

INTRODUÇÃO AO PROJETO MECÂNICO

2.^a EDIÇÃO

ANTÓNIO COMPLETO

FRANCISCO Q. DE MELO

AUTORES

António Completo
Francisco Q. de Melo

TÍTULO

Introdução ao Projeto Mecânico – 2.ª Edição

EDIÇÃO

Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda.
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

Delineatura – Design de Comunicação

IMPRESSÃO

maio, 2019

DEPÓSITO LEGAL

455410/19



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

Copyright © 2019 | Todos os direitos reservados a Quântica Editora – Conteúdos Especializados, Lda. para a língua portuguesa.

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, é 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

ISBN
978-989-892-750-7

Catálogo da publicação
Família: Engenharia Mecânica
Subfamília: Tecnologia/Fabrico

ÍNDICE

1. PROJETO DE ÓRGÃOS MECÂNICOS	15
1.1. O que é um projeto	15
1.2. Princípios gerais do projeto	16
1.3. Organização do projeto	21
1.4. Desenvolvimento do Conceito	26
1.4.1. Identificação dos requisitos dos clientes	26
1.4.2. Estabelecer as especificações técnicas objetivo	29
1.4.3. Geração, seleção e teste do conceito	35
1.5. Desenho para fabrico no projeto de um órgão mecânico	40
1.5.1. Princípios do desenho para fabrico	40
1.5.2. Estimativa de custos de produção	41
1.5.3. Redução de custos de fabrico	42
2. NOÇÕES GERAIS PARA PROJETO MECÂNICO	47
2.1. Movimento circular.....	47
2.1.1. Velocidade angular, Período, Frequência e Rotação.....	47
2.1.2. Velocidade periférica ou tangencial	47
2.1.3. Aceleração centrípeta, força centrípeta e força centrífuga	48
2.1.4. Relação de transmissão	48
2.1.5. Sistema biela-manivela	49
2.1.6. Sistema manivela-corrediça	50
2.1.7. Escalonamento das velocidades de rotação	50
2.1.8. Trens de engrenagens epicicloidais	51
2.2. Momento, Trabalho-Energia, Potência e Rendimento	53

2.2.1. Momento	53
2.2.2. Trabalho-Energia	54
2.2.3. Potência	55
2.2.4. Rendimento	56
2.3. Resistência dos materiais	57
2.3.1. Relação tensão-deformação	57
2.3.2. Pressão de contacto (Hertz)	59
2.3.3. Tração e Compressão	61
2.3.4. Corte	62
2.3.5. Flexão	64
2.3.6. Torção	67
2.3.7. Cargas combinadas	68
2.3.8. Círculo de Mohr e Tensões Principais	70
2.3.9. Critérios de resistência	71
2.3.10. Fadiga	72
2.3.11. Encurvadura	73
3. SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA	77
3.1. Correias	77
3.1.1. Introdução	77
3.1.2. Correias planas	77
3.1.3. Correias trapezoidais	80
3.2. Correntes	81
3.2.1. Introdução	81
3.2.2. Cinemática	82
3.2.3. Rendimento da transmissão	83
3.2.4. Exercício	84
3.3. Engrenagens	85
3.3.1. Introdução	85
3.3.2. Redutores ou multiplicadores	86
3.3.3. Caixas de velocidades.....	88
4. DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE TRANSMISSÃO	93
4.1. Engrenagens de eixos paralelos	93
4.1.1. Dentado reto	93
4.1.1.1. Considerações geométricas e de qualidade	93
4.1.1.2. Dimensionamento dentado reto	96
4.1.2. Dentado helicoidal	103
4.1.2.1. Considerações geométricas	103
4.1.2.2. Dimensionamento dentado helicoidal	104
4.1.3. Exercícios.....	106
4.1.3.1. Exercício 1	106

4.1.3.2. Exercício 2	107
4.2. Engrenagens de eixos concorrentes	109
4.2.1. Considerações geométricas	109
4.2.2. Dimensionamento dentado reto	110
4.2.3. Exercício	113
4.3. Engrenagem roda de coroa e parafuso sem-fim	115
4.3.1. Considerações geométricas	115
4.3.2. Dimensionamento roda parafuso sem-fim	116
4.3.3. Rendimento e potência dissipada	121
4.3.4. Exercício	124
4.4. Correias	126
4.4.1. Considerações gerais	126
4.4.2. Vibração da correia	127
4.4.3. Dimensionamento de correias	128
4.4.4. Exercícios	129
4.4.4.1. Exercício 1	129
4.4.4.2. Exercício 2	130
4.5. Correntes	132
4.5.1. Considerações gerais	132
4.5.2. Dimensionamento de correntes	132
4.5.3. Exercício	132
5. ROLAMENTOS E CHUMACEIRAS	135
5.1. Rolamentos	135
5.1.1. Introdução	135
5.1.2. Classificação dos rolamentos	136
5.1.3. Tipos de rolamentos	136
5.1.3.1. Esferas	136
5.1.3.2. Rolos	137
5.1.3.3. Agulhas	138
5.1.4. Diagramas de instalação de rolamentos	138
5.1.4.1. Instalação fixo-livre	138
5.1.4.2. Instalação de rolamentos de contacto angular com regulação de pré-carga	139
5.1.4.3. Aspectos construtivos	140
5.1.5. Dimensionamento do rolamento	141
5.1.5.1. Capacidade de carga estática (C_o)	142
5.1.5.2. Capacidade de carga dinâmica (C)	143
5.1.6. Fatores de carga (X_o, Y_o, X, Y)	145
5.1.7. Vida útil do rolamento	146
5.1.8. Dimensões, carga estática e carga dinâmica de rolamentos	148
5.1.9. Exercícios	151

5.1.9.1. Exercício 1	151
5.1.9.2. Exercício 2	152
5.2. Chumaceiras	153
5.2.1. Introdução	153
5.2.2. Dimensionamento de chumaceiras	155
5.2.3. Potência dissipada e caudal de lubrificante	160
5.2.4. Exercícios	162
5.2.4.1. Exercício 1	162
5.2.4.2. Exercício 2	163
6. ELEMENTOS DE LIGAÇÃO, GUIAMENTO E FORÇA	165
6.1. Chavetas e veios estriados	165
6.1.1. Chavetas	165
6.1.2. Veios-estriados	167
6.1.3. Exercícios	169
6.1.3.1. Exercício 1	169
6.1.3.2. Exercício 2	170
6.2. Acoplamento por pressão veio-cubo	171
6.2.1. Introdução	171
6.2.2. Dimensionamento	172
6.2.3. Exercício	176
6.3. Guia de corredeira	177
6.3.1. Introdução	177
6.3.2. Dimensionamento	177
6.3.3. Exercício	178
6.4. Embraiagens	179
6.4.1. Introdução	179
6.4.2. Dimensionamento	180
6.4.3. Exercício	182
6.5. Molas	182
6.5.1. Introdução	182
6.5.2. Dimensionamento	182
6.5.3. Exercício	186
6.6. Resistência ao rolamento	187
6.6.1. Introdução	187
6.6.2. Cálculo da resistência ao rolamento	187
6.6.3. Exercício	188
6.7. Ligações aparafusadas	189
6.7.1. Introdução	189
6.7.2. Pré-carga e binário de aperto	189
6.7.3. Seleção parafuso, segundo norma VDI 2230	192

6.7.4. Método para cálculo do binário de aperto	193
6.7.5. Cálculo da pressão de esmagamento da cabeça	194
6.7.6. Exercícios	196
6.7.6.1. Exercício 1	196
6.7.6.2. Exercício 2	196
6.8. Ligação por cabos	197
6.8.1. Introdução	197
6.8.2. Resistência e dimensionamento dos cabos	199
6.8.3. Exercício	203
6.9. Acoplamentos	204
6.9.1. Introdução	204
6.9.2. Tipos e seleção de acoplamentos	205
6.9.3. Exercício	207
7. VEIOS DE TRANSMISSÃO	209
7.1. Conceitos gerais	209
7.1.1. Introdução	209
7.1.2. Parâmetros de dimensionamento e verificação	210
7.2. Cálculo à cedência	211
7.2.1. Introdução	211
7.2.2. Diâmetro mínimo da secção do veio	211
7.2.3. Verificação da tensão limite de cedência	212
7.3. Cálculo à rigidez	213
7.3.1. Introdução	213
7.3.2. Flecha e rotação	213
7.3.2.1. Veio de secção uniforme	214
7.3.2.2. Veio encastrado com carga de flexão e momento concentrado	216
7.3.2.3. Veio de secção escalonada – 3 diâmetros	217
7.3.2.4. Flecha e rotação em estado tridimensional de forças	218
7.3.3. Exercícios	219
7.3.3.1. Exercício 1	219
7.3.3.2. Exercício 2	221
7.3.3.3. Exercício 3	222
7.3.3.4. Exercício 4	224
7.4. Cálculo à Fadiga	227
7.4.1. Introdução	227
7.4.2. Critério de verificação à fadiga	228
7.4.3. Tensão limite de fadiga corrigida	231
7.4.4. Fatores de concentração de tensão	232
7.4.5. Exercícios	234
7.4.5.1. Exercício 1	234
7.4.5.2. Exercício 2	235

8. CÁRTER DE MECANISMOS	239
8.1. Arquitetura	239
8.1.1. Introdução	239
8.1.2. Tipos de arquitetura	239
8.1.3. Acessibilidade para montagem e manutenção	243
8.1.4. Exemplos de estruturas de cárter de mecanismos	245
8.2. Dimensões	249
8.2.1. Introdução	249
8.2.2. Espessura mínima de parede	250
8.2.3. Dimensões indicativas	251
8.3. Lubrificação	254
8.3.1. Introdução	254
8.3.2. Lubrificação com massa lubrificante	255
8.3.3. Lubrificação com óleo	257
8.4. Vedação	259
8.4.1. Introdução	259
8.4.2. Vedação dinâmica com folga	259
8.4.3. Vedação dinâmica com contacto	260
8.4.4. Vedação estática	264
8.4.5. Exemplos de vedação	268
9. PROCEDIMENTOS PARA PROJETO	269
9.1. Caixas de velocidades	269
9.1.1. Veículos	269
9.1.1.1. Potência consumida	269
9.1.1.2. Potência disponível, inclinação de estrada e aceleração	271
9.1.1.3. Determinação dos “rapports”	273
9.1.1.4. Caixas de comando manual	275
9.1.1.5. Considerações construtivas	279
9.1.2. Máquinas ferramentas	288
9.1.2.1. Número de velocidades e razão de progressão	288
9.1.2.2. Relações de transmissão nos grupos redutores	291
9.1.2.3. Disposição de cadeias cinemáticas	296
9.2. Redutores	298
9.2.1. Introdução	298
9.2.2. Redutor de eixos paralelos	298
9.2.3. Redutor de eixos concorrentes	305
9.2.4. Redutor de eixos parafuso sem-fim e roda tangente	307
10. ANTEPROJETO	311
10.1. Introdução	311
10.2. Caderno de encargos do mecanismo	311

10.3. Cálculo do número de dentes	312
10.3.1. Relações de transmissão	312
10.3.2. Verificação das velocidades de saída	313
10.4. Dimensionamento das rodas	314
10.4.1. Determinação do módulo das engrenagens	314
10.4.2. Cálculos para a correção de dentado com variação de entre-eixo	314
10.4.3. Cálculos para a correção de dentado para eliminação de interferência de corte	315
10.4.4. Características finais das engrenagens	316
10.5. Dimensionamento dos rolamentos	316
10.5.1. Nomenclatura	316
10.5.2. Cálculo das forças nos veios	317
10.5.3. Cálculo das reações nos apoios	319
10.5.4. Cálculo das capacidades de carga dos rolamentos	320
10.5.5. Seleção dos rolamentos	321
10.6. Verificação das chavetas	321
10.7. Verificação à rigidez dos veios	322
10.8. Verificação à fadiga dos veios	324
10.8.1. Diagramas de momentos fletores	324
10.8.2. Materiais usados nos veios	325
10.8.3. Critério de verificação à fadiga	325
10.8.4. Pontos críticos dos veios e coeficientes de segurança	326
10.9. Lubrificação	329
10.10. Lista de componentes	330
10.11. Desenho de conjunto	331
11. CASOS DE ESTUDO PROPOSTOS	335
11.1. Caso de estudo 1	335
11.2. Caso de estudo 2	335
11.3. Caso de estudo 3	335
11.4. Caso de estudo 4	336
11.5. Caso de estudo 5	336
11.6. Caso de estudo 6	336
11.7. Caso de estudo 7	337
11.8. Caso de estudo 8	337
11.9. Caso de estudo 9	337
11.10. Caso de estudo 10	338
11.11. Caso de estudo 11	338
11.12. Caso de estudo 12	338
11.13. Caso de estudo 13	339
11.14. Caso de estudo 14	339
11.15. Caso de estudo 15	339

11.16. Caso de estudo 16	340
11.17. Caso de estudo 17	340
11.18. Caso de estudo 18	341
11.19. Caso de estudo 19	341
11.20. Caso de estudo 20	342

BIBLIOGRAFIA	343
---------------------------	------------

CAPÍTULO 1

PROJETO DE ÓRGÃOS MECÂNICOS

1.1. O QUE É UM PROJETO

Um projeto é um conjunto de atividades que tem um ponto inicial e um estado final definidos, persegue metas estabelecidas e usa um conjunto de recursos sempre limitados.

