94	1.13	1.32	1.51	1.70
575	15.3	17.7	20.0	21.1	22.2	24.5	26.7	28.9	31.0	32.1	33.2	35.3	37.3	39.4	41.4	43.4	45.3	47.2	575	0.00	0.22	0.45	0.67	0.89	1.12	1.34	1.57	1.79	2.01
690	17.4	20.1	22.7	24.0	25.3	27.9	30.4	32.9	35.3	36.5	37.7	40.0	42.3	44.6	46.8	48.9	51.0	53.0	690	0.00	0.27	0.54	0.80	1.07	1.34	1.61	1.88	2.15	2.41
725	17.9	20.7	23.5	24.8	26.2	28.8	31.4	34.0	36.5	37.7	38.9	41.3	43.7	46.0	48.2	50.4	52.5	54.5	725	0.00	0.28	0.56	0.84	1.13	1.41	1.69	1.97	2.26	2.54
870	20.0	23.2	26.3	27.8	29.4	32.3	35.2	38.0	40.7	42.1	43.4	45.9	48.4	50.8	53.0	55.2	57.3	59.3	870	0.00	0.34	0.68	1.01	1.35	1.69	2.03	2.37	2.71	3.04
950	21.0	24.4	27.6	29.2	30.8	33.9	36.9	39.8	42.6	43.9	45.3	47.8	50.3	52.7	54.9	57.0	59.0	60.8	950	0.00	0.37	0.74	1.11	1.48	1.85	2.22	2.59	2.96	3.32
1160	22.9	26.6	30.2	31.9	33.6	36.9	40.0	42.9	45.7	47.0	48.3	50.7	52.9	54.9					1160	0.00	0.45	0.90	1.35	1.80	2.25	2.71	3.16	3.61	4.06
50	2.11	2.37	2.63	2.76	2.89	3.15	3.41	3.66	3.92	4.04	4.17	4.42	4.68	4.93	5.18	5.43	5.67	5.92	50	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17
100	3.81	4.30	4.79	5.04	5.28	5.77	6.25	6.73	7.21	7.45	7.69	8.17	8.64	9.12	9.59	10.1	10.5	11.0	100	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.19	0.23	0.27	0.31	0.35
150	5.34	6.05	6.76	7.12	7.47	8.17	8.88	9.57	10.3	10.6	11.0	11.6	12.3	13.0	13.7	14.4	15.0	15.7	150	0.00	0.06	0.12	0.17	0.23	0.29	0.35	0.41	0.47	0.52
200	6.76	7.69	8.61	9.07	9.53	10.4	11.3	12.3	13.2	13.6	14.0	14.9	15.8	16.7	17.6	18.5	19.3	20.2	200	0.00	0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.47	0.54	0.62	0.70
250	8.10	9.23	10.4	10.9	11.5	12.6	13.7	14.8	15.9	16.4	17.0	18.1	19.1	20.2	21.3	22.3	23.4	24.4	250	0.00	0.10	0.19	0.29	0.39	0.49	0.58	0.68	0.78	0.87
300	9.36	10.7	12.0	12.7	13.3	14.7	16.0	17.2	18.5	19.2	19.8	21.1	22.3	23.6	24.8	26.0	27.3	28.5	300	0.00	0.12	0.23	0.35	0.47	0.58	0.70	0.82	0.93	1.05
350	10.6	12.1	13.6	14.4	15.1	16.6	18.1	19.6	21.0	21.8	22.5	23.9	25.4	26.8	28.2	29.6	31.0	32.4	350	0.00	0.14	0.27	0.41	0.54	0.68	0.82	0.95	1.09	1.22
400	11.7	13.4	15.1	16.0	16.8	18.5	20.2	21.8	23.4	24.3	25.1	26.7	28.3	29.8	31.4	33.0	34.5	36.0	400	0.00	0.16	0.31	0.47	0.62	0.78	0.93	1.09	1.24	1.40
450	12.8	14.7	16.6	17.5	18.5	20.3	22.1	24.0	25.8	26.6	27.5	29.3	31.0	32.8	34.5	36.2	37.8	39.5	450	0.00	0.18	0.35	0.52	0.70	0.87	1.05	1.22	1.40	1.57
500	13.9	15.9	18.0	19.0	20.0	22.0	24.0	26.0	28.0	28.9	29.9	31.8	33.7	35.5	37.4	39.2	41.0	42.7	500	0.00	0.20	0.39	0.58	0.78	0.97	1.17	1.36	1.56	1.75
550	14.8	17.1	19.3	20.4	21.5	23.7	25.8	28.0	30.0	31.1	32.1	34.1	36.2	38.1	40.1	42.0	43.9	45.8	550	0.00	0.21	0.43	0.64	0.85	1.07	1.28	1.50	1.71	1.92
600	15.8	18.2	20.6	21.8	22.9	25.3	27.5	29.8	32.0	33.1	34.2	36.4	38.5	40.6	42.6	44.6	46.6	48.6	600	0.00	0.23	0.47	0.70	0.93	1.17	1.40	1.63	1.87	2.10
650	16.7	19.3	21.8	23.0	24.3	26.7	29.2	31.6	33.9	35.1	36.2	38.5	40.7	42.9	45.0	47.1	49.1	51.1	650	0.00	0.25	0.51	0.76	1.01	1.26	1.52	1.77	2.02	2.27
700	17.5	20.3	22.9	24.3	25.6	28.2	30.7	33.2	35.7	36.9	38.1	40.4	42.7	45.0	47.2	49.3	51.4	53.5	700	0.00	0.27	0.54	0.82	1.09	1.36	1.63	1.91	2.18	2.45
750	18.3	21.2	24.0	25.4	26.8	29.5	32.1	34.7	37.3	38.5	39.8	42.2	44.6	46.9	49.2	51.3	53.5	55.5	750	0.00	0.29	0.58	0.87	1.17	1.46	1.75	2.04	2.33	2.62
800	19.1	22.1	25.0	26.5	27.9	30.7	33.5	36.2	38.8	40.1	41.4	43.9	46.3	48.6	50.9	53.1	55.2	57.3	800	0.00	0.31	0.62	0.93	1.24	1.55	1.87	2.18	2.49	2.80
850	19.8	22.9	26.0	27.5	29.0	31.9	34.7	37.5	40.2	41.5	42.8	45.4	47.8	50.2	52.5	54.7	56.8	58.8	850	0.00	0.33	0.66	0.99	1.32	1.65	1.98	2.31	2.64	2.97
900	20.4	23.7	26.8	28.4	29.9	32.9	35.9	38.7	41.5	42.8	44.1	46.7	49.2	51.5	53.8	56.0	58.0	60.0	900	0.00	0.35	0.70	1.05	1.40	1.75	2.10	2.45	2.80	3.15
950	21.0	24.4	27.6	29.2	30.8	33.9	36.9	39.8	42.6	43.9	45.3	47.8	50.3	52.7	54.9	57.0	59.0	60.8	950	0.00	0.37	0.74	1.11	1.48	1.85	2.22	2.59	2.96	3.32
1000	21.6	25.0	28.4	30.0	31.6	34.8	37.8	40.8	43.6	44.9	46.3	48.8	51.3	53.6	55.7	57.8	59.6	61.4	1000	0.00	0.39	0.78	1.17	1.55	1.94	2.33	2.72	3.11	3.50
1050	22.0	25.6	29.0	30.7	32.4	35.6	38.6	41.6	44.4	45.8	47.1	49.6	52.0	54.2	56.3	58.2	60.0		1050	0.00	0.41	0.82	1.22	1.63	2.04	2.45	2.86	3.27	3.67
1100	22.5	26.1	29.6	31.3	33.0	36.2	39.3	42.3	45.1	46.4	47.7	50.2	52.5	54.7	56.6				1100	0.00	0.43	0.86	1.28	1.71	2.14	2.57	2.99	3.42	3.85
1150	22.8	26.6	30.1	31.8	33.5	36.8	39.9	42.8	45.6	46.9	48.2	50.6	52.8	54.9					1150	0.00	0.45	0.89	1.34	1.79	2.23	2.68	3.13	3.58	4.02
1200	23.2	26.9	30.5	32.3	34.0	37.3	40.4	43.3	46.0	47.3	48.5	50.8	52.9						1200	0.00	0.47	0.93	1.40	1.86	2.33	2.80	3.27	3.73	4.20
1250	23.4	27.2	30.9	32.6	34.3	37.6	40.7	43.5	46.2	47.4	48.6	50.8							1250	0.00	0.49	0.97	1.46	1.94	2.43	2.92	3.40	3.89	4.37
1300	23.6	27.5	31.1	32.9	34.6	37.8	40.9	43.6	46.2	47.4	48.5								1300	0.00	0.51	1.01	1.51	2.02	2.53	3.03	3.54	4.04	4.55
1350	23.7	27.6	31.3	33.1	34.7	38.0	40.9	43.6	46.0	47.2									1350	0.00	0.53	1.05	1.57	2.10	2.62	3.15	3.67	4.20	4.72
1400	23.8	27.7	31.4	33.1	34.8	37.9	40.8	43.4											1400	0.00	0.55	1.09	1.63	2.18	2.72	3.27	3.81	4.36	4.90
1450	23.8	27.7	31.4	33.1	34.7	37.8	40.6												1450	0.00	0.57	1.13	1.69	2.25	2.82	3.38	3.95	4.51	5.07
1500	23.8	27.6	31.3	32.9	34.6	37.5	40.2												1500	0.00	0.59	1.17	1.75	2.33	2.91	3.50	4.08	4.67	5.25
1550	23.6	27.5	31.0	32.7	34.3	37.1													1550	0.00	0.60	1.20	1.81	2.41	3.01	3.62	4.22	4.82	5.42
1600	23.4	27.3	30.7	32.4	33.9														1600	0.00	0.62	1.24	1.86	2.49	3.11	3.73	4.36	4.98	5.60
1650	23.1	26.9	30.3	31.9	33.3														1650	0.00	0.64	1.28	1.92	2.56	3.21	3.85	4.49	5.13	5.77
1700	22.8	26.5	29.8	31.3															1700	0.00	0.66	1.32	1.98	2.64	3.30	3.97	4.63	5.29	5.95
1750	22.4	26.0	29.2																1750	0.00	0.68	1.36	2.04	2.72	3.40	4.08	4.76	5.44	6.12
1800	21.9	25.4																	1800	0.00	0.70	1.40	2.10	2.80	3.50	4.20	4.90	5.60	6.30
1850	21.3	24.7																	1850	0.00	0.72	1.44	2.16	2.88	3.59	4.32	5.04	5.76	6.47
1900	20.6																												

