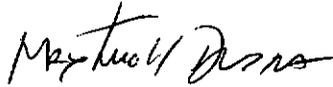


AUTOMATIZAÇÃO EM PROJETOS DE MÁQUINAS - REDUTOR DE
VELOCIDADES COM ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS

Nilton Carlos Monteiro Moreira

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM
ENGENHARIA MECÂNICA.

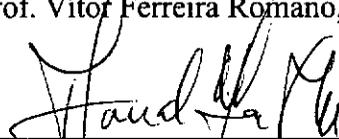
Aprovada por:



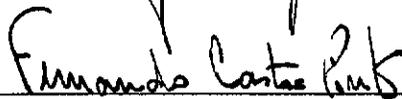
Prof. Max Suell Dutra, Dr.-Ing.



Prof. Vítor Ferreira Romano, Dott. Ric.



Prof. Flávio de Marco Filho, D. Sc.



Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, Dr.-Ing.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

JULHO DE 2003

MOREIRA, NILTON CARLOS MONTEIRO

Automatização em Projetos de Máquinas –
Redutor de Velocidades com Engrenagens
Cilíndricas de Dentes Retos [Rio de Janeiro] 2003

VIII, 104 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ,
M. Sc., Engenharia Mecânica, 2003)

Tese - Universidade Federal do Rio de
Janeiro, COPPE

1. Automatização de Projetos de Máquinas

2. Redutor de Velocidades

I. COPPE/UFRJ II. Título (série)

AGRADECIMENTOS

Ao longo do processo de criação desse trabalho, muitos me ajudaram. Sem essas opiniões, este programa estaria muito aquém do que é hoje.

Os meus sinceros agradecimentos a todos aqueles que contribuíram na confecção deste trabalho.

Ao professor Jan Leon Scieszko, pela extrema boa vontade com a qual me orientou durante a implementação desse trabalho.

Aos professores Max e Flávio de Marco pelo apoio e pelo desprendimento em fornecer inúmeras informações e experiências.

Aos professores Vitor Romano e Sylvio José pelo incentivo.

Aos colegas do Laboratório de Robótica: Salvador, Naka, Cláudio e Wallace pela cooperação e incentivo, além das incontáveis opiniões. Além de serem excelentes profissionais, se mostraram pessoas incríveis. O nosso convívio diário me fez crescer muito, tanto tecnicamente quanto como pessoa.

Ao Programa de Engenharia Mecânica da COPPE, pelo suporte e apoio.

Aos funcionários do Programa de Engenharia Mecânica, em especial a Vera que se mostrava sempre pronta a ajudar.

Penso que seria impossível listar todos aqueles que colaboraram para o resultado final desse trabalho. Foram muitos os amigos que contribuíram para a conclusão deste trabalho. Sem eles, esta tese não teria sido concluída.

Agradeço também aos meus pais, Nilton e Regina, pelos ensinamentos, apoio, confiança e carinho, não só durante este trabalho, mas sim por toda a minha vida.

Para concluir, agradeço a Deus, nosso Senhor.

Resumo da Tese apresentada a COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M. Sc.)

AUTOMATIZAÇÃO EM PROJETOS DE MÁQUINAS - REDUTOR DE VELOCIDADES COM ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS

Nilton Carlos Monteiro Moreira

Julho/2003

Orientador: Max Suell Dutra

Programa: Engenharia Mecânica

Neste trabalho é apresentada a elaboração, desenvolvimento e implementação de um sistema computacional que tem por objetivo auxiliar o projetista nas tarefas de especificar e dimensionar os elementos mecânicos de um redutor de velocidades de engrenagens cilíndricas de dentes retos, de forma otimizada, e assim buscando diminuir o tempo gasto durante o desenvolvimento do projeto e verificar um ganho considerável de produtividade. O algoritmo apresentado é uma ferramenta que mostra, de maneira rápida e segura, em ambiente de fácil utilização, as dimensões e materiais dos elementos constituintes do equipamento. Além dos cálculos dos elementos mecânicos formadores do redutor, apresenta ao final um desenho de conjunto do redutor projetado em formato AutoCAD.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M. Sc.)

AUTOMATION IN MACHINE DESIGN
SPUR GEARS REDUCER

Nilton Carlos Monteiro Moreira

July/2003

Advisor: Max Suell Dutra

Department: Mechanical Engineering

This thesis presents the elaboration, development and implementation of an expert system. This work intends to help the designer in the selection, the specification and the design of machine elements in a spur gears reducer, aiming to cut down the time spent during the development of the project and verifying a notable productivity gain. The presented algorithm is an easy, fast and safe tool that gives the geometry and materials for machine components. Besides the design of the mechanical elements, the program generates an assembly drawing in AutoCAD format.

ÍNDICE

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 REDUTORES DE VELOCIDADE	1
1.2 PROGRAMAS PARA PROJETO EM ENGENHARIA	3
1.3 O PROGRAMA REDUTOR	5
2 ENGRENAGENS	6
2.1 TIPOS DE ENGRENAGENS	7
2.1.1 <i>Engrenagens Cilíndricas</i>	7
2.1.1.1 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos	8
2.1.1.2 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais	8
2.1.1.3 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Internos	10
2.1.2 <i>Engrenagens Cônicas</i>	10
2.1.3 <i>Coroa / Sem-Fim</i>	11
2.1.4 <i>Cremalheira</i>	13
2.2 PROPRIEDADES DA ENVOLVENTE	13
2.3 ENGRENAGENS DE DENTES RETOS	15
2.3.1 <i>Nomenclatura</i>	15
2.3.2 <i>Dimensões</i>	16
2.3.3 <i>Ângulo de Pressão</i>	17
2.3.4 <i>Módulo</i>	18
2.3.5 <i>Largura da Engrenagem</i>	19
2.4 CÁLCULOS INICIAIS E ANÁLISE DAS TENSÕES	19
2.4.1 <i>Cálculo das Engrenagens</i>	22
2.4.1.1 Cálculo da Tensão Devido a Flexão	23
2.4.1.2 Cálculo da Tensão Admissível Considerando a Fadiga por Flexão	26
2.4.1.3 Cálculo da Tensão Devido à Pressão Superficial	28
2.4.1.4 Cálculo da Tensão Admissível Considerando a Pressão Superficial	31
2.4.1.5 Fatores de Segurança Usados no Cálculo	32
2.4.1.6 Mecânica do Cálculo das Propriedades dos Materiais	33
3 EIXOS	36
3.1 PROJETO DE EIXOS	37

3.1.1 Diagramas de Esforço Cortante e Momento Fletor-----	37
3.1.2 Projeto para Cargas Estáticas-----	38
3.1.3 Caso Geral de Tensões Combinadas-----	39
3.1.4 Teorias para Análise das Tensões-----	41
3.1.4.1 Resistência à Fadiga: Critérios de Goodman e Soderberg-----	41
3.1.4.2 Cálculo dos Eixos no Programa-----	43
3.2 RIGIDEZ-----	44
3.3 VELOCIDADES CRÍTICAS-----	46
3.4 MATERIAIS-----	47
4 MANCAIS-----	48
4.1 MANCAIS DE DESLIZAMENTO-----	49
4.1.1 Materiais das Buchas dos Mancais de Deslizamento-----	51
4.1.2 Lubrificação-----	52
4.1.2.1 Lubrificação Hidrodinâmica-----	53
4.1.2.2 Lubrificação Hidrodinâmica x Lubrificação Limítrofe-----	55
4.1.2.3 Lubrificantes-----	56
4.1.2.4 Efeitos Térmicos-----	57
4.1.2.5 Vibrações em Mancais de Deslizamento-----	57
4.2 MANCAIS DE ROLAMENTO-----	58
4.2.1 Tipos de Rolamentos em Função dos Elementos Rolantes-----	61
4.2.1.1 Rolamentos de Esferas-----	61
4.2.1.2 Rolamentos de Rolos-----	62
4.2.2 Seleção do Rolamento Utilizando Fórmulas de Vida-----	64
4.3 COMPARAÇÃO ENTRE MANCAIS DE DESLIZAMENTO E DE ROLAMENTO-----	66
4.4 SELEÇÃO DOS MANCAIS NO PROGRAMA REDUTOR-----	66
5 CHAVETAS-----	68
5.1 CHAVETAS PLANAS-----	68
5.2 CHAVETAS MEIA-LUA OU WOODRUFF-----	72
5.3 CHAVETAS COM INCLINAÇÃO-----	73
5.4 CHAVETAS CHATA OU SELA-----	73
5.5 CHAVETAS CILÍNDRICAS-----	73
5.6 DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS NO PROGRAMA REDUTOR-----	74

6 O PROGRAMA REDUTOR	75
6.1 TELA DE APRESENTAÇÃO	75
6.2 TELA INICIAL	76
6.3 TELA DE BANCO DE DADOS DE MATERIAIS	77
6.4 TELA DO BANCO DE DADOS DE ROLAMENTOS	80
6.5 TELA DO BANCO DE DADOS DE PROJETOS GRAVADOS	81
6.6 TELA DE INÍCIO DOS CÁLCULOS	82
6.7 TELA DE INÍCIO DOS CÁLCULOS	84
6.8 TELA DE CÁLCULO DAS ENGRENAGENS	86
6.9 TELA DE SELEÇÃO DOS MATERIAIS DAS ENGRENAGENS	88
6.10 TELA DE DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS	89
6.11 TELA DE CÁLCULO DOS EIXOS	89
6.12 TELA DE CÁLCULO DOS ROLAMENTOS	91
6.13 TELA DE CÁLCULO DAS CHAVETAS	92
6.14 TELA DE RESUMO DO PROJETO	92
6.15 O DESENHO DO PROJETO	96
6.16 O DIAGRAMA DE ATIVIDADES DO PROGRAMA	100
7 CONCLUSÃO	101
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103

1 INTRODUÇÃO

1.1 Redutores de Velocidade

Redutores de velocidade são equipamentos mecânicos que se propõem à transmitir potência entre um eixo, dito de entrada do torque, e um ou mais eixos onde são acoplados outros elementos que serão os utilizadores desse torque transmitido. Com a redução de rotação, resultante da combinação do número de dentes das engrenagens de entrada e saída, é verificado o aumento do torque transmitido.

Existem vários tipos construtivos de redutores, para várias rotações e faixas de potência. É possível encontrar sistemas de redução de velocidade em pequenos instrumentos caseiros como também em grandes sistemas de transmissão de potência como uma redutora integrante do sistema de propulsão de um navio, como apresentado nas figuras 1-1 e 1-2, sendo que essa última, apesar das elevadas dimensões, possui tolerâncias para folgas e ajustes da ordem de centésimos de milímetro, muito mais apertadas do que para equipamentos menores.

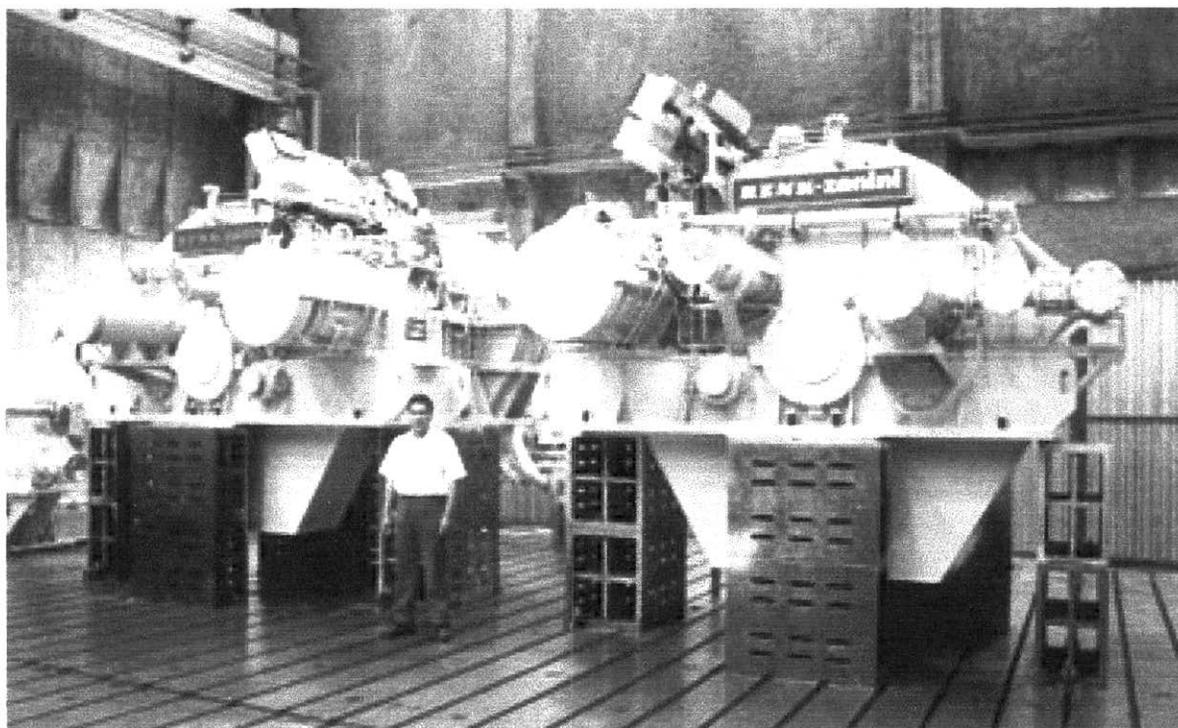


Figura 1-1: Redutoras da Corveta Barroso, em construção pela Marinha do Brasil.

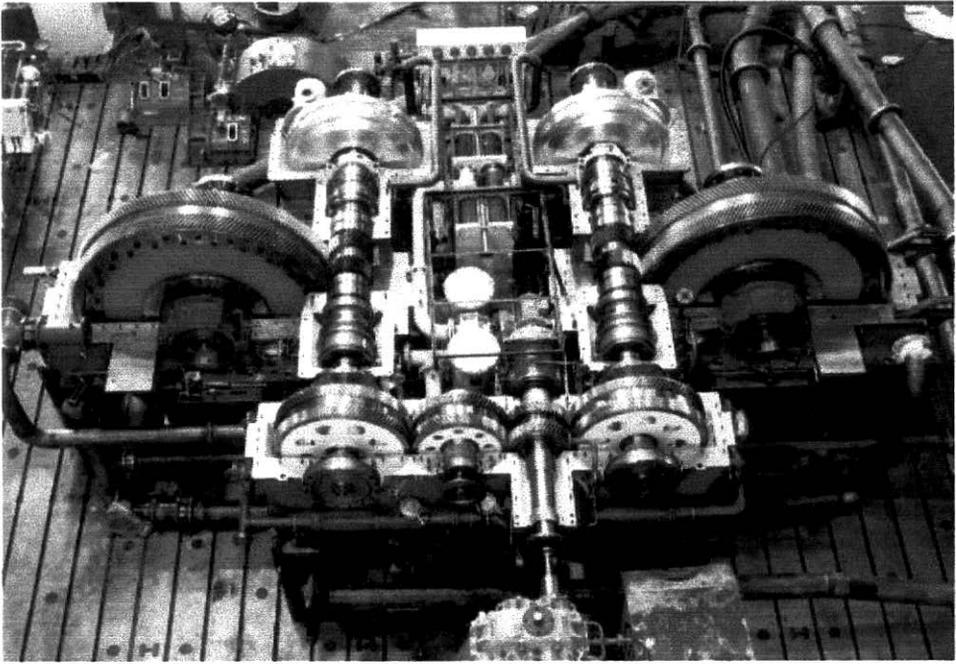


Figura 1-2: Redutora da Corvette Barroso aberta.

A principal característica construtiva do redutor é o tipo de engrenamento utilizado na transmissão de potência. Para a transmissão de baixas potências, os mais comuns são os de engrenagens cilíndricas de dentes retos ou helicoidais, com dentes externos ou internos, engrenagens cônicas de dentes retos ou em espiral, e do tipo parafuso sem-fim/coroa, como mostradas na figura 1-3. Se a faixa de potência atendida cresce, existem tipos mais complexos, como as engrenagens tipo espinha de peixe que suportam grandes carregamentos axiais até mesmo sem a utilização de mancais de escora.

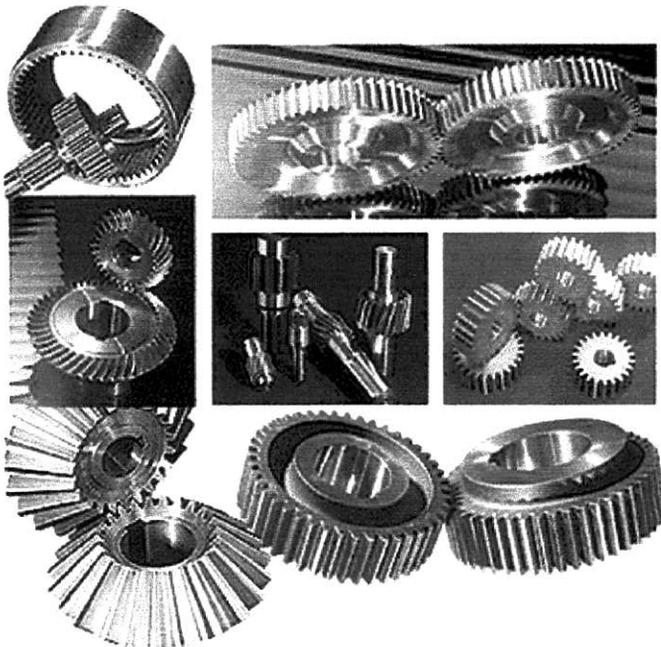


Figura 1-3: Diversos tipos de engrenagens.

1.2 Programas para Projeto em Engenharia

Um sistema especialista é um programa de computador que simula o raciocínio de um especialista em um determinado campo do conhecimento. É composto de uma base de conhecimentos, na qual estão registradas as regras de raciocínio utilizadas por este profissional na execução de determinada tarefa.

Com a facilidade de acesso aos recursos computacionais, cada vez mais profissionais tem se dedicado ao desenvolvimento de ferramentas que auxiliem a outros profissionais nas mais diversas tarefas cotidianas e rotineiras, seja qual for a área do conhecimento.

O uso de programas em engenharia proporcionou uma evolução, principalmente, na área de projetos onde a seqüência de tarefas trabalhosas, devido a extensiva consulta a gráficos e tabelas, foi eliminada. O aumento da produtividade é claro. No caso do projeto de um redutor de velocidades o trabalho levava horas, podendo chegar a dias se considerado o desenho, e agora pode ser executado em poucos minutos. Outra vantagem é o fato de, uma vez o algoritmo testado, o projeto ganhar muito em confiabilidade e segurança dos resultados obtidos uma vez que serão eliminados os mais diversos erros até então verificados na execução de cálculos e na operação com tabelas e gráficos.

Essa nova maneira de projetar um equipamento permite que mudanças nas variáveis sejam rapidamente analisadas e que seu projeto final, otimizado, saia pronto para a execução, execução essa que também pode ser facilitada com a utilização de sistemas do tipo CAD/CAM onde as informações, depois de depuradas, seguem direto para a fabricação em máquinas de comando numérico computadorizado.

Uma quantidade considerável de programas para projetos mecânicos já pode ser encontrada no mercado. Durante a pesquisa para avaliar o estado da técnica, foram verificados vários programas para cálculo e seleção de elementos de máquinas como o Sistema para Seleção de Rolamentos SKF, o Sistema Especialista para Especificação de Parafusos de União (de Marco Filho & Ascolesi, 1999), o Sistema para Projeto de Pares de Engrenagens (Moreira, 1999), o Sistema Especialista para Dimensionamento de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos (de Marco Filho & Avilés, 1999), o programa Mola (Duval, 2000), o Programa de Auxílio ao Projeto de Engrenagens Cilíndricas de Dentes (Compan & de Marco Filho, 2002) e o Sistema Especialista para Cálculo de Eixos e Árvores (Tolfo, Araújo & de Marco Filho, 2002)

Atuando desde 1987, a empresa alemã *HEXAGON[®] Mechanical Engineering Software* vem desenvolvendo programas para cálculo dos mais diversos elementos de máquinas. Com isso, hoje possui programas para cálculo de eixos, diversos tipos de engrenagens, chavetas, mancais de rolamento e deslizamento, molas entre outros, tendo essa empresa conquistado posição de destaque no que se refere ao tema. Nas figuras 1-4, 1-5 e 1-6 são apresentados programas implementados pela *HEXAGON[®]*.

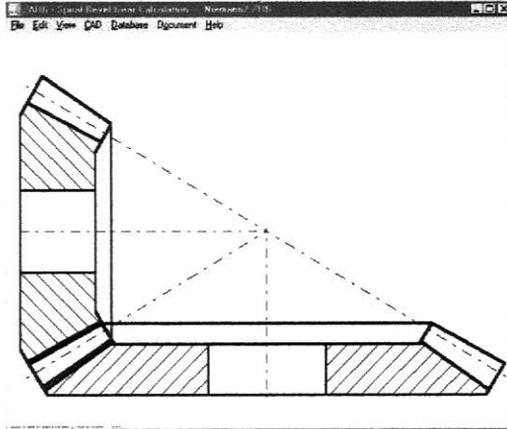


Figura 1-4: Programa para cálculo de engrenagens cônicas da *HEXAGON[®]*.

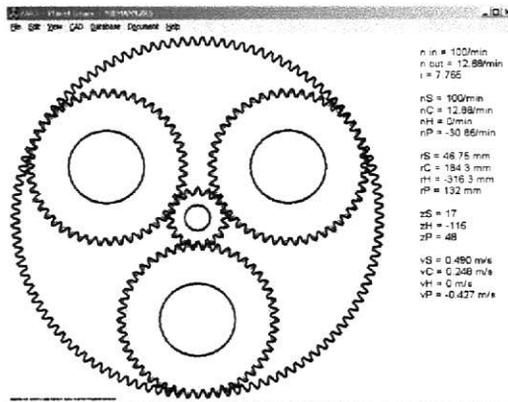


Figura 1-5: Programa para cálculo de engrenagens planetárias da *HEXAGON[®]*.