Num projeto de produto o objetivo é um produto definível, que é tipicamente especificado em termos de custo, qualidade e prazo em resultado das atividades do projeto.

Os projetos são sempre complexos, pois implicam numerosas e diversas tarefas com vista a atingir os objetivos do projeto em causa. Quanto mais tarefas envolvidas, mais complexo é o projeto. Cada indústria ou produto pode apresentar diferentes tarefas, que se desenvolverão em sequência ou em paralelo e estarão especificamente planeadas e detalhadas em normas para o produto a desenvolver. Outra particularidade de um projeto é a sua singularidade, já que haverá, sempre, algum fator distintivo, mesmo quando esse projeto é repetido. A noção de incerteza está, também, associada a qualquer projeto, já que os projetos são planeados antes de serem executados e, portanto, aportam um conjunto de riscos normalmente associados aos já referidos custo, qualidade e prazo.

Os projetos são sempre delimitados por um início e um fim temporal, exigindo assim uma concentração transitória de recursos humanos e tecnológicos. Apesar de toda a preparação e monitorização de um projeto, os recursos para a sua execução mudam/alteram-se durante o seu ciclo de vida e o que exige, assim, uma estrutura organizacional competente, com capacidade de antecipação das dificuldades para que possam ser solucionadas de forma previsível, sem colocar em causa os objetivos inicialmente definidos para o projeto.

No âmbito do projeto existem diferentes tipologias:

- **Projetos radicais** – envolvem significativas modificações relativamente aos produtos ou conceitos existentes, podendo criar uma nova categoria ou família de produto, com recurso a novas tecnologias e materiais. Podem requerer um processo de produção inovador.
- **Projetos de próxima geração** – representam, normalmente, alterações significativas no projeto do produto, sem a introdução de novas tecnologias ou materiais, mas representando um novo sistema de soluções para o cliente, que pode partilhar uma estrutura comum entre diversos modelos ou família de produto.

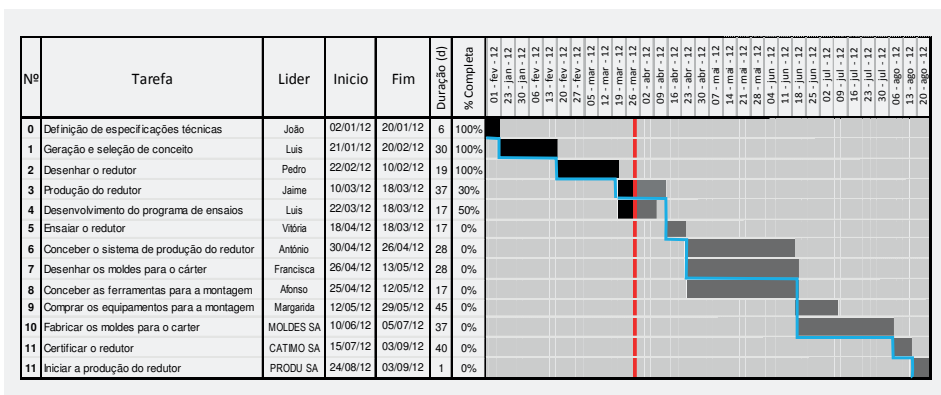


Figura 1.4 Diagrama de Gantt.

planificação inicial, a equipa de projeto pode ser modificada de forma a alterar o tempo de desenvolvimento, orçamento, ou mesmo objetivos do projeto. Os resultados da fase de Desenvolvimento de Conceito e a planificação do projeto constituem os elementos de partida para o Contrato de Projeto Industrial. Este documento é utilizado para compilar a informação do planeamento com os resultados da fase de Desenvolvimento de Conceito. O termo contrato é utilizado porque este documento é, normalmente, utilizado nas empresas para formalizar um acordo entre a equipa de projeto (Chefe de Projeto) e a direção da empresa em termos de objetivos do projeto e recursos envolvidos. Os elementos que normalmente fazem parte deste contrato estão indicados na tabela 1.4.

Tabela 1.4 Elementos que habitualmente fazem parte do Contrato de Projeto Industrial.

Item	Número de páginas aproximadas
Missão	1
Lista de necessidades dos clientes	2
Análise competitiva	2
Especificações técnicas do produto	3
Modelos-Desenhos do conceito do produto	3
Relatório dos testes de conceito	3
Estimativa de vendas	5
Análise económica	2
Plano do Projeto	3
Lista de tarefas	2
Organigrama da equipa de projeto	1
Planificação (Gantt)	1
Orçamento	1
Riscos do projeto	1
Indicadores de medida de performance do projeto	1

A equipa de projeto é um grupo de indivíduos que executa as tarefas do projeto. Existem alguns aspetos ligados à equipa que permitem que um projeto se desenvolva mais rapidamente, tais como:

- Menos de 10 pessoas na equipa;
- Membros na equipa desde o desenvolvimento do conceito até à pré-série;

sobre os valores dessas metas, é necessário utilizar uma ferramenta que permita aglutinar toda a informação e relacioná-la, para que a equipa de projeto possa tomar as corretas decisões com uma base científica e técnica estruturada, identificando as principais limitações e oportunidades de melhoria do produto a desenvolver. A noção de qualidade passa, também, pela equipa de projeto ser capaz de desenvolver uma compreensão comum sobre as decisões, suas razões e implicações e aumentar a responsabilidade de todos os seus membros pelas decisões tomadas.

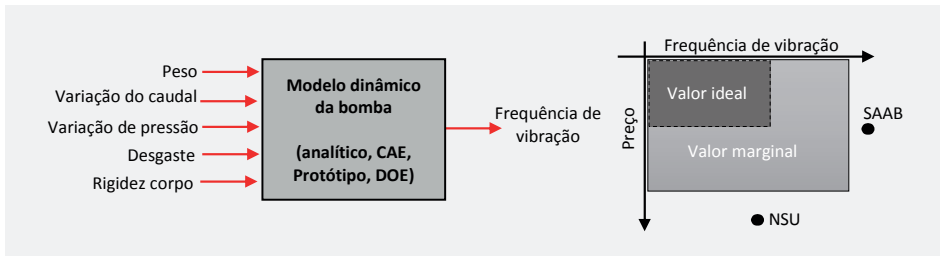


Figura 1.8 Modelo técnico (esquerdo) e Modelo de custo (direita) (exemplo).

A Matriz QFD é uma ferramenta de engenharia que permite um tratamento estruturado e simultâneo de toda a informação do projeto, quer no domínio do cliente, das especificações técnicas, do mercado e da dificuldade técnica (figura 1.9). A matriz QFD desenvolve-se em diferentes fases, sendo que em cada fase se realiza um conjunto de ações. Os principais desenvolvimentos da matriz QFD passam pelos seguintes passos:

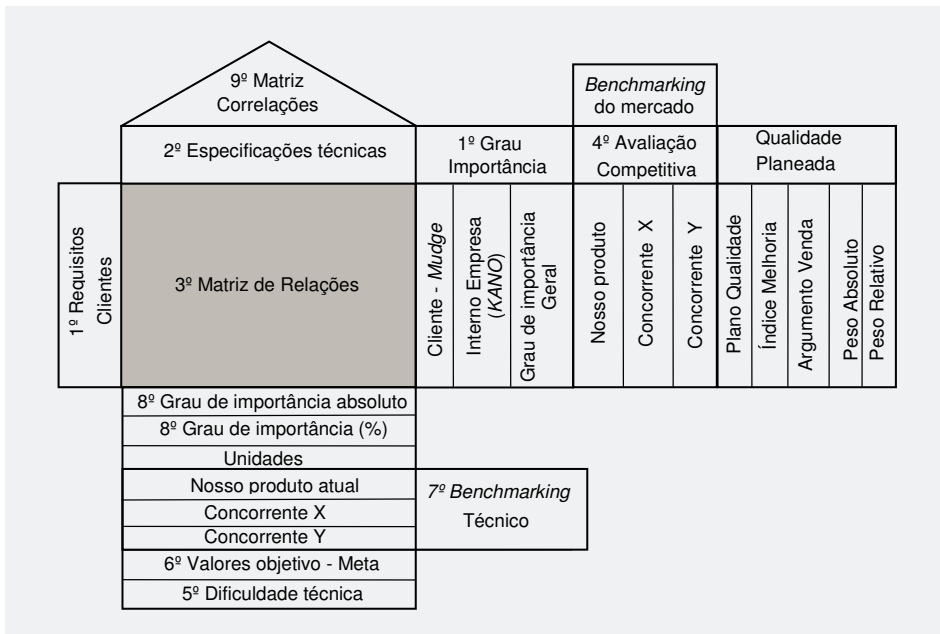


Figura 1.9 Matriz QFD.

CAPÍTULO 2

NOÇÕES GERAIS PARA PROJETO MECÂNICO

2.1. MOVIMENTO CIRCULAR

2.1.1. Velocidade angular (ω), Período (T), Frequência (f) e Rotação (n)

Um ponto material "P", ao descrever uma trajetória circular de raio "r", apresenta uma variação angular ($\Delta\phi$) num determinado intervalo de tempo (Δt). A relação entre a variação angular ($\Delta\phi$) e o intervalo de tempo (Δt) define a velocidade angular do movimento.

- ω – velocidade angular [rad/s]
- $\Delta\phi$ – variação angular [rad]
- Δt – variação de tempo [t]

$$\omega = \frac{\Delta\phi}{\Delta t}$$

O Período (T) é o tempo necessário para que um ponto material "P", em movimento circular com raio "r", complete um ciclo.

- T – período [s]
- ω – velocidade angular [rad/s]

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

A Frequência (f) é o número de ciclos que um ponto material "P" descreve num segundo, no movimento circular com raio "r".

- f – frequência [Hz]

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}$$

A Rotação (n) é o número de ciclos que um ponto material "P", em movimento circular com raio "r", descreve num minuto.

- n – rotação [rpm]

$$n = 60f = \frac{30\omega}{\pi}$$

2.1.2. Velocidade periférica ou tangencial (v)

A velocidade tangencial ou periférica (v) tem como característica a mudança de trajetória a cada instante, porém, o seu valor nominal mantém-se constante. A relação entre a velocidade tangencial (v) e a velocidade angular (ω) é definida pelo raio "r" da peça.

$$|\vec{v1}| = |\vec{v2}| = |\vec{v3}| = |\vec{v4}| = v$$

$$v = \omega r$$

Planetário 3 (Coroa) fixo, $\omega_{3/0} = 0$.

Duas possibilidades:

$$\omega_{saida} = \omega_{1/0} \Rightarrow \omega_{entrada} = \omega_{4/0} \Rightarrow r = \frac{\omega_{saida}}{\omega_{entrada}} = \frac{Z_3}{Z_1} + 1$$

O trem é multiplicador e não inversor

ou

$$\omega_{saida} = \omega_{4/0} \Rightarrow \omega_{entrada} = \omega_{1/0} \Rightarrow r = \frac{\omega_{saida}}{\omega_{entrada}} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3}$$

O trem é redutor e não inversor.

Em termos de construção deste tipo de trem existe uma relação relativa ao número de dentes a respeitar nos planetários e satélites:

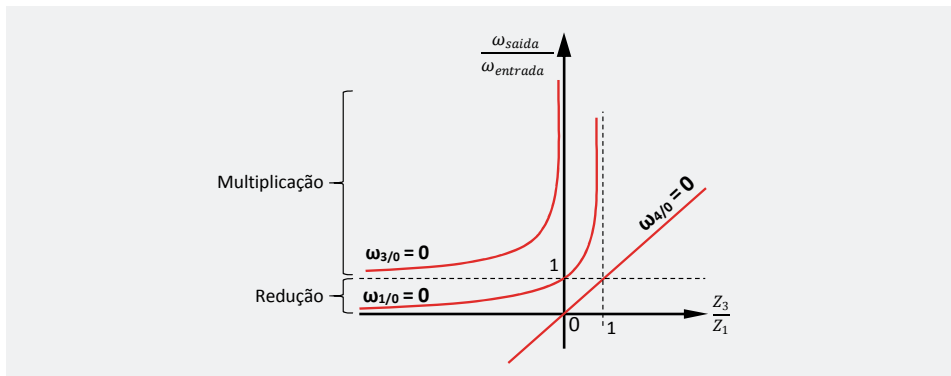
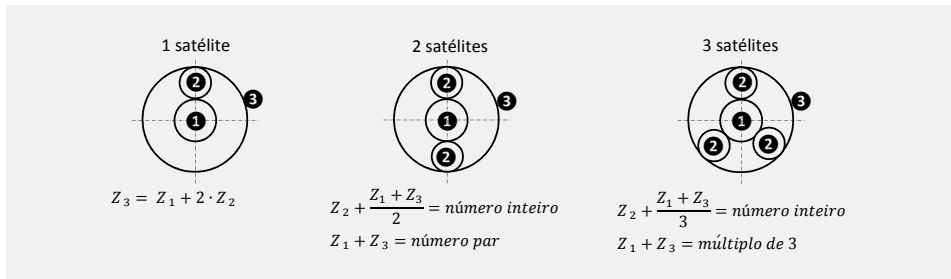
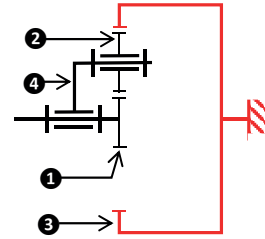


Figura 2.1 Evolução da relação de transmissão total em função da relação base.