Correias Gates, fabricadas com Neoprene



Classificação do HP Hi-Power II (E)

Tabela 17
Classificação de HP por correia (mm) Para correias Hi-Power II e PowerBand Hi-Power II perfil "E"

RPM do eixo mais rápido	HP básico por correia para diâmetro Pitch das polias menores, em milímetros																			RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, para relação de velocidade										
	455	475	500	525	550	575	600	625	650	675	700	725	750	775	800	825	850	900	1.00		1.02	1.04	1.07	1.09	1.13	1.17	1.23	1.33	1.51		
435	27.2	29.3	32.0	34.6	37.2	39.7	42.2	44.7	47.1	49.5	51.9	54.2	56.4	58.7	60.9	63.0	65.1	69.2	435	0.00	0.28	0.56	0.85	1.14	1.45	1.76	2.08	2.43	2.82		
485	29.4	31.7	34.6	37.4	40.2	42.9	45.6	48.2	50.8	53.3	55.8	58.2	60.6	62.9	65.2	67.4	69.6	73.7	485	0.00	0.31	0.63	0.95	1.28	1.61	1.96	2.32	2.71	3.15		
575	32.9	35.5	38.7	41.9	44.9	47.9	50.9	53.7	56.5	59.2	61.8	64.3	66.8	69.1	71.4	73.6	75.7	79.6	575	0.00	0.37	0.74	1.13	1.51	1.91	2.32	2.75	3.21	3.73		
690	36.7	39.6	43.1	46.5	49.8	53.0	56.1	59.0	61.9	64.6	67.1	69.6	71.9	74.0	76.0	77.9	79.6	690	0.00	0.44	0.89	1.35	1.81	2.29	2.79	3.30	3.85	4.48			
725	37.7	40.6	44.2	47.7	51.0	54.2	57.3	60.2	63.0	65.7	68.2	70.6	72.7	74.8	76.6	78.3	725	0.00	0.46	0.94	1.42	1.91	2.41	2.93	3.47	4.05	4.70				
870	40.7	43.9	47.6	51.1	54.4	57.5	60.3	63.0	65.4	67.6	69.5	870	0.00	0.56	1.12	1.70	2.29	2.89	3.51	4.16	4.86	5.65									
50	4.55	4.87	5.27	5.67	6.06	6.46	6.85	7.24	7.63	8.02	8.41	8.79	9.18	9.56	9.94	10.3	10.7	11.5	50	0.00	0.03	0.06	0.10	0.13	0.17	0.20	0.24	0.28	0.32		
100	8.25	8.86	9.61	10.4	11.1	11.8	12.6	13.3	14.0	14.8	15.5	16.2	16.9	17.6	18.4	19.1	19.8	21.2	100	0.00	0.06	0.13	0.20	0.26	0.33	0.40	0.48	0.56	0.65		
150	11.6	12.5	13.6	14.6	15.7	16.8	17.8	18.9	19.9	21.0	22.0	23.0	24.1	25.1	26.1	27.1	28.1	30.2	150	0.00	0.10	0.19	0.29	0.39	0.50	0.61	0.72	0.84	0.97		
200	14.8	15.9	17.3	18.7	20.0	21.4	22.8	24.1	25.5	26.8	28.1	29.4	30.8	32.1	33.4	34.7	35.9	38.5	200	0.00	0.13	0.26	0.39	0.53	0.66	0.81	0.96	1.12	1.30		
250	17.7	19.1	20.7	22.4	24.1	25.8	27.4	29.0	30.6	32.3	33.9	35.4	37.0	38.6	40.1	41.7	43.2	46.2	250	0.00	0.16	0.32	0.49	0.66	0.83	1.01	1.20	1.40	1.62		
300	20.5	22.1	24.0	26.0	27.9	29.9	31.8	33.7	35.5	37.4	39.2	41.0	42.9	44.6	46.4	48.2	49.9	53.3	300	0.00	0.19	0.39	0.59	0.79	1.00	1.21	1.44	1.68	1.95		
350	23.1	24.9	27.1	29.3	31.5	33.7	35.9	38.0	40.1	42.2	44.2	46.3	48.3	50.3	52.2	54.2	56.1	59.8	350	0.00	0.22	0.45	0.69	0.92	1.16	1.41	1.67	1.96	2.27		
400	25.5	27.6	30.0	32.5	34.9	37.3	39.7	42.0	44.3	46.6	48.9	51.1	53.2	55.4	57.5	59.6	61.6	65.6	400	0.00	0.26	0.52	0.78	1.05	1.33	1.62	1.91	2.23	2.60		
450	27.9	30.1	32.8	35.4	38.1	40.7	43.3	45.8	48.3	50.7	53.1	55.4	57.8	60.0	62.2	64.4	66.5	70.6	450	0.00	0.29	0.58	0.88	1.18	1.50	1.82	2.15	2.51	2.92		
500	30.0	32.4	35.3	38.2	41.0	43.8	46.5	49.2	51.8	54.4	56.9	59.4	61.8	64.1	66.4	68.6	70.8	74.9	500	0.00	0.32	0.65	0.98	1.31	1.66	2.02	2.39	2.79	3.24		
550	32.0	34.5	37.7	40.7	43.7	46.6	49.5	52.3	55.0	57.7	60.3	62.8	65.2	67.6	69.9	72.1	74.2	78.3	550	0.00	0.35	0.71	1.08	1.45	1.83	2.22	2.63	3.07	3.57		
600	33.8	36.5	39.8	43.0	46.1	49.2	52.1	55.0	57.8	60.6	63.2	65.7	68.2	70.5	72.7	74.9	76.9	80.7	600	0.00	0.38	0.78	1.18	1.58	1.99	2.42	2.87	3.35	3.89		
650	35.5	38.3	41.7	45.1	48.3	51.4	54.5	57.4	60.2	63.0	65.6	68.1	70.5	72.7	74.9	76.9	78.8	82.2	650	0.00	0.42	0.84	1.27	1.71	2.16	2.63	3.11	3.63	4.22		
700	37.0	39.9	43.5	46.9	50.2	53.4	56.5	59.4	62.2	64.9	67.5	69.9	72.2	74.3	76.3	78.1	79.7	700	0.00	0.45	0.90	1.37	1.84	2.33	2.83	3.35	3.91	4.54			
