

PROJETO E SELEÇÃO DE COMPONENTES MECÂNICOS

PAULO FLORES



AUTOR

Paulo Flores

TÍTULO

PROJETO E SELEÇÃO DE COMPONENTES MECÂNICOS

EDIÇÃO

Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.
Tel. 220 939 053 · E-mail: geral@quanticaeditora.pt · www.quanticaeditora.pt
Praça da Corujeira n.º 38 · 4300-144 PORTO

CHANCELA

Engebook – Conteúdos de Engenharia

DISTRIBUIÇÃO

Booki – Conteúdos Especializados
Tel. 220 104 872 · Fax 220 104 871 · E-mail: info@booki.pt · www.booki.pt

REVISÃO

Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.

DESIGN DE CAPA

Luciano Carvalho
Delineatura, Design de Comunicação · www.delineatura.pt

APOIO

FREZITE – Ferramentas de Corte, SA · www.frezitegroup.com

IMPRESSÃO

Janeiro, 2023

DEPÓSITO LEGAL

509293/22



A **cópia ilegal** viola os direitos dos autores.
Os prejudicados somos todos nós.

Copyright © 2023 | Todos os direitos reservados a Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.
A reprodução desta obra, no todo ou em parte, por fotocópia ou qualquer outro meio, seja eletrónico, mecânico ou outros, sem prévia autorização escrita do Editor e do Autor, e ilícita e passível de procedimento judicial contra o infrator.

Este livro encontra-se em conformidade com o novo Acordo Ortográfico de 1990, respeitando as suas indicações genéricas e assumindo algumas opções específicas.

CDU

621 Engenharia mecânica em geral
62-1/-9 Subdivisões auxiliares especiais para características gerais e pormenores das máquinas, equipamentos, fábricas, processos e produtos

ISBN

Papel: 9789899101616
E-book: 9789899101623

Catálogo da publicação

Família: Engenharia Mecânica
Subfamília: Construções Mecânicas

ÍNDICE

Dedicatória	XI
Agradecimentos	XIII
Antelóquio	XV

Capítulo 1. Noções Propedêuticas 17

Notação.....	19
1.1. Introdução.....	21
1.2. Relação de Transmissão.....	28
1.3. Força e Momento.....	30
1.4. Trabalho e Energia.....	35
1.5. Potência.....	39
1.6. Rendimento.....	43
1.7. Vantagem Mecânica.....	45
1.8. Revisão de Conhecimentos.....	49
1.9. Bibliografia Consultada.....	51

Capítulo 2. Transmissões Mecânicas53

Notação.....	55
2.1. Introdução.....	56
2.2. Classificação das Transmissões.....	60
2.3. Transmissões por Contacto Direto.....	63
2.4. Transmissões por Ligação Intermédia.....	69
2.5. Fatores de Seleção de Transmissões.....	73
2.6. Análise Comparativa de Transmissões.....	75
2.7. Transmissões com Variação de Velocidade.....	79

2.8. Revisão de Conhecimentos.....	86
2.9. Bibliografia Consultada.....	88

Capítulo 3. Correias.....89

Notação.....	91
3.1. Introdução.....	94
3.2. Caracterização das Correias.....	100
3.3. Análise Geométrica	104
3.4. Correias Planas.....	110
3.5. Correias Trapezoidais	135
3.6. Correias Dentadas.....	159
3.7. Avarias em Correias.....	165
3.8. Revisão de Conhecimentos.....	166
3.9. Bibliografia Consultada.....	168

Capítulo 4. Correntes 169

Notação.....	171
4.1. Introdução.....	173
4.2. Caracterização das Correntes	177
4.3. Análise Geométrica	181
4.4. Análise Cinemática	188
4.5. Análise Dinâmica	195
4.6. Projeto e Seleção de Correntes.....	204
4.7. Avarias em Correntes	214
4.8. Revisão de Conhecimentos	216
4.9. Bibliografia Consultada	218

Capítulo 5. Cabos219

Notação.....	221
5.1. Introdução.....	223
5.2. Constituição dos Cabos.....	228
5.3. Construção de Cabos.....	231
5.4. Tipos de Alma.....	234

5.5. Tipos de Cordões	236
5.6. Tipos de Cabos e Aplicações.....	238
5.7. Projeto e Seleção de Cabos	241
5.8. Revisão de Conhecimentos.....	251
5.9. Bibliografia Consultada	253
Capítulo 6. Rodas de Atrito	255
Notação.....	257
6.1. Introdução	258
6.2. Tipos de Rodas de Atrito.....	261
6.3. Relação de Transmissão.....	264
6.4. Forças de Contacto	267
6.5. Materiais Utilizados.....	269
6.6. Variadores de Velocidade	271
6.7. Transmissões por Rodas de Atrito	274
6.8. Revisão de Conhecimentos.....	278
6.9. Bibliografia Consultada.....	280
Capítulo 7. Aspetos Gerais sobre Engrenagens	281
Notação.....	283
7.1. Introdução.....	285
7.2. Breve Resenha Histórica.....	290
7.3. Classificação das Engrenagens.....	294
7.4. Terminologia Específica.....	301
7.5. Perfis dos Dentes das Rodas.....	310
7.6. Perfil em Evolvente de Circunferência.....	318
7.7. Princípio Fundamental do Engrenamento	327
7.8. Revisão de Conhecimentos.....	333
7.9. Bibliografia Consultada	336
Capítulo 8. Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos	337
Notação.....	339
8.1. Introdução	341

8.2. Relações Geométricas e Proporções dos Dentes.....	346
8.3. Continuidade de Engrenamento.....	354
8.4. Relação de Condução	361
8.5. Escorregamento.....	368
8.6. Rendimento	384
8.7. Interferências.....	390
8.8. Revisão de Conhecimentos	402
8.9. Bibliografia Consultada.....	404

Capítulo 9. Engrenagens Cilíndricas de Dentes Inclinados405

Notação.....	407
9.1. Introdução	409
9.2. Geração de Dentes Inclinados.....	416
9.3. Terminologia Específica.....	420
9.4. Relações Geométricas e Proporções dos Dentes	424
9.5. Parâmetros de Desempenho.....	432
9.6. Número de Dentes Equivalente	438
9.7. Rodas Cruzadas	441
9.8. Revisão de Conhecimentos	448
9.9. Bibliografia Consultada.....	451

Capítulo 10. Engrenagens Cónicas.....453

Notação.....	455
10.1. Introdução	457
10.2. Geração do Dente	460
10.3. Terminologia Específica	465
10.4. Aproximação de Tredgold.....	470
10.5. Relações Geométricas e Proporções dos Dentes.....	474
10.6. Parâmetros de Desempenho	481
10.7. Hipoides.....	485
10.8. Revisão de Conhecimentos	487
10.9. Bibliografia Consultada.....	489

Capítulo 11. Engrenagens de Parafuso Sem-Fim.....	491
Notação.....	493
11.1. Introdução.....	495
11.2. Geração do Dente.....	501
11.3. Perfis dos Filetes.....	504
11.4. Terminologia Específica.....	507
11.5. Relação de Transmissão.....	509
11.6. Relações Geométricas e Proporções dos Dentes.....	515
11.7. Parâmetros de Desempenho.....	521
11.8. Revisão de Conhecimentos.....	529
11.9. Bibliografia Consultada.....	532
Capítulo 12. Dinâmica de Engrenagens.....	533
Notação.....	535
12.1. Introdução.....	537
12.2. Diagramas de Corpo Livre.....	542
12.3. Terminologia Específica.....	548
12.4. Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos.....	550
12.5. Engrenagens Cilíndricas de Dentes Inclínados.....	556
12.6. Engrenagens Cónicas.....	565
12.7. Engrenagens de Parafuso Sem-Fim.....	572
12.8. Revisão de Conhecimentos.....	580
12.9. Bibliografia Consultada.....	583
Capítulo 13. Análise de Trens de Engrenagens.....	585
Notação.....	587
13.1. Introdução.....	589
13.2. Representação de Trens de Engrenagens.....	593
13.3. Relação de Transmissão.....	597
13.4. Classificação de Trens de Engrenagens.....	600
13.5. Trens Normais Simples.....	605
13.6. Trens de Normais Compostos.....	610

13.7. Trens Epicicloidais	618
13.8. Revisão de Conhecimentos.....	646
13.9. Bibliografia Consultada	648

Capítulo 14. Síntese de Trens de Engrenagens651

Notação.....	653
14.1. Introdução	654
14.2. Métodos de Síntese de Trens de Engrenagens	658
14.3. Método Direto	659
14.4. Método da Decomposição em Fatores Primos.....	663
14.5. Método das Reduzidas.....	667
14.6. Síntese de Trens Revertidos.....	676
14.7. Síntese de Trens Epicicloidais.....	682
14.8. Revisão de Conhecimentos	685
14.9. Bibliografia Consultada.....	687

Capítulo 15. Parafusos de Potência..... 689

Notação.....	691
15.1. Introdução.....	693
15.2. Materiais	698
15.3. Tipos de Parafusos.....	699
15.4. Análise Dinâmica	703
15.5. Parâmetros de Desempenho	712
15.6. Projeto e Dimensionamento	717
15.7. Fusos de Esferas.....	733
15.8. Revisão de Conhecimentos.....	735
15.9. Bibliografia Consultada	737

1.1. INTRODUÇÃO

O movimento é definido como a variação temporal da posição, de um determinado corpo no espaço, relativamente a um referencial. A posição não é mais do que o lugar adquirido por um corpo, ou ponto material, após este ter efetuado um determinado deslocamento. O deslocamento, por sua vez, representa a trajetória, em geral contínua, realizada por um corpo em movimento relativamente a um referencial. A trajetória pode, assim, ser definida como sendo a linha descrita por um ponto de um corpo em movimento. Por outras palavras, a trajetória refere-se à linha que representa as sucessivas posições de um ponto pertencente a um corpo em movimento.