2.2. MOMENTO, TRABALHO-ENERGIA, POTÊNCIA E RENDIMENTO

2.2.1. Momento

O momento de uma força, em relação a um eixo, é a grandeza física que dá uma medida da tendência da força, aplicada a uma determinada distância do eixo (braço), provocar rotação em torno do eixo. O momento de uma força, em relação a um eixo, também pode ser denominado binário,

Tabela 2.9 Expressões de cálculo das tensões, para cada tipologia de sollicitação mecânica.

Tipo de sollicitação	Tração e Compressão	Corte	Flexão	Torção
Tensão $\sigma - \tau$	$\sigma = \frac{F}{A} < \sigma_{z adm}$	$\tau = \frac{F}{A} < \tau_{a adm}$	$\sigma_b = \frac{M \cdot y}{I} < \sigma_{b adm}$	$\tau_{tr} = \frac{M_t \cdot r}{I_p} < \tau_{t adm}$

Uma estrutura ou órgão pode estar sujeito, simultaneamente, a mais do que um tipo de sollicitação mecânica (axial, torção, flexão). Para se realizar uma análise de todos os efeitos dos diferentes modos de carregamento, em termos das tensões desenvolvidas na estrutura, pode aplicar-se o princípio da sobreposição de efeitos. Assim, podemos analisar as tensões desenvolvidas numa dada secção da estrutura, para cada modo de carregamento, de uma forma individual, procedendo-se de seguida à sua combinação através da soma ou subtração das tensões normais e das tensões de corte.

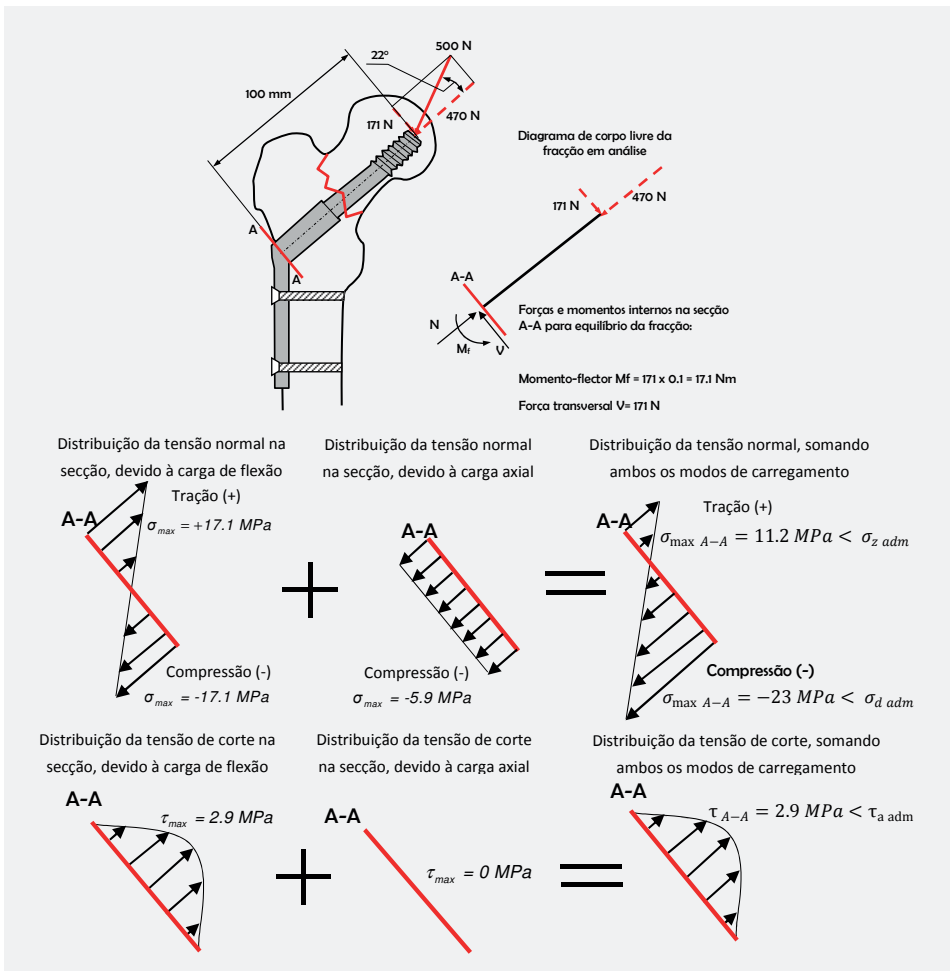


Figura 2.4 Representação esquemática da sobreposição das tensões normais e de corte, na secção A-A, para os modos de carregamento em flexão e axial na placa angular.

CAPÍTULO 3

SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

3.1. CORREIAS

3.1.1. Introdução

Uma transmissão por correia é composta por um par de polias, uma motriz e outra recetora, montadas cada uma num veio e ligadas por uma cinta de material flexível, normalmente feita de camadas de lonas e borracha vulcanizada, que permite a transmissão do momento torsor entre as polias. A transmissão por correia é adequada para aplicações mecânicas em que a distância entre os eixos rotativos é grande. É usualmente mais simples e económica que outras formas alternativas de transmissão de potência. A sua flexibilidade é uma assinalável vantagem, contribuindo com elevada capacidade de amortecimento de choques e, assim, reduzindo a transmissibilidade dinâmica entre o elemento motor e resistente. A transmissão de potência só é possível quando existe atrito entre as polias e a correia, sendo necessário efetuar-lhe, também, uma tensão inicial. Quando em funcionamento surge um par de forças tangenciais (iguais) equivalentes, formando o binário que transmite rotação ao conjunto. Este par de forças soma-se algebricamente à força de tensionamento inicial, dando origem às forças efetivas que se geram na transmissão. A capacidade de transmissão de potência e de momento é limitada pelo coeficiente de atrito e pela pressão de contacto entre a correia e a polia. Um acionamento por correia bem projetado funciona por muitos anos com o mínimo de manutenção. As correias são comercialmente disponíveis com diversas secções transversais, donde se destacam as correias planas, trapezoidais e dentadas.

3.1.2. Correias planas

A transmissão por correia plana é um mecanismo elementar, provavelmente o mais antigo na transmissão de potência entre dois eixos com duas polias P_1 e P_2 (figura 3.1), tendo uma superfície periférica cilíndrica levemente bombeada. Em bom funcionamento, a correia transmite o movimento por atrito, sem escorregamento.

Temos, assim, que a potência (P) transmitida é dada pela seguinte expressão:

$$P = (T_1 - T_2) \cdot v \quad Ft = (T_1 - T_2)$$

- P – potência da transmissão [W]
- v – velocidade da correia [m/s]
- F_t – força tangencial de potência [N]

A tensão média (T_0) de esticamento da correia em repouso é dada pela expressão:

$$T_0 = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

- T_0 – tensão de esticamento da correia [N]

Pelas equações anteriores é possível concluir que uma correia com bom atrito exige baixa força de esticamento T_0 , consequentemente transmite mais potência até ao limite do escorregamento. Maior frequência de rotação gera maior força centrífuga, reduzindo a capacidade de transmissão, na medida em que aquela força se subtrai a T_1 e T_2 . Estas equações referem-se a uma transmissão na iminência de escorregamento correia/polia. Se as tensões T_1 e T_2 forem tais, que o 1º membro da expressão anterior seja maior do que $e^{\mu\alpha}$, então a correia patinará. Em síntese, com as equações anteriores é possível avaliar se, para uma determinada potência, existe ou não risco de patinação da correia sobre a polia.

3.1.3. Correias trapezoidais

As relações cinemáticas e as forças, na transmissão entre duas polias no caso de correias planas, são válidas para correias trapezoidais, alterando a área transversal. As forças de contacto referem-se a uma superfície de perfil em "V", como na figura 3.3. O centro de massa (G) da secção da correia define o círculo primitivo das polias.

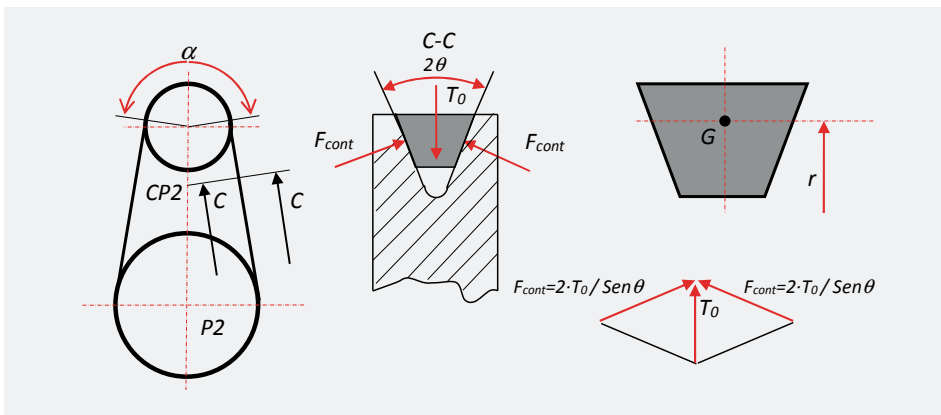


Figura 3.3 Forças e geometria de transmissão por correia trapezoidal.

de velocidades, já que permitem elevadas relações de transmissão, com uma capacidade de carga idêntica a uma engrenagem simples. Estes redutores são bastante utilizados em caixas de velocidades automáticas de automóvel, em cubos de velocidades de bicicletas ou torres eólicas, como multiplicadores de velocidade, entre muitas outras aplicações. São constituídos, basicamente, por engrenagens e um trem epicicloidal que comporta, na sua forma mais simples, duas árvores coaxiais, sendo designados por planetários. O interior é, normalmente, denominado "sol" e o exterior "coroa". Os satélites que engrenam com os dois planetários e rodam em torno de um eixo comum, o porta satélites, e ainda o caixa ou chassi (figura 3.9). Existem diferentes configurações de redutores epicicloidais, em função do número de planetários e dos satélites possuem dentado simples ou duplo (figura 3.10).

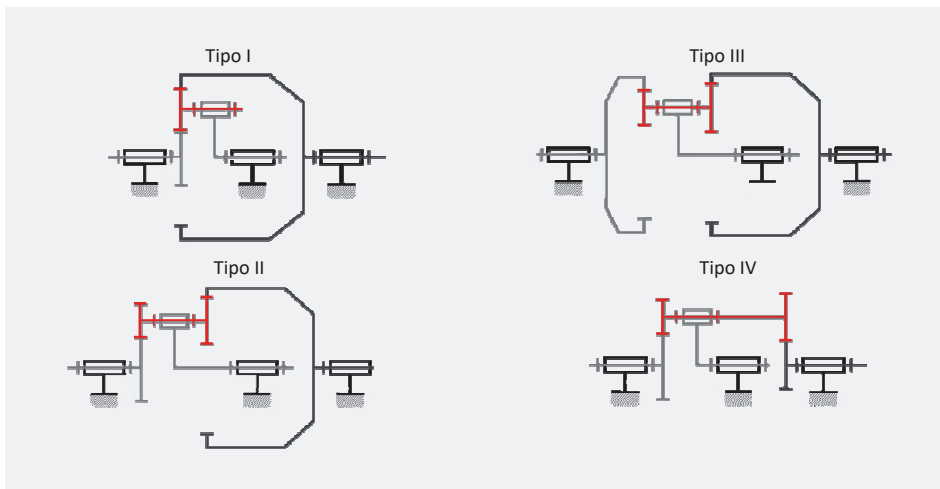


Figura 3.10 Configurações de redutores epicicloidais: Tipo I, Tipo II, Tipo III e Tipo IV (satélite a vermelho).