750	38.3	41.3	44.9	48.4	51.8	55.0	58.1	61.0	63.7	66.4	68.8	71.1	73.2	75.1	76.8	750	0.00	0.48	0.97	1.47	1.97	2.49	3.03	3.59	4.19	4.87					
800	39.5	42.5	46.2	49.7	53.1	56.3	59.3	62.1	64.8	67.3	69.5	71.6	73.5	800	0.00	0.51	1.03	1.57	2.10	2.66	3.23	3.83	4.47	5.19							
850	40.4	43.5	47.2	50.7	54.1	57.2	60.1	62.8	65.3	67.6	850	0.00	0.54	1.10	1.66	2.24	2.83	3.43	4.07	4.75	5.52										
900	41.2	44.3	48.0	51.5	54.7	57.8	60.5	63.1	65.4	67.4	900	0.00	0.58	1.16	1.76	2.37	2.99	3.63	4.31	5.03	5.84										
950	41.7	44.8	48.5	51.9	55.0	57.9	60.5	62.8	950	0.00	0.61	1.23	1.86	2.50	3.16	3.84	4.55	5.31	6.16												
1000	42.0	45.1	48.7	52.0	55.0	57.7	60.0	1000	0.00	0.64	1.29	1.96	2.63	3.32	4.04	4.78	5.59	6.49													
1050	42.2	45.2	48.6	51.8	54.5	57.0	1050	0.00	0.67	1.36	2.06	2.76	3.49	4.24	5.02	5.87	6.81														
1100	42.0	44.9	48.3	51.2	53.7	1100	0.00	0.70	1.42	2.15	2.89	3.66	4.44	5.26	6.14	7.14															
1150	41.7	44.5	47.6	50.3	1150	0.00	0.74	1.49	2.25	3.02	3.82	4.64	5.50	6.42	7.46																
1200	41.1	43.7	46.6	1200	0.00	0.77	1.55	2.35	3.16	3.99	4.85	5.74	6.70	7.79																	
1250	40.2	42.6	1250	0.00	0.80	1.62	2.45	3.29	4.15	5.05	5.98	6.98	8.11																		
1300	39.1	1300	0.00	0.83	1.68	2.55	3.42	4.32	5.25	6.22	7.26	8.44																			

Todas as polias devem receber um balanceamento estático para velocidades (do eixo ou operação), contudo, as correias funcionarão em segurança em velocidades até 30m/s. Onde as vibrações forem problemas, recomendamos que as polias sejam balanceadas dinamicamente.

Velocidade da correia acima de 30m/s, consulte a Gates.





1. Determine a Tensão Estática da Correia (Ts)

$$T_s = \frac{34 (2,5 - F_g) \text{ HPP}}{F_g \cdot N \cdot V} + MV^2$$

onde, T_s = tensão estática (kgf)
 M = constante (tabela 18)
 F_g = fator de correção
 N = número de correias
 V = velocidade de correia (m/s)
 HPP = HP projetado (HP)

Tabela 18 — Constantes M e Y

Hi-Power II				Super HC					
Perfil	Individuais		PowerBand		Perfil	Individuais		PowerBand	
	M	Y	M	Y		M	Y	M	Y
A	0,0090	1,3	0,012	1,3	3V	0,0060	0,72	0,0081	0,72
B	0,014	1,6	0,018	1,6	5V	0,017	2,0	0,021	2,0
C	0,027	3,3	0,032	3,4	8V	0,046	4,0	0,053	4,0
D	0,052	5,1	0,059	5,3					
E	0,076	10,4	0,086	11,1					

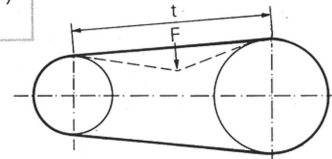
2. Medida da Tensão por Deslocamento

$$\text{Deslocamento} = \frac{t}{100} (\text{mm})$$

$$t = D_c \left[1 - 0,125 \left(\frac{D - d}{D_c} \right)^2 \right] (\text{mm})$$

A força de deslocamento deve ser sempre perpendicular ao vão. Deslocamento de 1 mm para cada 100 mm de vão.

onde, t = distância de vão (mm)
 D_c = distância entre centros (mm)
 D = diâmetro maior (mm)
 d = diâmetro menor (mm)



3. Força Mínima de Deslocamento (F_{min})

$$F_{\min} = \frac{T_s + Y}{25} (\text{kgf})$$

para duas ou mais correias ou conjuntos PowerBand

$$F_{\min} = \frac{T_s + \left(\frac{t}{Lc} \right) Y}{25} (\text{kgf})$$

para uma correia ou um conjunto PowerBand

onde, Y = constante (tabela 18)

4. Força Máxima de Deslocamento (F_{máx})

$$F_{\text{máx}} = \frac{1,5 T_s + Y}{25} (\text{kgf})$$

para duas ou mais correias ou conjuntos PowerBand

$$F_{\text{máx}} = \frac{1,5 T_s + \left(\frac{t}{Lc} \right) Y}{25} (\text{kgf})$$

para uma correia ou um conjunto PowerBand

onde, Y = constante (tabela 18)

Obs.: Em caso de correias PowerBand, multiplicar as forças pelo número de canais.