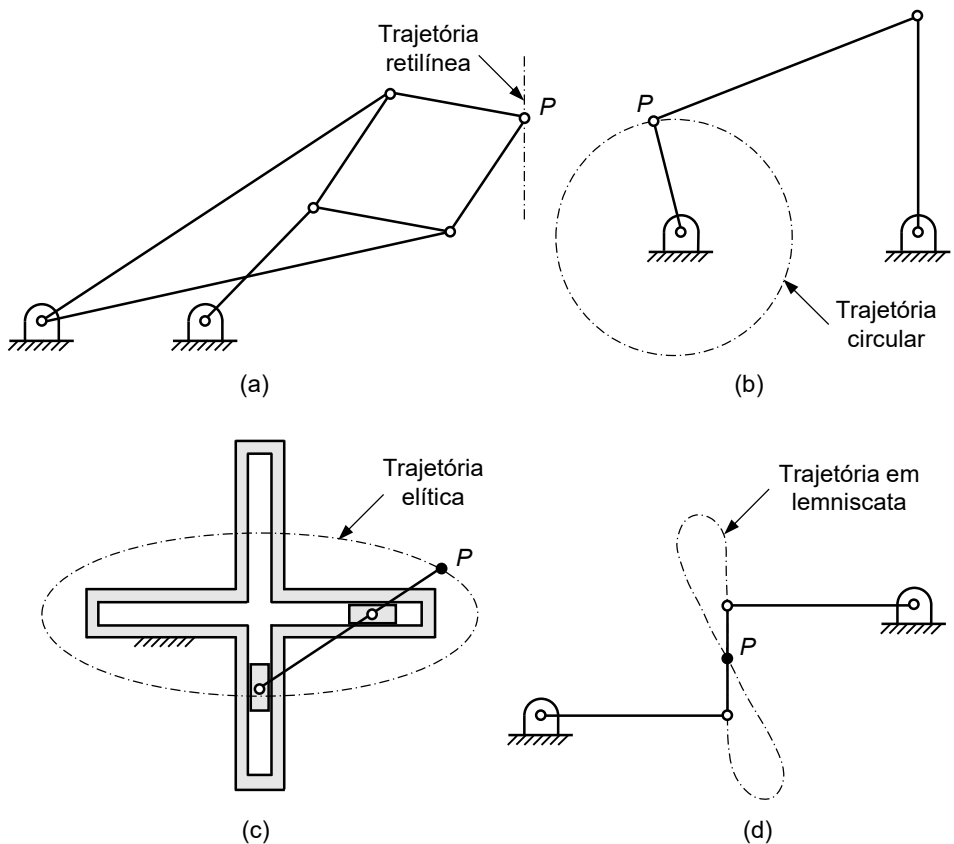


Figura 1.1. – (a) Mecanismo de Peaucellier, em que o ponto P descreve uma trajetória retilínea; (b) Mecanismo de quatro barras, ou quadrilátero articulado, no qual o ponto P realiza uma trajetória curvilínea circular; (c) Mecanismo de dupla corredeira, ou compasso elítico, onde o ponto P efetua uma trajetória curvilínea elítica; (d) Mecanismo de Watt, em que o ponto P descreve uma trajetória curvilínea do tipo lemniscata.

Padrão de resposta esperado:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \times 1000}{30} \Rightarrow \omega = 104,72 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{104,72} \Rightarrow T = 0,06 \text{ s}$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0,06} \Rightarrow f = 16,67 \text{ Hz.}$$

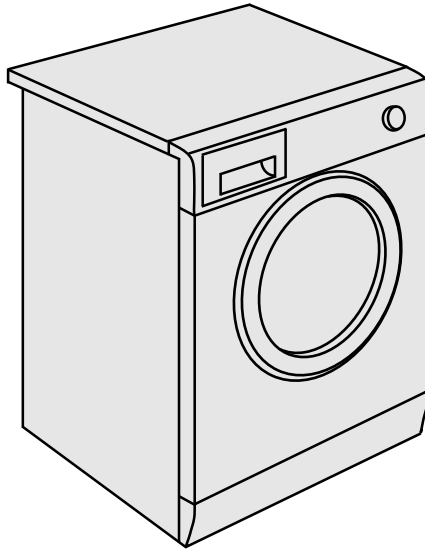


Figura 1.5. – Representação esquemática de uma máquina de lavar roupa.

Exercício 1.2.

Enunciado: O motor elétrico representado na figura 1.6. roda a 1500 rpm e tem um veio de saída com 25 mm de raio. Assim, calcule o valor da velocidade periférica ou tangencial do veio.

Padrão de resposta esperado:

$$v = \omega r = \frac{\pi n r}{30} = \frac{\pi \times 1500 \times 25 \times 10^{-3}}{30} \Rightarrow v = 3,93 \text{ m/s.}$$

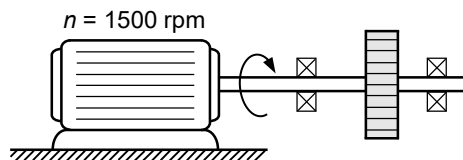


Figura 1.6. – Motor elétrico acionador de uma roda dentada.

A transmissão, ou transformação, de movimento ou potência, entre os órgãos motor e movido das máquinas e dos mecanismos de uso comum, pode ser levada a cabo utilizando componentes, ou elementos, designados, de uma forma geral, por transmissões. No domínio científico-tecnológico das máquinas e dos mecanismos podem considerar-se dois os principais tipos de transmissões, nomeadamente: as transmissões mecânicas, e as transmissões hidráulicas. A figura 2.2.a diz respeito a uma transmissão mecânica, designadamente uma caixa redutora, enquanto a figura 2.2.b se refere a uma transmissão hidráulica.

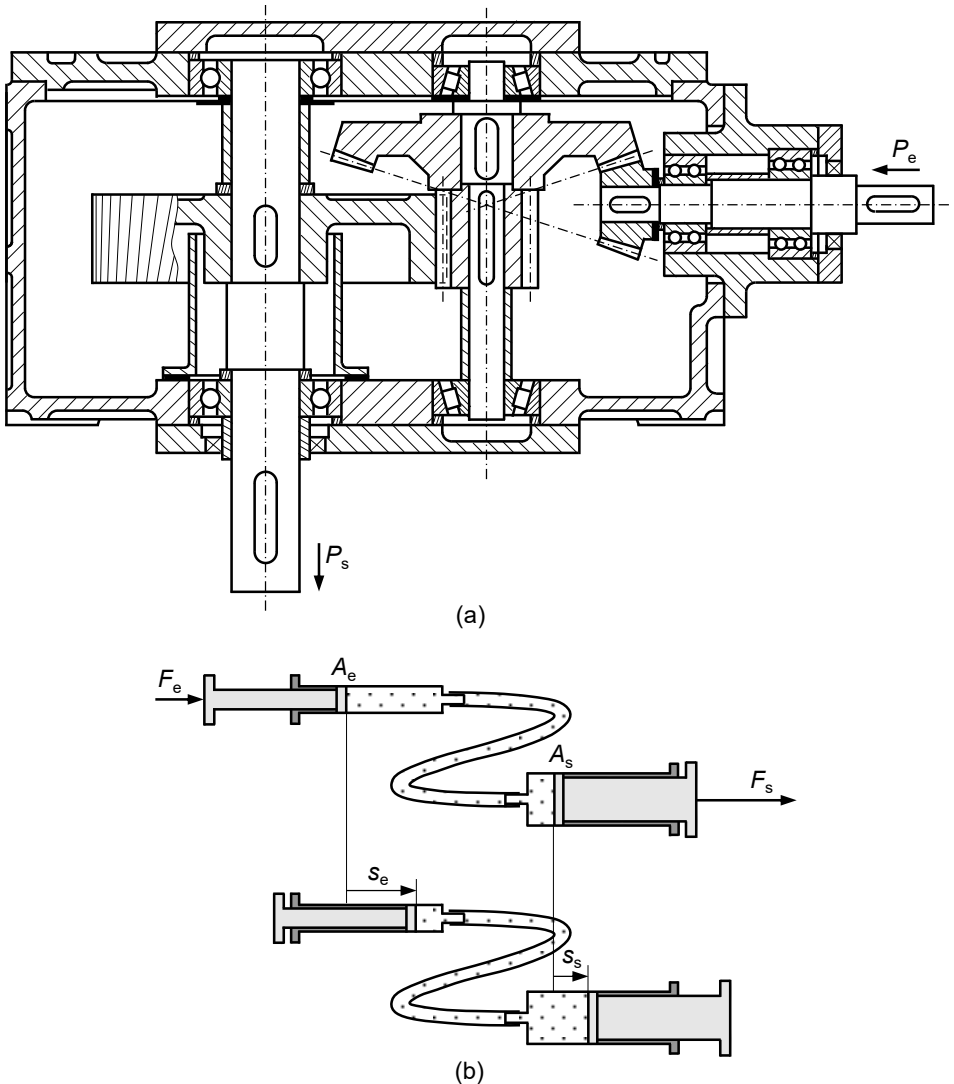


Figura 2.2. – Sistemas de transmissão de movimento ou potência:
(a) Transmissão mecânica; **(b)** Transmissão hidráulica.