3.3.3. Caixas de velocidades

A caixa de velocidades é um sistema mecânico, ou mais geralmente um sistema mecatrónico, que permite adaptar a relação de transmissão de um movimento entre uma árvore motora, ou de entrada, e uma árvore recetora, ou de saída (figura 3.11). Estas são utilizadas em múltiplos contextos, como máquinas ferramentas, veículos automóveis, etc., mas a utilização mais frequente é na transformação e transmissão da potência de um motor, aumentando o binário sobre a árvore de saída. Neste caso, isto resulta do efeito de redução associado às diferentes relações de transmissão, que conduz a uma rotação mais lenta da árvore de saída relativamente à árvore de entrada, conduzindo à multiplicação do binário à saída da caixa. Possibilitando várias razões de transmissão (redução ou multiplicação), também conhecidos por "*rappports*", a caixa de velocidades é, assim, um elemento central que se adapta de maneira variável, em função de diferentes situações dinâmicas e de carga, para vencer a resistência ao avanço no arranque ou durante o movimento de um automóvel, ou a da ferramenta de uma máquina. A maioria das caixas de velocidades apresenta relações de transmissão discretas, utilizando engrenagens para assegurar as diferentes desmultiplicações, impondo-se esta como a solução mais eficaz. Do mesmo modo, as caixas de velocidades integram, juntamente com as en-

4.1. ENGRENAGENS DE EIXOS PARALELOS

4.1.1. Dentado reto

4.1.1.1. Considerações geométricas e de qualidade

Uma engrenagem de eixos paralelos consiste num par de rodas dentadas engrenando num mesmo plano, tendo os dentes um perfil de evolvente de círculo, como representado na figura 4.1. O estudo analítico da geração da evolvente consta num elevado número de publicações sobre engrenagens, sendo aqui lembrado resumidamente o seu significado, assim como, algumas definições associadas a diferentes parâmetros das engrenagens:

- A *Evolvente de círculo* é o lugar geométrico (linha) dos pontos gerados pelo extremo de um segmento de reta (geratriz) que rola, sem escorregar, sobre um círculo base de raio R_{b1} (pinhão) ou R_{b2} (roda). O perfil evolvente assegura o engrenamento de superfícies de contacto com escorregamento mínimo e proporciona melhor orientação da força de contacto (figura 4.1).
- O *passo do dentado* (p) é o comprimento do arco reunindo dois pontos consecutivos no círculo primitivo;
- O *módulo* (m) é parâmetro geométrico calibrando as dimensões dos dentes da engrenagem. É obtido por p/π ;
- O *ângulo do dentado* (β) medido sobre a linha paralela ao eixo das engrenagens, só não é nulo em engrenagens helicoidais e influencia o ângulo de pressão α ;
- O *número de dentes* do pinhão e roda Z_1 e Z_2 ;
- O *Círculo primitivo* é o círculo virtual definido, tanto no pinhão (com *raio primitivo* R_1) como na roda (com *raio primitivo* R_2). Estes dois círculos primitivos são tangentes no ponto de contacto C e rolam sem escorregar, tendo C como centro instantâneo de contacto.
- O *ângulo de pressão* (α) que se define entre a normal aos flancos, conjugados dos dentes da engrenagem em contacto, e a tangente aos círculos primitivos no ponto de contacto C . Este ângulo só se designa como ângulo de pressão nominal quando C está no círculo primitivo.
- A *Linha de engrenamento* ($l_1 - l_2$) é o lugar geométrico de pontos de contacto no movimento de um par de dentes conjugados. Estes entram em contacto a partir de l_1 onde o círculo de cabeça da roda intersecta a linha l_1/l_2 , terminando o contacto em l_2 , quando o raio de cabeça do pinhão intersecta a linha $l_1 - l_2$. Deve haver mais que um par de dentes engrenados em l_1/l_2 .

muito importante na cinemática de engrenamento, repartindo o esforço por mais do que um dente (pode não ser um número inteiro).

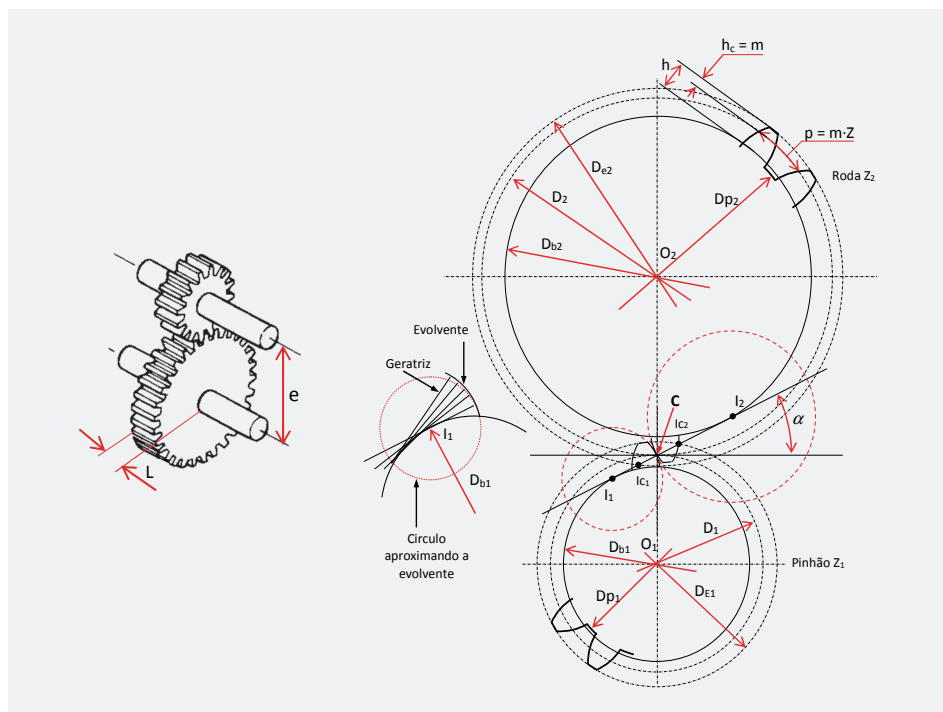


Figura 4.1 Principais características geométricas de uma engrenagem de dentado reto.

Tabela 4.1 Características geométricas gerais de engrenagens paralelas.

Parâmetro	Símbolo	Expressão	Unidades
Diâmetro primitivo	D	$D = m_n \cdot Z$	m
Passo	p	$p = m_n \cdot \pi$	m
Módulo normal	m_n	$m_n = p/\pi$	m
Ângulo de pressão	α	$\alpha_n = 20^\circ$	°
Número dentes	Z		adimensional
Largura	L	a ser dimensionado ou adotado	m
Diâmetro de base	D_b	$D_b = D \cdot \cos \alpha$	m
Diâmetro do pé de dente	D_p	$D_p = D - 2 \cdot h_f$	m
Diâmetro externo (cabeça)	D_e	$D_e = D + 2 \cdot m_n$	m
Altura total do dente	h_z	$h_z = 2,25 \cdot m_n$	m
Altura cabeça do dente	h_c	$h_c = m_n$	m
Altura do pé do dente	h_f	$h_f = 1,25 \cdot m_n$	m
Folga da cabeça	s	$s = 0,25 \cdot m_n$	m
Razão de transmissão	u	$u = Z_2/Z_1 = D_2/D_1 = n1/n2$	adimensional
Entre eixo	e	$e = [(Z_2 + Z_1)/2] \cdot m_n$	m

- A *Razão de condução* é a razão entre o número de dentes em engrenamento contínuo, ao longo da linha de engrenamento, e o passo primitivo p, sendo a expressão analítica longa. Os *Cilindros*

de atrito aumenta com a velocidade (perdas hidrodinâmicas devido à lubrificação por óleo). Deste modo, as seguintes regras ajudam à boa prática de projeto/seleção do redutor:

- Máxima redução no parafuso sem-fim/roda tangente: $u = 50:1$ ($i = 1$ filete).
- Rotação do sem-fim: quanto maior, menor será a eficiência.
- Elevadas reduções: se a opção for por um redutor de eixos paralelos, a máquina poderá ter muitos andares de redução e dimensões incomportáveis com a arquitetura do sistema em que se integre. Boa solução: combinar redutores sem-fim com redutores de eixos paralelos, cuidando naturalmente que, não só a rotação à saída se cumpra, mas também o atravancamento seja razoável.
- Colocar o redutor sem-fim como “rápido” (associado à fonte de potência de alta rotação) e depois ligado a um redutor convencional é errado, pois as perdas mecânicas serão maiores que a montagem contrária. O sem-fim é mais eficiente com baixa velocidade no fuso.
- O número de entradas no fuso (filetes) deve ser, sempre, maior do que 1 e com limite $i = 4$. Pelas expressões anteriores podemos ver que, com o aumento do número de entradas (i), aumentamos o ângulo de hélice (γ), que por sua vez contribui para aumentar o rendimento da engrenagem, independentemente do coeficiente de atrito (μ) entre a roda e o parafuso sem-fim. No entanto, isto só é válido para valores de ângulo de hélice (γ) até os 45° , pois a partir daí o rendimento decresce até se poder chegar ao encravamento (para elevados ângulos de hélice) o que significa impossibilidade mecânica, como traduz o gráfico da figura 4.10.

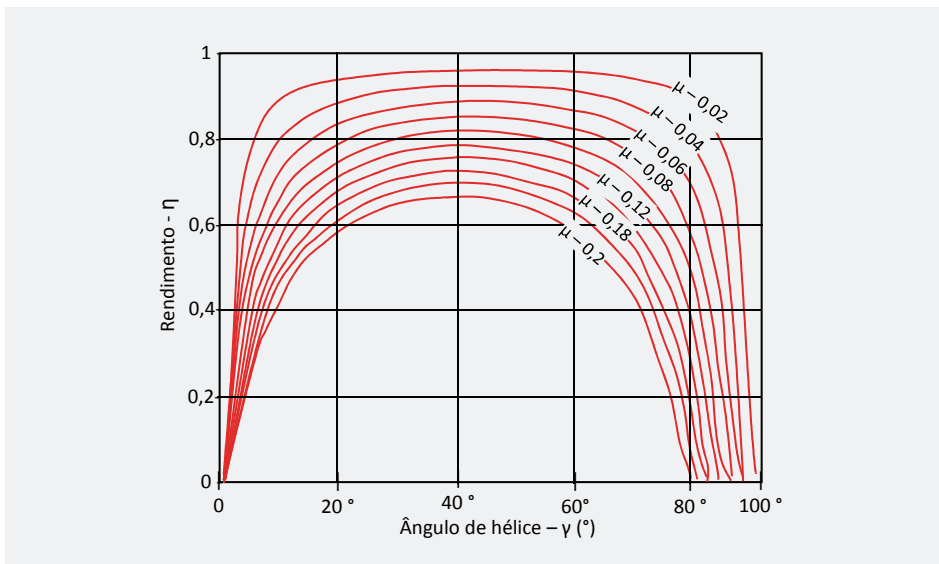


Figura 4.10 Rendimento (η) da engrenagem de parafuso sem-fim, em função do ângulo de hélice (γ) e coeficiente de atrito (μ).

Qualquer sistema de transmissão de potência está associado a um rendimento inferior a 100%, já que existem perdas de potência relacionadas, normalmente, com as forças de atrito que se desenvolvem entre os diferentes componentes em movimento relativo. No caso das transmissões com coroa e parafuso sem-fim, essa perda é mais acentuada quando comparada com os restantes tipos de transmissão. Estimar a potência perdida, normalmente sobre a forma de calor, ajuda o projetis-

CAPÍTULO 5

ROLAMENTOS E CHUMACEIRAS

5.1. ROLAMENTOS

5.1.1. Introdução

Um rolamento é um suporte, ou uma guia, que permite o movimento relativo controlado entre dois, ou mais componentes de um órgão mecânico. A sua utilização evita a fricção de deslizamento entre as superfícies em movimento relativo, passando a haver movimento de contacto sem deslizamento entre partes do próprio rolamento. As perdas mecânicas reduzem-se deste modo ao mínimo, ficando dependentes da deformação entre os corpos rolantes na área de contacto. São constituídos por um anel interno, um anel externo e elementos de revolução como esferas, rolos ou agulhas posicionados entre os dois anéis (Figura 5.1).

As vantagens da utilização de rolamentos são várias:

- Solução permutável e pronta a funcionar sem ajustes.
- Baixa necessidade de lubrificação. Nos rolamentos blindados a lubrificação sólida assegura a vida útil do rolamento.
- Baixas perdas por fricção em baixa rotação, ligeiro aquecimento.
- Baixos custos de produção devido à produção em massa.

As principais desvantagens são:

- Dimensões radiais relativamente elevadas.
- Redução da rigidez radial e axial com o desalinhamento angular do eixo de rotação.
- Resistência rotacional, ruído e vida curta para elevadas rotações.
- Sensibilidade às cargas de impacto e vibração.