Correias Gates, fabricadas
com Neoprene



Dimensões das Polias

Dimensões padronizadas das polias para correias Super HC e Hi-Power II

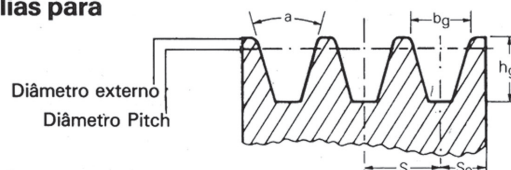


Tabela 19 — Polias com canais standard

Perfil	Diâmetro Externo (mm)	a +/- 0,25°	bg +/- 0,13 (mm)	hg Min. (mm)	Nominal DE - DP (mm)	S +/- 0,4 (mm)	Se (mm)
3V	até 90	36	8,89	8,6	1,27	10,3	9 +2 -1
	de 90 a 150	38					
	de 150 a 305	40					
	acima de 305	42					
5V	até 250	38	15,24	15,0	2,54	17,5	13 +3 -1
	de 250 a 405	40					
	acima de 405	42					
8V	até 400	38	25,40	25,1	5,08	28,6	19 +6 -2
	de 400 a 560	40					
	acima de 560	42					

A somatória das tolerâncias da medida S para todos os canais em quaisquer polias não deve exceder em $\pm 0,8$ mm

Tabela 20 — Polias com canais standard

Perfil	Diâmetro Externo (mm)	a +/- 0,33°	bg (mm)	hg Min. (mm)	Nominal DE - DP (mm)	S +/- 0,64 (mm)	Se (mm)
A	até 145	34	12,55	11,7	6,35	15,88	9,53 +2,3 -1,6
	acima de 145	38	12,80 $\pm 0,13$				
B	até 185	34	16,18	14,0	8,89	19,05	12,70 +3,0 -1,7
	acima de 185	38	16,51 $\pm 0,15$				
C	até 215	34	22,33	19,1	10,16	25,40	17,48 +4,1 -1,8
	de 215 a 315	36	22,53 $\pm 0,18$				
	acima de 315	38	22,73				
D	até 345	34	31,98	25,9	15,24	36,53	22,23 +5,6 -2,0
	de 345 a 445	36	32,28 $\pm 0,20$				
	acima de 445	38	32,59				
E	até 630	36	38,79	32,3	20,32	44,45	28,57 +7,1 -2,3
	acima de 630	38	39,17 $\pm 0,25$				

A somatória das tolerâncias da medida S para todos os canais em quaisquer polias não deve exceder em $\pm 1,27$ mm

A variação do diâmetro Pitch entre canais em qualquer polia deve obedecer aos seguintes limites:

Para polias com diâmetro externo até 499 mm e até 6 canais = 0,25 mm (acrescentar 0,01 mm para cada canal adicional).

Para polias com diâmetro externo de 500 mm ou superior e até 10 canais = 0,33 mm (acrescentar 0,01 mm para cada canal adicional).

Tabela 21 — Outras tolerâncias de polias

	Diâmetro externo	Desvio radial	Desvio axial
Hi-Power II	Até 100 mm $\pm 0,5$ mm	Para diâmetros externos até 250 mm ... 0,25 mm	Para diâmetros externos até 125 mm ... 0,13 mm
	Para cada 25 mm adicionais, acrescentar $\pm 0,12$ mm	Para cada 25 mm adicionais, acrescentar 0,01 mm	Para cada 25 mm adicionais, acrescentar 0,03 mm
Super HC	Até 200 mm $\pm 0,5$ mm	Para diâmetros externos até 250 mm ... 0,25 mm	Para diâmetros externos até 125 mm ... 0,13 mm
	Para cada 25 mm adicionais, acrescentar $\pm 0,05$ mm	Para cada 25 mm adicionais, acrescentar 0,01 mm	Para cada 25 mm adicionais, acrescentar 0,03 mm

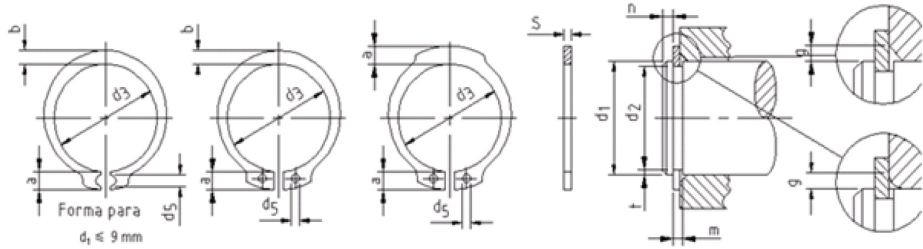
3.13.2 Catálogo de anéis elásticos da empresa Dober



Fábrica Técnica de Elementos Padronizados LTDA.
 CNPJ: 00.303.119/0001.33 - I.E.: 350.002.640.116

GRUPO 03 ANÉIS ELÁSTICOS PARA RETENÇÃO EM EIXOS DIN 471

Os anéis do grupo 03 serão fornecidos facultativamente em uma das formas abaixo.