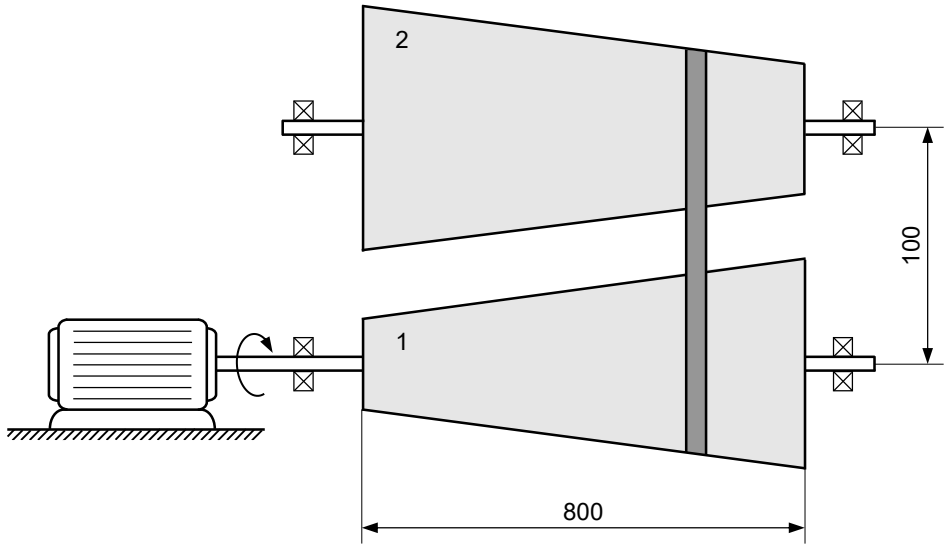


Figura 2.21. – Sistema de transmissão de movimento com variação contínua de velocidade com dois tambores cónicos e uma correia de secção retangular.

Padrão de resposta esperado:

A representação esquemática da figura 2.22. diz respeito à reta de variação da relação de transmissão ao longo do comprimento dos tambores, e a partir da qual se pode escrever a seguinte equação de uma reta concorrente à relação de transmissão, ou seja

$$i(x) = mx + b = \frac{4 - 0,3}{800} x + 0,3 \Rightarrow i(x) = 4,625 \times 10^{-3} x + 0,3 \quad (2.10)$$

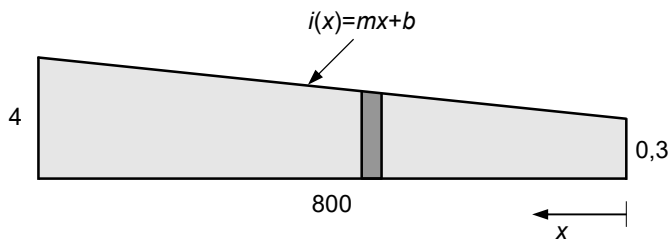


Figura 2.22. – Variação linear da relação de transmissão ao longo do comprimento dos tambores relativa ao exercício 2.7.

Com efeito, a relação de transmissão é igual ao quociente entre os raios dos tambores, isto é

$$i(x) = \frac{r_2}{r_1} \quad (2.11)$$

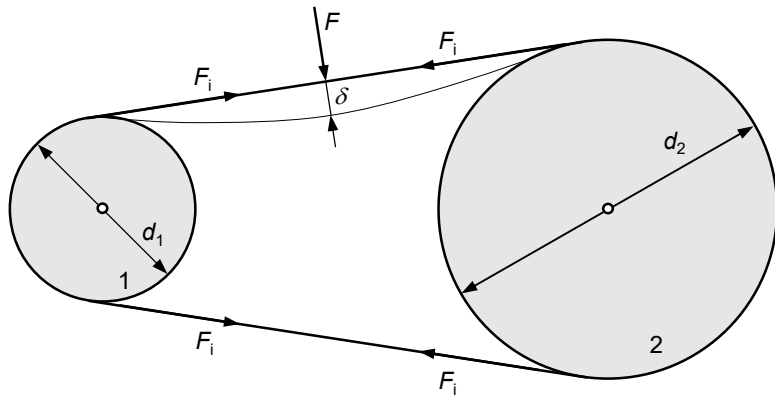


Figura 3.18. – Método expedito de verificação da pré-tensão em correias planas através da medição da flecha.

A figura 3.19. diz respeito às cargas induzidas em veios de transmissão de uma correia plana para as situações estática e dinâmica. No caso estático, verifica-se que a força induzida nos veios depende da força inicial aplicada na correia, isto é

$$F_r = 2F_i \text{sen} \frac{\theta_1}{2} \quad (3.53)$$

No caso dinâmico, é notório que os ramos da correia estão sujeitos às forças eficazes, F_{1ef} e F_{2ef} , e à força centrífuga, F_c . Todavia, apenas a resultante, F_r , das forças eficazes é transmitida aos veios, pois a força centrífuga diz respeito à correia. A resultante, no caso dinâmico, é dada pela expressão de Carnot, ou seja

$$F_r = \sqrt{F_{1ef}^2 + F_{2ef}^2 - F_{1ef}^2 F_{2ef}^2 \cos \theta_1} \quad (3.54)$$

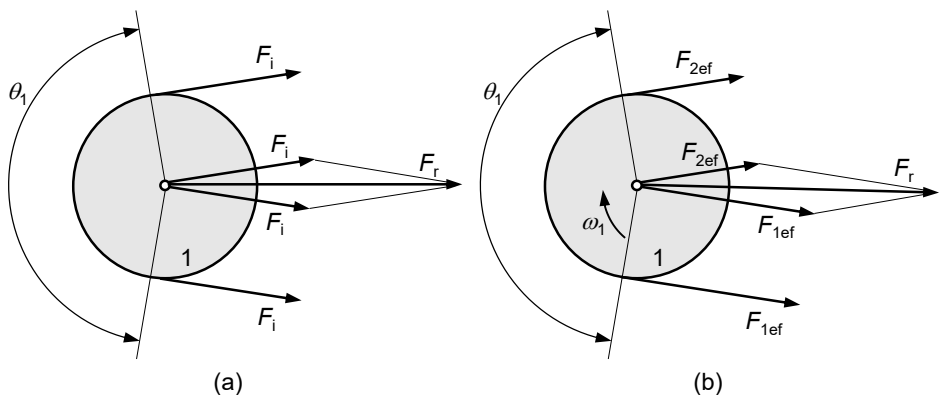


Figura 3.19. – Cargas aplicadas nos veios de correias planas: **(a)** Caso estático; **(b)** Caso dinâmico.

Quando em funcionamento, as correias planas são solicitadas distintamente ao longo do seu comprimento, originando tensões normais de tração e de flexão. As tensões de tração são causadas pela força centrífuga e pelas forças eficazes que atuam nos ramos tenso e bambo. Por seu lado, as tensões de flexão são desenvolvidas apenas na parcela de contacto entre a correia e as polias, sendo aquelas maiores no caso da polia de menor diâmetro. Atendendo à natureza cíclica das solicitações nas correias, torna-se importante conhecer a variação das tensões ao longo do perímetro da correia. Para o efeito, considere-se a representação da figura 3.20., onde se mostra uma correia plana acionada pela polia menor, bem como quatro troços distintos no que ao funcionamento da correia diz respeito.

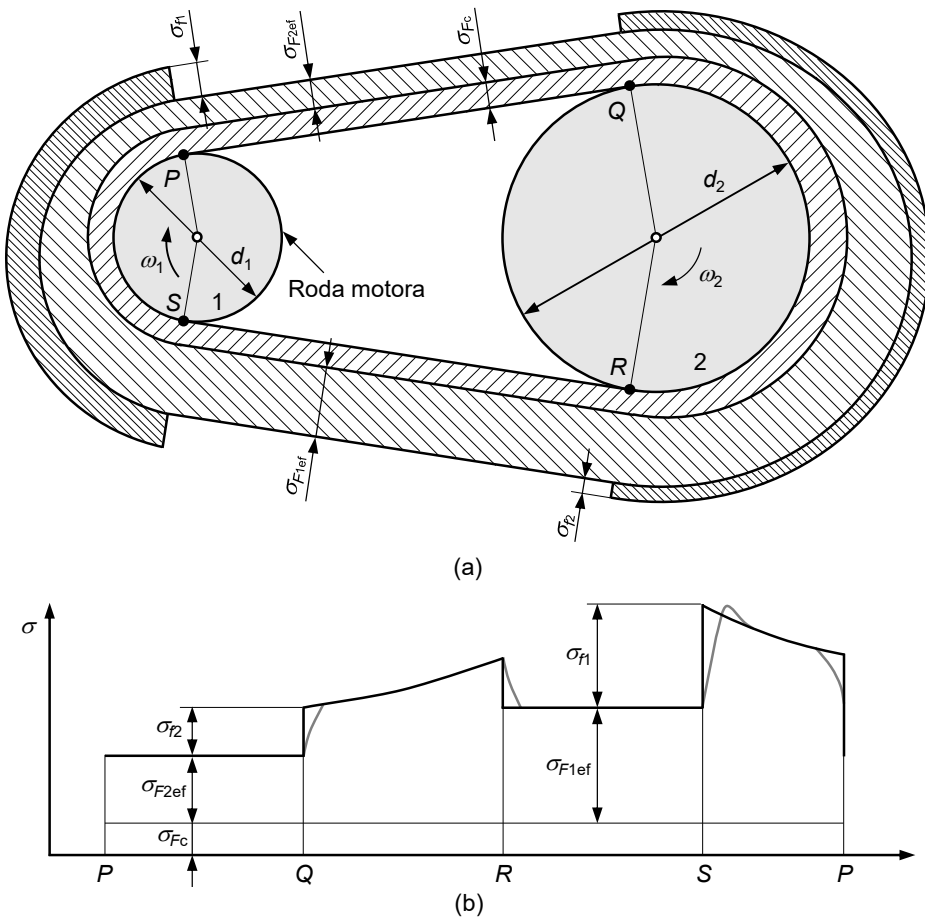


Figura 3.20. – (a) Representação de uma transmissão por correia plana em funcionamento; (b) Representação das tensões que se desenvolvem ao longo do perímetro da correia.