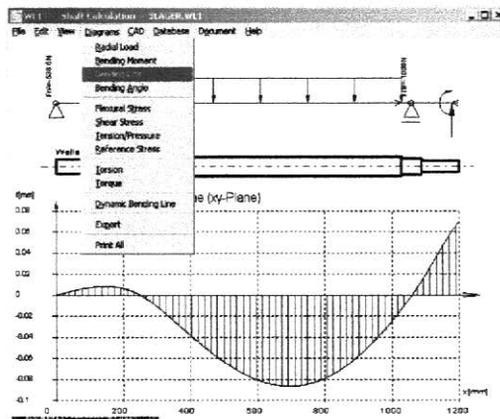


Figura 1-6: Programa para cálculo de eixos da *HEXAGON[®]*.

Durante o estudo do estado da técnica pode ser percebido que existe uma variedade de programas para cálculo de elementos de máquinas que avaliam o elemento de uma forma isolada, mas não foram encontrados sistemas que se proponham a gerar o projeto de um equipamento completo avaliando à interação entre os elementos formadores desse conjunto.

1.3 O Programa Redutor

Nesta tese é apresentada a elaboração, desenvolvimento e implementação de um sistema computacional aplicado ao projeto mecânico de redutores de velocidades de engrenagens cilíndricas de dentes retos.

O programa *Redutor* se propõe a preencher uma deficiência de sistemas que avaliem o equipamento como um todo e tem como objetivo gerar um projeto completo.

Com esse sistema, o usuário poderá calcular as engrenagens que propiciarão à transmissão de potência, os eixos, os rolamentos, as chavetas, emitir um relatório padronizado com as principais informações do projeto bem como, executar um desenho de conjunto do equipamento de forma simples e automática. Tudo isso de forma segura, rápida, em ambiente amigável e de fácil utilização.

O conteúdo dessa tese está distribuído em sete capítulos. Após essa introdução, os próximos quatro capítulos abordam os elementos de máquina constituintes do redutor de velocidades propiciando ao leitor um fácil entendimento dos procedimentos utilizados para cálculo, dimensionamento e seleção dos mesmos. No segundo capítulo serão apresentados ao leitor os tipos mais comuns de engrenagens, bem como o procedimento de cálculo e seleção dos materiais utilizados no dimensionamento de um par de engrenagens cilíndricas de dentes retos. No terceiro capítulo o leitor terá uma explanação sobre o projeto de eixos onde será apresentada uma comparação entre duas teorias: Soderberg e Goodman. No quarto capítulo o leitor terá uma visão geral sobre mancais de deslizamento e de rolamento. No quinto capítulo será apresentado um texto sobre os tipos e procedimentos de cálculos de chavetas. No sexto capítulo dessa tese, o leitor terá uma explicação geral do programa *Redutor*, com todas as telas e recursos do programa. Ao final, serão apresentadas as conclusões do trabalho.

2 ENGRENAGENS

Engrenagens são os elementos da construção mecânica que melhor se adaptam à transmissão de torques e velocidades angulares entre dois ou mais eixos. Os primeiros registros da utilização deste meio de transmissão de movimento datam de 3000 a.C. pelos chineses em veículos para transporte de material e pessoal, sendo os dentes destas engrenagens fabricados em madeira. Outras descrições são encontradas em anotações feitas por Aristóteles, no século 4 a.C.. Ctesibius, inventor grego, usou no século 3 a.C. engrenagens cilíndricas de dentes retos bem como engrenagens cônicas. Archimedes cita o uso de sistemas do tipo sem-fim/coroa em seus estudos. Vitruvius, inventor da rod'água, usou um par de engrenagens de dentes retos na transmissão de potência em seu primeiro moinho de pedra. Ao longo do tempo, vários tipos de engrenagens foram criados onde é possível destacar os esboços encontrados nos cadernos de Leonardo da Vinci, no século 15 d.C..[16, 17]

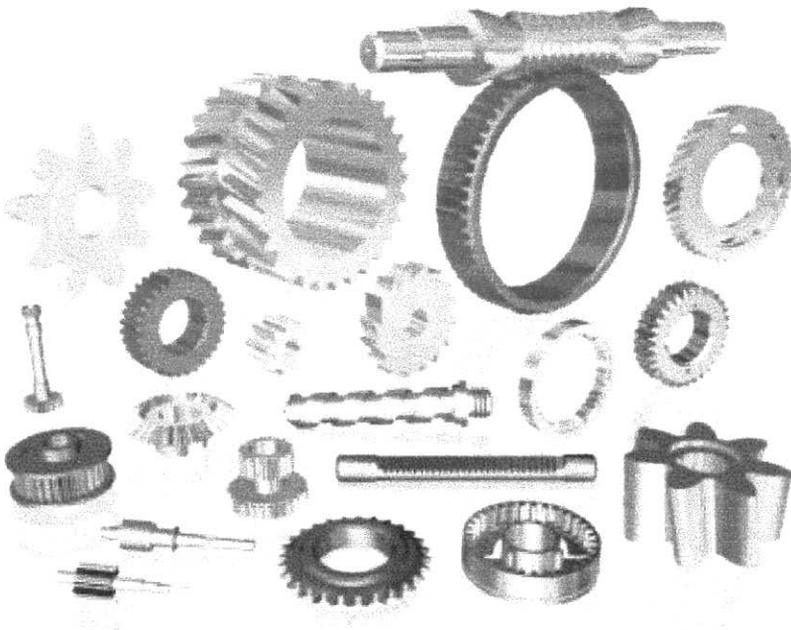


Figura 2-1: Tipos diversos de engrenagens

Atualmente é o mais difundido método de transmissão devido à sua grande flexibilidade e custo acessível. As engrenagens podem ser fabricadas utilizando os mais diversos materiais, tanto ferrosos, não-ferrosos ou polímeros, nos mais diversos processos de fabricação e utilizadas em incontáveis tipos de projetos.

2.1 Tipos de Engrenagens

É possível encontrar diversos tipos de engrenagens para diversas aplicações diferentes. Cabe ao projetista selecionar o tipo mais adequado ao projeto em questão. Na seleção do tipo da transmissão, deverão ser observados aspectos técnicos como a seleção do material e o processo de fabricação bem como, e atualmente tão ou mais importante quanto o aspecto técnico, as dimensões e o custo de fabricação visando a otimização do projeto.

Com relação à sua geometria, as engrenagens são classificadas em:

- Engrenagens Cilíndricas;
- Engrenagens Cônicas;
- Coroa / Sem-Fim; e
- Cremalheira.

2.1.1 Engrenagens Cilíndricas

As engrenagens cilíndricas possuem essa denominação pela sua forma se assemelhar a um cilindro. Este tipo de engrenagem é utilizado na transmissão entre eixos paralelos, podendo haver ou não variação de torque e de rotação. Uma característica das engrenagens cilíndricas é o fato de elas poderem se engrenar não somente em pares, mas também em formações mais complexas como um conjunto planetário.

O alto rendimento, 96 a 99% [2], e a grande faixa de potência, da ordem de 20000KW, são citados como pontos fortes e o ruído excessivo, principalmente em engrenagens cilíndricas de dentes retos, como desvantagem.

As engrenagens cilíndricas são subdivididas em:

- Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos;
- Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais; e
- Engrenagens Cilíndricas de Dentes Internos.

2.1.1.1 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

É o tipo mais comum de engrenagem, figuras 2-2 e 2-3. São comuns pelo fato de possuírem bom rendimento e um custo de fabricação considerado baixo em relação aos demais tipos. Neste tipo de engrenagem as forças são consideradas atuando em único plano.

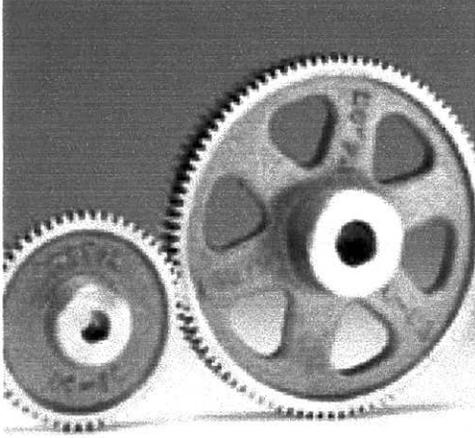


Figura 2-2: Par de engrenagens de dentes retos.

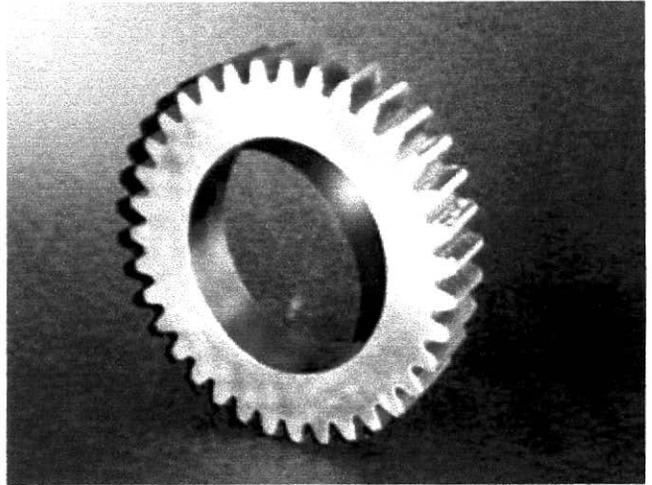


Figura 2-3: Engrenagem cilíndrica de dentes retos.

Normalmente utilizam dois valores para ângulos de pressão: $14,5^\circ$ e 20° . As que utilizam 20° possuem uma capacidade de carga relativamente aumentada enquanto que as que usam $14,5^\circ$ adquirirão uma razão de contato mais alta proporcionando uma operação mais suave. Este tipo de engrenagem será estudado profundamente, visto que o sistema apresentado pelo programa *Redutor* utiliza este tipo de engrenamento.

2.1.1.2 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais

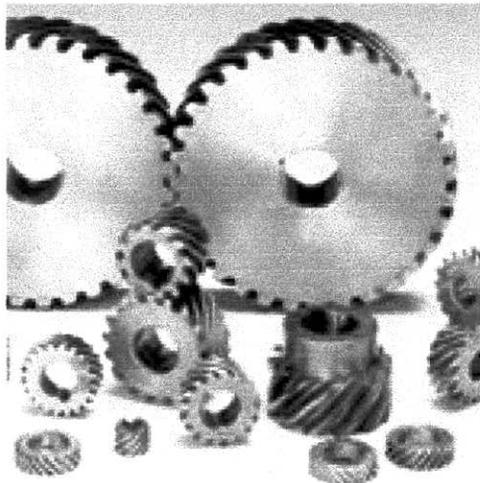


Figura 2-4: Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais

Neste tipo de engrenagem, o contato entre os dentes se dá de modo muito mais suave, com uma distribuição de forças diferente das de dentes retos, tornando um sistema mais silencioso e capaz de suportar carregamentos superiores.

Em comparação com as engrenagens de dentes retos, nas helicoidais é verificada uma componente axial de força, o que obriga uma atenção redobrada na seleção dos mancais. A figura 2-5 mostra os principais parâmetros desse tipo de engrenagem.

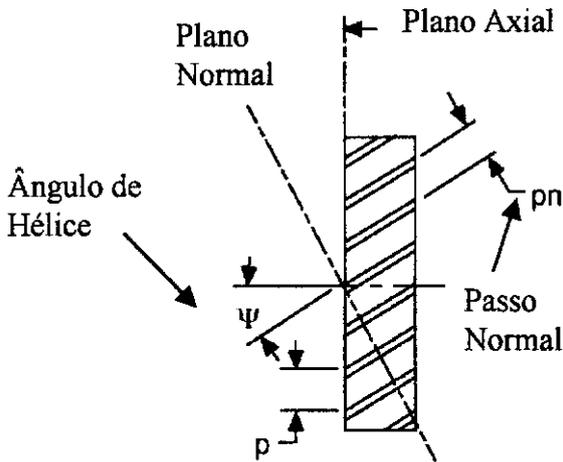


Figura 2-5: Parâmetros de uma engrenagem helicoidal

As engrenagens helicoidais podem ser fabricadas em uma gama bastante grande de ângulos de hélice. O de 45° é o mais usado pela facilidade na montagem, podendo ser em eixos paralelos ou transversais. A figura 2-6 mostra algumas opções de montagem.

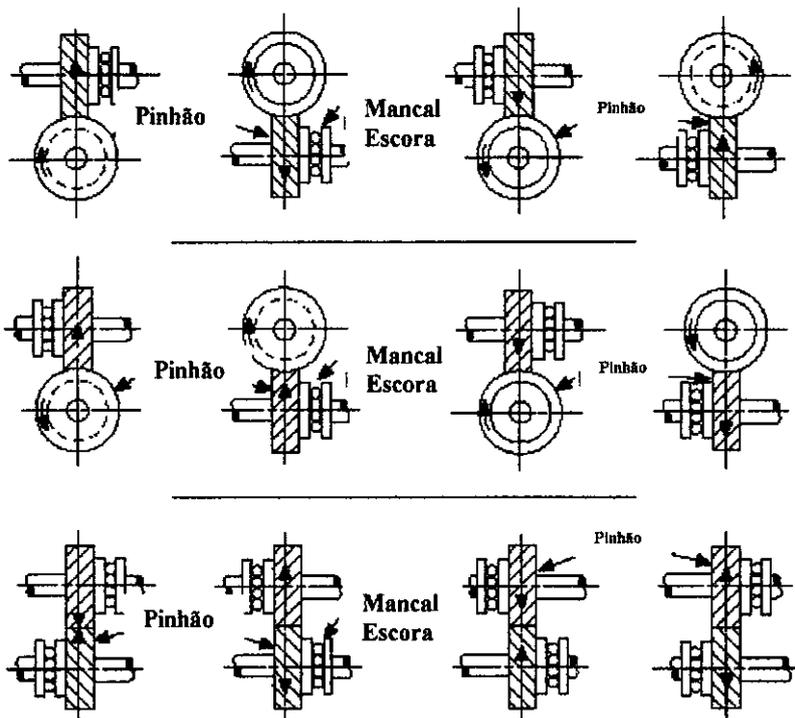


Figura 2-6: Diversos esquemas de montagem.

2.1.1.3 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Internos

Este tipo de engrenagem é utilizado normalmente onde a distância entre os eixos é limitada.

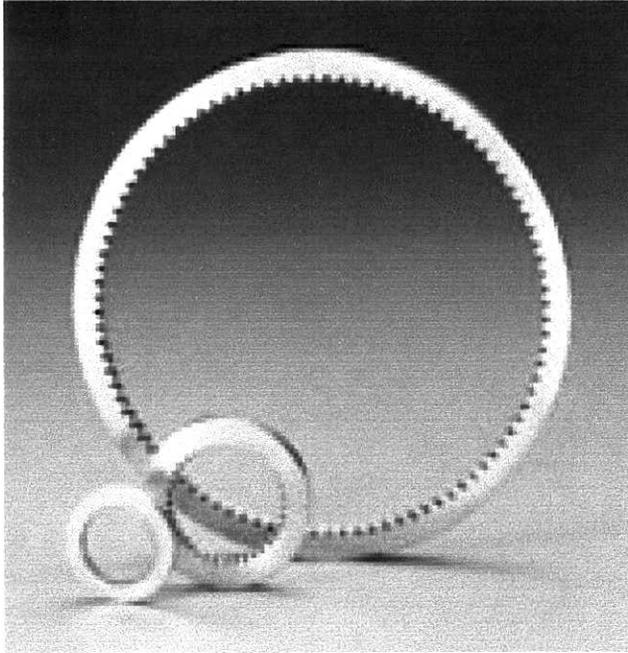


Figura 2-7: Engrenagens internas.

A fabricação deste tipo de engrenagem é mais complicada em comparação aos demais tipos. Este tipo de engrenagem é mais comumente encontrado em bronze, mas podendo ser fabricada em qualquer outro material.

São facilmente encontradas em posicionadores e mesas de coordenadas XY.

2.1.2 Engrenagens Cônicas

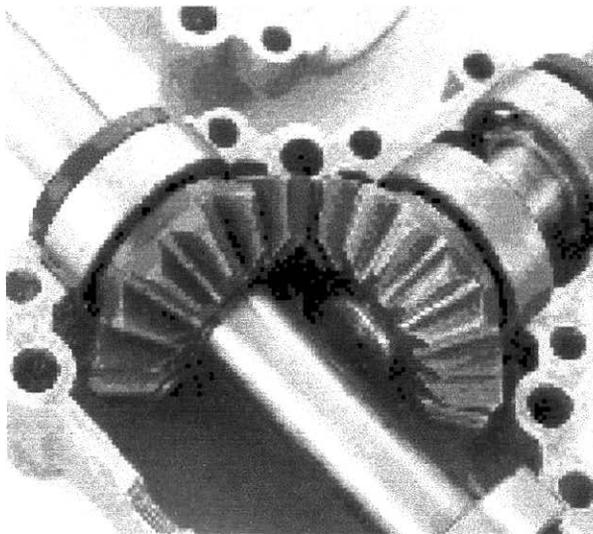


Figura 2-8: Engrenagens cônicas de dentes retos.

Este sistema de engrenamento deve ser usado quando a transmissão do movimento esta disposta em eixos concorrentes. Usualmente as engrenagens cônicas são fabricadas para ângulos entre eixos de 90° , podendo ser fabricadas para todos os ângulos. Os dentes podem ser fundidos ou usinados, retos, helicoidais ou em espiral. Seu rendimento é bastante similar às engrenagens cilíndricas.

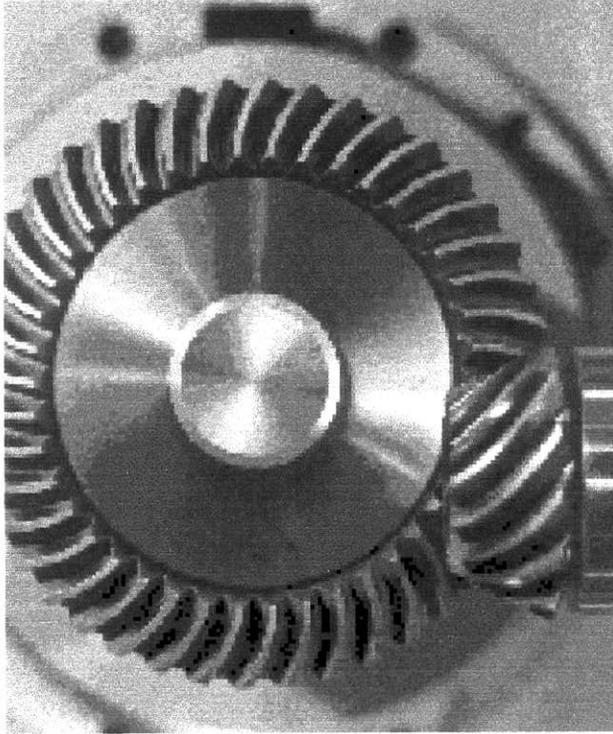


Figura 2-9: Engrenagens cônicas com dentes em espiral.

2.1.3 Coroa / Sem-Fim

É uma engrenagem com dentes que seguem o perfil de um parafuso e é acoplada a uma engrenagem de dentes retos ou helicoidais denominada coroa.

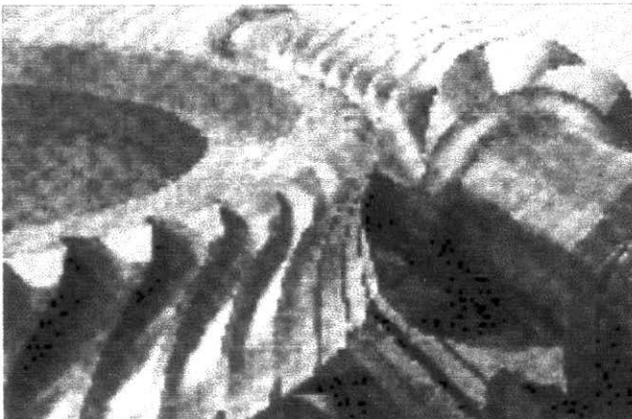


Figura 2-10: Coroa / sem-fim.

Um sistema coroa / sem-fim é indicado quando o objetivo é obter uma grande redução na rotação, que pode chegar a valores da ordem de 1:120. Mesmo possuindo altas relações de redução, este sistema é bastante compacto. Como é observado em engrenagens helicoidais, o conjunto coroa / sem-fim também apresenta um carregamento na direção axial. Com a responsabilidade de se opor a este carregamento, mancais de escora devem ser incluídos neste tipo de dispositivo, tanto no eixo do sem-fim quanto no da coroa.

Este tipo de engrenamento possui uma grande perda por deslizamento entre os dentes o que ocasiona um rendimento que varia entre 50% e 90%[1]. O rendimento depende do ângulo de inclinação do sem-fim, que normalmente varia até 45°. Este ângulo diminui com o aumento da relação de redução. Para se obter um bom rendimento é necessário operar com um grande ângulo de inclinação e uma baixa relação de redução.

Usualmente a coroa é fabricada em um material mais macio, por exemplo, o bronze, enquanto o sem-fim, por sofrer maior esforço, é fabricado em aço.