d3 é o diâmetro para o anel livre
 K = carga máxima admissível

O diâmetro do eixo (d1) é usado para designar o diâmetro nominal do anel

d ₁	s	Tol. s	d ₃	Tol. d ₃	a máx.	b ≅	d ₅ mín.	n mín.	g máx.	K (kgf/mm)	d ₂	Tol. d ₂	m	t	Peso kg/100	Código DOBER
3	0,40	+0 -0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,3	0,5	206	2,8	+0	0,5	0,10	0,017	030030040
4	0,40		3,7		2,2	0,9	1,0	0,3	0,5	193	3,8	+0	0,5	0,10	0,022	030040040
5	0,60		4,7		2,5	1,1	1,0	0,3	0,5	738	4,8	-0,048 (h10)	0,7	0,10	0,066	030050060
6	0,70		5,6	2,7	1,3	1,2	0,5	0,5	1040	5,7	+0 -0,06 (h10)	0,8	0,15	0,084	030060070	
7	0,80		6,5	3,1	1,4	1,2	0,5	0,5	1475	6,7	+0	0,9	0,15	0,121	030070080	
8	0,80		7,4	3,2	1,5	1,2	0,6	0,5	1420	7,6	+0 -0,06 (h10)	0,9	0,20	0,158	030080080	
9	1,00		8,4	3,3	1,7	1,2	0,6	0,5	3000	8,6	+0 -0,06 (h10)	1,1	0,20	0,300	030090100	
10	1,00		9,3	3,3	1,8	1,5	0,6	1,0	2820	9,6	+0 -0,11 (h11)	1,1	0,20	0,340	030100100	
11	1,00		10,2	3,3	1,8	1,5	0,8	1,0	2610	10,5	+0 -0,11 (h11)	1,1	0,25	0,410	030110100	
12	1,00		11,0	3,3	1,8	1,7	0,8	1,0	2400	11,5	+0 -0,11 (h11)	1,1	0,25	0,500	030120100	
13	1,00	11,9	3,4	2,0	1,7	0,9	1,0	2320	12,4	+0 -0,11 (h11)	1,1	0,30	0,530	030130100		
14	1,00	12,9	3,5	2,1	1,7	0,9	1,0	2290	13,4	+0 -0,11 (h11)	1,1	0,30	0,640	030140100		
15	1,00	13,8	3,6	2,2	1,7	1,1	1,0	2160	14,3	+0 -0,11 (h11)	1,1	0,35	0,670	030150100		
16	1,00	14,7	3,7	2,2	1,7	1,2	1,0	2100	15,2	+0 -0,11 (h11)	1,1	0,40	0,700	030160100		
17	1,00	15,7	3,8	2,3	1,7	1,2	1,0	2160	16,2	+0 -0,11 (h11)	1,1	0,40	0,820	030170100		
18	1,20	16,5	3,9	2,4	2,0	1,5	1,5	3710	17,0	+0 -0,13 (h11)	1,3	0,50	1,110	030180120		
19	1,20	17,5	3,9	2,5	2,0	1,5	1,5	3640	18,0	+0 -0,13 (h11)	1,3	0,50	1,220	030190120		
20	1,20	18,5	4,0	2,6	2,0	1,5	1,5	3630	19,0	+0 -0,13 (h11)	1,3	0,50	1,300	030200120		
21	1,20	19,5	4,1	2,7	2,0	1,5	1,5	3540	20,0	+0 -0,13 (h11)	1,3	0,50	1,420	030210120		
22	1,20	20,5	4,2	2,8	2,0	1,5	1,5	3540	21,0	+0 -0,13 (h11)	1,3	0,50	1,500	030220120		
23	1,20	21,5	4,3	2,9	2,0	1,5	1,5	3470	22,0	+0 -0,13 (h11)	1,3	0,50	1,630	030230120		
24	1,20	22,2	4,4	3,0	2,0	1,7	1,5	3340	22,9	+0 -0,21 (h12)	1,3	0,55	1,770	030240120		
25	1,20	23,2	4,4	3,0	2,0	1,7	1,5	3340	23,9	+0 -0,21 (h12)	1,3	0,55	1,900	030250120		
26	1,20	24,2	4,5	3,1	2,0	1,7	1,5	3290	24,9	+0 -0,21 (h12)	1,3	0,55	1,960	030260120		
27	1,20	24,9	4,6	3,1	2,0	2,1	1,5	3340	25,6	+0 -0,21 (h12)	1,3	0,70	2,080	030270120		
28	1,50	25,9	4,7	3,2	2,0	2,1	1,5	6500	26,6	+0 -0,21 (h12)	1,6	0,70	2,920	030280150		
29	1,50	26,9	4,8	3,4	2,0	2,1	1,5	6400	27,6	+0 -0,21 (h12)	1,6	0,70	3,200	030290150		
30	1,50	27,9	5,0	3,5	2,0	2,1	1,5	6420	28,6	+0 -0,21 (h12)	1,6	0,70	3,310	030300150		
31	1,50	28,6	5,1	3,5	2,5	2,6	2,0	6280	29,3	+0 -0,21 (h12)	1,6	0,85	3,450	030310150		
32	1,50	29,6	5,2	3,6	2,5	2,6	2,0	6180	30,3	+0 -0,21 (h12)	1,6	0,85	3,540	030320150		
33	1,50	30,5	5,2	3,7	2,5	2,6	2,0	6220	31,3	+0 -0,21 (h12)	1,6	0,85	3,690	030330150		
34	1,50	31,5	5,4	3,8	2,5	2,6	2,0	6130	32,3	+0 -0,21 (h12)	1,6	0,85	3,800	030340150		
35	1,50	32,2	5,6	3,9	2,5	3,0	2,0	6010	33,0	+0 -0,21 (h12)	1,6	1,00	4,000	030350150		
36	1,75	33,2	5,6	4,0	2,5	3,0	2,0	9580	34,0	+0 -0,21 (h12)	1,8	1,00	5,000	030360175		
37	1,75	34,2	5,7	4,1	2,5	3,0	2,0	9640	35,0	+0 -0,21 (h12)	1,8	1,00	5,370	030370175		
38	1,75	35,2	5,8	4,2	2,5	3,0	2,0	9500	36,0	+0 -0,21 (h12)	1,8	1,00	5,620	030380175		
39	1,75	36,0	5,9	4,3	2,5	3,0	2,0	9520	37,0	+0 -0,21 (h12)	1,8	1,00	5,850	030390175		
40	1,75	36,5	6,0	4,4	2,5	3,8	2,0	9700	37,5	+0 -0,21 (h12)	1,8	1,25	6,030	030400175		

Material: Aço mola beneficiado.
 Acabamento: Fosfatizado.

Outras medidas, materiais e acabamentos sob encomenda.

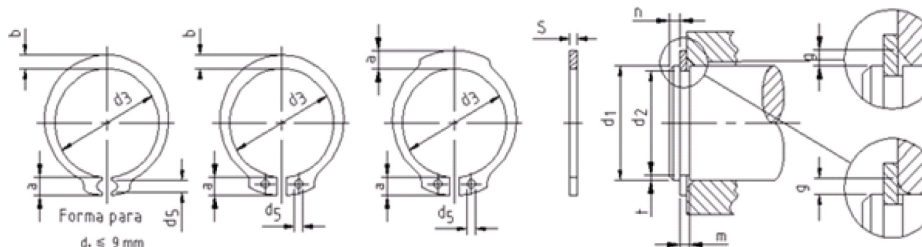




Fabril Técnica de Elementos Padronizados LTDA.
CNPJ: 00.303.119/0001.33 - I.E.: 350.002.640.116

GRUPO 03 ANÉIS ELÁSTICOS PARA RETENÇÃO EM EIXOS DIN 471

Os anéis do grupo 03 serão fornecidos facultativamente em uma das formas abaixo.