4.4. ANÁLISE CINEMÁTICA

Da observação atenta do funcionamento de uma corrente de rolos pode-se constatar que a posição em que os rolos engatam nos dentes do pinhão oscila e, por conseguinte, a corrente sobe e desce com aquela oscilação. Isto acontece porque as correntes têm um determinado passo, e os elos da corrente só podem curvar nos pontos primitivos do pinhão. Na verdade, o órgão motor de uma corrente, que, em geral, é o pinhão, não tem uma geometria simples na sua periferia, tal como acontece com as polias das correias. O pinhão tem, de facto, um conjunto de dentes no seu contorno exterior e, por conseguinte, o movimento da corrente à volta do pinhão resulta num polígono, e não uma circunferência como no caso das polias das correias. Aquele polígono é formado pelos centros geométricos de cada entredente³⁰ do pinhão, os quais são ocupados pela corrente durante o seu funcionamento. Por isso, mesmo que o pinhão rode com uma velocidade angular constante, a velocidade linear da corrente varia devido ao fenómeno acima descrito, o qual é frequentemente denominado efeito poligonal, ou ação cordal. A variação da velocidade linear da corrente e as consequentes oscilações associadas ao efeito poligonal³¹ são prejudiciais, principalmente quando a corrente atinge a ressonância.

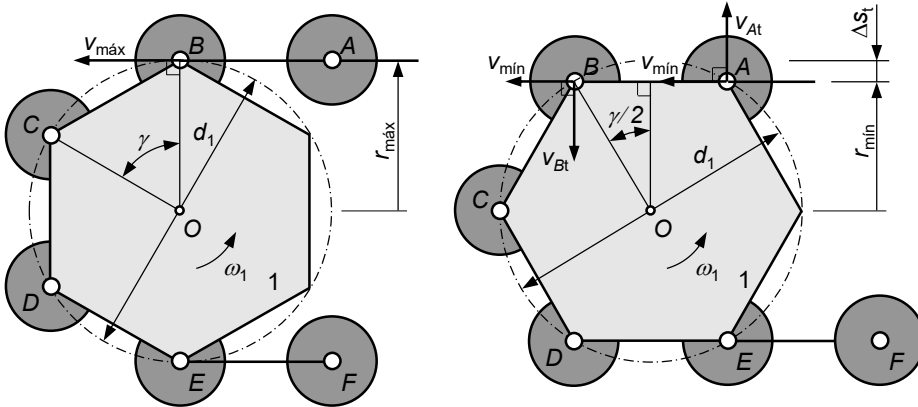


Figura 4.12. – Representação simplificada do funcionamento de uma corrente de rolos quando esta engrena num pinhão com seis dentes.

A figura 4.12. mostra duas posições relativas ao avanço de um passo, ou elo, de uma corrente de rolos, em que a linha de centros dos elos da corrente está situada no raio primitivo e na corda AB (cf. figura 4.12.). Nesta

³⁰ Entredente é o espaço compreendido entre dois dentes consecutivos.

³¹ Deve referir-se que os erros e as imprecisões de manufatura e de montagem podem acentuar o efeito poligonal.

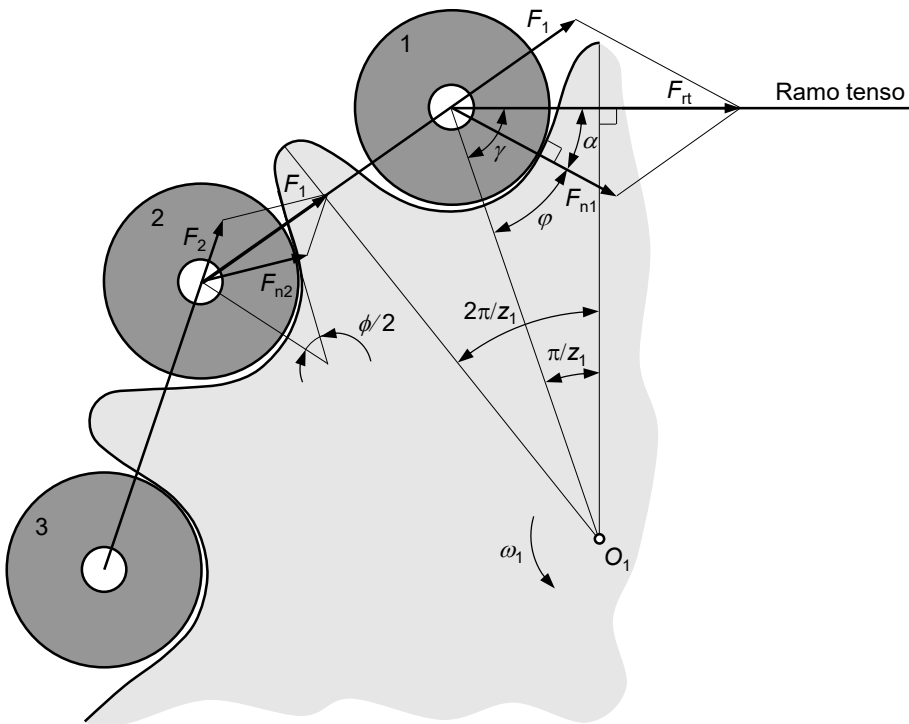


Figura 4.19. – Engrenamento dos rolos de uma corrente à volta do pinhão, onde estão incluídas as forças que atuam nos primeiros elos engrenados.

A força que atua no primeiro rolo da corrente engrenado no pinhão, devido à ação do ramo tenso, é dada pela equação (4.42). Esta força, representada na figura 4.19., pode ser dividida em duas componentes, a saber: a força normal de contacto que se desenvolve entre o rolo e o flanco do dente, e a força que é transmitida ao segundo elo, a qual atua na direção definida pelo próprio elo. Esta análise de forças pode ser transposta para os sucessivos rolos e elos da corrente, de tal como que no último rolo engrenado no pinhão atua a força associada ao elo anterior, e a força relativa ao ramo bambo, que é dada pela equação (4.43).

Da análise da figura 4.19. verifica-se que

$$\alpha = \gamma - \varphi \quad (4.51)$$

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{z_1} \quad (4.52)$$

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - \frac{\phi}{2} \quad (4.53)$$

donde resulta que

O fator de correção do número de dentes do pinhão, k_d , pode ser calculado da seguinte forma

$$k_d = \frac{19}{z_1} \quad (4.77)$$

em que z_1 representa o número de dentes do pinhão. O número 19 do numerador tem a ver com o facto de os diagramas de capacidade de carga de referência considerados pelos fabricantes serem obtidos com um pinhão de 19 dentes.

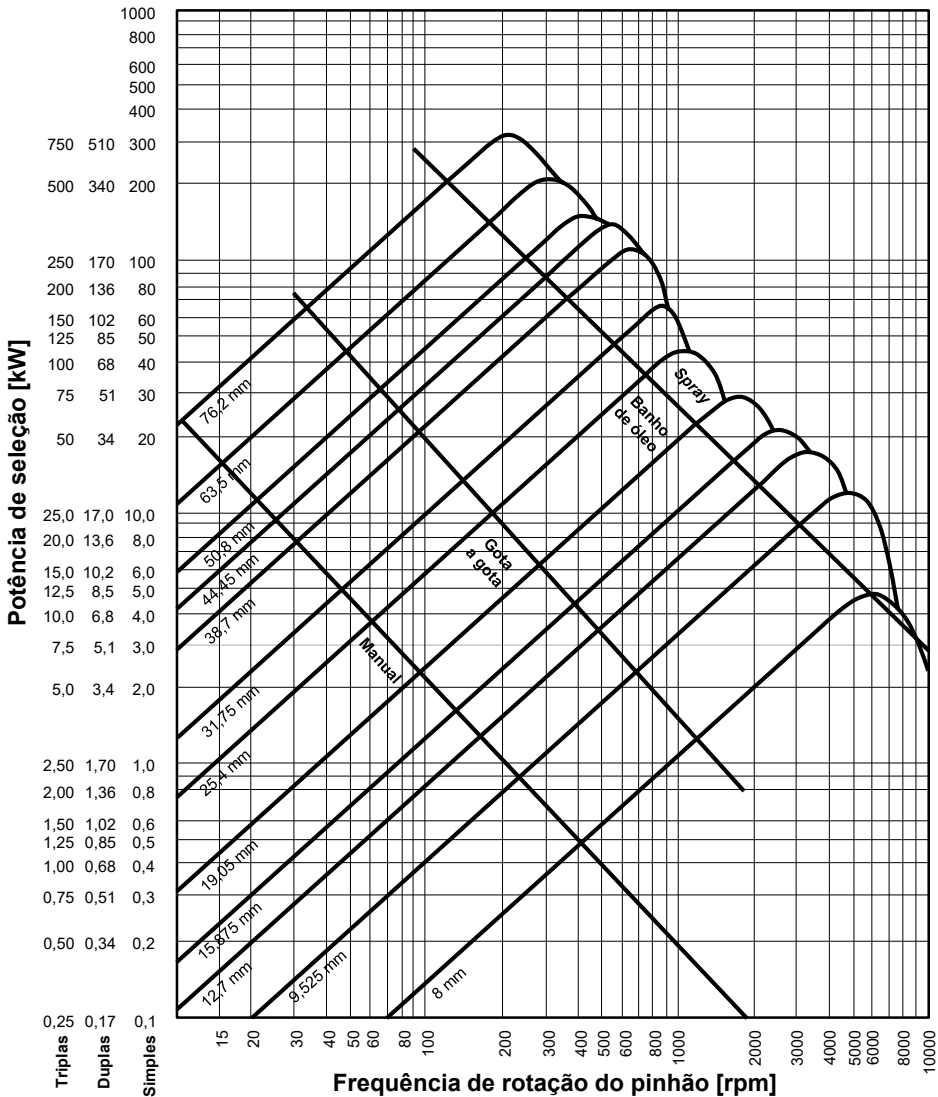


Figura 4.20. – Diagrama de capacidade de carga para correntes de rolos.

5.2. CONSTITUIÇÃO DOS CABOS

De um modo geral, os cabos podem ser de aço ou de cânhamo⁴¹. Os cabos de aço são constituídos por dois ou mais arames enrolados lado a lado, torcidos ou entrançados. Os arames, ou fios, dos cabos de aço são obtidos por trefilagem, uma vez que este processo confere aos cabos uma elevada resistência à rotura⁴².