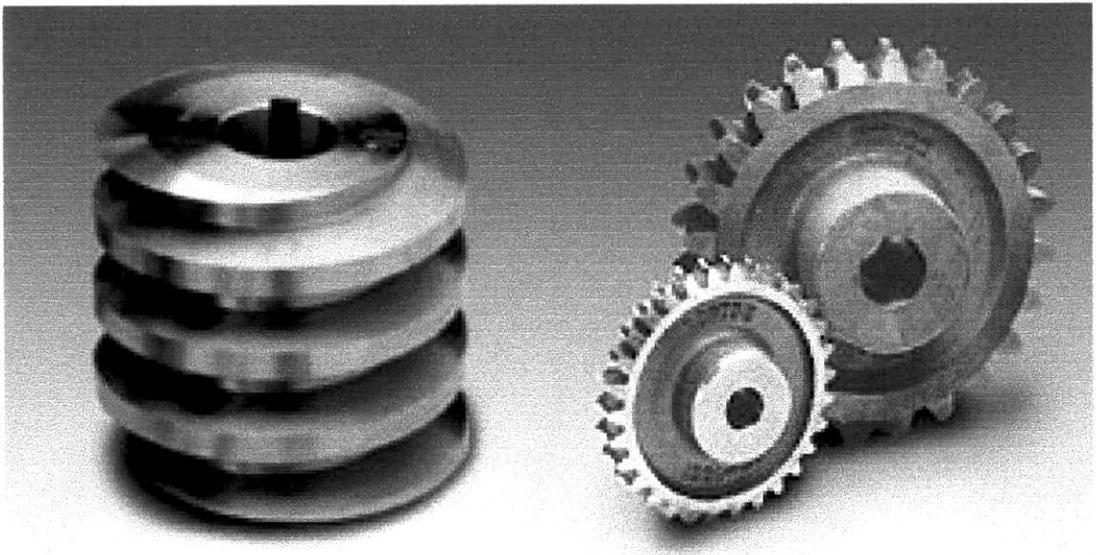


Figura 2-11: Sem-fim e coroa.

2.1.4 Cremalheira

É um tipo de “engrenagem plana” que é utilizada para transformar um movimento angular em linear. Pode-se considerar uma cremalheira como uma engrenagem cilíndrica de dentes retos, com diâmetro primitivo infinito. São confeccionadas nos mais diversos tipos de material. As cremalheiras podem ser acopladas a engrenagens de dentes retos ou helicoidais. São encontradas em dispositivos posicionadores, em mesas de coordenadas XY, máquinas ferramenta, portões de garagem, etc.

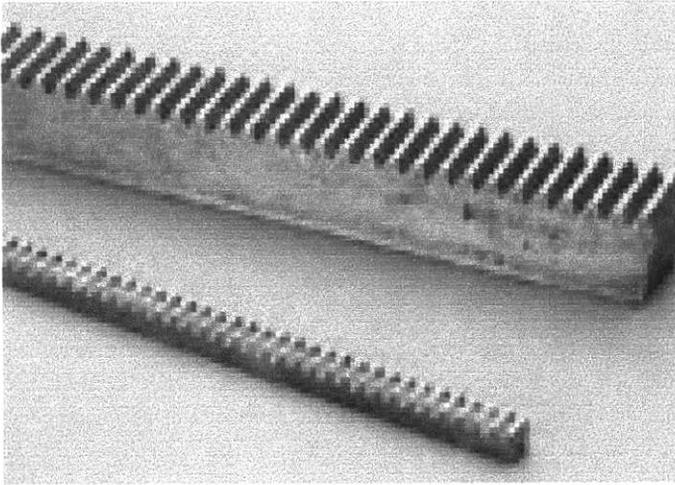


Figura 2-12: Cremalheiras

2.2 Propriedades da Envolvente

É bastante provável que nenhum dos inventores das primeiras engrenagens tenha dado muita atenção para o problema do perfil dos dentes o que permitiria que o torque vindo do pinhão chegasse de modo constante a engrenagem movida. Embora a cicloide já fosse conhecida a mais de 200 anos, até 1674 ela ainda não fora empregada para perfis de dentes de engrenagens. Durante os séculos XVIII e XIX, debateu-se os méritos da aplicação dos perfis cicloidais e evolventais. Desde 1830 os perfis evolventais eram os preferidos para transmissões de potência das máquinas industriais. Já os perfis cicloidais eram preferidos para a fabricação de relógios, mas em função do ângulo de pressão variável que acabava produzindo um aumento de ruído e desgaste, e também esforços variáveis nos mancais este tipo de perfil não é mais usado. Atualmente, a envolvente é referência no desenho do perfil do dente.

Os perfis dos dentes são projetados de modo a produzirem uma razão constante de velocidades angulares durante o engrenamento. Usando os dentes usinados a partir da envolvente, a força de contato terá uma direção sempre perpendicular ao eixo, garantindo uma constância na transmissão do torque.

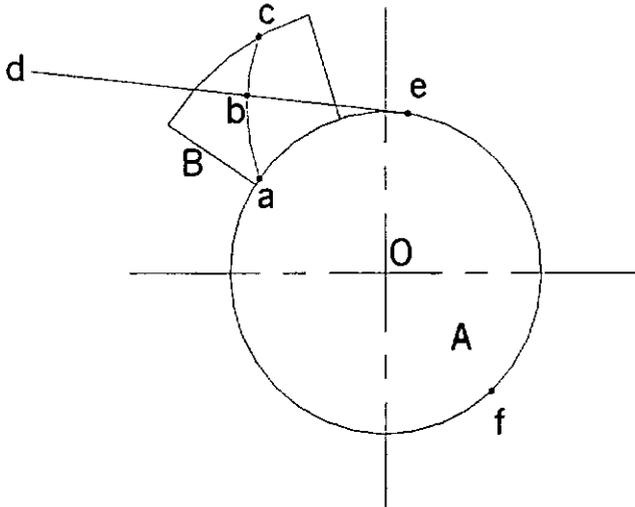
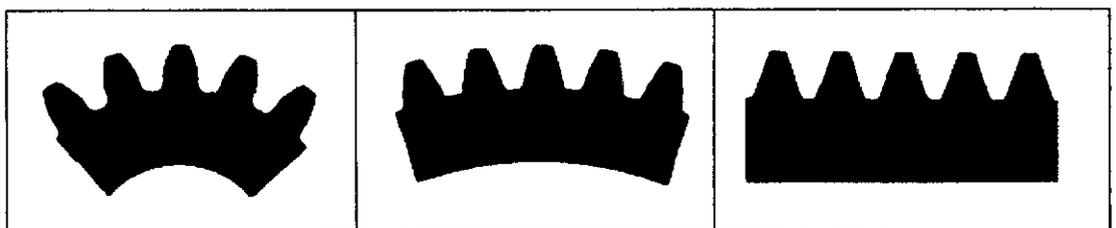


Figura 2-13: Geração de uma envolvente.

Pode-se gerar uma curva envolvente conforme mostra a figura 2-13. Fixando uma aba B a um cilindro A , em torno do qual enrola-se uma corda def . À medida que enrolamos e desenrolamos a corda em torno do cilindro, o ponto b descreverá a curva envolvente ac . O raio de curvatura da envolvente varia continuamente de zero, no ponto a até um máximo no ponto c . No ponto b o raio é igual à distância be . Assim a linha geratriz de é normal a envolvente em todos os pontos de interseção e , ao mesmo tempo, é sempre tangente ao cilindro A . A circunferência em torno da qual a envolvente é gerada chama-se circunferência da base.

Uma envolvente tirada de uma circunferência maior terá uma curvatura menor do que uma tirada de um círculo menor. Da mesma forma, o perfil do dente de engrenagens menores é considerado completamente curvado enquanto que em engrenagens maiores estará menos curvado, bem como em uma cremalheira que é essencialmente uma engrenagem de circunferência base infinitamente grande, figura 2-14.



20 dentes

48 dentes

Cremalheira

Figura 2-14: Dentes gerados por envolventes de mesmo módulo.

2.3 Engrenagens de Dentes Retos

Como citado anteriormente, o programa *Redutor* irá automatizar os cálculos inerentes ao projeto de um redutor de velocidades que opera com um par de engrenagens de dentes retos. A partir deste momento será feito um estudo dos procedimentos utilizados na análise deste par de engrenagens.

2.3.1 Nomenclatura

Pinhão – nome usualmente utilizado para a engrenagem menor por onde o torque entra no sistema.

Engrenagem - nome usualmente utilizado para a engrenagem maior por onde o torque sai do sistema.

Módulo (m) – é a razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes, expresso em milímetros.

Diâmetro primitivo (D_p) – é o diâmetro sobre o qual baseiam-se todos os cálculos da engrenagem. Em um sistema de engrenagens, é no diâmetro primitivo que acontece o acoplamento. Quando duas engrenagens estão acopladas, seus diâmetros primitivos rolam um sobre o outro sem deslizamento.

Ângulo de pressão (α) – é o ângulo que dita a inclinação da linha de ação das forças em relação a perpendicular a distância entre centros. Este ângulo será estudado com maior profundidade no item 2.3.3.

Diâmetro ou circunferência de base (D_b) – é determinado pela linha de ação e pelo ângulo de pressão. Foi observado na construção da envolvente.

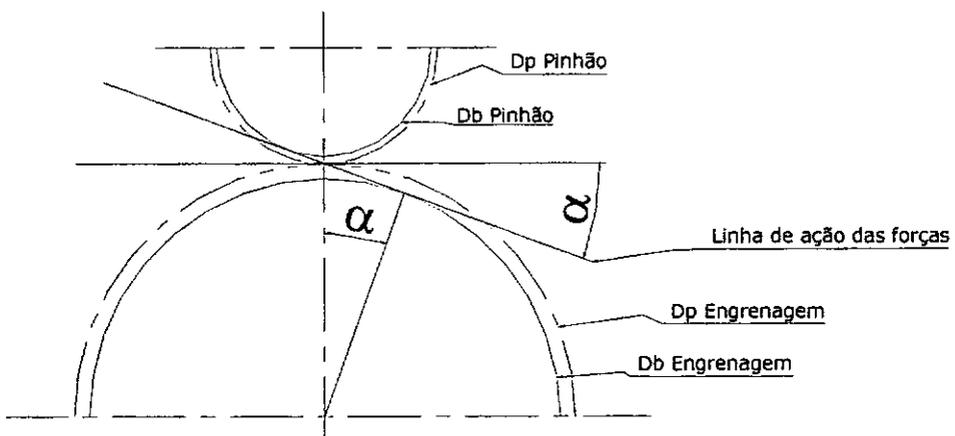


Figura 2-15: Parâmetros das engrenagens.

2.3.2 Dimensões

A maioria das dimensões da engrenagem são dependentes do módulo e do seu número de dentes. A seguir serão mostrados os parâmetros de dimensionamento, bem como desenhos esquemáticos para facilitar a visualização.

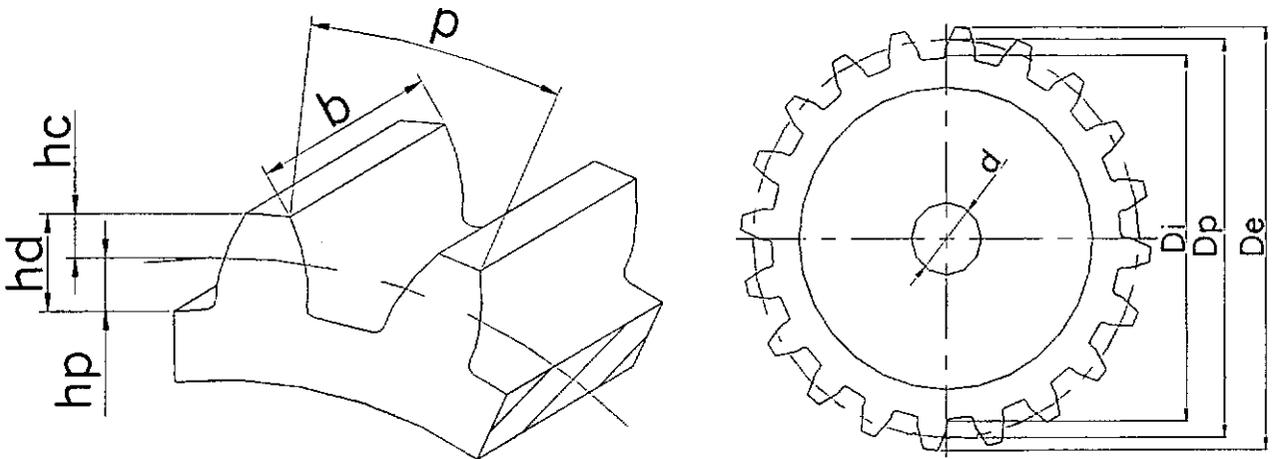


Figura 2-16: Dimensões da engrenagem.

Tabela 2-1: Formulário dos parâmetros da engrenagem. [1]

Descrição	Símbolo	Fórmula
Diâmetro primitivo	D_p	$D_p = mZ$
Diâmetro externo	D_e	$D_e = m(Z+2)$
Diâmetro interno	D_i	$D_i = m(Z-2,5)$
Altura da cabeça do dente (adendo)	h_c	$h_c = m$
Altura do pé do dente (dedendo)	h_p	$h_p = 1,25m$
Altura do dente	h_d	$h_d = h_c+h_p = 2,25m$
Passo	p	$p = \pi m$
Folga no pé do dente	e	$e = 0,25m$
Largura da engrenagem	b	$b = 2,5p$ a $5p$ (Usual)

Z é o número de dentes da respectiva engrenagem (Z_1 para o pinhão e Z_2 para engrenagem).

A folga do pé do dente (e) é a distância entre a extremidade do dente de uma engrenagem e a raiz do dente da outra.

2.3.3 Ângulo de Pressão

Como citado, o ângulo de pressão é o ângulo que dita a inclinação da linha de ação das forças em relação à linha perpendicular a distância entre centros. É a inclinação segundo a qual a força será transmitida de uma engrenagem para a outra.

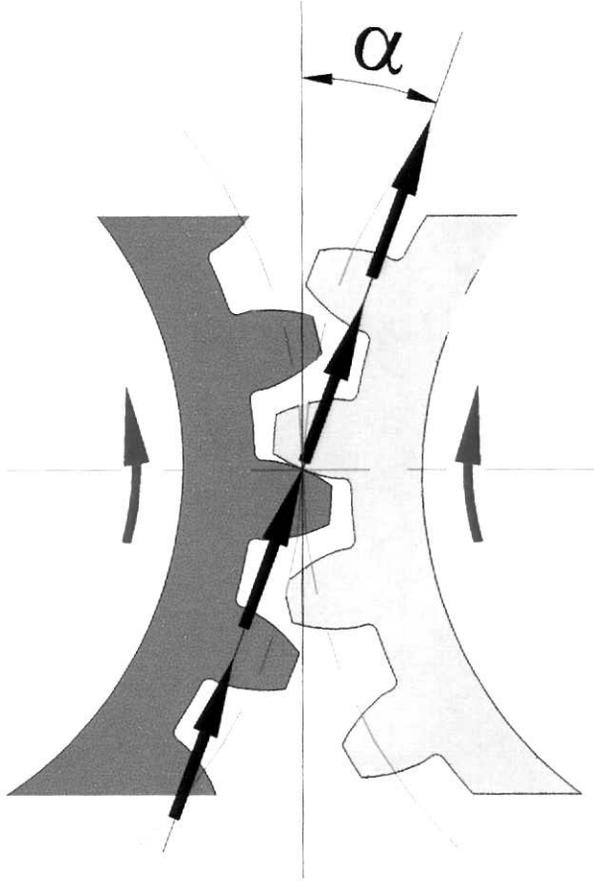


Figura 2-17: Direção da força e ângulo de pressão.

O ângulo de pressão é o parâmetro que define quanto torque será transmitido na engrenagem para um dado regime de potência. Isto é observado porque o torque é a força transmitida multiplicada pelo raio base e o raio base é o produto do raio primitivo ($Dp/2$) pelo cosseno do ângulo de pressão. Com este raciocínio, é fácil concluir que duas engrenagens distintas, com o mesmo módulo e mesmo número de dentes, mas com ângulos de pressão diferentes, a que possuir o menor ângulo de pressão irá transmitir mais torque. Isto é facilmente verificado pelo diagrama de forças apresentado na figura 2-18.

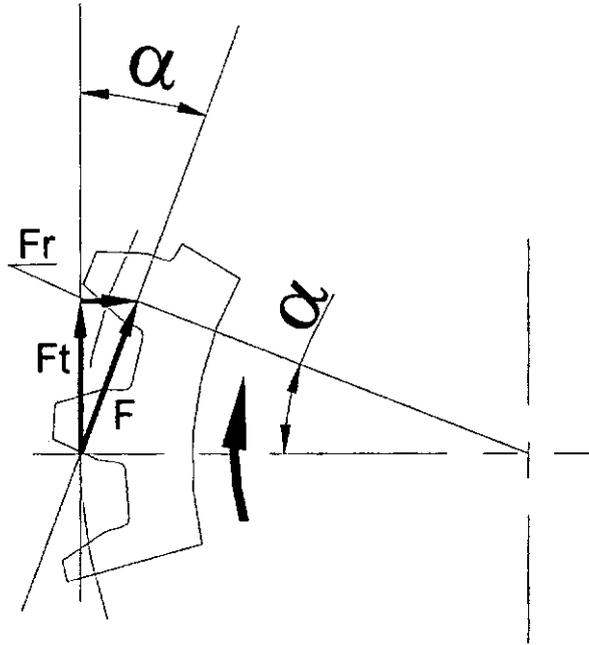


Figura 2-18: Esquema de forças.

No esquema, F é a força total, F_t é a componente tangencial e F_r é a componente radial.

$$\text{Torque} = F_t \times \frac{D_p}{2} = F \times \frac{D_p}{2} \times \cos \alpha \quad (2-1)$$

A componente tangencial é a parcela da força total que efetivamente contribui para o torque.

Para facilitar a fabricação das engrenagens, existe uma padronização para os valores de ângulo de pressão. Estes valores são: $14,5^\circ$, 20° e 25° , sendo o mais comumente encontrado o de 20° . O programa *Redutor* oferece ao usuário a opção para utilização de 20° e 25° .

2.3.4 Módulo

Como citado anteriormente, o módulo é obtido pela razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes, sendo expresso em milímetros. Em países que utilizam o sistema de medidas inglês é utilizado o passo diametral (*diametral pitch*), como referência.

O módulo, junto com o ângulo de pressão, são os parâmetros que dizem se um par de engrenagens pode ou não ser acoplado. Além de definir se duas engrenagens

podem se acoplar, o módulo é o parâmetro básico para o cálculo da maioria das dimensões da roda dentada.

Deve-se empregar sempre que possível os módulos apresentados abaixo a fim de facilitar o uso de ferramentas de usinagem de engrenagens.

Na tabela abaixo são apresentadas as duas séries mais usadas na fabricação de engrenagens. Estas séries são utilizadas para facilitar a fabricação das engrenagens, sendo a série 1 mais comumente encontrada.

Tabela 2-2: Módulos padronizados. [1]

Série 1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
Série 2			1,75		2,75	3,5	4,5	5,5	7	9				18

Os módulos apresentados acima são os que foram utilizados no algoritmo do programa *Redutor*.

2.3.5 Largura da Engrenagem

Uma maneira de alterar a resistência dos dentes das engrenagens aos esforços impostos pela transmissão de movimento é a alteração da largura dos dentes. Se a largura da engrenagem for maior, a pressão sobre os dentes será menor e assim ela suportará um carregamento maior, mas isso acarretará em um aumento considerável em suas dimensões e assim refletindo em um aumento de comprimento dos eixos e caixa do redutor. O projetista deve avaliar a melhor forma de trabalhar com a alteração da largura, sempre objetivando um projeto robusto, porém compacto.

Conforme os valores recomendados por [1] e [4], o programa *Redutor* irá trabalhar com uma faixa de largura que vai de $2,5p$ a $5p$ ($2,5\pi m$ a $5\pi m$), sugerindo uma largura ao usuário, mas possibilitando a sua alteração de acordo com os critérios do projetista.

2.4 Cálculos Iniciais e Análise das Tensões

Neste momento inicia-se os procedimentos para análise das tensões nas engrenagens.

Inicialmente, o programa necessitará conhecer a potência transmitida pelo conjunto, em KW, HP ou CV, a rotação no eixo de entrada e a rotação desejável no eixo de saída, em RPM, bem como o erro máximo percentual permitido para a rotação de

saída real. Este erro máximo é calculado como abaixo mostrado. Valores usuais para este item estão na faixa de 2 a 4%.

$$\text{Erro Máximo}(\%) = \left| \frac{\text{Rotação de Saída Real} - \text{Rotação de Saída Desejada}}{\text{Rotação de Saída Desejada}} \right| \times 100 \quad (2-2)$$

Após o fornecimento destas informações, o programa apresentará, automaticamente, a melhor combinação de dentes para as engrenagens, bem como a rotação de saída real. O número mínimo de dentes será calculado testando, a partir de 17 dentes no pinhão, uma combinação de dentes que resulte em uma rotação de saída real o mais próxima da desejável, obedecendo ao erro máximo determinado pelo usuário. Com isso é objetivo obter engrenagens com o menor número de dentes possível o que levará a um conjunto compacto.

O cálculo é baseado na relação entre os dentes das engrenagens e as rotações, como mostramos abaixo:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2-3)$$

Onde N_1 será a rotação de entrada (pinhão) e N_2 será a rotação de saída (engrenagem) e Z_1 e Z_2 serão os números de dentes do pinhão e da engrenagem, respectivamente. Após os cálculos executados, a tela do programa se apresentará como a mostrada abaixo.