Os rolamentos são o principal tipo de suporte em rotação em máquinas: no automóvel existem mais de 30 rolamentos, num veículo pesado mais de 120 e num avião mais de 1000.

rolos, e os 4600 Mpa, para um rolamento de esferas. A deformação residual, no elemento de revolução e na pista do anel, consequência destes níveis de tensão de contacto, é aproximadamente igual a 0,00001 do diâmetro do elemento de revolução. Considera-se, para termos de dimensionamento da carga estática (C_0), que o rolamento se encontra parado, ou em rotação inferior a 10 rpm. Os valores de capacidade de carga estática dos rolamentos (C_0) são calculados, primeiramente, pelo projetista e, depois, fornecidos pelos catálogos dos fabricantes de rolamentos. Além da carga estática, os rolamentos devem ser, também, dimensionados em termos das cargas dinâmicas (C) associadas à vida útil dos rolamentos, ou seja, ligadas ao processo de ruína, por fadiga, dos elementos rolantes. A carga dinâmica tem de ser verificada para os casos de aplicações com uma rotação superior a 10 rpm. Este dimensionamento envolve fatores associados à velocidade de rotação, ao tipo de aplicação, à temperatura de funcionamento, estimativa de vida de funcionamento e probabilidade de falha (figura 5.8).

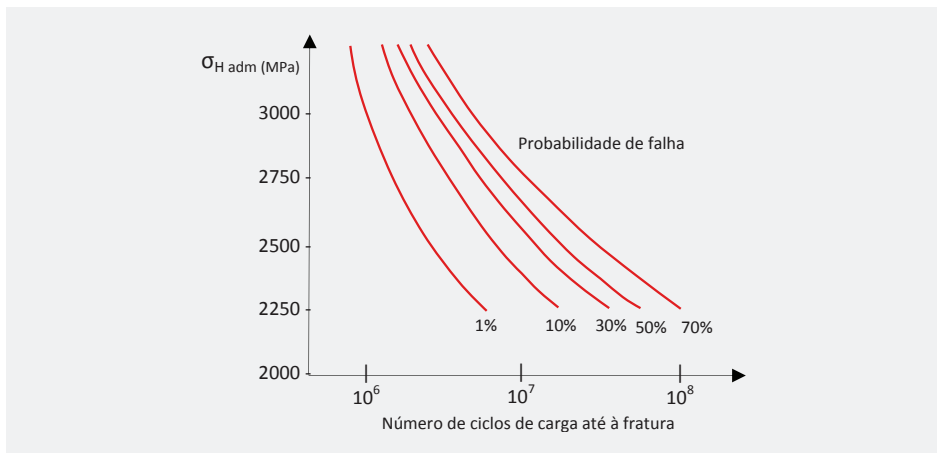


Figura 5.8 Variação da Tensão de Hertz admissível com o número de ciclos de carga e probabilidade de falha.

5.1.5.1. Capacidade de carga estática (C_0)

É a carga que provoca, na pista e elemento rolante, uma deformação plástica de 0,001% do diâmetro do elemento rolante, ou seja, uma pressão de Hertz de 4GPa (ISO 76). A capacidade de carga estática (C_0) é determinada com as expressões:

$$C_0 = f_s \cdot P_0$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

- C_0 – capacidade de carga estática [kN]
- f_s – coeficiente de segurança [adimensional]
- P_0 – carga estática equivalente [kN]
- X_0 – fator radial [adimensional]
- Y_0 – fator axial [adimensional]

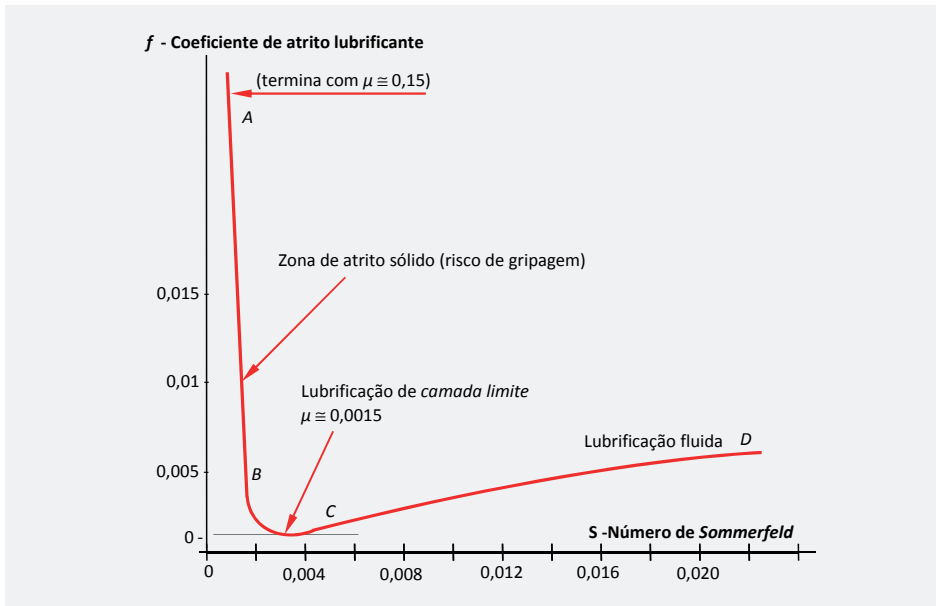


Figura 5.13 Coeficiente de atrito lubrificante (f), em chumaceiras radiais de deslizamento: válido se $b/D \in [0,25 \text{ a } 0,75]$ (b - comprimento da chumaceira, D - Diâmetro da chumaceira).

Para efetuar dimensionamento de chumaceiras de deslizamento é necessário conhecer a pressão de contacto admissível, em condições normais de funcionamento (lubrificação assegurando atrito lubrificante ou, pelo menos, de camada limite em curta duração). A tabela 5.14 indica os valores da pressão média a máxima, em vários tipos de máquinas. Importa notar que os valores na tabela 5.14 são indicativos. Com o progresso na investigação em aditivos de extrema pressão para lubrificantes, bem como em materiais com baixo atrito, podem-se conseguir pressões admissíveis maiores do que as indicadas, assim como, maior eficiência mecânica e longevidade.

Tabela 5.14 Pressão de contacto admissível (p) em chumaceiras rotativas de carga radial.

Máquina	Apoio	Pressão máxima (Mpa)	μ (Pa.s)	c/D	b/D
Motores a gasolina (auto e avião)	Cambota	6 a 12	De 0,035 a 0,038 (60°C)	+/- 0,0005	0,25~0,75
	Biela: cabeça	10 a 20		+/- 0,0005	0,25~0,75
	Pé (pino)	15 a 25		+/- 0,00025	0,25~0,75
Motores Diesel (todos)	Cambota	3 a 6	De 0,038 a 0,06 (60°C)	+/- 0,0005 (lig)	0,25~0,75
	Biela: cabeça	8 a 15		+/- 0,0005 (lig)	0,25~0,75
	Pé (pino)	10 a 20		+/- 0,001 (psd)	0,25~0,75
Turbinas a vapor	Principais	0,7 a 2	0,025 (80°C)	+/- 0,001	0,75~1,5
Prensas mecânicas	Cambota	30	0,135 (40°C)	+/- 0,001	0,75~1,5
	Biela	60			0,75~1,0

Outro parâmetro importante no processo de dimensionamento está relacionado com a compatibilidade tribológica das superfícies em deslizamento. Entende-se por compatibilidade tribológica

CAPÍTULO 6

ELEMENTOS DE LIGAÇÃO, GUIAMENTO E FORÇA

6.1. CHAVETAS E VEIOS ESTRIADOS

6.1.1. Chavetas

Para a transmissão de binário/momento entre veios e engrenagens, polias, fusos, cubos, acoplamentos elásticos, etc., utilizam-se normalmente chavetas paralelas ou de meia-lua. A função das chavetas paralelas fixas (extremidades curvas) é mais eficiente quando a montagem é feita com uma ligeira interferência entre o veio e o cubo, aumentando a centragem do cubo no veio, assim como, evitando a corrosão galvânica. As chavetas paralelas móveis são utilizadas em ligações deslizantes, permitindo o deslocamento axial do cubo relativamente ao veio, em simultâneo com a transmissão do momento entre os mesmos (Ex. deslocamento de um pinhão numa caixa de velocidades). As chavetas paralelas têm uma secção retangular com pequenos chanfros nas faces, por forma a facilitar a sua montagem (figura 6.1), e podem ter furos para fixação por parafuso. São elementos com dimensões normalizadas, norma DIN 6885, pelo que são seleccionadas a partir de tabelas, dependendo do diâmetro do veio (tabela 6.1), sendo depois verificada a junção em termos de resistência mecânica.

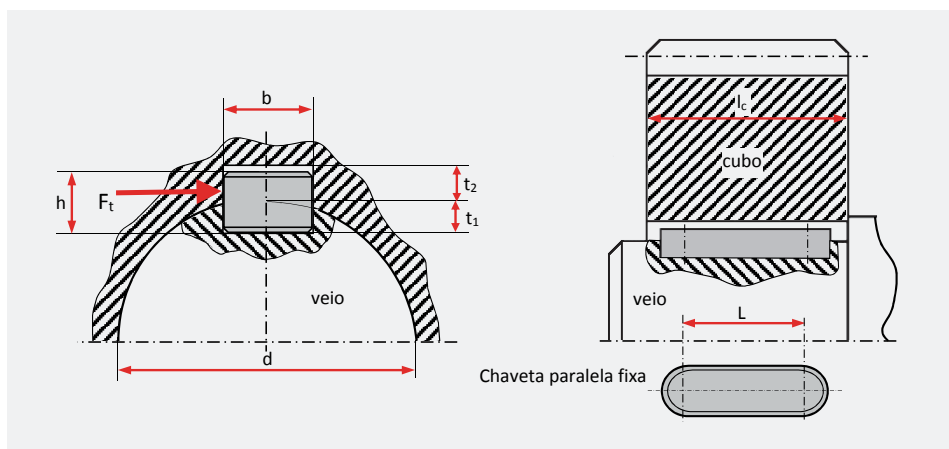


Figura 6.1 Representação de chaveta fixa montada, dimensões e força tangencial sobre esta.

6.2. ACOPLAMENTO POR PRESSÃO VEIO-CUBO

6.2.1. Introdução

O princípio de funcionamento das ligações forçadas veio-cubo baseia-se na pressão de contacto e atrito presentes nas superfícies de interface veio-cubo, quando estas são montadas com interferência diametral, permitindo desta forma a transmissão de potência entre o veio e o cubo. Este tipo de montagem por interferência gera pressões de contacto (p_c) nas superfícies de montagem, que originam deformações e tensões permanentes no veio e no cubo (figura 6.3), aumentando com a pressão de contacto (p_c) e, logo, com o valor nominal da interferência (Δ) entre o diâmetro do veio (d) e o diâmetro do cubo (D). A pressão de contacto (P_c), na interface, é também influenciada pelas forças de inércia que se geram no cubo, associadas à sua velocidade de rotação (ω).

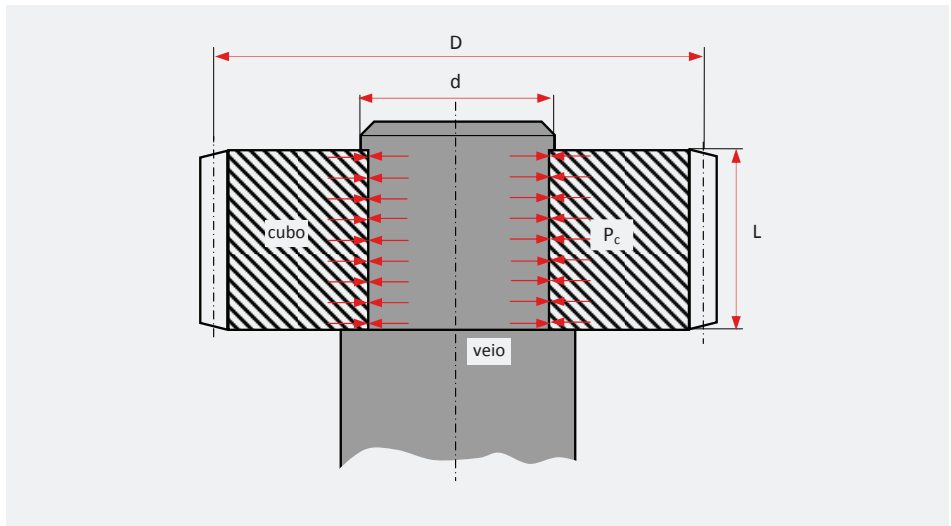


Figura 6.3 Representação esquemática de ligação por interferência veio-cubo.

Este tipo de ligação é considerada na maior parte das aplicações permanente, o que pressupõe algum limite em termos de desmontagem e remontagem destes conjuntos. A montagem por interferência prevê a utilização de força relativamente elevada, disponível com cilindros hidráulicos ou sistema de montagem/desmontagem com parafuso ou alavancas. Para prevenir o arrancamento de material e diminuir a força de inserção, as superfícies são lubrificadas. Uma forma de diminuição dos esforços de inserção é proceder ao aquecimento do cubo ou/e ao arrefecimento do veio. No entanto, a temperatura de aquecimento tem de ser inferior à temperatura mínima de têmpera. Por efeito das flutuações de carga no veio-cubo, a tensão na interface vai variar ciclicamente, o que se pode associar a um efeito de fadiga na superfície do veio e cubo e, logo, ao efeito de corrosão galvânica na interface, que pode conduzir a uma redução do nível de interferência e, assim, colocar em risco a ligação. Então, para reduzir o efeito da corrosão galvânica ou a sua influência na interface, deve-se utilizar um fator de reserva ou segurança (K), que pode assumir diferentes valores em função da aplicação.