A figura 5.8. mostra a constituição genérica de um cabo de aço de transmissão de movimento, a qual inclui a alma, ou núcleo, à volta da qual se desenvolvem os cordões, ou cordas. Por sua vez, os cordões contêm um arame, ou fio, central⁴³, em torno do qual se aplica um conjunto de arames exteriores, vulgo camadas, de modo a formar os ditos cordões. Os cabos de aço podem ainda ter um revestimento protetor, tal como se mostra na figura 5.6.

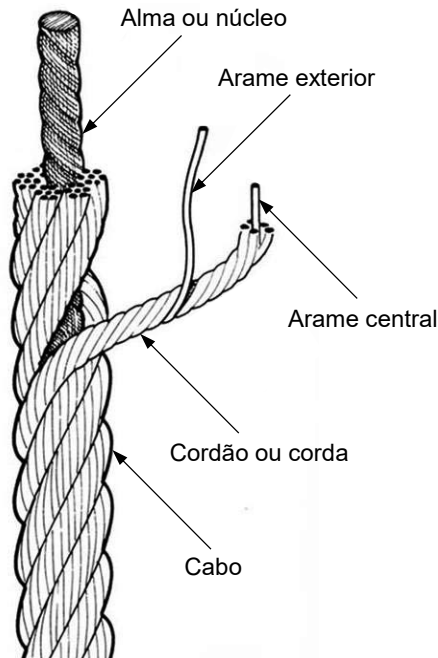


Figura 5.8. – Constituição genérica de um cabo de aço, a qual consiste em três componentes essenciais, nomeadamente a alma ou núcleo, o arame central e os cordões ou cordas.

⁴¹ Cânhamo é uma planta herbácea rica em óleo e fibras usadas em aplicações têxteis.

⁴² A resistência à rotura dos cabos de aço depende, obviamente, da sua constituição, isto é, do número e arranjo de arames, podendo aquela atingir os 2000 MPa. A título de curiosidade, deve referir-se que os primeiros cabos de aço desenvolvidos por Wilhem Albert, no século XIX, apresentavam uma tensão de rotura de cerca de 500 MPa.

⁴³ Na literatura anglossaxónica, o arame central é, por vezes, denominado arame rei.

dade de arames que apresenta. Por conseguinte, estas propriedades fazem com que estes cabos sejam apropriados para aplicações estáticas, tais como em pontes. Os cabos com seis ou oito cordões (cf. figura 5.20.) incluem uma alma independente, a qual pode ser de diferentes tipos, tal como cabo independente ou fibra. As principais características destes tipos de cabos são a flexibilidade e a facilidade com que abraçam as polias.

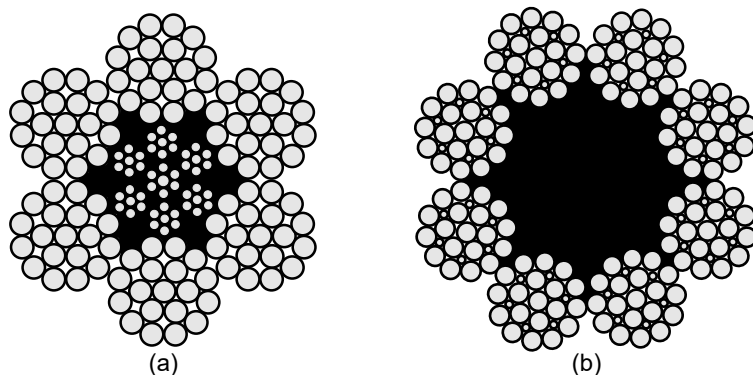


Figura 5.20. – (a) Cabo com seis cordões com alma de cabo independente; (b) Cabo com oito cordões com alma de fibra.

Tabela 5.1. – Tipos de cabos de aço de uso frequente e suas aplicações.

Construção	Descrição	Aplicações
1×7	Cabo de aço simples em hélice com sete arames	Embraiagens e travões
6×7 FC	Cabo de aço com seis cordões de 7 arames cada e com alma de fibra	Pesca
6×19 SFC S	Cabo de aço com seis cordões de 19 arames cada e com alma de fibra artificial, em que o arranjo dos cordões é tipo Seale	Teleféricos
6×19 FC S	Cabo de aço com seis cordões de 19 arames cada e com alma de fibra, em que o arranjo dos cordões é tipo Seale	Elevadores
6×37 IWRC F	Cabo de aço com seis cordões de 37 arames cada e com alma de cabo independente, em que o arranjo dos cordões é do tipo <i>filler</i>	Monta-cargas e gruas
6×41 FC WS	Cabo de aço com seis cordões de 41 arames cada e com alma de fibra, em que o arranjo dos cordões é do tipo Warrington-Seale	Pontes rolantes

Os cabos com múltiplos cordões (cf. figura 5.19.c) aliam uma boa flexibilidade a uma boa resistência à torção quando sujeito a cargas. Em virtude desta última propriedade, os cabos com múltiplos cordões são também denominados cabos antigiratórios ou antirrotação⁵⁸. Deve salientar-

⁵⁸ Esta propriedade é conseguida uma vez que as diferentes camadas são torcidas no sentido oposto e, por isso, os cabos não tendem a destorcer-se quando sujeitos a cargas.

7.4. TERMINOLOGIA ESPECÍFICA

O principal objetivo desta secção é o de introduzir a terminologia específica associada à configuração geométrica dos dentes das engrenagens. Para o efeito, considere-se a porção de uma roda cilíndrica exterior de dentes retos representada na figura 7.16., na qual se inclui alguma terminologia básica relativa ao referido dentado.

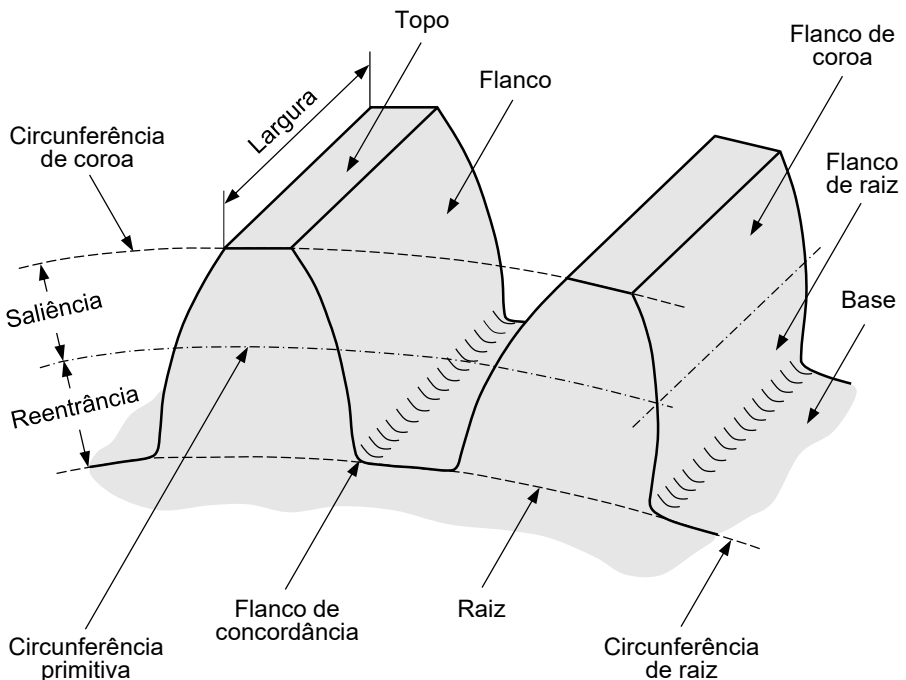


Figura 7.16. – Porção de uma roda cilíndrica exterior de dentes retos.

Considere-se que uma engrenagem cilíndrica exterior de dentes retos é interseçada por um plano perpendicular ao eixo das rodas, donde se obtém o perfil transversal do dentado (cf. figura 7.17.). Neste perfil de dentado podem distinguir-se os seguintes elementos⁸⁰:

- **Coroa** ou **cabeça**, que é o arco de circunferência que delimita superiormente o dente (segmento entre *A* e *E*).
- **Raiz** ou **pé**, que é o arco de circunferência que delimita inferiormente o dente (segmento entre *D* e *F*).
- **Linha de flanco**, que é a parte do perfil do dente compreendida entre a coroa e a raiz (segmentos entre *A* e *D* e entre *E* e *F*).

⁸⁰ Note-se que a terminologia adotada no presente texto segue a norma ISO 701 de 1988, revista em 2013 e intitulada *International gear notation - Symbols for geometrical data*.

representado pela letra D na figura 8.12. Neste mesmo instante, o ponto em que o perfil do dente do pinhão intersesta a circunferência primitiva está materializado pelo símbolo M . À distância entre os pontos de início e término do engrenamento (segmento \overline{CD}), chama-se comprimento de condução, ou comprimento de ação. Pode concluir-se que o engrenamento entre um par de dentes está, em geral, compreendido entre os pontos A e B que definem a linha de ação.