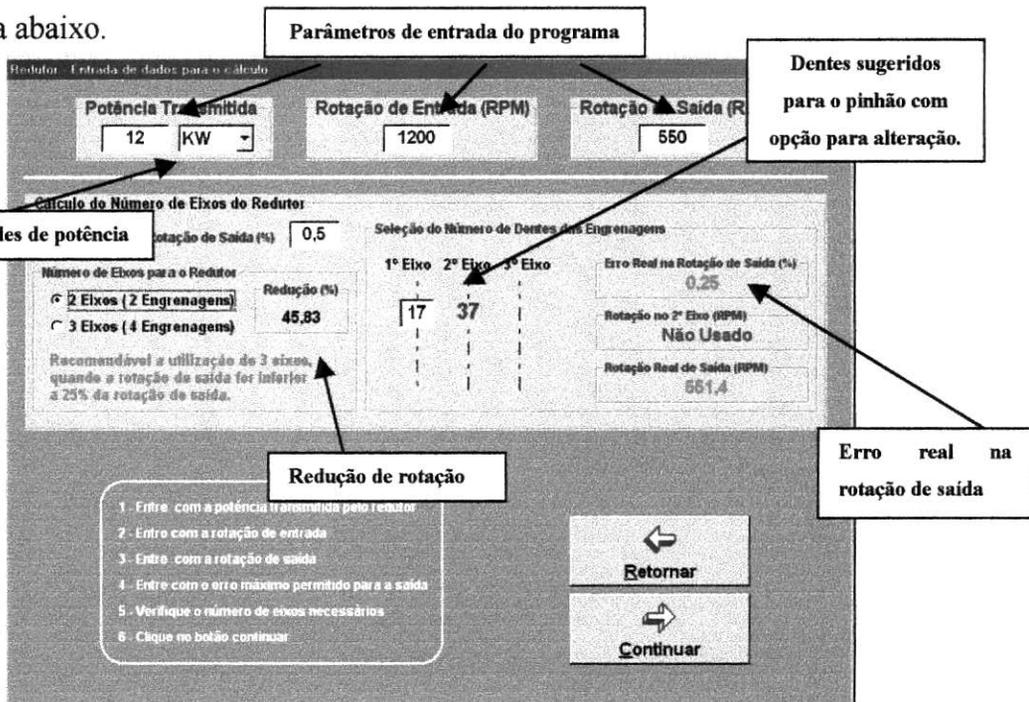


Figura 2-19: Tela inicial dos cálculos

O programa *Redutor* oferece a opção, ao usuário, de alterar o número de dentes do pinhão, com o programa recalculando o número de dentes da engrenagem. Esse cálculo passa a não considerar o erro máximo requerido anteriormente, porém exibindo o erro real e a rotação de saída real nesta nova configuração.

O programa possui uma rotina que, automaticamente, seleciona uma montagem utilizando três eixos quando a redução for menor ou igual a 25%, porém não impedindo a continuação do cálculo caso o usuário prefira usar somente dois eixos. Na situação de três eixos, o programa mostra algumas informações adicionais tais como: rotação no segundo eixo (eixo intermediário) e número de dentes das engrenagens deste segundo eixo. Como anteriormente mencionado, o programa está preparado para o projeto de redutores de velocidade com somente dois eixos. Com isso, caso o item “3 Eixos (4 Engrenagens)” estiver já selecionado, o botão “Continuar” estará desabilitado o que impossibilitará a continuação do projeto.

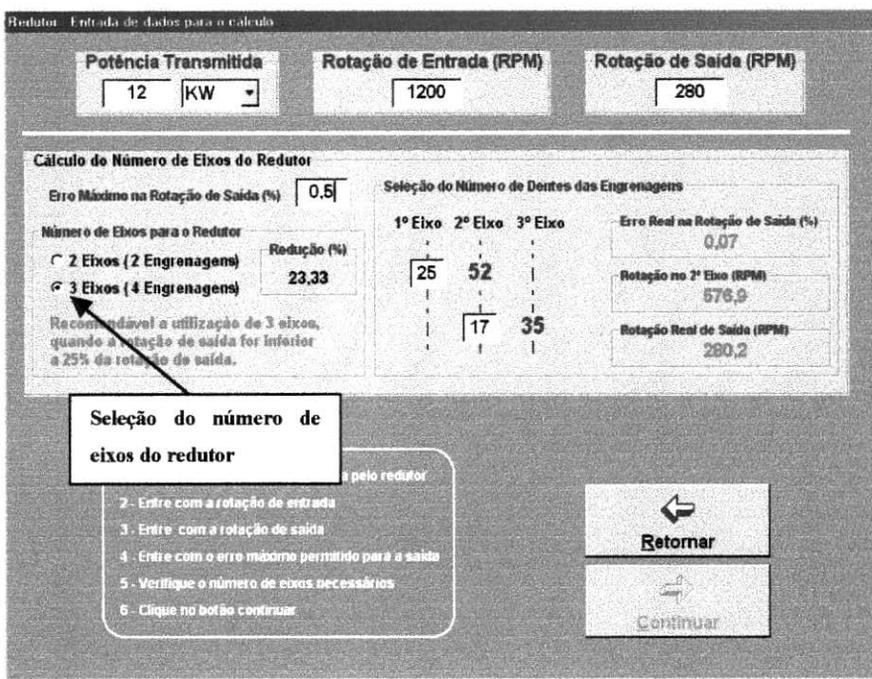


Figura 2-20: Seleção do número de eixos do redutor.

O programa também possui uma outra rotina que mostra, ao usuário, quando o erro máximo solicitado for muito pequeno, sendo assim impossível uma combinação de dentes que satisfaça essa condição.

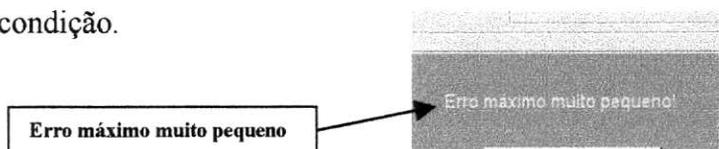


Figura 2-21: Alerta para erro máximo muito pequeno.

Todos os parâmetros inseridos ou selecionados pelo usuário, bem como os calculados pelo programa são apresentados na figura 2-22, na tela de cálculo das engrenagens.

2.4.1 Cálculo das Engrenagens

Até o momento, são conhecidos os seguintes parâmetros:

- Potência;
- Rotação de entrada, de saída desejada e real;
- Torque de entrada e de saída real; e
- Dentes do pinhão e da engrenagem e a redução do conjunto.

Todos estes valores serão visualizados na tela para cálculo dos esforços nas engrenagens.

Nesta fase do cálculo, é objetivo determinar as tensões de ruptura e a durezas necessárias aos materiais a serem usados nas engrenagens, a partir de parâmetros selecionados pelo usuário.

Opções para escolha do módulo

Largura das engrenagens

Módulo das Engrenagens (mm)
Escolha entre as opções de módulos padrão.

Largura das Engrenagens (mm)
Usual de 39,3 a 77,8

Ângulo de Pressão dos Dentes das Engrenagens
 20° 25° Fator Geométrico 0,342

Considerações para Fadiga

Tipo Acabamento <input type="radio"/> Retificado <input checked="" type="radio"/> Fresado $K_v = 0,60$ <input type="radio"/> Forjado $K_a = 0,70$	Confiabilidade das Engrenagens <input checked="" type="radio"/> 95% $K_c = 0,87$ <input type="radio"/> 99% $C_r = 0,80$ <input type="radio"/> 99,9%	Temperatura de Operação <input checked="" type="radio"/> Menor que 350 °C <input type="radio"/> Maior que 350 °C $K_d = 1,00$
---	---	---

Considerações de Funcionamento

Tipo de Carregamento <input type="radio"/> Choque Fraco <input checked="" type="radio"/> Uniforme $N_o = 1,00$ <input type="radio"/> Choque Forte	Tipo de Montagem <input type="radio"/> Montagem Precisa <input checked="" type="radio"/> Montagem Normal $N_g = 1,40$ <input type="radio"/> Montagem Sem Precisão	Fator de Segurança Usual de 2 a 5 <input style="width: 30px; text-align: center;" type="text" value="2"/>
---	---	--

Tipo de Material

Material para o Pinhão <input type="text" value="Aço"/>	Material para a Engrenagem <input type="text" value="Aço"/>	$C_p = 191$
---	---	-------------

Esforços Calculados		Propriedades Necessárias aos Materiais	
Tensão de Flexão (MPa)	37,2	Tensão de Ruptura (MPa)	375,8
Tensão Sup. Pinhão (MPa)	291,9	Dureza Pinhão (HB)	262,2
Tensão Sup. Engrenagem (MPa)	197,8	Dureza Engrenagem (HB)	185,9

Parâmetros de Entrada

Potência (KW)	12,00
Rotação Entrada (RPM)	1200,0
Rotação Saida (RPM)	550,0
Erro Máximo na Saida (%)	0,5

Itens Calculados na Tela Anterior

Rotação Saida Real (RPM)	551,4
Erro Real na Saida (%)	0,25
Torque Entrada (Nm)	95,50
Torque Saida (Nm)	207,83
Dentes Pinhão	17
Dentes Engrenagem	37

Itens Auxiliares Calculados

Velocidade (m/s)	5,34
Força Tangencial (N)	2246,9
Dist. entre Centros (mm)	135,000

Dados já conhecidos

Figura 2-22: Tela para cálculo dos esforços nas engrenagens.

Inicialmente o usuário deverá selecionar um valor para o módulo das engrenagens dentre os oferecidos pelo programa. Após a seleção do módulo pelo usuário, o programa sugerirá uma largura para as engrenagens a qual será a média dos extremos da faixa tida como usual.

- Faixa usual: $2,5p \leq b \leq 5p$ onde $p = m\pi$ (2-4)

- Valor de largura sugerida: $b = 3,75m\pi$ (2-5)

Com o módulo e a largura das engrenagens escolhidas, é necessário conhecer as condições de serviço/fabricação do par de engrenagens a fim de obter as propriedades mecânicas necessárias e assim selecionar os materiais. Estas condições serão selecionadas entre as opções apresentadas abaixo. Estas opções são as mesmas utilizadas por [1] para análise e cálculo das tensões em engrenagens.

- ✓ Tipo de Acabamento: Retificado, fresado ou forjado;
- ✓ Fator de Confiabilidade: 95%, 99% ou 99,9%;
- ✓ Fator de Temperatura: Menor/igual ou maior que 350 °C;
- ✓ Fator de Sobrecarga: Carga uniforme, choque fraco ou choque forte;
- ✓ Fator de Montagem: Montagem precisa, normal ou sem precisão;
- ✓ Fator de Segurança: Usual de 2 a 5; e
- ✓ Tipos de material Aço, bronze ou ferro fundido.

Inicialmente, o programa já sugere uma condição padrão tanto para fabricação quanto serviço, cabendo ao usuário aceitá-las ou efetuar qualquer alteração que julgar necessária.

A seguir será mostrado como as tensões e durezas serão calculadas, usando os dados já conhecidos.

2.4.1.1 Cálculo da Tensão Devido a Flexão

Uma das primeiras análises de tensões em engrenagens foi executada por Wilfred Lewis (1892). A formulação por ele apresentada considera o dente como sendo uma viga engastada e sujeita a uma carga distribuída ao longo de sua extremidade livre.

$$\sigma_{flex} = \frac{Ft}{b \times m \times Y} \quad (2-6)$$

Y é o fator de forma de Lewis que é dado em função do número de dentes da engrenagem, ângulo de pressão e altura do dente e Ft é o valor da componente tangencial da força total imposta na transmissão.

O cálculo das tensões avalia se a tensão atuante no dente da engrenagem ultrapassa a que o material suporta. Será usado o seguinte formulário para o cálculo das tensões de flexão nos dentes:

$$\sigma_{flex} = \frac{Ft}{Kv \times b \times m \times J} \quad (2-7)$$

Onde Kv é o fator de efeitos dinâmicos e J é o fator geométrico. Ambos serão abordados mais à frente.

Esta formulação foi derivada da fórmula de Lewis com a inclusão de considerações pela American Gear Manufacturers Association (AGMA).

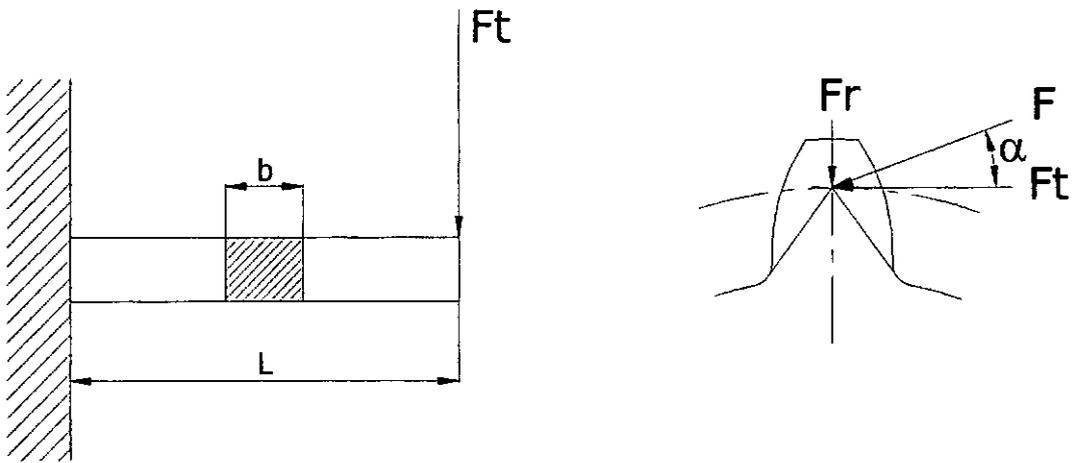


Figura 2-23: Considerações para cálculo da flexão.

Na figura 2-23, F é a força total da transmissão e Fr é a componente radial.

- Força tangencial no dente da engrenagem (Ft):

Será calculada a força tangencial no dente da engrenagem considerando o dente como sendo uma viga engastada e sujeita a uma carga distribuída ao longo de sua extremidade livre.

$$Ft = \frac{Pot \times 10^3}{V_{radial}} \quad (2-8)$$

Onde Pot é a potência transmitida dada em KW e V_{radial} é a velocidade radial da engrenagem.

$$V_{radial} = \frac{\pi \times m \times Z_1 \times N_1}{60000} \quad (2-9)$$

- Fator de efeitos dinâmicos (K_v):

Este fator também é conhecido como Fator de Velocidade. Com o tipo de acabamento selecionado pelo usuário podemos calcular o K_v usando o formulário abaixo.

Tabela 2-3: Fatores de velocidade. [1]

Acabamento	K_v
Retificado (dentes de precisão)	$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200 \times V_{radial}}}}$
Fresado	$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200 \times V_{radial}}}$
Forjado (dentes sem precisão)	$K_v = \frac{6}{6 + V_{radial}}$

- Fator geométrico (J):

A forma do dente, o ponto de aplicação da carga, a concentração de tensões e a maneira de dividir a carga pelos pares em contato são todos responsáveis pelo uso de um fator geométrico. Cada engrenagem possui um fator J diferente, mas sendo em função das duas engrenagens.

O programa *Redutor* oferece ao usuário duas opções de ângulos de pressão: 20° e 25°. A tabela abaixo relaciona os dentes do pinhão e da engrenagem, informando o valor do fator J . O programa utiliza interpolações da tabela para a obtenção do fator J .

Tabela 2-4: Fator J . [1]

Dentes do Pinhão	Dentes da Engrenagem $\alpha=20^\circ$					Dentes da Engrenagem $\alpha=25^\circ$				
	17	25	35	50	85	17	25	35	50	85
18	0,324	0,332	0,338	0,344	0,350	0,397	0,405	0,411	0,417	0,423
19	0,330	0,338	0,345	0,351	0,358	0,404	0,413	0,419	0,425	0,432
20	0,336	0,344	0,351	0,358	0,365	0,411	0,420	0,427	0,433	0,440
21	0,341	0,350	0,357	0,364	0,371	0,417	0,426	0,434	0,440	0,447
22	0,346	0,355	0,363	0,369	0,377	0,423	0,432	0,440	0,446	0,454
24	0,354	0,364	0,372	0,380	0,388	0,433	0,443	0,451	0,458	0,466
26	0,362	0,372	0,381	0,388	0,398	0,441	0,452	0,460	0,468	0,476
28	0,368	0,379	0,388	0,396	0,406	0,449	0,460	0,469	0,477	0,485
30	0,374	0,385	0,395	0,403	0,413	0,456	0,467	0,476	0,484	0,493
34	0,383	0,396	0,405	0,415	0,426	0,467	0,479	0,489	0,497	0,507
38	0,391	0,404	0,414	0,424	0,436	0,476	0,489	0,499	0,508	0,518
45	0,402	0,415	0,426	0,437	0,450	0,489	0,502	0,513	0,522	0,533
50	0,408	0,422	0,435	0,444	0,457	0,496	0,509	0,520	0,530	0,541
60	0,417	0,431	0,443	0,455	0,469	0,506	0,521	0,542	0,542	0,554

2.4.1.2 Cálculo da Tensão Admissível Considerando a Fadiga por Flexão

Utilizaremos a fórmula básica para cálculo de fadiga. [1]

$$\sigma_n = K_a K_b K_c K_d K_e K_f \sigma'_n \quad (2-10)$$

$$\sigma'_n = 0,5 \sigma_{rup} \text{ para aços com } \sigma_{rup} \leq 1400 \text{ MPa};$$

$$\sigma'_n = 700 \text{ MPa para aços com } \sigma_{rup} > 1400 \text{ MPa}; e$$

$$\sigma'_n = 0,4 \sigma_{rup} \text{ para ferro fundido e não ferrosos.}$$

Onde σ_n é o limite de resistência à fadiga corrigido do material, σ'_n é o limite de resistência à fadiga de referência do material que é obtido em função da tensão de ruptura do material (σ_{rup}), e os fatores K são parâmetros de correção para determinadas condições de fabricação e serviço.

- Fator de Superfície (K_a):

O fator de superfície K_a corresponde ao acabamento superficial do dente da engrenagem em função do processo de fabricação o qual foi utilizado na sua confecção. Este fator é fundamental na possibilidade do aparecimento de trincas superficiais. Foi considerada uma tensão de ruptura padrão de 1000 Mpa para obtenção dos valores de K_a .

Tabela 2-5: Fator de superfície. [1]

Acabamento	K_a
Retificado	0,9
Fresado	0,7
Forjado	0,3

- Fator de Tamanho (K_b):

O fator de tamanho K_b depende da peça em consideração ser maior ou menor que o corpo de prova padrão de ensaio rotativo (7,62mm). Foram utilizados os valores de K_b , em função do módulo, extraídos da tabela abaixo.

Tabela 2-6: Fator de tamanho. [1]

Módulo	1 - 2	2,25	2,5	2,75	3,0	3,5	4,0	4,5	5,5	5,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
K_b	1,000	0,984	0,974	0,965	0,956	0,942	0,930	0,920	0,910	0,902	0,894	0,881	0,870	0,860	0,851

Com o propósito de otimizar a tarefa de programação, estabelecemos uma interpolação para os valores da tabela acima, obtendo a seguinte equação.

$$K_b = -0,0905 \ln(m) + 1,0572 \quad (2-11)$$

- Fator de Confiabilidade (K_c):

O fator de confiabilidade K_c está diretamente ligado ao grau de qualidade do material empregado na fabricação das engrenagens e foi obtido através de estudos estatísticos. No código do programa *Redutor*, foram utilizados os valores da tabela 2-7.

Tabela 2-7: Fator de confiabilidade.[1]

Confiabilidade	95%	99%	99,9%
Kc	0,868	0,814	0,753

- Fator de Temperatura (K_d):

Em diversas situações, as engrenagens são submetidas a temperaturas suficientemente altas que afetam as propriedades do material. Com isso é necessária a utilização de um fator de correção para temperaturas acima de 350°C.

Tabela 2-8: Fator de temperatura.[1]

Temperatura	Kd
Menor ou igual a 350 °C	1,0
Maior que 350 °C	0,5

- Fator de Concentração de Tensões (K_e):

O fator de concentração de tensão será considerado no fator de forma J . Foi usado K_e igual a 1,0 para cálculo de qualquer engrenamento, conforme [6].

- Fator de Efeitos Combinados (K_f):

Em engrenamentos, o fator de efeitos combinados avalia a flexão do dente em apenas uma direção. Este fato ocorre normalmente, pois a rotação do eixo se dá em uma única direção, porém, foi usado K_f igual 1,0 como um valor global para os cálculos, pois é um valor que abrange a condição mais crítica (eixo com variação no sentido de rotação).

2.4.1.3 Cálculo da Tensão Devido à Pressão Superficial

Neste item, será analisada a resistência às falhas de fadiga superficial do dente e o desgaste. É necessário conhecer a resistência superficial dos materiais, se o projetista deseja dimensionar máquinas com vida longa e satisfatória. Uma vez duas superfícies rolando e deslizando uma sobre a outra, é bastante provável a ocorrência de uma falha por "pitting", após um certo número de ciclos de operação. Esta falha está ligada aos seguintes fatores: número de ciclos, acabamento superficial, dureza, lubrificação e temperatura. Tal falha é, freqüentemente, chamada de desgaste por ocorrer depois de um tempo muito grande de operação do equipamento, não devendo ser confundida com desgaste por abrasão que é o contato com material estranho.

Para análise da resistência à fadiga superficial, é necessária a observação da pressão de contato entre os dentes. Para isso, será feito um contato entre dois cilindros com um carregamento gerando uma pressão de contato entre ambos.