d3 é o diâmetro para o anel livre
K = carga máxima admissível

O diâmetro do eixo (d1) é usado para designar o diâmetro nominal do anel

d ₁	s	Tol. s	d ₃	Tol. d ₃	a máx.	b ≅	d ₅ min.	n min.	g máx.	K (kgf/mm)	d ₂	Tol. d ₂	m	t	Peso kg/100	Código DOBER
40	1,75	+0 -0,06	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	3,8	2,0	9700	37,5	+0 -0,25 (h12)	1,85	1,25	6,030	030400175
41	1,75		37,5		6,2	4,5	2,5	3,8	2,0	9450	38,5		1,85	1,25	6,215	030410175
42	1,75		38,5		6,5	4,5	2,5	3,8	2,0	9370	39,5		1,85	1,25	6,500	030420175
44	1,75		40,5		6,6	4,6	2,5	3,8	2,0	9070	41,5		1,85	1,25	7,000	030440175
45	1,75		41,5		6,7	4,7	2,5	3,8	2,0	9100	42,5		1,85	1,25	7,500	030450175
46	1,75		42,5		6,7	4,8	2,5	3,8	2,0	9020	43,5		1,85	1,25	7,600	030460175
47	1,75		43,5		6,8	4,9	2,5	3,8	2,0	9070	44,5		1,85	1,25	7,500	030470175
48	1,75		44,5		6,9	5,0	2,5	3,8	2,0	9000	45,5		1,85	1,25	7,900	030480175
50	2,00	+0 -0,07	45,8	+0,46 -1,10	6,9	5,1	2,5	4,5	2,0	13330	47,0	+0 -0,30 (h12)	2,15	1,50	10,20	030500200
52	2,00		47,8		7,0	5,2	2,5	4,5	2,5	13310	49,0		2,15	1,50	11,10	030520200
54	2,00		49,8		7,1	5,3	2,5	4,5	2,5	12970	51,0		2,15	1,50	11,30	030540200
55	2,00		50,8		7,2	5,4	2,5	4,5	2,5	13010	52,0		2,15	1,50	11,40	030550200
56	2,00		51,8		7,3	5,5	2,5	4,5	2,5	12920	53,0		2,15	1,50	11,80	030560200
57	2,00		52,8		7,3	5,5	2,5	4,5	2,5	12880	54,0		2,15	1,50	12,20	030570200
58	2,00		53,8		7,3	5,6	2,5	4,5	2,5	12920	55,0		2,15	1,50	12,60	030580200
60	2,00		55,8		7,4	5,8	2,5	4,5	2,5	12640	57,0		2,15	1,50	12,90	030600200
62	2,00		57,8		7,5	6,0	2,5	4,5	2,5	12620	59,0		2,15	1,50	14,30	030620200
63	2,00		58,8		7,6	6,2	2,5	4,5	2,5	12670	60,0		2,15	1,50	15,90	030630200
65	2,50		60,8		7,8	6,3	3,0	4,5	2,5	24500	62,0		2,65	1,50	18,20	030650250
67	2,50		62,5		7,9	6,4	3,0	4,5	2,5	24500	64,0		2,65	1,50	20,30	030670250
68	2,50		63,5		8,0	6,5	3,0	4,5	2,5	24400	65,0		2,65	1,50	21,80	030680250
70	2,50		65,5		8,1	6,6	3,0	4,5	2,5	24100	67,0		2,65	1,50	22,00	030700250
72	2,50		67,5		8,2	6,8	3,0	4,5	2,5	23650	69,0		2,65	1,50	22,50	030720250
75	2,50		70,5		8,4	7,0	3,0	4,5	2,5	23400	72,0		2,65	1,50	24,60	030750250
77	2,50	72,5	8,5	7,2	3,0	4,5	3,0	23840	74,0	2,65	1,50	25,70	030770250			
78	2,50	73,5	8,6	7,3	3,0	4,5	3,0	23950	75,0	2,65	1,50	26,20	030780250			
80	2,50	74,5	8,6	7,4	3,0	5,3	3,0	23630	76,5	2,65	1,75	27,30	030800250			
82	2,50	76,5	8,7	7,6	3,0	5,3	3,0	23750	78,5	2,65	1,75	31,20	030820250			
85	3,00	+0 -0,08	79,5	+0,54 -1,3	8,7	7,8	3,5	5,3	3,0	40500	81,5	+0 -0,35 (h12)	3,15	1,75	36,40	030850300
87	3,00		81,5		8,8	7,9	3,5	5,3	3,0	40500	83,5		3,15	1,75	39,80	030870300
88	3,00		82,5		8,8	8,0	3,5	5,3	3,0	40600	84,5		3,15	1,75	41,20	030880300

Material: Aço mola beneficiado.
Acabamento: Fosfatizado.

Outras medidas, materiais e acabamentos sob encomenda.

3.13.3 Catálogo completo de correntes de transmissão da empresa Daido

CONSTRUÇÃO E PARTES COMPONENTES



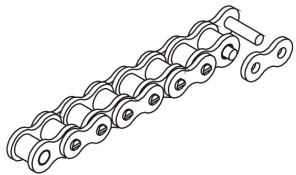
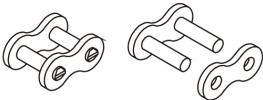
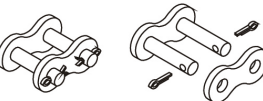
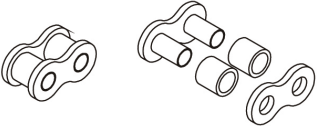
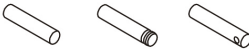