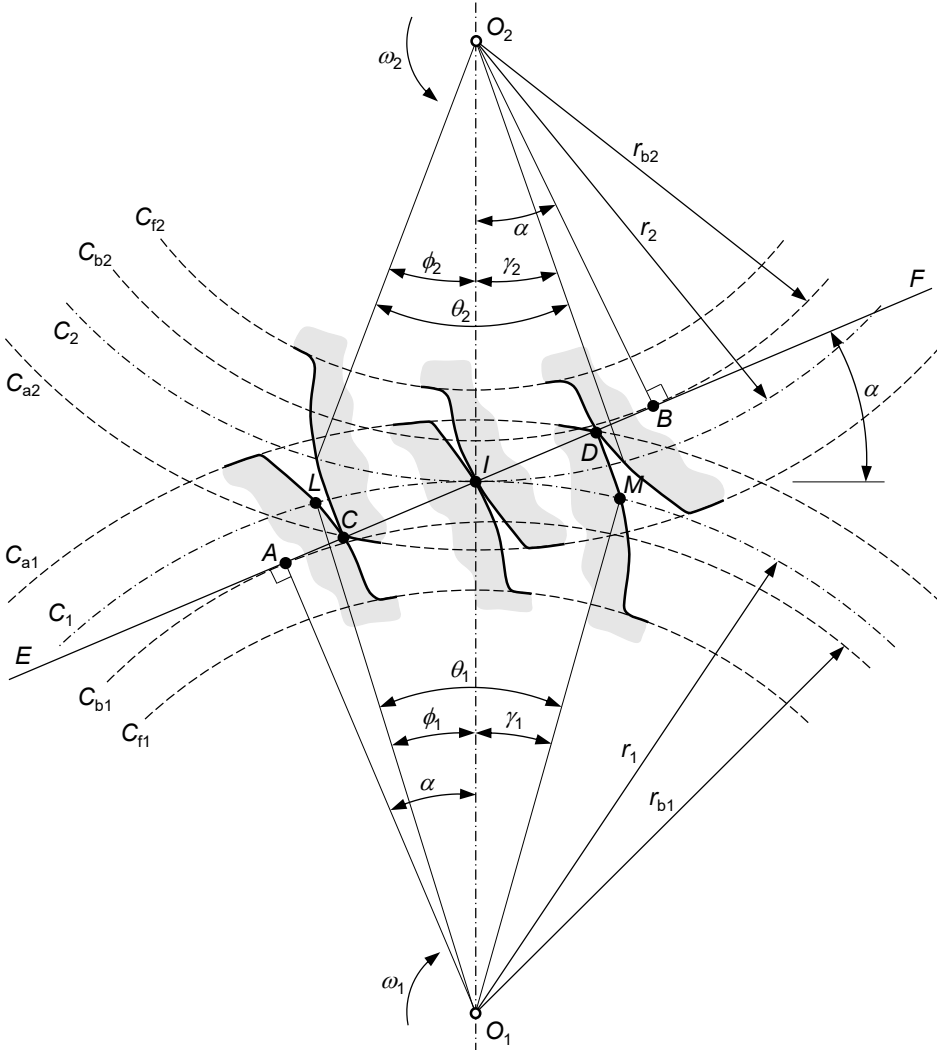


Figura 8.13. – Três posições sucessivas de um par de dentes em contacto.

A figura 8.13. refere-se a três posições sucessivas de um par dentes engrenado. Da análise desta figura pode dizer-se que o engrenamento se inicia no ponto C , isto é, quando a ponta do dente da roda movida contac-

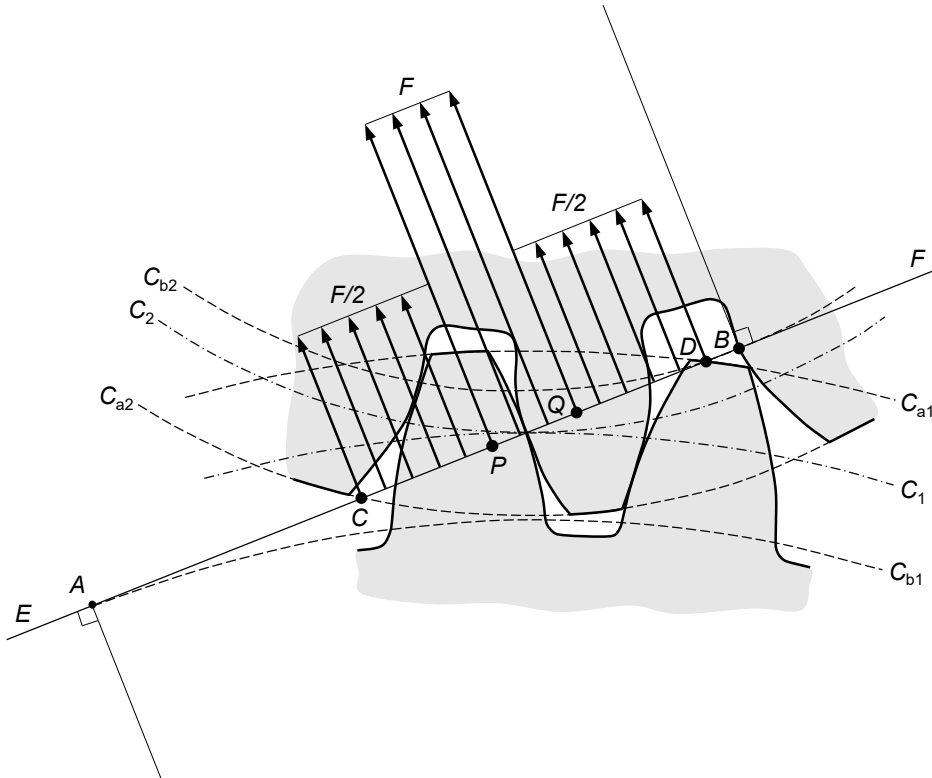


Figura 8.16. – Evolução da força de contacto ao longo da linha de ação, em que a relação de condução é superior à unidade.

A tabela 8.4. resume as expressões que permitem calcular a relação de condução para engrenagens cilíndricas de dentes retos normais, nomeadamente engrenagens cilíndricas exteriores de dentes retos, engrenagens cilíndricas interiores de dentes retos, e engrenagens do tipo pinhão-cremalheira de dentes retos.

Tabela 8.4. – Expressões que permitem calcular a relação de condução para diversos tipos de engrenagens cilíndricas de dentes retos normais.

Tipo de engrenagem	Relação de condução
Engrenagens cilíndricas exteriores (1 pinhão, 2 roda)	$\varepsilon = \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} - a \operatorname{sen} \alpha}{\pi m \cos \alpha}$
Engrenagens cilíndricas interiores (1 pinhão, 2 roda interior)	$\varepsilon = \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} + a \operatorname{sen} \alpha}{\pi m \cos \alpha}$
Engrenagens pinhão-cremalheira (1 pinhão, 2 cremalheira)	$\varepsilon = \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} + \frac{h_{a2}}{\operatorname{sen} \alpha} - \frac{d_1}{2} \operatorname{sen} \alpha}{\pi m \cos \alpha}$

9.5. PARÂMETROS DE DESEMPENHO

Nesta secção apresentam-se os principais parâmetros relativos ao desempenho de engrenagens cilíndricas de dentes inclinados, nomeadamente a relação de condução, o rendimento, e as interferências de funcionamento. Com o propósito de calcular a relação de condução em engrenagens cilíndricas de dentes inclinados considere-se a figura 9.19., onde se ilustra o engrenamento entre duas rodas de dentado helicoidal. Nesta representação admite-se que a roda 1 é o órgão motor, a qual gira no sentido indicado. Assim, o engrenamento de um par de dentes conjugados inicia-se no ponto A , que é o ponto em que o flanco da roda motora entra em contacto com o flanco conjugado da roda movida, ou seja, representa instante em que a circunferência de coroa da roda intersecta a linha de ação. O engrenamento termina no ponto B' , que corresponde ao fim do contacto do par de perfis conjugados.

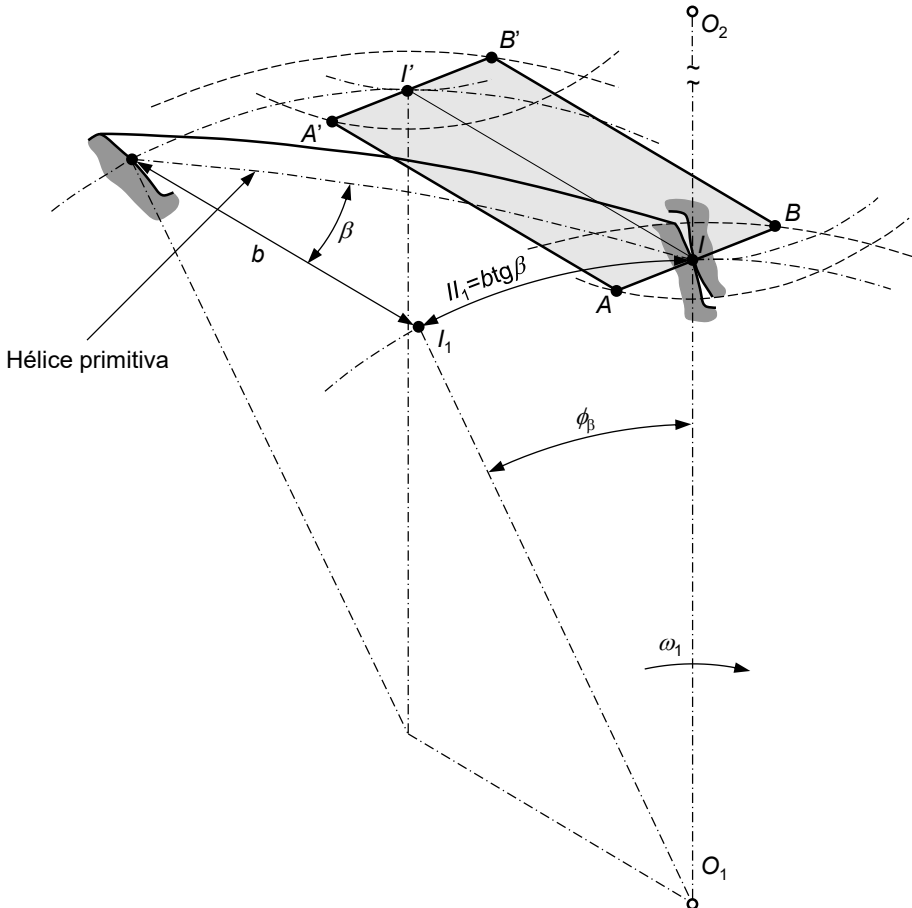


Figura 9.19. – Engrenamento entre duas rodas de dentado inclinado.