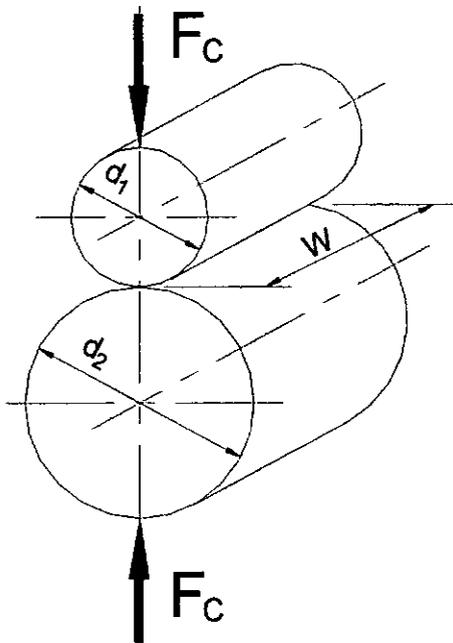


Figura 2-24: Força de contato entre dois cilindros.

A pressão máxima é descrita por:

$$P_{\max} = \frac{2 \times F_C}{\pi \times W \times b_C} \quad (2-12)$$

Onde F_c é a força de contato entre os dois cilindros, W é o comprimento dos cilindros e b_c é a deformação dos cilindros que será obtida pela fórmula a seguir.

$$b_c = \sqrt{\frac{2 \times F_c}{\pi \times W} \times \frac{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (2-13)$$

Onde ν_1 e ν_2 são os coeficientes de poisson, E_1 e E_2 são os módulos de elasticidade e d_1 e d_2 são os diâmetros dos respectivos cilindros.

Alterando a fórmula para notação usada em engrenagens resulta em:

$$\sigma_H^2 = \frac{F_t}{\pi \times b \times \cos \alpha} \times \frac{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \quad (2-14)$$

Onde σ_H é a tensão de compressão superficial, que também é conhecida como Tensão de Hertz, r_1 e r_2 são os valores instantâneos dos raios de curvatura dos perfis dos dentes do pinhão e da engrenagem, respectivamente, no ponto de contato obtidos da seguinte maneira:

$$r_1 = \frac{Dp_1 \times \sin \alpha}{2} \quad (2-15)$$

$$r_2 = \frac{Dp_2 \times \sin \alpha}{2} \quad (2-16)$$

Trabalhando as fórmulas anteriores:

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\sin \alpha} \times \left(\frac{1}{Dp_1} + \frac{1}{Dp_2} \right) \quad (2-17)$$

Após um rearranjo:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b \times Dp_1} \times \frac{1}{\pi \times \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \times \frac{1}{\frac{\cos \alpha \times \text{sen } \alpha}{2} \times \frac{i}{i+1}}} \quad (2-18)$$

O segundo termo sob o radical chama-se coeficiente de elasticidade (C_p).

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \times \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2-19)$$

O denominador do terceiro termo da fórmula (2-18) é chamado de Fator Geométrico (I) para engrenagens cilíndricas de dentes retos e externos.

$$I = \frac{\cos \alpha \times \text{sen } \alpha}{2} \times \frac{i}{i+1} \quad (2-20)$$

Ao inserir os efeitos dinâmicos, reaparece o fator K_v usado anteriormente. O formulário usado para o cálculo da tensão superficial (Tensão de Hertz) nos dentes das engrenagens é apresentado a seguir.

$$\sigma_H = C_p \times \sqrt{\frac{F_t}{K_v \times b \times Dp \times I}} \quad (2-21)$$

Observando as fórmulas, é percebido que as tensões superficiais são diferentes nas duas engrenagens. No programa será calculada para cada engrenagem.

- Coeficiente de Elasticidade (C_p):

Este coeficiente depende da combinação dos materiais do pinhão e da engrenagem.

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \times \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2-22)$$

Para efeito de programação, foram utilizados os valores da tabela 2-9 obtida de tabela similar de [1]:

Tabela 2-9: Coeficientes de elasticidade.

		Engrenagem		
		Aço	Ferro Fundido	Bronze
Pinhão	Aço ($E=210 \text{ GPa}$)	191	180	160
	Ferro Fundido ($E=132 \text{ GPa}$)	180	170	154
	Bronze ($E=120 \text{ GPa}$)	160	154	140

Esta tabela considera os materiais tendo coeficiente de poisson (ν) 0,3.

Desta forma é definida a Tensão Superficial a que o dente será submetido.

2.4.1.4 Cálculo da Tensão Admissível Considerando a Pressão Superficial

Esta análise aborda a resistência ao desgaste superficial recomendado pela AGMA.

Será usada a seguinte fórmula para o cálculo:

$$S_H = \frac{CI \times Ch}{Ct \times Cr} \times S_C \quad (2-23)$$

Onde S_H é o limite de resistência a pressão superficial também conhecida como Resistência de Hertz, S_C é a resistência à fadiga superficial e os fatores C são fatores de correção para condições de fabricação e serviço da mesma forma que os fatores K .

- Fator de modificação de vida (CI):

O fator de vida CI altera a fórmula da tensão superficial em função do número de ciclos de vida desejados ao conjunto. Os valores para CI estão listados na tabela abaixo.

Tabela 2-10: Fatores de vida.[1]

Ciclos de Vida	CI
10^4	1,5
10^5	1,3
10^6	1,1
10^8 em diante	1,0

- Fator de Dureza (Ch):

Este fator avalia a diferença entre as durezas das engrenagens. Para engrenagens de dentes retos usaremos $Ch = 1,0$ conforme [6].

- Fator de Temperatura (Ct):

A temperatura atua na ductilidade do material. O fator Ct aborda a temperatura na resistência superficial do material. Foi utilizado Ct igual 1,0 para o cálculo da resistência superficial.

- Fator de Confiabilidade (Cr):

O fator de confiabilidade Cr está diretamente ligado ao grau de qualidade do material empregado na fabricação das engrenagens e foi obtido através de estudos estatísticos. Foram utilizados os valores que se seguem na tabela 2-11.

Tabela 2-11: fator de modificação de vida.[1]

Confiabilidade	Cr
95%	0,80
99%	1,00
99,9%	1,25

- Resistência à fadiga superficial (Sc):

$$Sc = 2,76 \times HB - 70 \text{ [MPa]} \quad (2-24)$$

Onde HB é a dureza brinell do material.

2.4.1.5 Fatores de Segurança Usados no Cálculo

O fator de segurança depende do prévio conhecimento das condições de trabalho do equipamento. Uma consequência do uso deste fator é o aumento na robustez (peso e volume) causando um aumento da potência necessária a movimentação do conjunto.

No caso do projeto de engrenagens, este fator é o resultado da combinação de outros fatores que consideram a aplicação e a distribuição da carga. Foi usada a fórmula 2-25.

$$\eta_g = K_o \times K_n \times \eta \quad (2-25)$$

- Fator de Segurança Global (η_g):

Será o produto dos três fatores descritos abaixo:

- Fator de Sobrecarga (K_o):

Este fator avalia a estabilidade na transmissão da potência.

Tabela 2-12: Fator de sobrecarga. [1]

Tipo de Carga	K_o
Carga Uniforme	1,00
Choque Fraco	1,50
Choque Forte	2,25

- Fator de Montagem (K_n):

Este fator observa a distribuição da carga no dente.

Tabela 2-13: Fator de montagem. [1]

Tipo de Montagem	K_n
Precisa	1,30
Normal	1,60
Sem Precisão	2,20

- Fator de Segurança (η):

Este fator é imposto pelo usuário (fator de projeto) e tem como faixa usual de 2 a 5.

2.4.1.6 Mecânica do Cálculo das Propriedades dos Materiais

As propriedades dos materiais das engrenagens serão obtidas trabalhando com as fórmulas anteriormente apresentadas, que estão listadas a seguir:

- Tensão admissível para tensão de flexão:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f \sigma_e \text{ [MPa]}$$

- Tensão admissível para pressão superficial:

$$S_H = \frac{C_l \times C_h}{C_t \times C_r} \times S_c \text{ [MPa]}$$

- Tensão de flexão a que o dente está exposto:

$$\sigma_{flex} = \frac{F_t}{K_v \times b \times m \times J} \text{ [MPa]}$$

- Tensão devido à pressão superficial a que o dente está exposto:

$$\sigma_H = C_p \times \sqrt{\frac{F_t}{K_v \times b \times D_p \times I}} \text{ [MPa]}$$

- Fator de segurança global

$$\eta_g = K_o \times K_n \times \eta$$

Os cálculos serão feitos em duas partes distintas, onde será comparada a tensão admissível, em ambos os casos de esforço, com um produto da tensão imposta vezes o fator de segurança global. Nesta fase, serão calculadas as propriedades de cada material para o par de engrenagens.

1. Cálculo da tensão de ruptura necessária ao material das engrenagens:

$$S_e \geq \eta_g \times \sigma_{flex} \quad (2-26)$$

Neste momento será obtida a Tensão de Ruptura (σ_{rup}) necessária a cada material de cada engrenagem.

2. Cálculo da dureza brinell de cada material:

$$S_H \geq \eta_g \times \sigma_H \quad (2-27)$$

Neste momento será obtida a Dureza Brinell (HB) necessária a cada material de cada engrenagem.

Uniforme $N_o = 1,00$ Montagem Normal $N_g = 1,60$ $\sqrt{2}$
 Choque Forte Montagem Sem Precisão

Tipo de Material
 Material para o Pinhão: Material para a Engrenagem: $C_p = 191$

Esforços aplicados às engrenagens. **Propriedades necessárias a cada material**

Esforços Calculados		Propriedades Necessárias aos Materiais	
Tensão de Flexão (MPa)	66,9	Tensão de Ruptura (MPa)	756,6
Tensão Sup. Pinhão (MPa)	379,1	Dureza Pinhão (HB)	377,0
Tensão Sup. Engrenagem (MPa)	309,6	Dureza Engrenagem (HB)	312,5

Figura 2-25: Visualização dos esforços calculados e das propriedades mecânicas necessárias aos materiais

Após serem calculadas as propriedades necessárias a cada material, o programa irá apresentar, automaticamente, dentro de cada categoria (aço, ferro fundido ou bronze) os materiais que possuem propriedades que atendam aos requisitos calculados anteriormente. Bastará somente ao usuário clicar sobre o material selecionado, como apresentado abaixo.

Redutor - Seleção dos Materiais das Engrenagens

Pinhão
Material do Pinhão

Propriedades Necessárias
Tensão de Ruptura (MPa) 757,8 Dureza Brinell (HB) 383,7

Materiais Aprovados
Aço AISI 4340 T.R 427°

Banco de Dados de Aço para o Pinhão			
Material	Ten Ruptura (MPa)	Ten Escoamento (MPa)	Dureza (HB)
Aço AISI 4340 T.R 427°	1560	1400	422

Engrenagem
Material da Engrenagem

Propriedades Necessárias
Tensão de Ruptura (MPa) 757,8 Dureza Brinell (HB) 326,3

Materiais Aprovados
Aço AISI 3250 T.R 538°
Aço AISI 4340 T.R 427°

Banco de Dados de Aço para a Engrenagem			
Material	Ten Ruptura (MPa)	Ten Escoamento (MPa)	Dureza (HB)
Aço AISI 4340 T.R 427°	1560	1400	422

Escolha um material entre os aprovados, tanto para o pinhão quanto para engrenagem. Os bancos de dados podem ser visualizados abaixo das respectivas janelas.

Retornar

Continuar

Materiais aptos para o pinhão

Materiais aptos para a engrenagem

Figura 2-26: Tela de seleção dos materiais.

3 EIXOS

O projeto de eixos é básico no cálculo de elementos de máquinas. Neste cálculo, o projetista necessita utilizar uma série de fundamentos da engenharia mecânica.

Na bibliografia usada no Brasil, nem sempre é feita uma distinção entre os termos “eixo” e “árvore”, no entanto em publicações americanas e alemãs esta diferença é bastante considerável.

- Eixo: não transmite potência, isto é, não sofre esforço de torção; e
- Árvore: poderá estar submetida a esforços de flexão, tração, compressão ou torção, atuando isoladamente ou de maneira combinada.

Eixos e árvores poderão ser giratórios ou não. Uma barra em torção é, dentro da idéia acima, uma árvore não giratória. Assim, engrenagens e polias são montadas em árvores. Uma polia “louca”, por exemplo, será montada em um eixo.

Neste trabalho, foi utilizado o termo “eixo” para se referir ao elemento rotativo que tem montados sobre si elementos como engrenagens, polias, volantes ou outros elementos de transmissão de potência.

Os eixos são apoiados sobre os mancais em partes conhecidas como moentes.

Em função da seção transversal, os eixos podem ser circulares ou ranhurados. Além disso, conhecem-se ainda eixos articulados, eixos telescópios, eixos flexíveis, etc. Neste trabalho, foram considerados apenas eixos contínuos com seções circulares.

Até 150mm de diâmetro, os eixos, normalmente, são torneados e retificados. Os de maiores diâmetros e os que possuem grandes rebaixos são forjados e depois usinados. Os moentes são usinados com acabamento bastante fino e, muitas vezes, polidos para garantir um melhor acoplamento e menor desgaste quando em contato com os mancais.

Eixos de alta rotação exigem bom balanceamento, mancais rígidos e construção sólida, em função da vibração que pode ser observada quando de um apoio incorreto.

3.1 Projeto de Eixos

3.1.1 Diagramas de Esforço Cortante e Momento Fletor

Estes dois diagramas são bastante úteis na análise da distribuição do carregamento no eixo. No exemplo da figura ao lado, é simulado um dispositivo similar ao estudado nessa tese onde é visto uma engrenagem montada em um eixo, sujeito a uma força F_n , que está apoiado em mancais de rolamento.

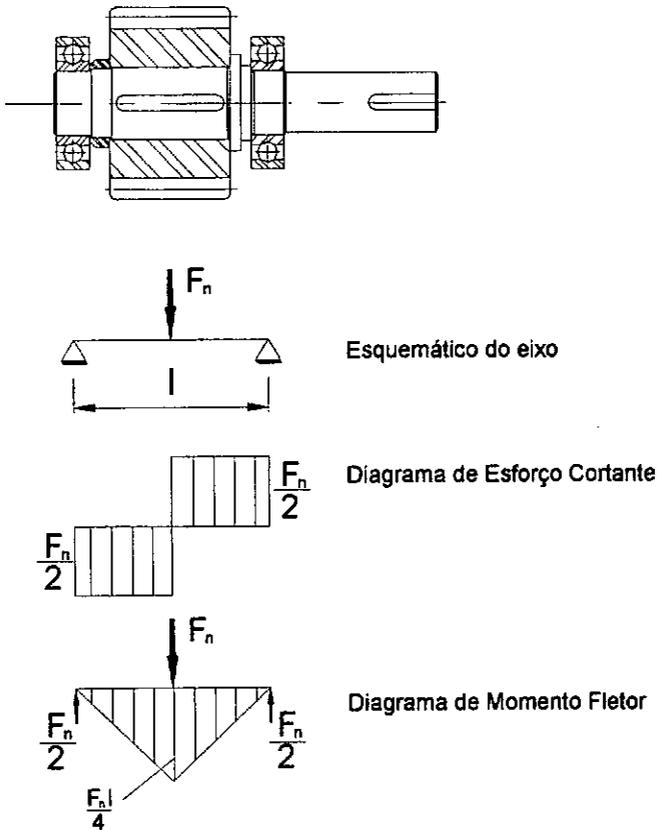


Figura 3-1: Diagramas de Esforço Cortante e Momento Fletor.

Observando os diagramas deste dispositivo, é possível perceber que a seção mais solicitada está no ponto de aplicação da força, que por sua vez é o centro da distância entre mancais (l). Neste ponto o eixo está sujeito ao máximo momento fletor (M_{max}) que vale:

$$M_{max} = \frac{F_n l}{4} \quad (3-1)$$

No projeto, as engrenagens estarão sempre posicionadas ao centro da distância entre os apoios.

3.1.2 Projeto para Cargas Estáticas

As tensões na superfície de um eixo de seção circular, sujeitas a esforços de torção e flexão são [8]:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I_x} = \frac{M \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (3-2)$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tc}{J} = \frac{T \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (3-3)$$

Onde:

σ_x é a tensão devida ao momento fletor;

τ_{xy} é a tensão devida à torção;

M é o momento fletor na seção crítica;

T é o momento torçor na seção crítica;

c é a distância do centro do eixo a sua extremidade;

I_x é o momento de inércia na direção axial do eixo;

J é o momento de inércia polar; e

d é o diâmetro do eixo na seção crítica.

Para obter a tensão cisalhante máxima, se deve utilizar a fórmula abaixo que é derivada do Círculo de Mohr.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (3-4)$$

Nos casos de falhas estáticas, a teoria da tensão máxima cisalhante estabelece que:

$$\frac{\sigma_{esc}}{2\eta} > \tau_{\max} \Rightarrow \frac{\sigma_{esc}}{2\eta} > \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (3-5)$$

Onde σ_{esc} é a tensão de escoamento do material e η é o fator de segurança.

Com isso, para cargas estáticas, o diâmetro necessário ao eixo será:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32\eta}{\pi\sigma_{esc}} \sqrt{(M^2 + T^2)}} \quad (3-6)$$

Eixos vazados com diâmetro interno sendo a metade do diâmetro externo possuem apenas 75% de peso, porém, 94% da resistência do respectivo eixo maciço o que justifica um estudo avaliando a sua utilização, mesmo que seja mais onerosa a sua confecção.

3.1.3 Caso Geral de Tensões Combinadas

Um cálculo de tensões combinadas será verificado quando é observado um torque constante e uma carga de flexão constante em direção e sentido. Um elemento na superfície do eixo estará sujeito a uma tensão de torção τ_{xy} , bem como a uma tensão de flexão σ , variando entre tração e compressão, alternadamente, em função da rotação do eixo. Neste trabalho, foi estudado um caso onde uma tensão normal, σ_x , possui componentes alternada e média, e uma tensão de cisalhamento τ_{xy} constante, no estado bidimensional de tensões. Para isso foi usada a teoria da energia de distorção aplicada à fadiga que é a melhor teoria para dimensionamento de componentes confeccionados em materiais dúcteis.

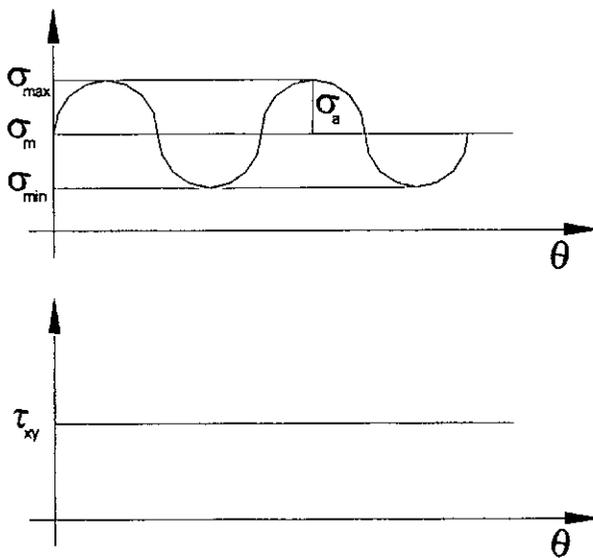


Figura 3-2: Tensões atuantes em um elemento fixo no eixo.

Nos gráficos apresentados na figura 3-2, é fácil verificar o esforço cíclico em um elemento na superfície do eixo justificando a consideração da fadiga no cálculo.

Utilizando o índice a para tensão alternada e m para tensão média, foram utilizadas as expressões de Von Mises [1] para representar estas componentes uma vez que esta sendo considerado um material dúctil para a confecção do eixo.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \sqrt{\sigma_{xa}^2 - \sigma_{xa}\sigma_{ya} + \sigma_{ya}^2 + 3\tau_{xya}^2} \quad (3-7)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \sqrt{\sigma_{xm}^2 - \sigma_{xm}\sigma_{ym} + \sigma_{ym}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad (3-8)$$

No caso em que τ_{xy} , for acompanhada de uma única tensão normal, como no exemplo, tem-se:

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2} \quad (3-9)$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad (3-10)$$

Após analisar as tensões no eixo, e concluir que a componente alternada está diretamente ligada ao esforço de flexão e a componente média é obtida, somente pelo esforço de torção, são obtidas as expressões abaixo apresentadas.

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_x^2} \quad (3-11)$$

$$\sigma_m = \sqrt{3\tau_{xy}^2} \quad (3-12)$$

Ao serem dispostas em função do diâmetro do eixo, as expressões serão representadas como abaixo.

$$\sigma_a = \sigma_x = \frac{Mc}{I_x} = \frac{M \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (3-13)$$

$$\sigma_m = \sqrt{3}\tau_{xy} = \sqrt{3} \frac{Tc}{J} = \sqrt{3} \frac{T \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16\sqrt{3}T}{\pi d^3} \quad (3-14)$$

Este raciocínio também vale para eixos vazados. Neste caso o projetista deverá atentar para a alteração dos respectivos momentos de inércia e polar.

3.1.4 Teorias para Análise das Tensões

Utilizando o mesmo raciocínio empregado no cálculo de engrenagens apresentado no capítulo dois desta tese, a resistência à fadiga do material será obtida utilizando a fórmula abaixo.

$$\sigma_n = K_a K_b K_c K_d K_e K_f \sigma'_n \quad [1] \quad (3-15)$$

$$\sigma'_n = 0,5 \sigma_{rup} \text{ para aços com } \sigma_{rup} \leq 1400 \text{ MPa};$$

$$\sigma'_n = 700 \text{ MPa para aços com } \sigma_{rup} > 1400 \text{ MPa}; e$$

$$\sigma'_n = 0,4 \sigma_{rup} \text{ para ferro fundido e não ferrosos.}$$

Onde σ_n é o limite de resistência à fadiga corrigido do material, σ'_n é o limite de resistência à fadiga de referência do material que é obtido em função da tensão de ruptura do material (σ_{rup}), e os fatores K são fatores modificadores do limite de resistência à fadiga para determinadas condições de fabricação e operação do equipamento. Os valores para cada fator “ K ” serão obtidos utilizando as tabelas apresentadas no item 2.4.1 deste trabalho.