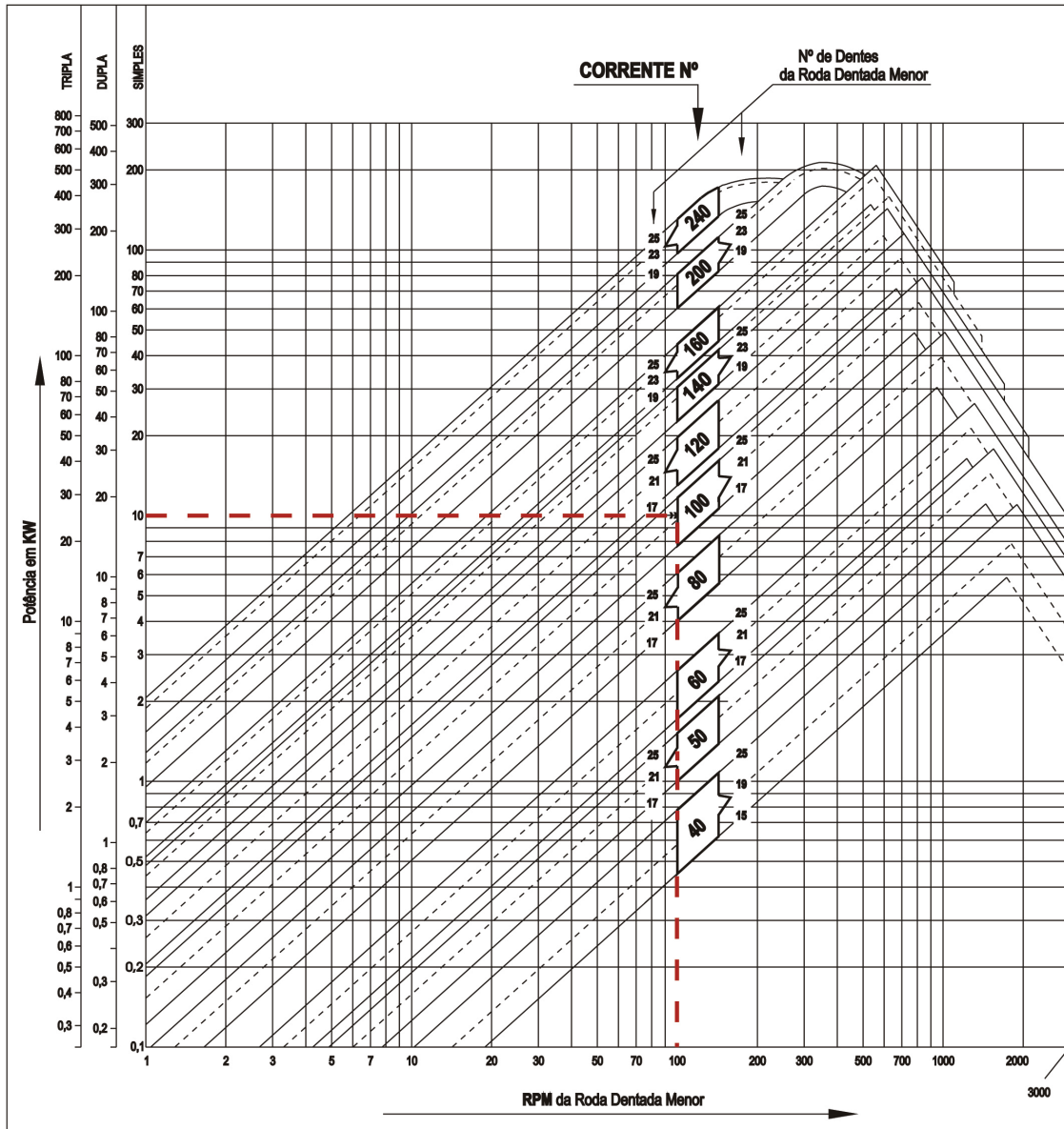
CONSTRUÇÃO				<p>A corrente de transmissão é composta de igualdades, ou seja: elos internos e elos externos montados alternadamente.</p>
COMPONENTES		ELO EXTERNO		<p>O elo de pino consiste de quatro partes, sendo duas placas e dois pinos. No tipo contrapinado, os pinos são prensados e rebitados em uma placa e passam justo pela outra para receber os contrapinos. No tipo rebitado, os pinos são prensados e rebitados em ambas as placas.</p>
		REBITADO		
PARTES		ELO INTERNO		<p>O elo interno consiste de seis partes, sendo dois rolos com giro livre, sobre duas buchas que são prensadas em ambos os lados, sobre duas placas.</p>
		PINOS		<p>Os pinos são importantes membros para a formação da corrente, pois eles atuam juntamente com as buchas, suportando a carga de tração e por esta razão requerem alta resistência à fadiga, cisalhamento e flexão.</p>
EMENDA COMUM		BUCHA		<p>A bucha envolve o pino protegendo-o contra os impactos do engrenamento. Por este motivo, requer alta resistência à fadiga.</p>
		ROLO		<p>O rolo serve para amortecer os impactos resultantes do engrenamento. Por isto, importantes fatores são requeridos: alta resistência ao impacto, fadiga e desgaste.</p>
EMENDA COM GRAMPO		PLACAS		<p>A placa é o membro que segura os pinos e buchas em suas posições e suporta a carga do conjunto. De modo que requer alta resistência à tração, à fadiga e ao choque.</p>
		PLACA INTERNA		
EMENDA DE REDUÇÃO		EMENDA COM CONTRAPINO		<p>Dois pinos são prensados e rebitados em uma placa, e passam deslizando pela outra para receber os contrapinos. Este tipo de emenda é principalmente usada nas correntes DID 80 a 240. (Passo de 1" a 3" ou maior)</p>
		EMENDA COM GRAMPO		<p>Dois pinos são prensados e rebitados em uma placa e passam deslizando pela outra para receber o grampo elástico. Este tipo de emenda é principalmente usado nas correntes DID 40 a 60. (Passo de 1/2" a 3/4")</p>
EMENDA DE REDUÇÃO		EMENDA DE REDUÇÃO		<p>É um tipo especial de emenda, em que metade recebe uma bucha prensada em ambas as placas, com um rolo girando livre, e a outra metade recebe um pino que passa livremente pelas placas, sendo que um lado o pino tem uma cabeça recalçada e no outro um chato, que encaixa na placa para impedir o giro do pino, tendo também um furo para receber o contrapino.</p> <p>Deve ser usado somente como emenda, nos casos em que se deseja reduzir apenas um passo ou em que o nº de elos da corrente seja ímpar. Não deve ser usado em acionamentos de alta rotação</p>

GRÁFICO DE SELEÇÃO



EXEMPLO:

- a- 10 KW de potência
- b- 100 rpm na roda dentada menor
- c- Equipamento com carga constante acionado por motor elétrico, portanto conforme a tabela grau de impulsividade = 1,0

potência corrigida = grau de impulsividade x potência

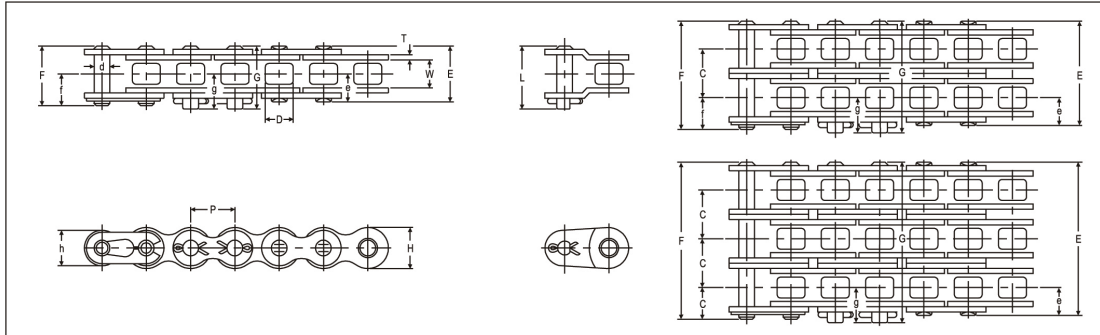
$10 \times 1,0 = (10 \text{ kw})$

O ponto de cruzamento da linha horizontal (100 rpm) com a linha vertical (10 KW), é um pouco superior a uma roda dentada de 21 dentes, com uma corrente DID 100.