A figura 9.25. apresenta, para rodas helicoidais com hélice esquerda e direita, o sentido das forças axiais que atuam nas rodas em função do sentido de rotação do órgão motor. Os conceitos presentes nesta representação são de capital importância para no estudo e seleção dos apoios para os eixos das rodas.

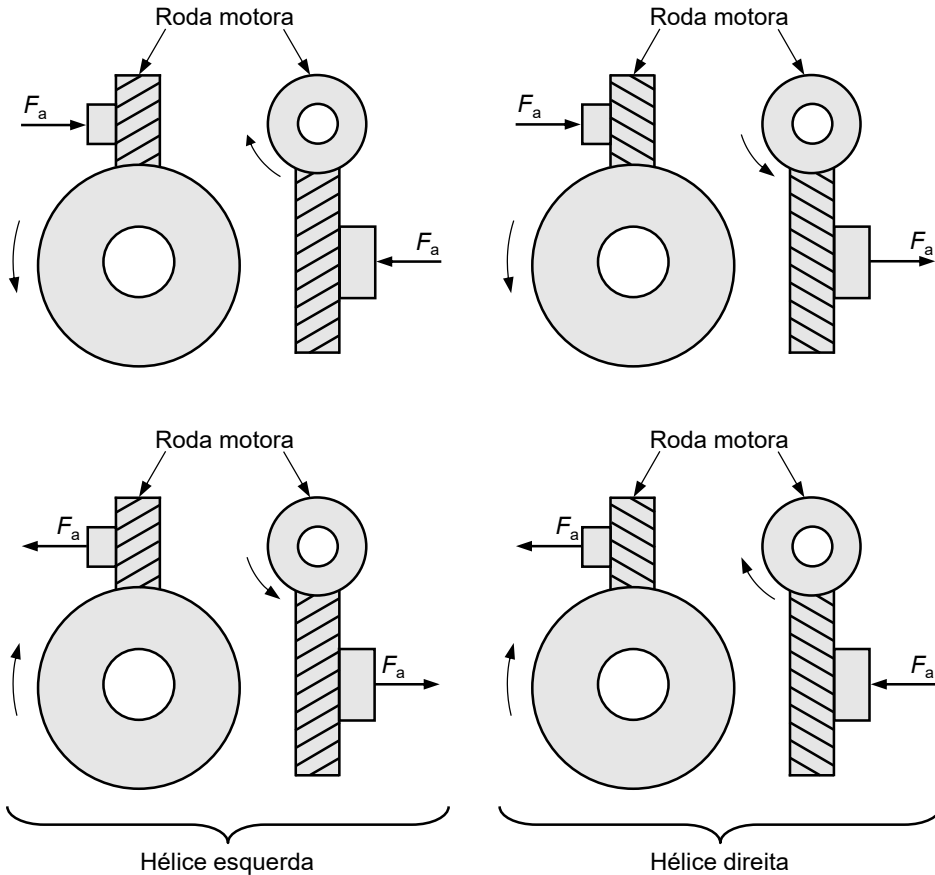


Figura 9.25. – Representação esquemática das forças axiais que se desenvolvem em rodas cruzadas em função da hélice das rodas e do sentido de rotação da roda motora.

Exercício 9.7.

Enunciado: Considere duas rodas cruzadas de módulo normal igual a 3 mm e um ângulo de pressão de 20°. O número de dentes do pinhão e da roda são, respectivamente, iguais a 15 e 24, sendo os correspondentes ângulos de hélice de 20 e 30°. Calcule, para as ambas as rodas, os seguintes parâmetros: (i) ângulo de pressão aparente, (ii) número de dentes equivalente, (iii) diâmetro primitivo, (iv) diâmetro de base.

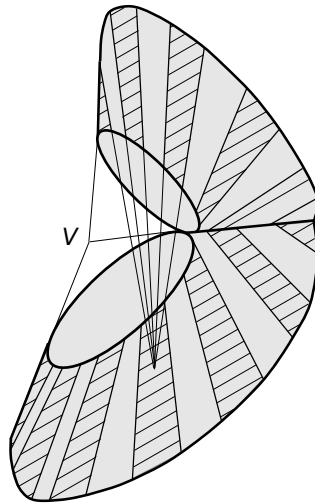


Figura 10.12. – Representação esquemática de uma engrenagem cônica de dentado inclinado.

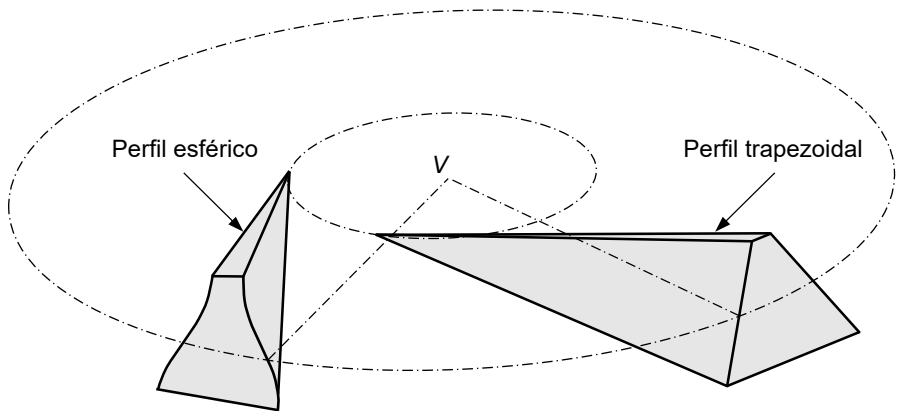


Figura 10.13. – Perfil esférico e trapezoidal em engrenagens cônicas de dentes inclinados.

A figura 10.14. diz respeito à representação esquemática de uma engrenagem cônica de dentes espirais, ou curvos.

De seguida é apresentada a terminologia¹¹⁹ específica associada às engrenagens cônicas de dentes retos de altura variável. Para o efeito, considere-se a figura 10.15., em que se representam os principais parâmetros geométricos e termos utilizados na caracterização deste tipo de engrenagem. A terminologia referente às engrenagens cônicas é, em tudo, semelhante à das engrenagens cilíndricas, uma vez que se utiliza um grande

¹¹⁹ A notação adotada no presente texto segue a norma ISO 23509 de 2016 e intitulada *Bevel and hypoid gear geometry*.

11.2. GERAÇÃO DO DENTE

O processo de geração dos perfis dos dentes de engrenagens torsas é, em tudo, semelhante ao que foi apresentado para as engrenagens cilíndricas de dentes inclinados. Todavia, a geração dos dentes das engrenagens torsas inclui algumas particularidades, que devem ser tidas em consideração no estudo deste tipo de engrenagem. Com o propósito de descrever o procedimento genérico relativo à geração das superfícies dos dentes de engrenagens torsas, considere-se a figura 11.6., em que C_1 e C_2 denotam as superfícies cilíndricas primitivas de uma engrenagem torsa, que se pretende gerar. Os cilindros primitivos têm raios r_1 e r_2 , também representados naquela figura. Deve notar-se que os eixos dos cilindros primitivos são segmentos de reta enviesados, facto que decorre da própria definição de engrenagens torsas¹³⁰. A figura 11.6. inclui ainda dois planos, π_1 e π_2 , coincidentes e paralelos aos eixos dos cilindros primitivos. Estes planos são tangentes aos cilindros primitivos segundo os segmentos de reta g_1 e g_2 , denominados geratrizes de contacto. Da análise da figura 11.6. pode observar-se que as geratrizes de contacto se interseçam no ponto I , sendo o único ponto de contacto entre os cilindros primitivos.

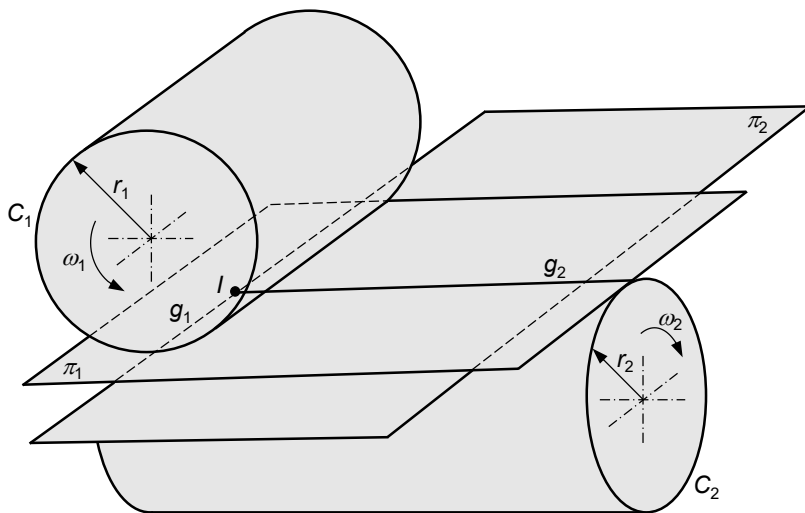


Figura 11.6. – Elementos básicos da geração de dentes de engrenagens torsas.

Considere-se agora o plano gerador ψ representado na figura 11.7., o qual faz um ângulo igual a $90-\theta$ com os planos π_1 e π_2 . A reta MN representa a interseção do plano gerador com os planos π_1 e π_2 , sendo δ_1 e δ_2

¹³⁰ Note-se que, por definição, nas engrenagens torsas os eixos das rodas não são coplanares.

Nas equações (12.26)-(12.28) F representa a força normal, ou total, que se desenvolve no contacto, e F_r , F_t e F_a são componentes radial, tangencial e axial, respetivamente. A força tangencial é responsável pela transmissão de potência nas engrenagens, pelo que é conveniente expressar as demais componentes das forças de engrenamento em função da força tangencial. Com referência à figura 12.11. verifica-se que

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_t = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (12.29)$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta \quad (12.30)$$

$$F = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} \quad (12.31)$$

em que α_n é o ângulo de pressão real, ou normal, α_t denota o ângulo de pressão aparente, ou transverso, e β é o ângulo de inclinação primitiva.