3.1.4.1 Resistência à Fadiga: Critérios de Goodman e Soderberg

Freqüentemente, são encontradas peças de máquinas que falharam sob a ação de tensões repetidas, porém um estudo revela que as tensões máximas estavam abaixo do limite do material e, muitas vezes, abaixo da tensão de escoamento. A característica mais marcante desse tipo de falha é que as tensões foram repetidas um número muito grande de vezes. Diz-se, então, que essa falha ocorreu por fadiga.

Normalmente, eixos operam submetidos a esforços combinados de torção e flexão alternada. Sendo assim, deverá ser feita uma análise da resistência à fadiga.

Existem vários critérios para projeto de componentes sujeitos a cargas alternadas. Os mais comumente aplicados foram desenvolvidos por Goodman e depois por Soderberg.

O diagrama de Goodman é construído usando os valores da tensão alternada, plotado no eixo das ordenadas, e da tensão média, plotado no eixo das abscissas. A reta que determina o limite para falha por fadiga (Linha de Goodman), tanto para tração quanto para compressão, é obtida unindo o ponto da resistência à fadiga modificada,

plotado no eixo das ordenadas, até o ponto da tensão de ruptura do material, plotado no eixo das abscissas conforme figura abaixo.

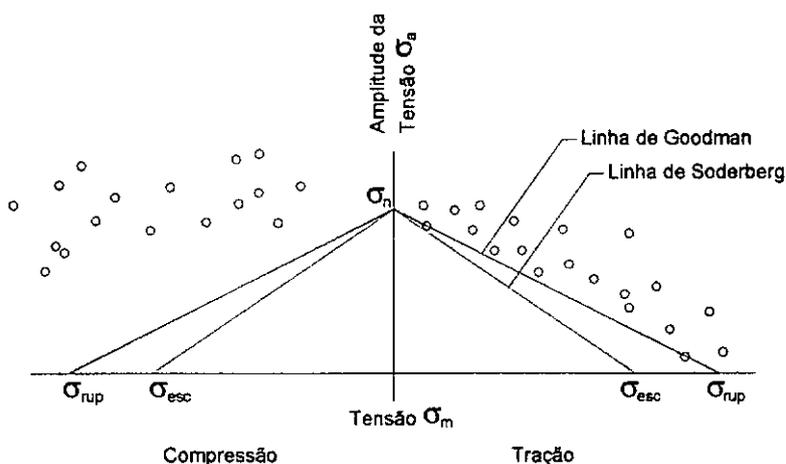


Figura 3-3: Diagrama de Goodman. Os pontos mostram falhas por fadiga.

Este gráfico foi obtido por análise experimental de aços para construção mecânica e é conhecido como o critério de falha de Goodman. Aqueles pontos que estiverem acima da reta citada estarão na faixa sujeita a ruptura por fadiga do material. É fácil verificar, observando o gráfico acima, que materiais como o aço são muito mais sujeitos a uma falha por fadiga estando em uma situação de tração do que em compressão.

Pelo Diagrama de Goodman é estabelecida a fórmula para análise das tensões.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}} < \frac{1}{\eta} \quad (3-15)$$

Utilizando o mesmo Diagrama de Goodman, Soderberg apresentou um critério de falha onde ao invés de tomar como referência a tensão de ruptura do material, ele observou a tensão de escoamento deste mesmo material, sendo delineado outro limite para fadiga obtido, novamente, pela união da resistência à fadiga modificada, e agora, até a tensão de escoamento do material, conforme mostra a Linha de Soderberg apresentada junto ao Diagrama de Goodman da figura 3-3.

Neste caso, o critério de falha de Soderberg estabelece a fórmula abaixo apresentada.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{esc}} < \frac{1}{\eta} \quad (3-16)$$

Ao serem comparados os dois critérios apresentados neste item, o critério de falha de Soderberg mostra-se bastante conservador em relação ao de Goodman, pois avalia o sistema com uma segurança maior. Assim sendo o critério de falha de Soderberg será o adotado no projeto do programa *Redutor*.

3.1.4.2 Cálculo dos Eixos no Programa

Após o usuário acessar a tela para dimensionamento dos eixos, será necessário a seleção de um aço como material para fabricação de ambos os eixos.

Redutor - Tela para Dimensionamento dos Eixos

Diâmetro do Eixo Mínimo Necessário para Flecha Máxima

Força Total (H) Módulo (mm) Dimensão C (mm) Comprimento do Eixo L (mm) Flecha Máxima (mm) Diâmetro p/ Flecha (mm)

1954,2 4,00 10 6 0,5% do Módulo 0,02 19,0

Diâmetro do Eixo para Torção

Aços Disponíveis

- Aço AISI 1045 laminado
- Aço AISI 8630 T.R 538°
- Aço AISI 4130 T.R 593°
- Aço AISI 2340 T.R 538°

Fator de Segurança Usual de 2 a 5 **2**

Diâmetro p/ Torção e Flexão (mm)

D1 = 27 Opção para alteração do diâmetro D1 **27** **D2 = 27** Opção para alteração do diâmetro D2 **27**

Parâmetros de fabricação e operação.

Condições de Serviço e Fabricação

Tipo Acabamento: Torneado $K_a = 0,70$ Retificado

Temperatura de Operação: Menor que 350 °C $K_d = 1,00$ Maior que 350 °C

Confiabilidade do Eixo: 90% 95% 99% $K_c = 0,87$

Tensões Atuantes (MPa)

$\sigma_{a1} = 33,78$ $\sigma_{m1} = 0,00$ $\sigma_{a2} = 33,78$ $\sigma_{m2} = 0,00$ $\sigma_n = 73,77$

Tensões consideradas para o cálculo.

Retornar Continuar

Para visualizar um desenho esquemático da eixo, posicione o cursor aqui e clique. Diâmetros calculados.

Banco de Dados para Aços

Material	Ten Ruptura (MPa)	Ten Escoamento (MPa)	Dureza (HB)	Data de Adição
Aço AISI 4640 T.R 538°	1060	910	310	15/01/00
Aço AISI 3250 T.R 538°	1100	1000	340	15/01/00
Aço AISI 4340 T.R 427°	1560	1400	422	15/01/00

Figura 3-4: Tela para cálculo dos eixos.

Após a escolha do aço, o programa apresentará ao usuário os diâmetros tanto para o eixo de entrada bem como o de saída. A adoção destas dimensões não é obrigatória existindo opção ao usuário para alteração destes valores. Neste caso o programa irá refazer os cálculos das tensões e irá apresentá-las como mostra a figura 3-5.

Redutor - Tela para Dimensionamento dos Eixos

Diâmetro do Eixo Mínimo Necessário para Flecha Máxima

Força Total (H) Módulo (mm) Dimensão C (mm) Comprimento do Eixo L (mm) Flecha Máxima (mm) Diâmetro p/ Flecha (mm)

1954,2 4,00 10 66,8 0,5% do Módulo 0,02 19,0

Diâmetro do Eixo para Torção

Aços Disponíveis

Aço AISI 1045 laminado
Aço AISI 8630 T.R 538°
Aço AISI 4130 T.R 593°
Aço AISI 2340 T.R 538°

Condições de Serviço e Fabricação

Tipo Acabamento: Torneado Retificado $K_a = 0,79$

Temperatura de Operação: Menor que 350 °C $K_d = 1,00$

Confiabilidade do Eixo: 90% 95% 99% $K_c = 0,87$

Novas tensões calculadas.

Tensões Atuantes (MPa): $\sigma_{a1} = 24,62$ $\sigma_{m1} = 0,00$ $\sigma_{a2} = 20,29$ $\sigma_{m2} = 0,00$ $\sigma_n = 73,77$

Fator de Segurança Usual de 2 a 5: 2

Diâmetro p/ Torção e Flexão (mm)

D1 = 27 Opção para alteração do diâmetro D1: 30 D2 = 27 Opção para alteração do diâmetro D2: 32

Para visualizar um desenho esquemático da montagem do eixo, posicione o cursor sobre esta mensagem.

Valores alterados.

Retornar Continuar

Banco de Dados para Aços				
Material	Ten Ruptura (MPa)	Ten Escoamento (MPa)	Dureza (HB)	Data de Adição
Aço AISI 4640 T.R 538°	1060	910	310	15/01/00
Aço AISI 3250 T.R 538°	1100	1000	340	15/01/00
Aço AISI 4340 T.R 427°	1560	1400	422	15/01/00

Figura 3-5: Opção para alteração dos diâmetros calculados.

3.2 Rigidez

A rigidez de um eixo é um fator de grande importância, passando a ser feito o dimensionamento, muitas vezes, em função das deformações e não mais da resistência. Em qualquer caso a rigidez de um eixo deve ser verificada. Se a árvore for rígida o suficiente para fazer com que as deflexões sejam pequenas, será bastante provável que as tensões resultantes estejam dentro dos limites de segurança. Isto não quer dizer que o projetista deva ignorar o cálculo das tensões. Este cálculo será sempre necessário para se ter certeza de que estas tensões encontram-se dentro de limites aceitáveis.

A deformação pode ser relacionada com a flexão e com a torção. Em geral, quando se tem uma deformação admissível para determinado caso, o dimensionamento é feito partindo-se dessa indicação e num segundo estágio, verifica-se a resistência.

A tabela 3-1 mostra valores de referência para ângulos de deformação por torção.

Tabela 3-1: Ângulos de deformação por torção.[8]

Aplicação do Eixo	Ângulos de Deformação por Torção
Eixos de transmissão	$\theta = 0,05d$
Eixos com engrenagens	$\theta = 1^\circ$

Partindo desses valores, é possível estabelecer uma fórmula bastante simples para um valor preliminar do diâmetro do eixo. Onde T é o torque aplicado no eixo.

$$d = 2,42\sqrt[3]{T} \quad (3-17)$$

Analogamente ao dito sobre a deformação angular do eixo, a deformação causada pelo esforço de flexão é fundamental, pois ela afeta o contato entre os dentes das engrenagens o que pode gerar uma perda de rendimento na transmissão.

Abaixo são apresentados valores para flechas de deformação por flexão.

Tabela 3-2: Flechas de deformação por flexão. [8]

Aplicação do Eixo	Flechas para deformação por flexão
Eixos de transmissão	1,2mm/m
Eixos com engrenagens	3,24/b (b é a largura da engrenagem)

A flecha é calculada no ponto em que se encontra a engrenagem.

Sempre que possível, as engrenagens e polias deverão estar posicionadas o mais próximo dos mancais, a fim de reduzir os momentos fletores e assim manter as deflexões e tensões de flexão dentro de limites aceitáveis.

Como citado, muitas vezes o dimensionamento dos eixos é feito em função das deformações admissíveis. Partindo disso, no algoritmo do programa *Redutor* foi preparada uma rotina que calcula o diâmetro dos eixos em função da deformação máxima admissível devido ao esforço de flexão do eixo (flecha). O valor máximo da flecha utilizado foi de 0,5% do valor do módulo das engrenagens. A figura 3-6 apresenta este detalhe na tela de dimensionamento dos eixos.

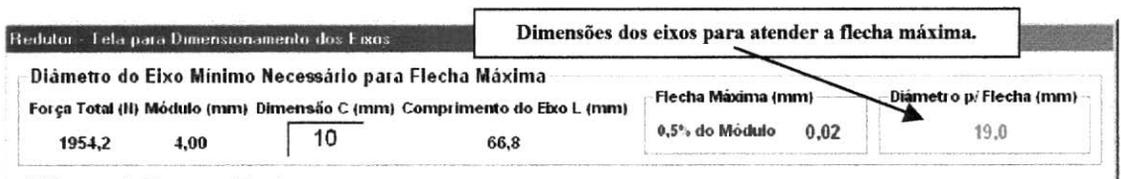


Figura 3-6: Dimensionamento dos eixos pela flecha máxima.

Esta flecha foi calculada utilizando o formulário abaixo. Foi suposto o eixo como sendo uma viga bi-apoiada.

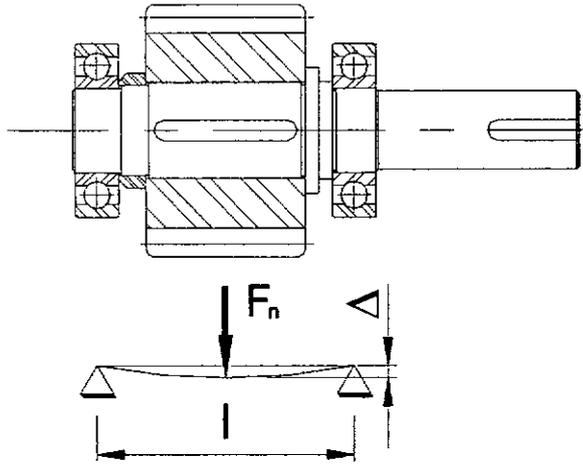


Figura 3-7: Deflexão do eixo.

$$\Delta = \frac{F_n l^3}{48EI} \quad (3-18)$$

Onde:

Δ é a flecha e

E é o módulo de elasticidade.

Foi utilizado o valor padrão de 210 Gpa para o módulo de elasticidade dos aços.

3.3 Velocidades Críticas

Um eixo possui várias velocidades críticas, não devendo operar com velocidade igual a qualquer uma delas. Em geral, as rotações situam-se abaixo da velocidade crítica menor. Em casos de máquinas de altas rotações, a velocidade de operação é fixada entre duas velocidades críticas. Quando da entrada em operação deste eixo, sua aceleração deverá ser de tal maneira a passar o mais rápido possível por esta velocidade crítica com o objetivo de evitar um desgaste excessivo nos mancais causados pela vibração ocasionada pela ressonância.

O estudo da teoria de vibrações mostra que a velocidade crítica de um eixo tem o valor da frequência da vibração lateral livre do eixo.

Admitindo um eixo com dois apoios e vários elementos nele montados de carga P_1, P_2, P_3 , etc. e sendo y_1, y_2, y_3 , etc. as deflexões nos pontos de aplicação das cargas P_1, P_2, P_3 , etc., a velocidade crítica fundamental será obtida utilizando a fórmula abaixo [8]:

$$N_c = \sqrt{\frac{30}{\pi} \left[\frac{g(P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3 + \dots)}{P_1 y_1^2 + P_2 y_2^2 + P_3 y_3^2 + \dots} \right]} \quad (3-19)$$

Onde g é aceleração da gravidade.

3.4 Materiais

Há uma variedade enorme de materiais que se prestam à fabricação de eixos. De acordo com o emprego, devem ter suficiente resistência e baixa sensibilidade aos efeitos da concentração de tensão.

Para se obter, em um cálculo, diâmetros menores e grandes resistências, pode-se usar aços-liga, em geral tratados termicamente, porém, tem a desvantagem do alto preço.

Os aços-carbono, de baixo e médio teor de carbono, são, atualmente, os de maior emprego em eixos na indústria em geral. Aços comumente empregados são os seguintes: AISI (American Iron and Steel Institute) 1015, 1020, 1025, 1030, 1040, 1045, 2340, 3120, 3140, 4063, 4140, 4340, 4620 e 5140.

Uma grande variedade de materiais existe para a confecção de eixos. A seleção dependerá sempre das condições de serviço, custo, usinabilidade e características especiais por ventura exigidas. É um campo aberto em que o projetista deve procurar sempre maiores conhecimentos. Praticamente, qualquer material ferroso, não-ferroso, metálico ou polimérico, pode ser usado, por uma razão qualquer, na execução de um eixo.

4 MANCAIS

Mancais são os elementos de máquinas projetados para suportar eixos. Estes elementos podem receber carregamentos axiais e/ou radiais exercidos nos eixos e transmitidos para a carcaça do equipamento. As bases dos mancais devem ser rígidas de modo a manter o alinhamento do conjunto.

As perdas devido ao atrito nos mancais devem ser minimizadas, já que quanto maior o atrito menor a eficiência do mancal e, conseqüentemente, menor a eficiência da máquina como um todo.

Os mancais podem ser classificados de duas formas básicas. No que tange ao atrito, eles podem ser classificados como de deslizamento ou de rolamento. No primeiro caso as superfícies do eixo e do mancal deslizam uma em relação a outra fazendo com que as forças exercidas no eixo sejam transferidas aos apoios através de um filme de lubrificante. Já no segundo caso, são os elementos internos aos mancais de rolamento (esferas, rolos ou agulhas) que executam esta tarefa.

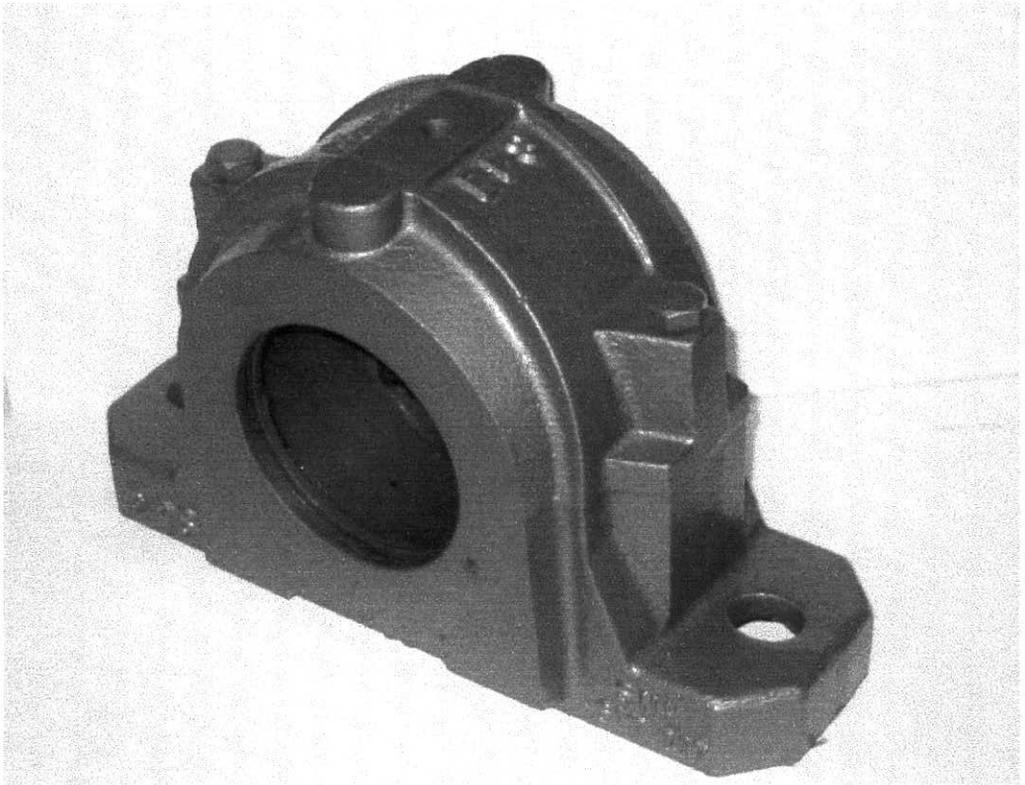


Figura 4-1: Mancal bipartido.

Analisando as forças atuantes, é feita uma classificação dos mancais em três maneiras: mancais radiais, que suportam carregamentos radiais, mancais de escora, mostrado na figura 4-2, que suportam forças axiais e mancais tipo combinado que podem suportar carregamentos nas duas direções.

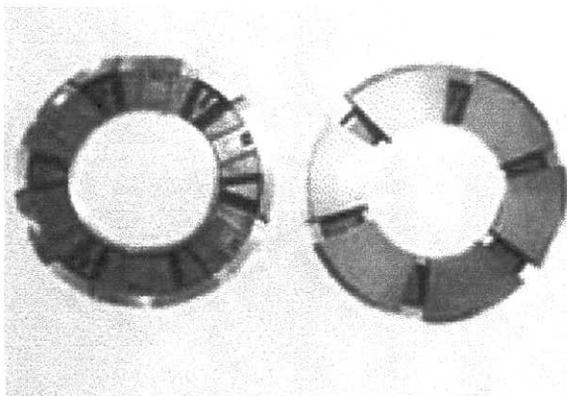


Figura 4-2: Sapatas de mancal de escora.

O campo de aplicação para mancais é imenso. Os mancais de um eixo virabrequim e das bielas de um motor devem operar por milhares de quilômetros, a altas temperaturas e sob variadas condições de carregamento. Por outro lado existem inúmeras aplicações nas quais as cargas são leves e o serviço não possui grande importância. Neste momento o projetista deve avaliar suas condições de operação a fim de selecionar um tipo de mancal que atenda às solicitações e otimize os custos de seu projeto.

4.1 Mancais de Deslizamento

Em um mancal de deslizamento, um eixo gira dentro de uma bucha sendo o movimento relativo de deslizamento. Existem vários tipos de mancais de deslizamento sendo o tipo bipartido mais comumente utilizado. Os mancais bipartidos facilitam a instalação nos eixos, podendo o ajuste da folga radial ser feito tanto na hora da montagem quanto em uma parada de reparo. O lubrificante é inserido por um furo na tampa do mancal.