7.1. CONCEITOS GERAIS

7.1.1. Introdução

Um veio é um elemento mecânico, geralmente com secção circular, que serve para montagem de elementos rotativos transmissores de potência. Podem ser polias para transmissão mecânica (por correias ou correntes), engrenagens e volantes de inércia, também capazes de transmitir-receber potência por variação da energia cinética em rotação. O projeto de um veio é um processo iterativo que considera como parâmetros iniciais a potência a transmitir e a velocidade de rotação. A geometria resultante é uma consequência desses parâmetros, mas que por si só não são suficientes para a sua definição, pois a geometria do veio está condicionada pelas soluções construtivas de fixação e apoio de todos os elementos a que dá suporte, tais como estrias, chavetas, transições de diâmetro, etc. A secção escalonada ao longo do eixo do veio facilita a montagem e assegura a estabilidade dos elementos mecânicos atrás mencionados (figura 7.1).

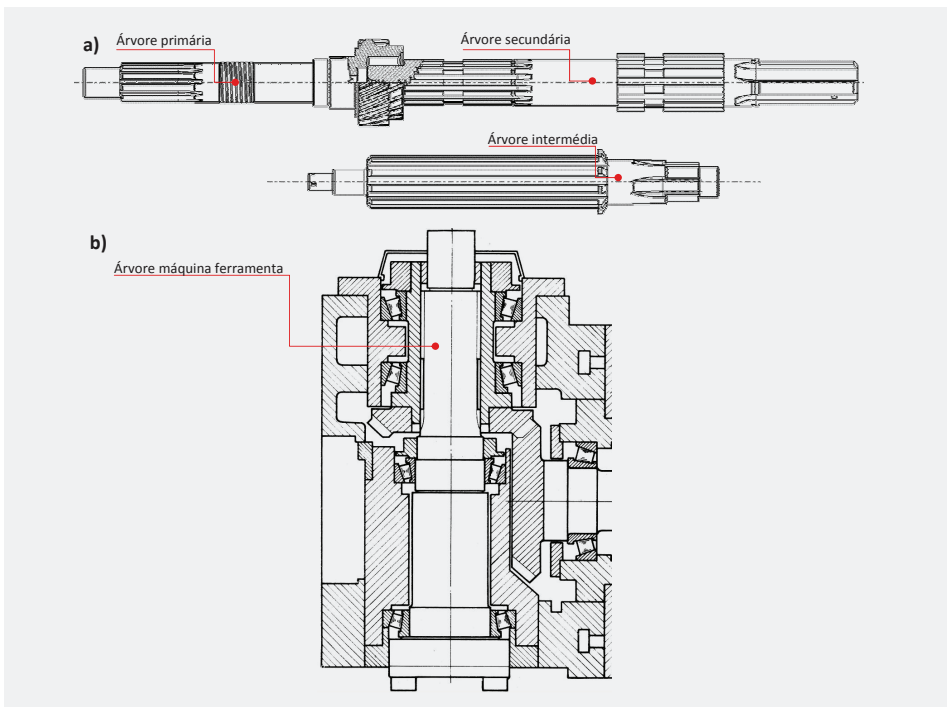


Figura 7.1 Execuções de desenho técnico **a)** árvore primária, árvore intermédia e árvore secundária de caixa de velocidades; **b)** árvore de máquina ferramenta.

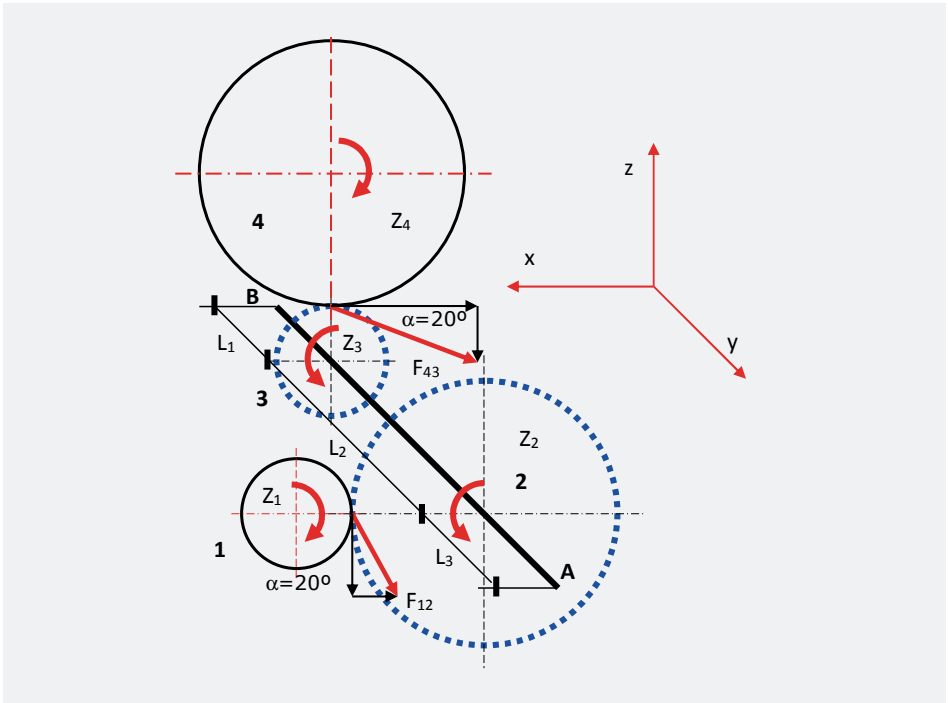
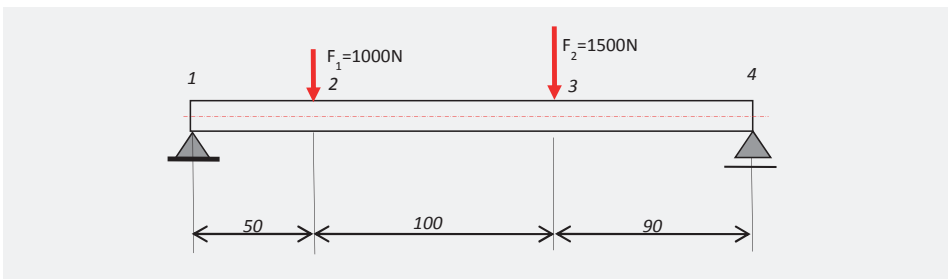


Figura 7.5 Veio de redutor com duas rodas dentadas e engrenamento fora do plano.

7.3.3. Exercícios

7.3.3.1. Exercício 1

Determinar o diâmetro mínimo para o veio com as dimensões e forças indicadas na figura. O objetivo é obter o diâmetro mínimo que assegure a flecha admissível na seção de montagem da engrenagem 3.



a) Momento fletor:

Usamos técnicas de estática de vigas simplesmente apoiadas ou a sobreposição de expressões indicadas anteriormente para veios de secção constante. Quando houver mais do que uma força temos:

$$R_1 - \text{reação à esquerda: } R_1 = [1000 \times (100 + 90) + 1500 \times 90] / (100 + 90 + 50) = 1354,167 \text{ N}$$

$$R_4 - \text{reação à direita: } R_4 = [1500 \times (100 + 50) + 1000 \times 50] / (100 + 90 + 50) = 1145,833 \text{ N}$$

8.1. ARQUITETURA

8.1.1. Introdução

O cárter é a estrutura que suporta e protege todos os componentes que compõem um mecanismo, possibilitando as condições necessárias ao seu correto funcionamento. Existe um conjunto de requerimentos associado ao seu projeto, que passam por:

- Absorver e resistir aos esforços gerados durante o funcionamento do mecanismo;
- Garantir a posição correta e estável dos veios/árvores e engrenagens entre si, nos diferentes modos de funcionamento;
- Assegurar uma boa dissipação térmica;
- Isolar e amortecer os ruídos gerados pelo movimento dos componentes;
- Ser fácil de instalar e de remover;
- Garantir a acessibilidade aos componentes para substituição/manutenção;
- Apresentar uma boa rigidez e boa resistência mecânica combinada com baixo peso;
- Assegurar as necessárias condições de lubrificação aos componentes;
- Assegurar uma boa vedação entre o ambiente interior e exterior.

8.1.2. Tipos de arquitetura

O cárter pode ser concebido com uma arquitetura clássica integral/fechada, com tampas para acessibilidade, ou por meio de partes separáveis. Neste último caso, estas podem ser separadas pelo plano que contém os eixos dos veios do mecanismo, ou pelo plano médio perpendicular aos eixos dos veios. (tabela 8.1). As uniões entre as partes separáveis é feita através de ligações aparafusadas e recorrendo, normalmente, a pinos de centragem total e parcial para garantir o correto alinhamento das partes após desmontagem e montagem. O desenho do cárter deve ser suficientemente robusto por forma a garantir a rigidez necessária à cadeia cinemática. Como essa rigidez não pode ser adquirida à custa de muito mais peso, estes são normalmente concebidos com paredes pouco espes-

8.2.2. Espessura mínima de parede

Grande parte dos cárteres de mecanismos é obtida por processos de fundição ou construção soldada, sendo posteriormente submetidos a diferentes operações de maquinagem, nas zonas funcionais, por forma a garantir as dimensões e as tolerâncias dimensionais e geométricas que garantem a boa montabilidade e o funcionamento de todos os componentes. No caso dos cárteres de fundição em areia, coquilha por gravidade ou injetada, sugerem-se de seguida algumas regras e dimensões indicativas, a ter em consideração durante o projeto do cárter. Chama-se a atenção para o facto de estas indicações serem genéricas, pelo que o projetista deve ter o sentido crítico necessário para julgar se a indicação aqui mencionada faz ou não sentido aplicada ao seu caso concreto.

As regras indicativas são as seguintes (Figura 8.16):

- As paredes do cárter devem apresentar uma espessura o mais uniforme possível **(a)**;
- Evitar os ângulos retos na transição de geometria, optando por raios de concordância **(b)**;
- Evitar a ligação em cruz das espessuras das paredes, a fim de eliminar a acumulação de matéria **(c)**;
- Reforçar as paredes longas com nervuras, para evitar as suas deformações;
- Assegurar a rigidez e a resistência do cárter pela aplicação de nervuras em vez do aumento das espessuras das paredes **(d)**;
- Privilegiar formas em caixão (fechadas), quando se pretende uma boa resistência à torção, e privilegiar as formas nervuradas quando se pretende boa resistência à compressão;
- Sempre que possível, substituir as bossas (por exemplo para apoio da cabeça dos parafusos) por maquinações locais **(e)**;
- Ter em consideração, na conceção do cárter, o sentido da desamoldação, a fim de evitar contra saídas tendo em conta os ângulos de saída;
- Evitar as forma pouco elásticas.

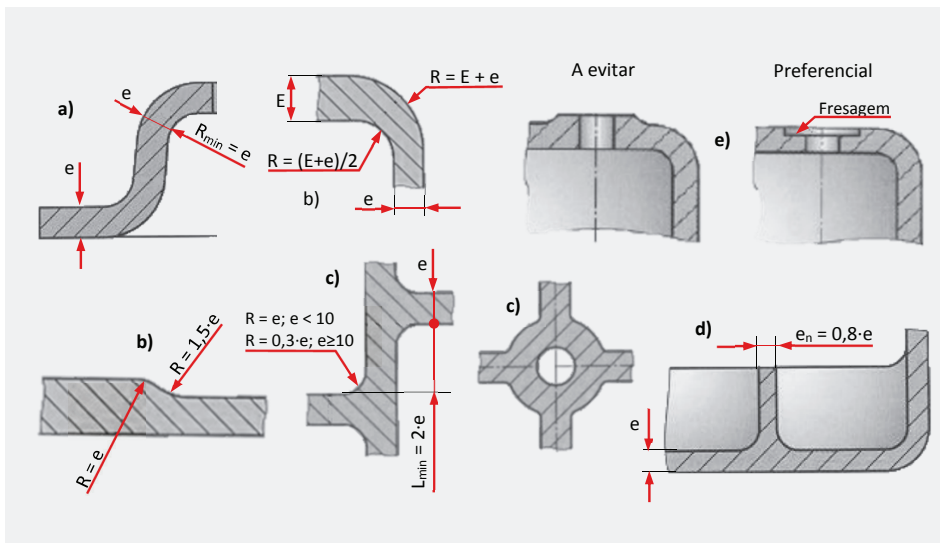


Figura 8.16 Representações esquemáticas das regras indicadas (e - espessura).