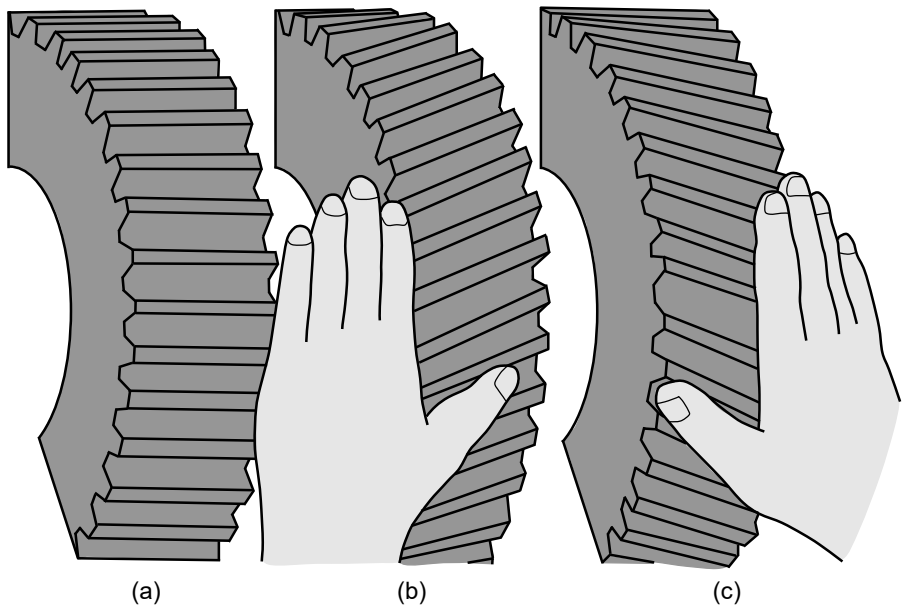


Figura 12.12. – (a) Roda de dentes retos; (b) Roda de dentes inclinados de hélice esquerda; (c) Roda de dentes inclinados de hélice direita.

No atinente à definição do sentido de atuação da força axial é oportuno recordar os conceitos de hélice esquerda e direita. De facto, as rodas dentadas helicoidais podem ser esquerdas ou direitas, conforme a inclinação dos dentes ou hélices. A figura 12.12. mostra, a título exemplificativo, rodas com hélice esquerda e com hélice direita, assim como uma roda de dentes retos.

mm, e um ângulo de pressão real de 20° . O parafuso tem 50 mm de diâmetro primitivo. O coeficiente de atrito médio entre o parafuso e a roda é igual 0,024. A figura 12.26. ilustra os elementos primitivos desta engrenagem. Assim, (i) calcule as forças de engrenamento, (ii) determine as reações nos apoios do veio da roda, (iii) calcule o momento de saída.

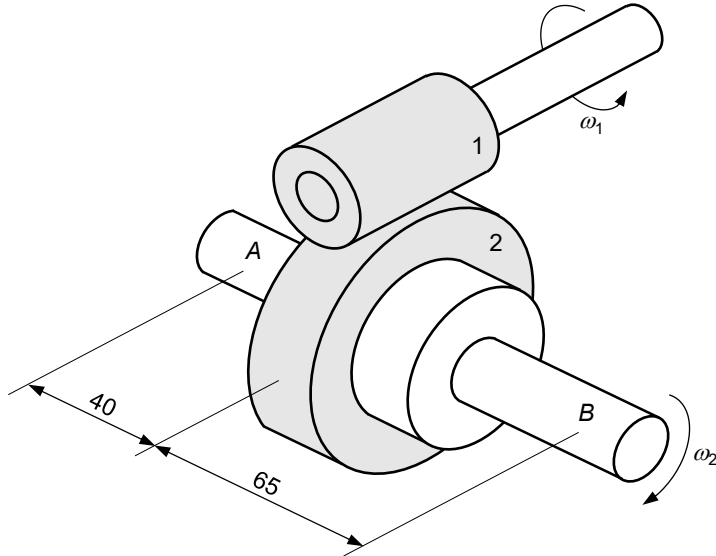


Figura 12.26. – Engrenagem de parafuso sem-fim roda helicoidal.

Padrão de resposta esperado:

Da análise da geometria desta engrenagem de parafuso sem-fim pode verificar-se que

$$d_2 = m_{t2}z_2 = 4 \times 32 = 128 \text{ mm}$$

$$m_{x1} = m_{t2} = 4 \text{ mm}$$

$$p_{x1} = \pi m_{x1} = \pi \times 4 = 12,57 \text{ mm}$$

$$p_{z1} = p_{x1}z_1 = 12,57 \times 2 = 25,13 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\pi d_1}{p_{z1}} = \frac{\pi \times 50}{25,13} \Rightarrow \beta_1 = 80,91^\circ.$$

A força tangencial que atua no parafuso pode ser calculada do seguinte modo

$$F_t^{21} = \frac{60P_1}{\pi d_1 n_1} = \frac{60 \times 2000}{\pi \times 50 \times 10^{-3} \times 2950} = 258,96 \text{ N}.$$

A força resultante no engrenamento do parafuso é dada pela equação (12.45), ou seja

Introduzindo as equações (15.35) e (15.36) em (15.37), após tratamento matemático elementar, obtém-se a seguinte expressão que permite calcular o rendimento de parafusos de potência

$$\eta = \operatorname{tg} \lambda \frac{1 - \mu \operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} \lambda + \mu} \quad (15.38)$$

a qual é válida para roscas quadradas e parafusos sem colar.

Da análise da equação (15.38) observa-se que, dentro de certos limites, o rendimento aumenta com o ângulo de avanço, sendo, por esta razão, que se usam parafusos com múltiplas entradas. A figura 15.19. mostra a variação do rendimento de um parafuso de potência de rosca quadrada de entrada única sem colar, para diferentes valores de coeficiente de atrito, em função do ângulo de hélice. Deve notar-se que o rendimento é bastante baixo quando o ângulo de hélice está próximo de 0° e 90° .

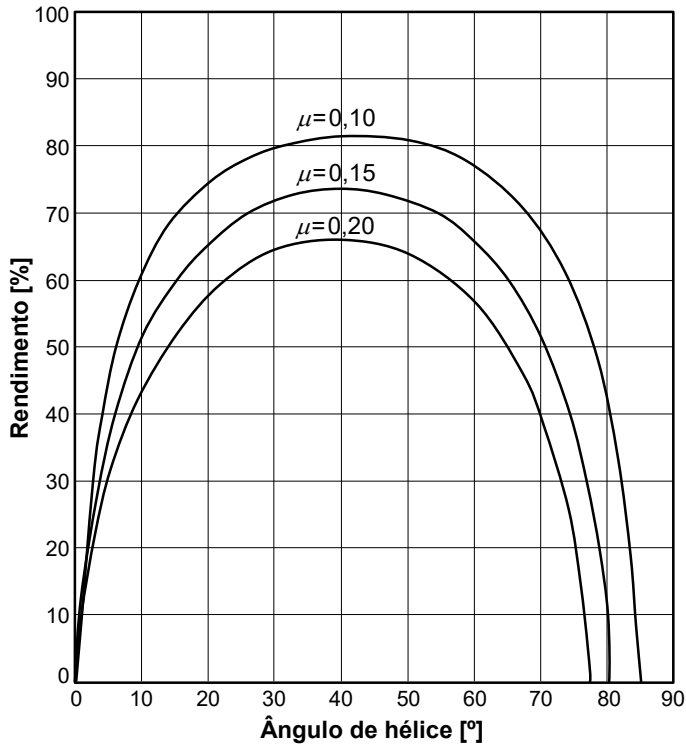


Figura 15.19. – Variação do rendimento de um parafuso de potência de rosca quadrada de entrada única sem colar em função do ângulo de hélice.

A equação (15.38) pode também ser utilizada para o caso de parafusos de rosca trapezoidal, desde que se considere o valor do coeficiente de atrito equivalente dado pela equação (15.32) e aqui reproduzido

PROJETO E SELEÇÃO DE COMPONENTES MECÂNICOS

PAULO FLORES

Sobre a obra

Nesta obra são apresentados os fundamentos para o projeto e seleção de componentes mecânicos, como forma de sistematização operativa, compreensão do funcionamento e explicitação de condições de desempenho. Estruturada de forma a introduzir progressivamente as diferentes temáticas e as imprescindíveis análises teóricas, esta obra aborda um amplo leque de componentes mecânicos, acompanhados de exercícios de aplicação resolvidos, abrangendo matérias tradicionais da mecânica geral, automóvel, aeronáutica, mecatrónica, mas também da biomecânica e biomédica, de que a protética, os dispositivos médicos e a reabilitação são exemplos.

Sobre o autor

Paulo Flores nasceu em Vieira do Minho a 19 de dezembro de 1972. Obteve a sua graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade do Minho em 1997, seguida de Provas Científico-Pedagógicas (2000), Doutoramento (2005) e Agregação (2011) em Engenharia Mecânica pela Universidade do Minho. Em 2009, concluiu um pós-doutoramento no Swiss Federal Institute of Technology, ETH-Zurich, e em 2010, foi Visiting Professor na The University of Arizona. Trabalha na Universidade do Minho há 25 anos, onde os seus tópicos de interesse no ensino e investigação científica estão ligados às áreas da Dinâmica de Sistemas Mecânicos, Projeto e Seleção de Componentes Mecânicos, Contacto Mecânico e Biomecânica. Professor Catedrático desde 2013, é autor de inúmeras publicações científicas e pedagógicas.

Apoio

FREZITE Group

Também disponível em formato e-book



ISBN: 978-989-910-161-6



www.engebook.pt

engebook