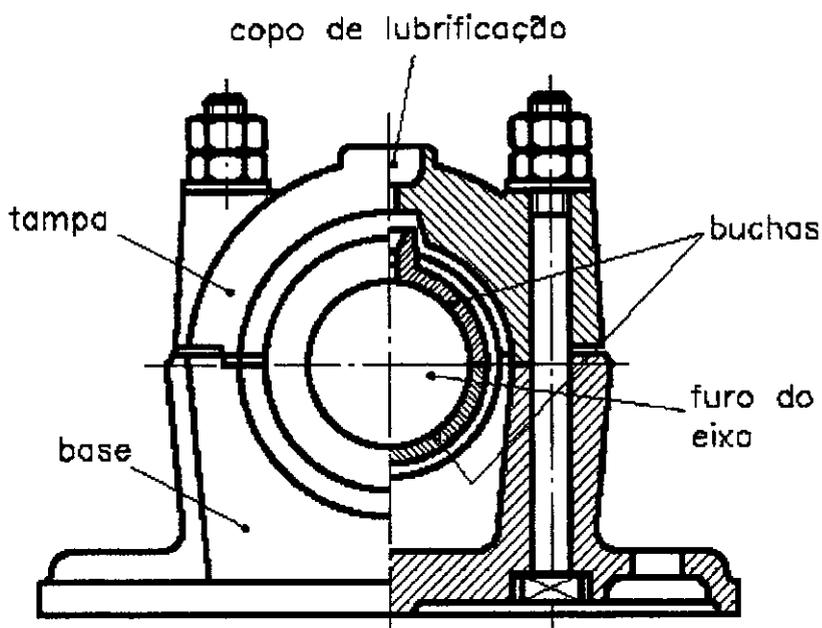


Figura 4-3: Mancal de deslizamento do tipo bipartido.

O uso de buchas e de lubrificantes permite reduzir o atrito e melhorar a rotação do eixo. As buchas, figura 4-4, são em geral corpos cilíndricos que envolvem os eixos, permitindo-lhes uma melhor rotação. São fabricadas em materiais macios, como o bronze e ligas de metais leves.

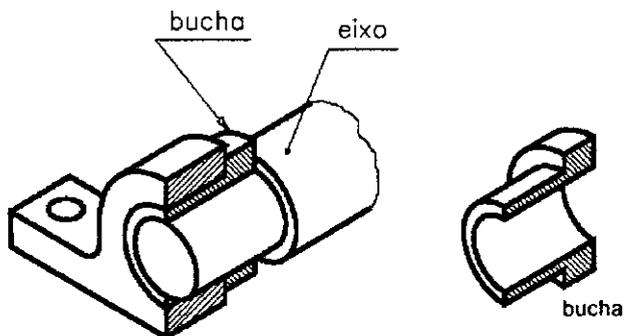


Figura 4-4: Bucha de mancal.

Os mancais de deslizamento podem sofrer três tipos de atrito: fluido, semifluido e semi-seco. No atrito fluido as superfícies do eixo e do mancal são separadas por uma camada espessa de lubrificante. Com isso não há desgaste e o coeficiente de atrito pode chegar até 0,001. Para o caso do atrito semifluido, a continuidade da película de óleo é quebrada e as microirregularidades das duas superfícies entram em contato. Isto pode acontecer quando o suprimento de lubrificante se torna insuficiente. O atrito semi-seco ocorre quando existe apenas uma lubrificação

periódica. Neste caso, em mancais muito carregados, haverá um superaquecimento podendo levar ao descolamento ou, até mesmo, a fundição do metal patente.

Aconselha-se o uso de mancais de deslizamento quando o nível de ruído necessita ser baixo e quando há impactos fortes e vibrações no sistema.

4.1.1 Materiais das Buchas dos Mancais de Deslizamento

As seguintes propriedades dos materiais das buchas são essenciais para o seu pleno funcionamento:

- *Resistência mecânica:* o carregamento o qual um mancal pode suportar será determinado pela tensão de compressão no material na temperatura de trabalho;
- *Capacidade de absorção de óleo:* quando a superfície do mancal absorve lubrificante prevenindo a ocorrência do atrito seco mesmo quando a lubrificação é insuficiente;
- *Condutividade térmica:* quanto maior for a condutividade térmica do material do mancal, melhor a dissipação do calor e, conseqüentemente, maior a capacidade de carga do mancal de deslizamento, pois o lubrificante manterá a sua viscosidade original; e
- *Resistência à corrosão:* o material dos mancais deve resistir à ação de ácidos que resultam da operação do lubrificante após um longo período em altas temperaturas.

Outras características são também levadas em consideração no momento da seleção do material tais como: a usinabilidade e a resistência ao desgaste.

Abaixo são listadas as ligas mais utilizadas para fabricação de mancais de deslizamento:

- *Metais antifricção ("babbit"):* são ligas de metais macios como bronze, estanho, zinco, prata e cobre. Os metais antifricção têm como principais vantagens o baixo coeficiente de atrito seco, boa plasticidade e resistência ao desgaste. A desvantagem gira em torno da baixa resistência à fadiga em altas temperaturas.
- *Ligas de bronze-chumbo:* são ligas com 40 a 70% de bronze a 60 a 30% de chumbo com adição de pequenas quantidades de níquel e estanho. Estas ligas são mais duras e resistentes do que os metais antifricção permanecendo sua dureza relativamente constante até temperaturas na faixa de 200°C. Em contra partida as ligas bronze-chumbo possuem uma resistência à corrosão menor. As propriedades antifricção também são piores em comparação aos metais antifricção. As superfícies de deslizamento dos

mancais devem ter um ótimo acabamento, os desalinhamentos devem ser minimizados e o fluxo de lubrificante deve ser intensificado e filtrado.

- *Metal sinterizado:* pó e metal de uma determinada granulação são prensados em moldes sob fortíssima pressão e temperatura até a sinterização. A granulação, a compressão e a temperatura determinam o tamanho e a repetibilidade dos poros. São utilizados como matéria prima o bronze, o ferro e pequenas quantidades de chumbo. Depois da sinterização mergulha-se a peça em óleo aquecido ficando este óleo retido nos poros. Como consequência da carga e do aquecimento durante o funcionamento, o óleo sai através dos poros até a superfície de deslizamento e, após a parada e do resfriamento do equipamento, volta a penetrar nos poros. É utilizado quando se desejar uma lubrificação automática, econômica, limpa e um funcionamento com pouco ruído.

Outros materiais podem ser utilizados na fabricação de mancais. São eles as ligas de alumínio, ferros fundidos antifricção, grafite, materiais poliméricos como o teflon, etc.

4.1.2 Lubrificação

A lubrificação tem como objetivo minimizar o contato entre superfícies, assim diminuindo o atrito, desgaste e temperatura das peças que estão em movimento relativo. O tipo de lubrificação influencia tanto no dimensionamento do mancal quanto na escolha do material. Existem cinco tipos de lubrificação:

- *Hidrodinâmica:* as superfícies do mancal estão separadas por um filme de lubrificante sendo a pressão gerada pela velocidade relativa e convergência (cunha de óleo);
- *Hidrostática:* o lubrificante é bombeado com pressão em uma região de carga do mancal, não existindo a necessidade do movimento relativo entre as superfícies. Este tipo de lubrificação é muito útil em mancais que trabalham em baixas velocidades;
- *Elasto-hidrodinâmica:* o lubrificante é introduzido entre superfícies em contato de rolamento, por exemplo, mancais de rolamentos e engrenagens de dentes retos;
- *Limítrofe:* com uma velocidade relativa baixa e insuficiente para formar o filme de óleo ou um aumento no carregamento ou a falta de pressão de sustentação, podem impedir a formação do filme de óleo completo, existindo um contato entre as cristas das microirregularidades das superfícies; e
- *Filme Sólido:* quando são observadas altas cargas e altas temperaturas de operação, usa-se uma película de lubrificante sólido como o grafite.

Neste texto, será dada maior atenção à lubrificação hidrodinâmica que é predominante em mancais de deslizamento.

4.1.2.1 Lubrificação Hidrodinâmica

Um mancal estará operando em uma condição de lubrificação hidrodinâmica, quando as superfícies do mancal e do eixo estiverem separadas, constantemente, por um filme de óleo lubrificante. O estado hidrodinâmico é obtido quando é observada uma alta velocidade relativa entre as peças e convergência entre as superfícies. Nesta condição a viscosidade do óleo tem papel fundamental.

Com a própria rotação do eixo, o lubrificante é bombeado para a convergência e assim gerando um campo de pressão que irá sustentar o eixo e evitar o contato entre as superfícies.

A figura 4-5 mostra um esquema onde é diferenciado o deslocamento do eixo em uma situação de atrito seco e lubrificação hidrodinâmica.

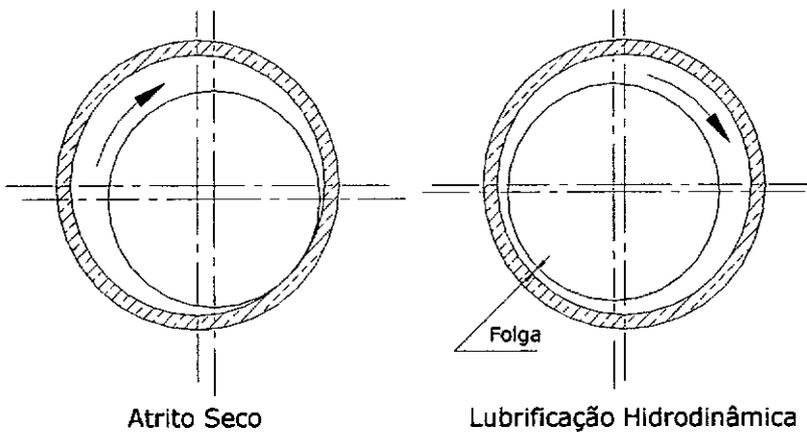


Figura 4-5: Atrito seco e lubrificação hidrodinâmica.

No caso de atrito seco, no início da rotação, o eixo rola para cima no sentido oposto ao do movimento. Isto acontece, pois o eixo é arrastado pela força de atrito de contato entre as superfícies e o equilíbrio irá se estabelecer quando a força de atrito for compensada pela componente tangencial da carga do mancal.

No início do movimento do eixo, onde a rotação não é suficiente para gerar o campo de pressão necessário à sustentação do eixo, uma fina camada de lubrificante é formada, sendo esta fase classificada como *lubrificação limítrofe*, na qual existe um contato entre as superfícies e conseqüente desgaste.

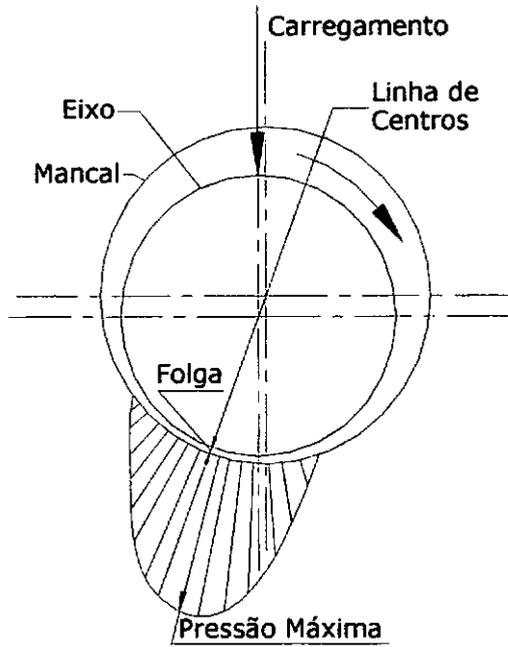


Figura 4-6: Pressão do filme de lubrificante.

Com o estabelecimento do estado hidrodinâmico, a rotação gera um bombeamento do lubrificante para a convergência das superfícies, assim suspendendo o eixo e separando as superfícies. Forma-se então um filme de espessura muito pequena, sendo o único atrito existente devido à viscosidade. Esta espessura terá um valor mínimo não na parte inferior da árvore e sim deslocada como mostra a figura 4-6. Explica-se isto pelo fato de que a pressão gerada possui um valor máximo à esquerda do centro do mancal, no caso de uma rotação do eixo no sentido horário.

A teoria usada para análise de lubrificação hidrodinâmica foi desenvolvida por Beauchamp Tower, na Inglaterra, no final do século XIX. Ele verificou que, quando um eixo era posto a girar, um campo de pressão era formado no interior do mancal.

Estudos executados por Osborne Reynolds supôs que o filme lubrificante aderiria as superfícies e assim era arrastado pelo movimento para a área convergente e criando a pressão de sustentação suficiente para separar as peças. Os estudos de Reynolds não possuem uma solução geral, porém Sommerfeld encontrou uma relação numérica admitindo não haver fuga lateral de lubrificante. Com esta relação, foi criado o principal número para caracterizar um mancal, que foi chamado de *Número de Sommerfeld*. Este número é a base para montagem de vários gráficos que auxiliam a análise e projeto de mancais hidrodinâmicos [1].

$$S = \left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu N}{P} \quad (4-1)$$

Onde S é o número característico do mancal, r é raio do mancal (mm), c é a folga radial do mancal (mm), μ é a viscosidade absoluta (Pa x s), N é a velocidade relativa entre o eixo e o mancal (RPS) e P é a carga por unidade de área projetada (Pa).

Com o Número de Sommerfeld e a razão dimensional L/D (comprimento/diâmetro), pode-se obter vários parâmetros necessários ao projeto, consultando os respectivos gráficos, tais como:

- ✓ Espessura mínima de filme de óleo;
- ✓ Coeficiente de atrito;
- ✓ Fluxo de óleo lubrificante; e
- ✓ Posição delimitante do filme.

Após serem conhecidos os parâmetros de projeto, é possível calcular o torque devido ao atrito e a perda de potência no mancal.

Uma importante variável na avaliação do desempenho de um mancal é a espessura mínima da película de óleo. Se for menor do que um certo valor de segurança, haverá perigo de contato de metal com metal durante uma sobrecarga ou de que a película sendo tão delgada não permita a passagem de alguma impureza contida no lubrificante. Além disso, o fluxo de óleo depende da espessura mínima da película. Com um fluxo reduzido, existirá um aumento da temperatura.

4.1.2.2 Lubrificação Hidrodinâmica x Lubrificação Limítrofe

A diferença entre lubrificação hidrodinâmica e limítrofe é apresentada na figura 4-7, onde se pode separar duas áreas distintas.

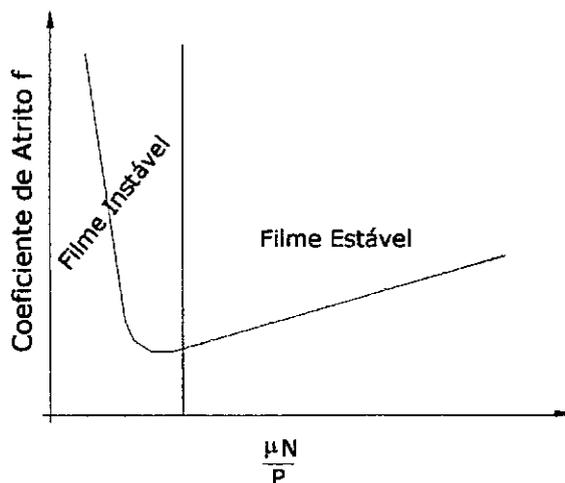


Figura 4-7 – Transição entre lubrificação hidrodinâmica e limítrofe.

A área a direita da linha vertical, é observada uma condição hidrodinâmica na qual qualquer alteração da viscosidade do óleo é auto-corrigida pelo sistema e assim mantendo o filme de óleo estável. Nesta faixa, uma pequena variação da viscosidade não alterará muito o atrito.

Na área da esquerda, uma pequena queda da viscosidade irá causar um grande aumento do atrito. Na região a esquerda da linha vertical, o sistema opera em lubrificação limítrofe onde existe atrito combinado sólido/viscoso.

É válido ressaltar que para um valor de viscosidade muito baixo, será obtido um fator μNP baixo, o que significa um filme lubrificante muito fino o que pode ocasionar um aumento dos pontos de contato entre as superfícies. É fácil concluir que a zona de lubrificação ideal está situada na zona de filme estável onde é observada a condição hidrodinâmica.

4.1.2.3 Lubrificantes

Como já dito, os lubrificantes devem, acima de tudo, reduzir ao mínimo o coeficiente de atrito e o desgaste nas superfícies, formando uma película de lubrificação entre as superfícies. Além disso, devem conduzir o calor devido ao atrito, proteger contra a oxidação e vedar (graxas). Os lubrificantes mais comumente usados são os óleos e graxas minerais. Em casos especiais outros lubrificantes são utilizados, como os óleos e graxas de origem orgânica, as misturas de óleos minerais com orgânicos, os óleos sintéticos e os lubrificantes sólidos como o grafite.

- Óleos minerais: são obtidos principalmente do petróleo. São baratos e oxidam pouco. São usados em caixas de engrenagem e turbinas;
- Graxas minerais: Quando comparadas aos óleos minerais, distinguem-se pelo maior ponto de gota (consistência plástica). São obtidas por processamento de sabões de sódio ou potássio. No entanto existem graxas não saponificadas tais como a vaselina. São usadas em rolamentos e mancais que operam em altas temperaturas;
- Óleos orgânicos: Possuem uma capacidade de lubrificação elevada. Tais como o de oliva e de rícino. São caros e envelhecem rápido (oxidam e resinificam-se). Por isso, são usados somente em casos especiais.
- Lubrificantes grafiticos: Podem ser utilizados na forma de pó ou em pasta.

Em mancais de deslizamento, um ponto de vista essencial é sempre a viscosidade do lubrificante nas condições de serviço. Quanto maior for a pressão local

entre as superfícies de contato e quanto menor foi a velocidade de deslizamento, maior deverá ser a viscosidade do lubrificante, devendo-se, sempre, considerar a influência da temperatura e, para elevadas pressões locais, como em engrenagens, a influência da pressão na viscosidade. Por outro lado, em altas velocidades, deseja-se uma baixa viscosidade. Hoje, existem no mercado uma gama de óleos minerais e sintéticos multiviscosos que são muito menos sensíveis à elevação da temperatura.

4.1.2.4 Efeitos Térmicos

O desempenho do filme de óleo é fortemente influenciado pela viscosidade do lubrificante. Trabalhos realizados no início dos anos trinta mostraram que a variação da viscosidade ao longo e através da espessura do filme de óleo, devido a variação de temperatura, pode representar uma discrepância de até 60% na potência dissipada, quando comparada à solução baseada em uma solução isotérmica. Em 1962, Dowson incluiu a variação das propriedades do lubrificante na fórmula geral de Reynolds, sendo essa nova equação, solução de parte dos problemas da termo-hidrodinâmica (THD).

Mais recentemente, estudos de THD, estão voltados para análise das deformações termo-elásticas dos elementos, fluxo reverso em mancais com grande espessura de filme e para ruptura de filme gerando a cavitação.

4.1.2.5 Vibrações em Mancais de Deslizamento

Máquinas rotativas possuem velocidades críticas onde o eixo começa a gerar uma instabilidade - turbilhamento (“oil whirl”) – caracterizado por uma precessão sem estar sincronizado com a rotação do eixo. Esta precessão é gerada pela excentricidade e desbalanceamento do conjunto. Verifica-se este fenômeno em mancais de eixos verticais e sem cargas radiais.

O eixo centrado não produz a cunha de óleo. Quando o sistema é posto a girar, o eixo sai do centro devido à carga W gerada pela força centrífuga alinhada com os centros da bucha e eixo. A componente tangencial T faz a árvore oscilar com velocidade angular Ω menor que a velocidade angular original do eixo ω . Este é um tipo de vibração auto-excitada.

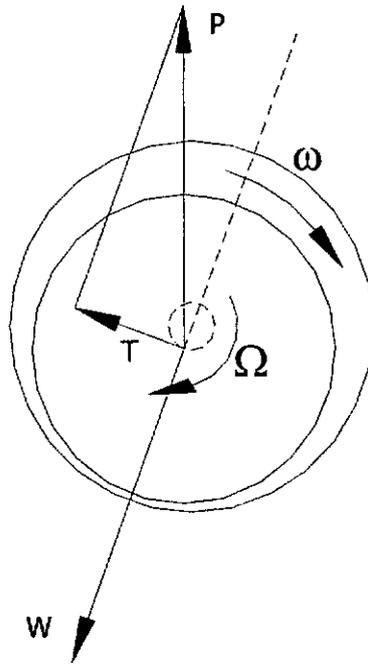


Figura 4-8: Turbilhonamento.

Em mancais hidrodinâmicos pouco carregados, o turbilhonamento do óleo provoca oscilação da árvore na frequência de $\Omega=0,5\omega$, caracterizando o fenômeno do turbilhonamento, figura 4-8.

Quando a rotação atinge $\omega=2\Omega_{critico}$, onde $\Omega_{critico}$ é uma frequência natural de oscilação transversal do eixo, embora a velocidade angular de rotação do eixo continue a crescer, a oscilação do eixo se mantém na frequência de ressonância $\Omega_{critico}$. Esta vibração auto-excitada é conhecida como chicoteamento (“whip”).

Pode-se concluir que mancais com pouco carregamento e operando a rotações elevadas estão mais sujeitos ao chicoteamento e ao turbilhonamento.

4.2 Mancais de Rolamento

Quando o projeto necessitar de um mancal para operar em uma velocidade maior e um atrito menor, o mancal de rolamento é o mais adequado. Os rolamentos também possuem baixa inércia na partida, capacidade de operar com pouca lubrificação e em uma ampla faixa de temperatura. Por outro lado, possuem maiores diâmetros, ruído na operação, instalação mais complicada e sensibilidade contra impactos e vibrações.

Quando um eixo gira dentro de um furo produz-se, entre a superfície do eixo e a superfície da bucha, um atrito de deslizamento. Quando é necessário reduzir ainda mais o atrito de deslizamento, é utilizado um mancal de rolamento. Os rolamentos

limitam, ao máximo, as perdas de energia em consequência do atrito. Num mancal de rolamento o atrito estático é aproximadamente o dobro do atrito dinâmico, mas ainda desprezível em relação ao atrito estático de um mancal de deslizamento.