Tabela 8.6 Óleos indicados para sistemas mecânicos com rolamentos e engrenagens.

Óleo		Mineral	Sintético	
			Ésteres	Poliglicais
Utilização		Usual	Utilização específica Engrenagens	Utilização específica Engrenagens
Viscosidade	Índice em cSt	80 - 100 (SAE 20 -SAE 30)	130 - 180	60 - 130
	Varição com a temperatura	Importante	Baixa	Baixa
Ponto de congelação		-40 °C a -15 °C	-70 °C a -30 °C	-70 °C a -30 °C
Ponto de inflamação		< 240 °C	200 a 240 °C	Não inflamável
Estabilidade térmica		Média	Boa	Excelente
Compatibilidade com vedantes e juntas		Boa	A verificar	Boa
Índice de preço		1	3-10	500

Da lubrificação depende muitas vezes a duração de um mecanismo. Assim, é particularmente aconselhado que os cárteres de mecanismos estejam devidamente projetados e providos dos elementos que assegurem a correta manutenção da lubrificação. Entre estes está a dotação, no cárter, do mecanismo de aberturas que permita o fácil enchimento do óleo, assim como, do orifício que permite visualizar (bujão com vidro/policarbonato) ou controlar o nível do óleo (através de um boião com vareta) e também um orifício para drenagem/mudança do óleo. O fundo do cárter deve ser ligeiramente inclinado para que o óleo residual, durante a drenagem, se aproxime do orifício de saída. O bujão de drenagem deve ser composto por um elemento magnético (íman), por forma a captar e aprisionar todas as partículas metálicas que se libertam por efeito de desgaste dos diferentes componentes. Também pode ser de interesse considerar a utilização de ventiladores na parte superior do cárter. Estas considerações são principalmente importantes em mecanismos de transmissão por engrenagens como redutores e caixas de velocidades (figura 8.23).

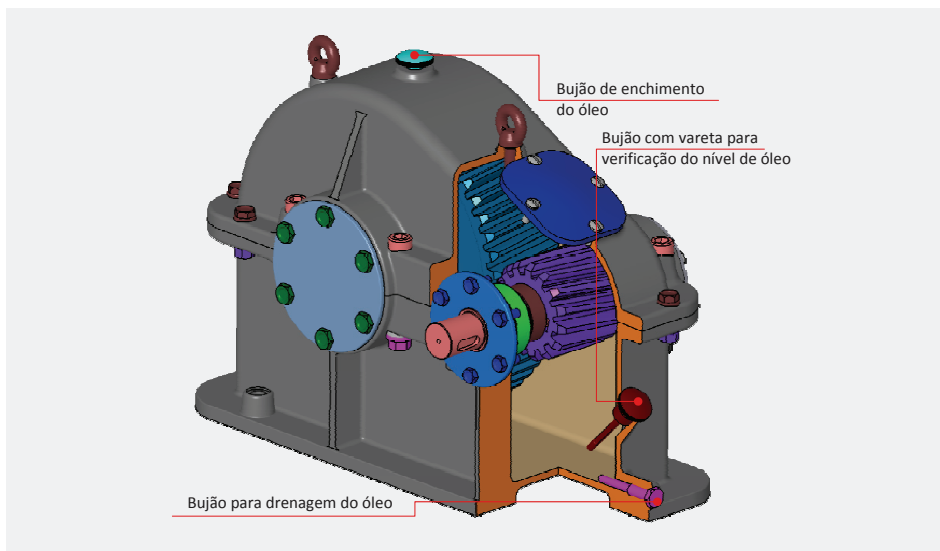


Figura 8.23 Elementos para enchimento, nível e drenagem de óleo num cárter de redutor.

8.4.5. Exemplos de vedação

Nas figuras seguintes encontram-se representadas algumas soluções de vedação, que combinam diferentes tipos de vedantes de contacto e defletores de poeiras para proteção dos vedantes e rolamentos.

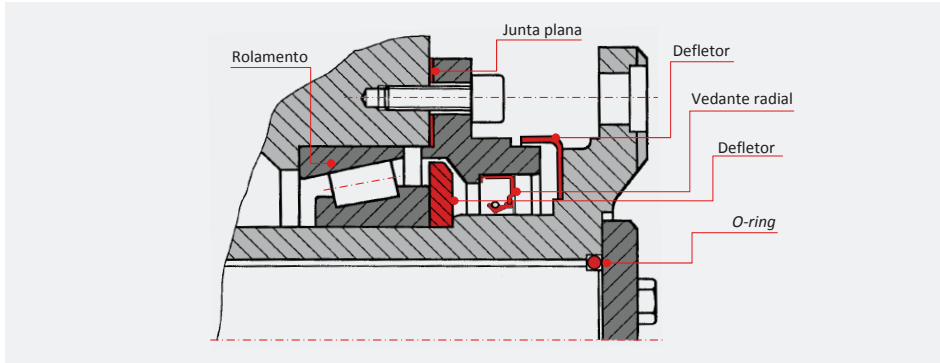


Figura 8.29 Exemplo de concepção de sistema de vedação.

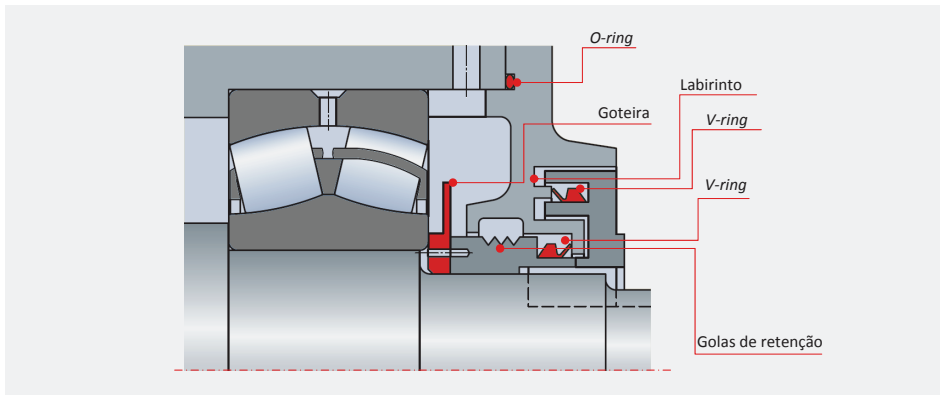


Figura 8.30 Exemplo de concepção de sistema de vedação.

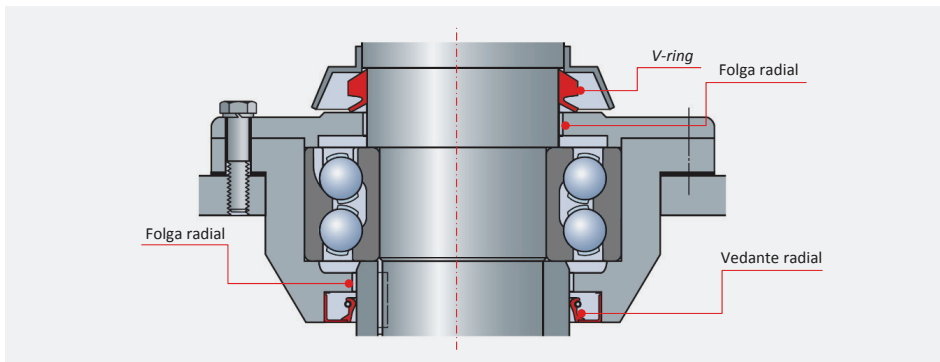


Figura 8.31 Exemplo de concepção de sistema de vedação vertical..

9.1. CAIXAS DE VELOCIDADES

9.1.1. Veículos

9.1.1.1. Potência consumida

Esquemáticamente, um veículo é composto por um motor, uma caixa de velocidades, rodas e carroçaria, sendo este conjunto sujeito a diferentes forças em função das condições da marcha e do perfil da via de circulação (figura 9.1):

- Forças de propulsão no contacto dos pneus com a estrada;
- Forças resistentes: aerodinâmicas, de atrito no contacto dos pneus com a estrada, devido à inclinação da estrada e à inércia do veículo.

Estas forças intervêm no movimento do veículo, podendo exprimir-se cada situação dinâmica em termos de potência. Assim, o modelo mecânico de um veículo é caracterizado por um conjunto de curvas de potência consumida (figura 9.1). Para um objetivo de performance - que é escolhido pelo *marketing* - pode-se deduzir a potência mínima do motor do veículo, tendo em conta o rendimento da cadeia cinemática. Podemos converter a velocidade do veículo (Km/h) em velocidade de rotação das rodas (rpm) em função do perímetro do pneu (Pp):

$$N \text{ (rpm)} = \frac{v \text{ (Km/h)}}{Pp \text{ (m)}} \cdot \frac{1000}{60}$$

Se estivéssemos na presença de uma ligação direta do motor às rodas, teríamos a curva de potência "B" das rodas no motor (figura 9.1). A curva de potência do motor de combustão interna é a curva "A". As duas curvas A e B não se tocam, logo o sistema não funciona. Assim, torna-se necessário utilizar uma caixa de velocidades, que não é mais do que um redutor/multiplicador e que se traduz na expressão $K=N_{\text{saída}}/N_{\text{entrada}}$, que aumenta a velocidade da árvore de entrada da caixa (curva "C"), tornando-a compatível com a do motor e, inversamente, diminuindo o binário a entregar pelo motor.

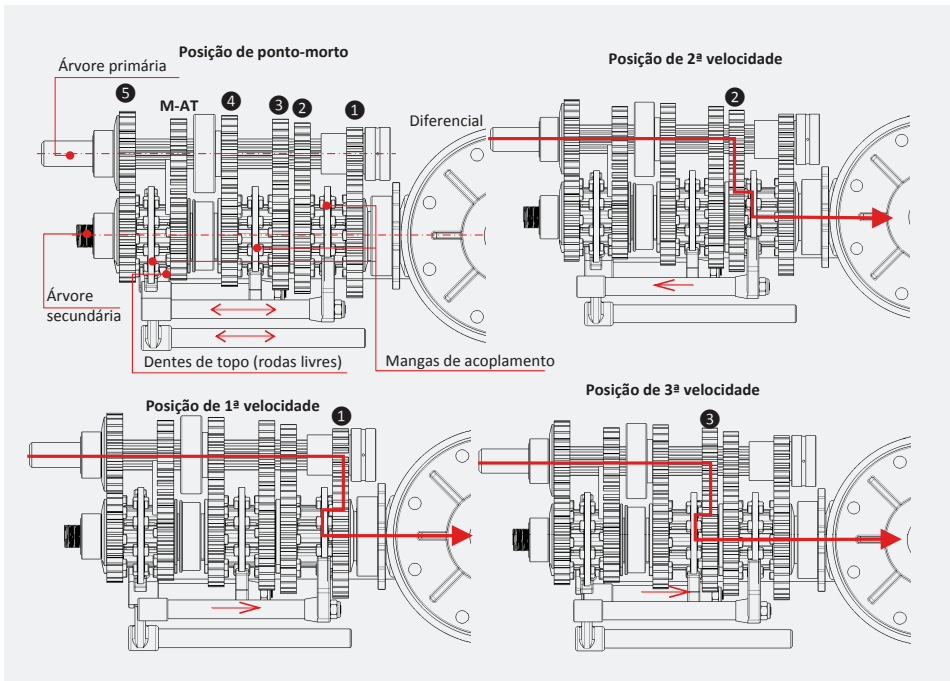


Figura 9.6 Cinemática da caixa de velocidades de 2 árvores com 5 velocidades e marcha atrás.

Uma forma mais precisa de determinar o entre eixo é tendo em conta a solução construtiva para a marcha atrás. A forma mais comum é instalar a marcha atrás sobre a manga de acoplamento da 1ª velocidade (figura 9.7). O deslizamento do pinhão intermédio da marcha atrás irá estabelecer o engrenamento entre a zona dentada da manga de acoplamento e o pinhão de marcha atrás fixo ao veio secundário (figura 9.7).

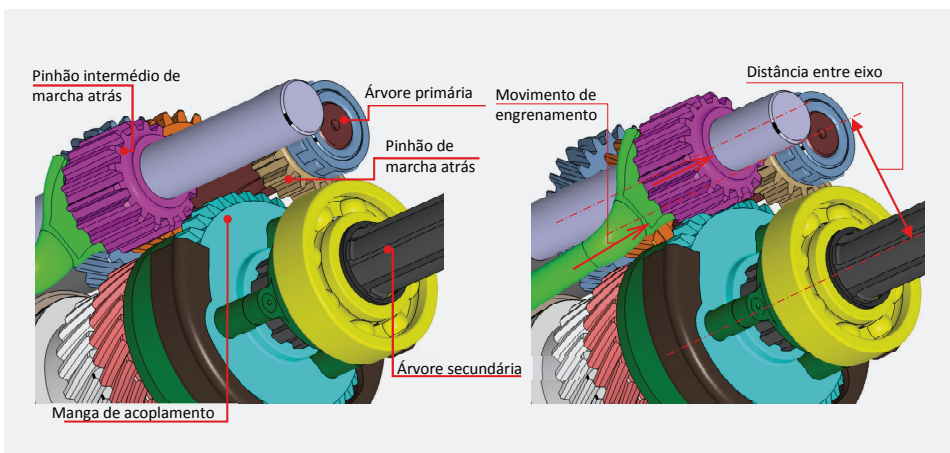


Figura 9.7 Cinemática de engrenamento da marcha atrás, através da manga de acoplamento.