Portanto deve-se optar por uma corrente **DID 100** com uma roda dentada de 23 dentes



CORRENTES DE ROLO ANSI "STANDARD"



DID 40

Dimensões (mm)

CORRENTE Nº		Passo P		Larg. entre Placas W	Diâm. do Rolão D	PINO							Passo Trans. versal C	PLACA			ANSI Carga de Ruptura (Kg)	DAIDO Carga de Ruptura média (Kg)	DAIDO Carga máx. Admissível (Kg)	Peso Aprox. (Kg/m)	
DAIDO	ISO E ABNT	mm	in			Diâm. d	E	F	G	L	e	f		g	T	H					h
DID 40	08 A-1					16,5	17,8	18,5	19,2									1407	1750	320	0,63
DID 40-2	08 A-2	12,70	1/2	7,94	7,92	31,0	32,2	33,1	33,6	8,3	9,5	10,2	14,4	1,50	12,0	10,4	2814	3500	544	1,19	
DID 40-3	08 A-3					45,5	46,6	47,6	48,0								4221	5250	800	1,78	
DID 40-4	08 A-4					60,0	61,0	62,2	62,4								5628	7000	1056	2,37	

DID 50

Dimensões (mm)

CORRENTE Nº		Passo P		Larg. entre Placas W	Diâm. do Rolão D	PINO							Passo Trans. versal C	PLACA			ANSI Carga de Ruptura (Kg)	DAIDO Carga de Ruptura média (Kg)	DAIDO Carga máx. Admissível (Kg)	Peso Aprox. (Kg/m)	
DAIDO	ISO E ABNT	mm	in			Diâm. d	E	F	G	L	e	f		g	T	H					h
DID 50	10 A-1					20,3	22,0	22,4	23,0									2223	2900	550	1,06
DID 50-2	10 A-2					38,6	40,1	40,7	41,1									4446	5800	935	2,04
DID 50-3	10 A-3	15,875	5/8	9,53	10,16	56,8	58,2	58,8	59,2	10,2	11,8	12,2	18,1	2,00	15,0	13,0	6669	8700	1375	3,06	
DID 50-4	10 A-4					74,9	76,3	77,0	77,5								8892	11600	1815	4,06	
DID 50-5	10 A-5					93,1	94,4	95,1	95,7								11115	14500	2145	5,08	

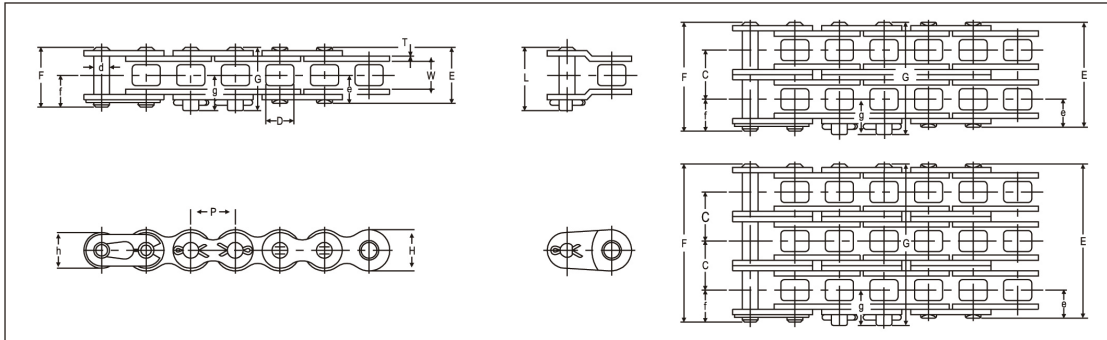
DID 60

Dimensões (mm)

CORRENTE Nº		Passo P		Larg. entre Placas W	Diâm. do Rolão D	PINO							Passo Trans. versal C	PLACA			ANSI Carga de Ruptura (Kg)	DAIDO Carga de Ruptura média (Kg)	DAIDO Carga máx. Admissível (Kg)	Peso Aprox. (Kg/m)	
DAIDO	ISO E ABNT	mm	in			Diâm. d	E	F	G	L	e	f		g	T	H					h
DID 60	12 A-1					25,7	27,2	28,0	28,7									3172	4100	720	1,44
DID 60-2	12 A-2					48,6	50,1	51,1	51,5									6344	8200	1224	3,03
DID 60-3	12 A-3	19,05	3/4	12,70	11,91	71,6	72,9	74,0	74,5	12,9	14,3	15,1	22,8	2,40	18,1	15,6	9516	12300	1800	4,51	
DID 60-4	12 A-4					94,5	95,6	97,0	97,5								12688	16400	2376	6,03	
DID 60-5	12 A-5					117,5	118,4	119,9	120,5								15860	20500	2808	7,53	



CORRENTES DE ROLO ANSI "STANDARD"



DID 80

Dimensões (mm)

CORRENTE Nº		Passo P		Larg. entre Placas W	Diâm. do Rolo D	PINO					Passo Transversal C	PLACA			ANSI Carga de Ruptura (Kg)	DAIDO Carga de Ruptura média (Kg)	DAIDO Carga máx. Admissível (Kg)	Peso Aprox. (Kg/m)
DAIDO	ISO e ABNT	mm	in			Diâm. d	E	G	e	g		T	H	h				
DID 80	16 A-1					32,8	35,3								5670	6900	1250	2,55
DID 80-2	16 A-2					62,1	64,7								11340	13800	2125	5,07
DID 80-3	16 A-3	25,40	1	15,88	15,88	7,94	91,5	94,0	16,4	19,0	29,3	3,20	24,0	20,8	17010	20700	3125	7,58
DID 80-4	16 A-4						120,8	123,3							22680	27600	4125	10,10
DID 80-5	16 A-5						150,1	152,5							28350	34500	4875	12,60

DID 100

Dimensões (mm)

CORRENTE Nº		Passo P		Larg. entre Placas W	Diâm. do Rolo D	PINO					Passo Transversal C	PLACA			ANSI Carga de Ruptura (Kg)	DAIDO Carga de Ruptura média (Kg)	DAIDO Carga máx. Admissível (Kg)	Peso Aprox. (Kg/m)
DAIDO	ISO e ABNT	mm	in			Diâm. d	E	G	e	g		T	H	h				
DID 100	20 A-1					40,5	43,0								8841	11500	2000	3,79
DID 100-2	20 A-2					76,5	79,0								17682	23000	3400	7,53
DID 100-3	20 A-3	31,75	1.1/4	19,05	19,05	9,54	112,4	114,9	20,2	22,7	35,8	4,00	29,9	26,0	26523	34500	5000	11,30
DID 100-4	20 A-4						148,3	150,8							35364	46000	6600	15,10
DID 100-5	20 A-5						184,2	186,7							44205	57500	7800	18,90

DID 120

Dimensões (mm)

CORRENTE Nº		Passo P		Larg. entre Placas W	Diâm. do Rolo D	PINO					Passo Transversal C	PLACA			ANSI Carga de Ruptura (Kg)	DAIDO Carga de Ruptura média (Kg)	DAIDO Carga máx. Admissível (Kg)	Peso Aprox. (Kg/m)
DAIDO	ISO e ABNT	mm	in			Diâm. d	E	G	e	g		T	H	h				
DID 120	24 A-1					50,8	53,3								12706	16800	2900	5,49
DID 120-2	24 A-2					96,4	99,1								25412	33600	4930	11,00
DID 120-3	24 A-3	38,10	1.1/2	25,40	22,23	11,11	142,0	144,7	25,4	28,2	45,4	4,80	35,9	31,2	38118	50400	7250	16,50
DID 120-4	24 A-4						187,6	190,3							50824	67200	9570	22,00
DID 120-5	24 A-5						233,2	235,9							63530	84000	11310	27,50