10.1. INTRODUÇÃO

Um anteprojeto tem como objetivo a apresentação de todos os cálculos envolvido no dimensionamento e verificação de um mecanismo de transmissão de potência, assim como, explicar o processo utilizado para os efetuar, até à definição final do mecanismo, expresso através do seu desenho de conjunto e lista de componentes. Procura-se, também, discutir alguns aspetos ligados ao projeto e certas opções técnicas. Todos os cálculos apresentados foram realizados em folhas de cálculo, pelo que em cada item serão apresentadas as principais expressões e parâmetros envolvidos nesse mesmo cálculo.

10.2. CADERNO DE ENCARGOS DO MECANISMO

- Caixa de velocidade de uso geral;
- Acionamento por engrenagens paralelas em aço;
- Cáster totalmente fechado;
- Lubrificação por óleo tipo, conveniente por chapinhagem;
- Seleção de velocidade por um único manípulo;
- Potência de entrada – 7.5 kW;
- Velocidade de entrada – 3000 rpm;
- Velocidade mínima de saída – 200 rpm;
- Velocidade máxima de saída – 1600 rpm;
- Número de velocidades – 4;
- Estrutura grupos redutores 2 x 2.

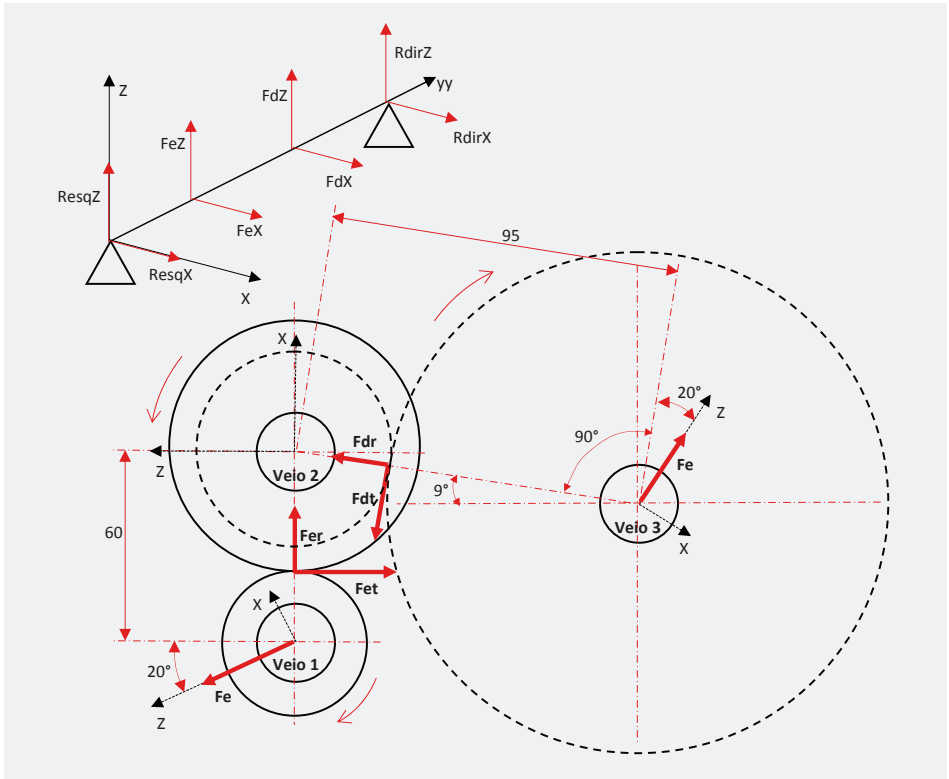


Figura 10.2 Representação esquemática das forças de engrenamento nos veios e respectivos sistemas de eixos.

10.5.2. Cálculo das forças nos veios

Veio 1

1º Par (12/48) (esquerda)

- Força tangencial – $F_t = \frac{P \cdot 60}{n \cdot \pi \cdot m \cdot Z} = \frac{7500 \cdot 60}{3000 \cdot \pi \cdot 0,002 \cdot 12} = 1989,4 N$; $F_e = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{1989,4}{\cos 20} = 2117,1 N$

2º Par (30/30) (direita)

- Força tangencial – $F_t = \frac{P \cdot 60}{n \cdot \pi \cdot m \cdot Z} = \frac{7500 \cdot 60}{3000 \cdot \pi \cdot 0,002 \cdot 30} = 795,7 N$; $F_d = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{795,7}{\cos 20} = 846,8 N$

Veio 2

1º Par + 3º Par

- $F_e Z = F_e t = F_t = \frac{P \cdot 60}{n \cdot \pi \cdot m \cdot Z} = \frac{7500 \cdot 60}{3000 \cdot \pi \cdot 0,002 \cdot 12} = -1989,4 N$;
- $F_e X = F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ = 1989,4 \cdot 0,36397 = 724,1 N$;
- $F_d Z = (F_d t \cdot \sin 9^\circ) + (F_d r \cdot \cos 9^\circ) = \left(\frac{(7500 \cdot 0,95) \cdot 60}{750 \cdot \pi \cdot 0,0025 \cdot 26} \cdot \sin 9^\circ \right) + \left(\left(\frac{(7500 \cdot 0,95) \cdot 60}{750 \cdot \pi \cdot 0,0025 \cdot 26} \right) \cdot \tan 20^\circ \right) \cdot \cos 9^\circ = 2791,3 \cdot \sin 9^\circ + 2791,3 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 9^\circ = 1440,1 N$;
- $F_d X = -(F_d t \cdot \cos 9^\circ) + (F_d r \cdot \sin 9^\circ) = -\left(\frac{(7500 \cdot 0,95) \cdot 60}{750 \cdot \pi \cdot 0,0025 \cdot 26} \cdot \cos 9^\circ \right) + \left(\left(\frac{(7500 \cdot 0,95) \cdot 60}{750 \cdot \pi \cdot 0,0025 \cdot 26} \right) \cdot \tan 20^\circ \right) \cdot \sin 9^\circ = -2791,3 \cdot \cos 9^\circ + 2791,3 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 9^\circ = -2598 N$;

CASO DE ESTUDO 1

Redutor de velocidade de uso geral.

Engrenagens de eixos paralelos com o 1º andar com par concorrente.

Características essenciais:

- Motor de 5 KW/1500 rpm
- Saída a 50 rpm
- Engrenagens helicoidais
- Caixa em fundição, permitindo fácil acesso interno p/ manutenção

CASO DE ESTUDO 2

Redutor de velocidade de uso geral.

Redutor com 1º andar de engrenagens de eixos paralelos e 2º andar de parafuso sem-fim

Características essenciais:

- Motor de 5 KW/1500 rpm
- Saída a 10 rpm
- Caixa em fundição, permitindo fácil acesso interno p/ manutenção

CASO DE ESTUDO 3

Redutor para aplicação específica.

Redutor de parafuso sem-fim para motorizar uma válvula de guilhotina ou gaveta a aplicar no controle do escoamento de fuelóleo em instalação petrolífera

Características essenciais:

- Motor de 1.5 KW/1500 rpm
- Saída a 10 rpm
- Caixa em fundição, permitindo fácil acesso interno p/ manutenção



CASO DE ESTUDO 16

Caixa de velocidades para veículo adaptado.

Características essenciais:

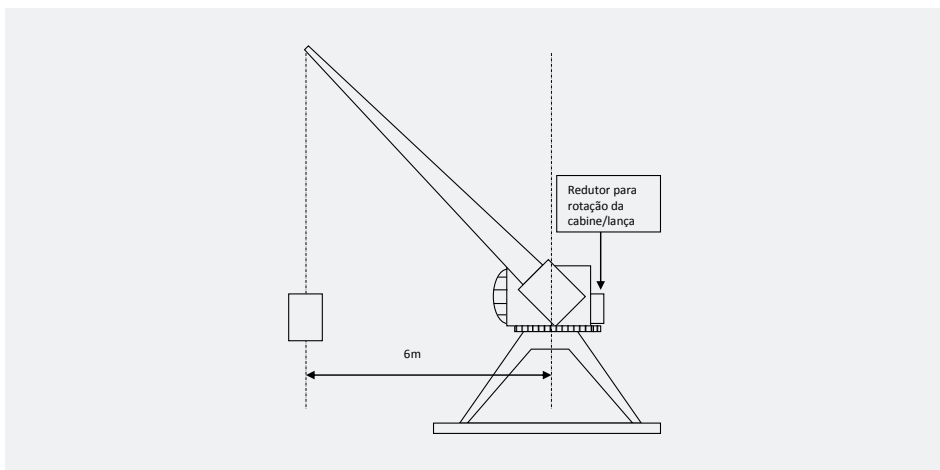
- A caixa tem 5 velocidades + M.A. e recebe acionamento de um motor diesel 4 cilindros.
- Potência do motor: 80 KW a 3000 rpm
- Binário máximo 115 Nm a 1700 rpm
- Relações de transmissão da caixa de velocidades:
 - 1ª – 3,769:1
 - 2ª – 1,955:1;
 - 3ª – 1,281:1;
 - 4ª – 0,927:1;
 - 5ª – 0,74:1;
 - M.A. – 3,182:1

CASO DE ESTUDO 17

Redutor para girar uma grua de lança móvel. Operação em manutenção portuária marítima. A grua deve girar sobre uma roda com uma engrenagem de pinhão/ roda. O redutor deve ter eixos verticais como se exemplifica.

Características essenciais:

- Carga a movimentar: 50Ton (momento de inércia dinâmico estimado em 250Ton.m²)
- Tempo de aceleração/travagem de 8s durante as rotações
- Velocidade tangencial da lança (a 6m do centro): 1.5m/s
- Relação de transmissão entre o pinhão e a roda de rotação 10:1 (o pinhão tem 20 dentes e a roda 200, com um diâmetro aproximado de 1600 mm)
- Potência do motor: a determinar



INTRODUÇÃO AO PROJETO MECÂNICO

2.ª EDIÇÃO

ANTÓNIO COMPLETO
FRANCISCO Q. DE MELO

Sobre a obra

Este livro destina-se àqueles que desenvolvem estudos ou formação em projeto mecânico e servirá como referência para engenheiros mecânicos no exercício da profissão. Supõe-se que os leitores tenham tido cursos básicos de Mecânica ou área afins. No entanto, os primeiros capítulos servem para rever e estender esses conceitos básicos. Os restantes tratam da aplicação desses conceitos fundamentais ao projeto mecânico, com ênfase nos sistemas de transmissão de potência. Aí incluem-se itens como a organização e metodologia no projeto de um órgão mecânico; o dimensionamento e verificação de componentes de sistemas de transmissão de potência; a definição da arquitetura dos mecanismos e procedimentos práticos e de bom senso para o projeto mecânico, que são complementados por tabelas técnicas que dão suporte aos exercícios propostos e resolvidos detalhadamente. Apresenta-se o anteprojeto de um sistema de transmissão de potência, desde o caderno de encargos funcional até à solução final, apresentada sob a forma de desenho técnico. Para muitos alunos, os conteúdos deste livro irão permitir uma primeira experiência na abordagem de problemas de engenharia de nível profissional. Complementarmente são apresentadas propostas didáticas de casos de estudo para o projeto de mecanismos de transmissão de potência.

Sobre os autores

António Completo

Professor Auxiliar com Agregação da Universidade de Aveiro, lecionando nas áreas do Projeto Mecânico, Desenho Técnico, Comando Numérico Computorizado e Biomecânica. É Investigador no Centro de Tecnologia Mecânica e Automação (TEMA) da Universidade de Aveiro, tendo coordenado como Investigador Responsável vários projetos de investigação e de cooperação. Desempenhou funções de Chefe de Projeto e Chefe de Serviço na Direção de Engenharia da Renault Cacia S.A.

Francisco Q. de Melo

Professor Associado da Universidade de Aveiro (2002-presente) e (antigo docente do Dep. de Engenharia Mecânica da FEUP desde 1976 até 2002. Experiência profissional na área do projeto mecânico na ADIRA S.A. (Porto) – Máquinas Ferramenta para a indústria de conformação de chapa (1976-1979), como colaborador da FEUP, e na FASE, Estudos e Projetos S.A. (Porto) na área do projeto mecânico e estrutural entre 1979 a 1983, tendo depois ficado em dedicação exclusiva na FEUP até 2002.

Apoio à Edição