Uma maneira de classificar os mancais de rolamento é em função dos elementos rolantes que podem ser: esferas, rolos e agulhas.



Figura 4-9: Tipos de rolamentos.

São geralmente constituídos de dois anéis concêntricos, entre os quais são colocados os elementos rolantes. Os rolamentos de esferas são os mais comumente utilizados.

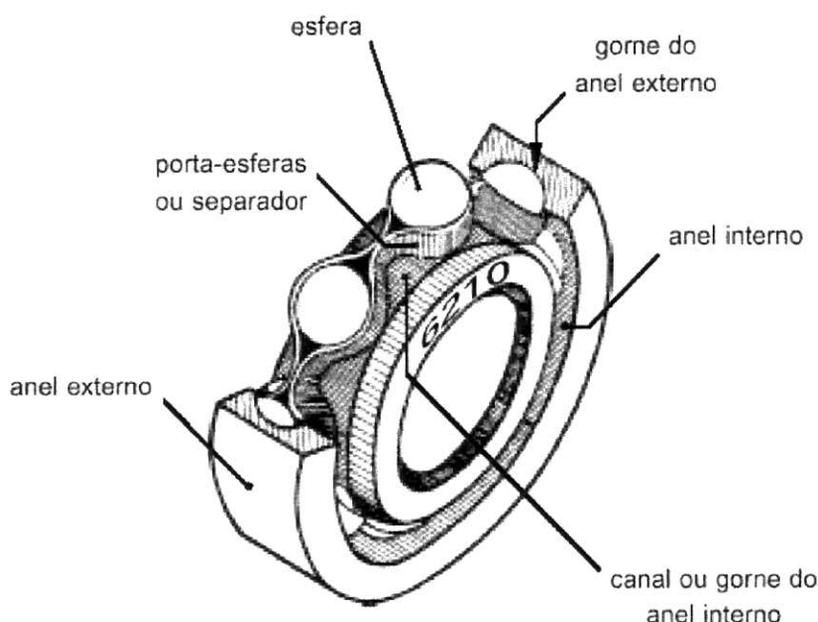


Figura 4-10: Rolamento de esferas.

O anel externo é fixado ao mancal, enquanto que o anel interno é fixado diretamente ao eixo.

As dimensões e características dos rolamentos são indicadas em diferentes normas técnicas e nos catálogos de fabricantes. Ao examinar um catálogo de rolamentos, ou uma norma específica, são encontradas informações sobre as seguintes características:

Características dos rolamentos:

D: diâmetro externo;

d: diâmetro interno;

R: raio de arredondamento;

L: largura.

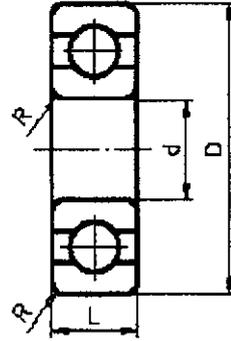


Figura 4-11: Características dos rolamentos.

Além das principais dimensões do rolamento, são encontradas nos catálogos dos fabricantes informações que serão utilizadas na seleção do mesmo tais como: capacidade de carga dinâmica e estática, bem como a carga limite de fadiga.

Em geral, a normalização dos rolamentos é feita a partir do diâmetro interno, isto é, a partir do diâmetro do eixo em que o rolamento será utilizado. Para cada diâmetro são definidas três séries de rolamentos: leve, média e pesada.

As séries leves são usadas para cargas pequenas. Para cargas maiores, são usadas as séries média ou pesada. Os valores do diâmetro externo e da largura aumentam progressivamente em função dos aumentos das cargas.

Outro tipo de classificação pode ser quanto ao tipo de carregamento que ele pode suportar, que pode ser radial, axial ou combinado.

- *Mancais Radiais:* não suportam cargas axiais. Impedem o deslocamento no sentido transversal ao eixo;
- *Mancais Axiais:* não podem ser submetidos a cargas radiais. Impedem o deslocamento no sentido axial, isto é, longitudinal ao eixo; e
- *Mancais Combinados:* suportam tanto carga radial como axial. Impedem o deslocamento tanto no sentido transversal quanto no axial.

4.2.1 Tipos de Rolamentos em Função dos Elementos Rolantes

O projetista possui a sua disposição uma grande gama de rolamentos.

4.2.1.1 Rolamentos de Esferas

Suportam, principalmente cargas radiais, porém também são capazes de suportar cargas axiais (rolamento de escora). Não possuem boa rigidez axial, porém tem o menor coeficiente de atrito entre todos os tipos de rolamentos.

Os rolamentos rígidos de esferas são particularmente versáteis. São de construção simples, não-separáveis, capazes de operar em altas velocidades e, são robustos em operação, exigindo pouca manutenção. Devido a essas propriedades e seu preço favorável, eles são os tipos de rolamentos mais utilizados. Conseqüentemente, estão disponíveis em vários tipos e tamanhos.

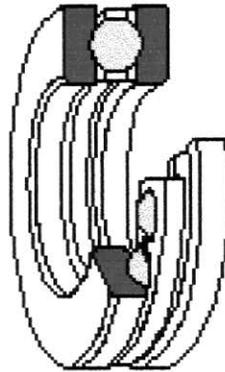


Figura 4-12: Rolamento de escora de esferas.

Os rolamentos com duas carreiras de esferas têm uma capacidade de carga maior do que o anterior, porém são mais sensíveis a desalinhamentos.

Rolamentos autocompensadores de esferas são auto-alinhantes e, portanto, usados em casos onde haja a possibilidade de ocorrer algum desalinhamento dos mancais. Este tipo de rolamento possui baixa rigidez axial e não suporta grandes cargas neste sentido.

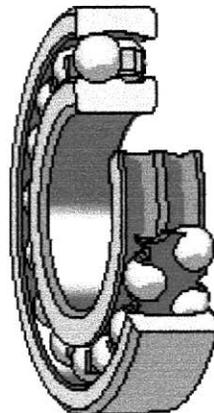


Figura 4-13: Rolamento autocompensador de esferas.

Eles possuem duas carreiras de esferas e uma pista comum côncava no anel externo. Os rolamentos são conseqüentemente autocompensadores e menos sensíveis ao desalinhamento angular do eixo, em relação a caixa. São, portanto, particularmente adequados para aplicações onde são esperadas consideráveis flexões do eixo ou erros de alinhamento.

4.2.1.2 Rolamentos de Rolos

São usados quando existem cargas radiais muito elevadas, porém com baixas cargas axiais. Isto se deve ao aumento da superfície de contato entre o elemento rolante e as pistas.

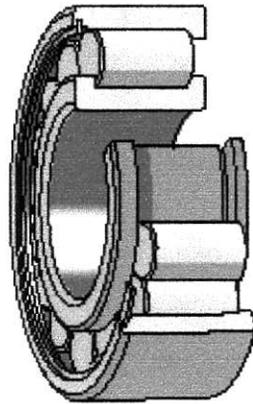


Figura 4-14: Rolamento de rolos cilíndricos.

Também podem ser de duas carreiras e autocompensadores. Os rolamentos autocompensadores de rolos têm duas carreiras de rolos com uma pista comum no anel externo. As duas pistas do anel interno estão inclinadas, em ângulo, em relação ao eixo do rolamento. Os rolamentos são auto-alinháveis e conseqüentemente insensíveis aos erros de alinhamento do eixo em relação a caixa e a flexão do eixo. Os rolamentos de rolos esféricos, por possuir as extremidades dos rolos no formato esférico, são capazes de suportar além de cargas radiais, altas cargas axiais.

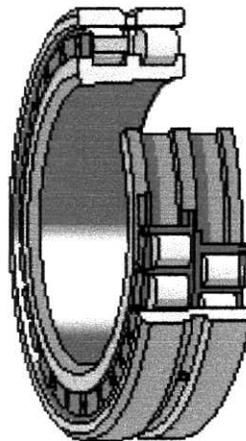


Figura 4-15: Rolamento autocompensador de rolos.

Os rolamentos de rolos cônicos combinam as vantagens dos rolamentos de esferas e de rolos cilíndricos, uma vez que podem suportar tanto cargas radiais, como axiais. Além disso, tem a capacidade de suportar elevadas cargas como os rolamentos de rolos cilíndricos.

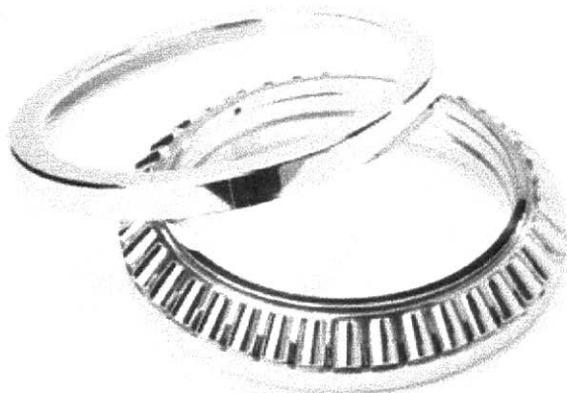


Figura 4-16: Rolamento de rolos cônicos.

4.2.1.3 Rolamentos de agulhas

São usados quando o rolamento não pode ter um diâmetro externo grande e existirem grandes cargas radiais em baixas rotações.



Figura 4-17: Rolamento de agulhas.

Conforme a solicitação, apresentam uma infinidade de tipos para aplicação específica como: máquinas agrícolas, motores elétricos, máquinas, ferramentas, compressores, construção naval etc.

Existem ainda alguns tipos de rolamentos especiais, como por exemplo, os blindados. Os rolamentos blindados são utilizados para impedir que algum agente contaminante penetre na área dos elementos rolantes e danifique o rolamento. A blindagem pode ser feita em um ou ambos os lados do rolamento.

Para os elementos rolantes e as pistas, emprega-se normalmente um aço temperável com 0,9 a 1,2% de carbono e 0,4 a 1,8% de cromo. Rolamentos que operam em meios agressivos são fabricados em aço inoxidável martensítico. As gaiolas, em geral são de chapa de aço, bronze ou materiais sintéticos. Para aplicação na indústria química, fabricam-se também rolamentos de material cerâmico.

4.2.2 Seleção do Rolamento Utilizando Fórmulas de Vida

Se um mancal de rolamento está limpo e devidamente lubrificado, montado e selado contra a entrada de poeira ou sujeira e operando a temperaturas razoáveis, então a fadiga do material será a única causa de falha segundo a Associação dos Fabricantes de Mancais de Rolamento (AFBMA). Assim, define-se a vida de um rolamento como o número total de rotações ou o número de horas de operação do rolamento necessárias para se desenvolver o critério de falha. Sob condições ideais, a falha por fadiga consistirá num descascamento das superfícies que recebem o carregamento.

Existem vários métodos de seleção para rolamentos. A sistemática de cálculo apresentado a seguir se baseia no sistema utilizado no catálogo do fabricante de rolamentos *SKF*. Por se tratar do tipo mais utilizado, este texto se concentra no procedimento de cálculo para rolamentos de esfera com uma carreira.

Para a determinação da vida útil de um rolamento, primeiro é necessário a determinação do carregamento exercido sobre ele. Inicialmente, em função da razão entre o carregamento axial e a capacidade estática do rolamento C_o (valor tabelado no catálogo), serão retirados da tabela 4-1 os valores de X que é o fator radial e Y que é o fator axial.

Tabela 4-1: Fatores de cálculos para rolamentos rígidos de esferas

F_d/C_o	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2,0
0,040	0,24	0,56	1,8
0,070	0,27	0,58	1,6
0,130	0,31	0,58	1,4
0,250	0,37	0,58	1,2
0,500	0,44	0,58	1,0

Após serem conhecidos os valores de X e Y , será calculada a carga dinâmica equivalente P seguindo o formulário abaixo.

$$\triangleright \text{ Se } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad \longrightarrow \quad P = F_r \quad (4-2)$$

$$\triangleright \text{ Se } \frac{F_a}{F_r} > e \quad \longrightarrow \quad P = XF_r + YF_a \quad (4-3)$$

Uma vez conhecido o valor de P o projetista já pode obter o valor da vida nominal do rolamento. O método mais simples de cálculo de vida é o uso da fórmula ISO para a vida nominal que é:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (4-4)$$

Onde L_{10} é vida nominal em milhões de rotações, C é capacidade de carga dinâmica (N), P é a carga dinâmica equivalente (N) e p é o expoente da fórmula de vida, valendo 3 para rolamentos de esferas e 10/3 para rolamentos de rolos.

A AFBMA estabeleceu uma carga nominal padrão para mancais onde a velocidade não é considerada. Este valor é denominado capacidade dinâmica de carga. Define-se a capacidade dinâmica de carga C como a carga radial constante que um grupo de mancais idênticos é capaz de suportar para uma vida de um milhão de rotações. A vida de um milhão de rotações é um valor de base selecionado de forma a facilitar o cálculo.

Para rolamentos que operam a uma velocidade constante é mais conveniente expressar a vida nominal em horas de operação, usando para tanto a fórmula abaixo.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60N} L_{10} \quad \longrightarrow \quad L_{10h} = \frac{1000000}{60N} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (4-5)$$

Onde L_{10h} é a vida nominal expressa em horas de operação e N são as rotações do eixo expressa em RPM.

Se um rolamento rígido está sujeito a uma carga puramente axial, esta carga não deverá ultrapassar a metade do valor da capacidade estática do rolamento C_o . Rolamentos de séries leves não devem ser submetidos a cargas maiores que 25% de C_o . Cargas axiais levam a uma considerável diminuição da vida útil do rolamento.

4.3 Comparação entre Mancais de Deslizamento e de Rolamento

Abaixo é apresentada uma tabela que compara, de uma forma geral, as principais características dos mancais de deslizamento e de rolamento.

Tabela 4-2: Comparação entre mancais de deslizamento e de rolamento.

Característica	Mancal de Deslizamento	Mancal de Rolamento
Amortecimento de Vibrações	Melhor	Pior
Amortecimento de Choques	Melhor	Pior
Sensibilidade a Poeira	Menor	Maior
Nível de Ruído	Baixo	Alto
Custo	Menor	Maior
Atrito na Partida	Maior	Menor
Baixas Rotações	Ruim	Bom
Consumo de Lubrificante	Maior	Menor
Combinação de Cargas Axial e Radial	Difícil	Fácil
Dimensão Radial	Menor	Maior
Dimensão Axial	Maior	Menor

4.4 Seleção dos Mancais no Programa *Redutor*

No projeto sendo executado com o auxílio do programa *Redutor*, serão utilizados dois pares de mancais de rolamento com uma carreira de esferas.

A partir das informações de força radial, rotação e diâmetro dos eixos, já obtidas em telas anteriores, o programa irá acessar o banco de dados de rolamentos, selecionar todos os elementos com diâmetro interno igual ou imediatamente superior ao de cada eixo e calcular uma vida útil, inicial, de 500 horas que será calculada utilizando o procedimento apresentado no subitem 4.2.2 deste texto.

O segundo passo será executado pelo usuário onde será necessário alterar o número de horas para vida útil do rolamento, dentre as listadas. Após essa alteração, o programa irá, novamente acessar o banco de dados dos rolamentos, calcular a vida útil de cada rolamento daquele diâmetro e apresentar nova lista como os rolamentos cujas horas de vida são iguais ou superiores à selecionada pelo usuário.

Parâmetros já calculados.

Bedutor - Tela para Seleção de Rolamentos

Eixo de Entrada

Parâmetros Conhecidos	
Rotação (RPM)	1200,0
Torque Atuante (flm)	95,5
Força Total (fl)	1954,2
Força Rolamento (fl)	977,1
Comprimento (mm)	66,80
Diâmetro (mm)	27

Horas de Trabalho	
Selecione o número de horas de serviço para o rolamento.	20000

Rolamentos Aprovados	
Selecione um rolamento da lista.	SKF 61806
	SKF 16006
Diâmetro Eixo - d (mm)	30
Diâmetro Externo - Dext (mm)	42
Largura - B(mm)	7
da (mm)	32
Dc (mm)	40
Carga Dinâmica (fl)	44490
Horas de Vida	1311010

Lista de rolamentos selecionados.

Para visualizar um desenho esquemático do rolamento, posicione o cursor sobre esta mensagem.

Informações do rolamento selecionado.

Continuar

Eixo de Saída

Parâmetros Conhecidos	
Rotação (RPM)	650,0
Torque Atuante (flm)	176,3
Força Total (fl)	1954,2
Força Rolamento (fl)	977,1
Comprimento (mm)	66,80
Diâmetro (mm)	27

Horas de Trabalho	
Selecione o número de horas de serviço para o rolamento.	500

Rolamentos Aprovados	
Selecione um rolamento da lista.	SKF 61806
	SKF 61906
Diâmetro Eixo - d (mm)	30
Diâmetro Externo - Dext (mm)	42
Largura - B(mm)	7
da (mm)	32
Dc (mm)	40
Carga Dinâmica (fl)	44490
Horas de Vida	2420326

Caixa de seleção para horas de vida.

Figura 4-18: Tela para seleção dos rolamentos.

Se, por ventura, não existir rolamento listado no banco de dados para o diâmetro do eixo calculado, o programa irá selecionar o diâmetro imediatamente superior, aumentando o diâmetro do eixo em prol da segurança do conjunto. Será exibida também uma série de informações do rolamento selecionado.

5 CHAVETAS

Chavetas são elementos mecânicos que permitem a transmissão do torque do eixo a acoplamentos, polias, engrenagens ou a qualquer outro componente de um equipamento. Conforme a direção de cravação no eixo as chavetas são classificadas em transversais e longitudinais.

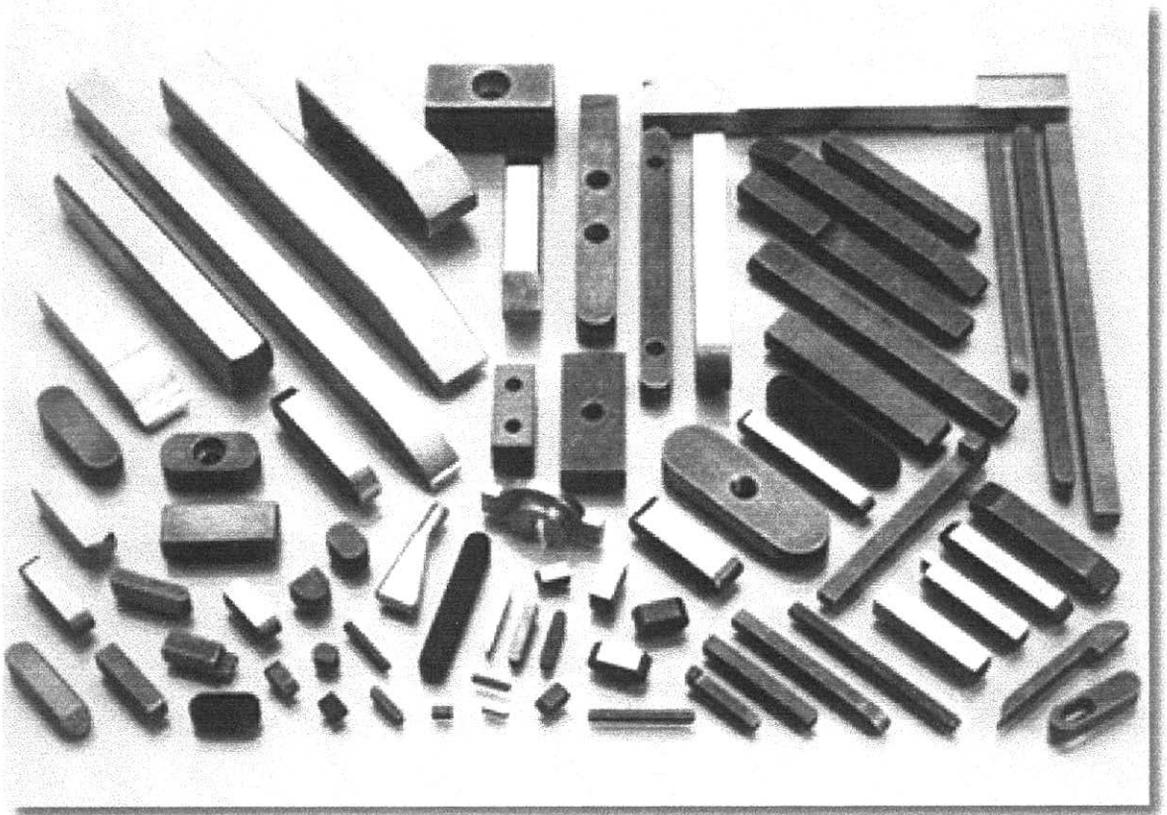


Figura 5-1: Tipos de chavetas.

Entre os vários tipos de chavetas, os mais comuns são as planas e as tipo meia-lua também conhecidas como "*Woodruff*".

5.1 Chavetas Planas

As chavetas planas mais comuns são padronizadas em sua seção ($b \times t$), em função do diâmetro da árvore em que serão montadas. As dimensões de uma chaveta plana são determinadas observando uma série de parâmetros.

➤ Material:

O material empregado em chavetas planas é um aço doce. Somente em casos muito especiais será necessário recorrer a materiais com características superiores. Podem ser utilizados materiais macios, tipo bronze, com o intuito de funcionar como fusível de segurança, proporcionando a ruptura da chaveta quando de uma sobrecarga na transmissão e assim protegendo o equipamento.

➤ Seção transversal e comprimento:

As dimensões de altura e largura da chaveta são projetadas em função dos esforços envolvidos e da proporcionalidade do sistema. O valor limite para o seu comprimento pode ser considerado como sendo o valor da largura do cubo da engrenagem ou da polia montada.

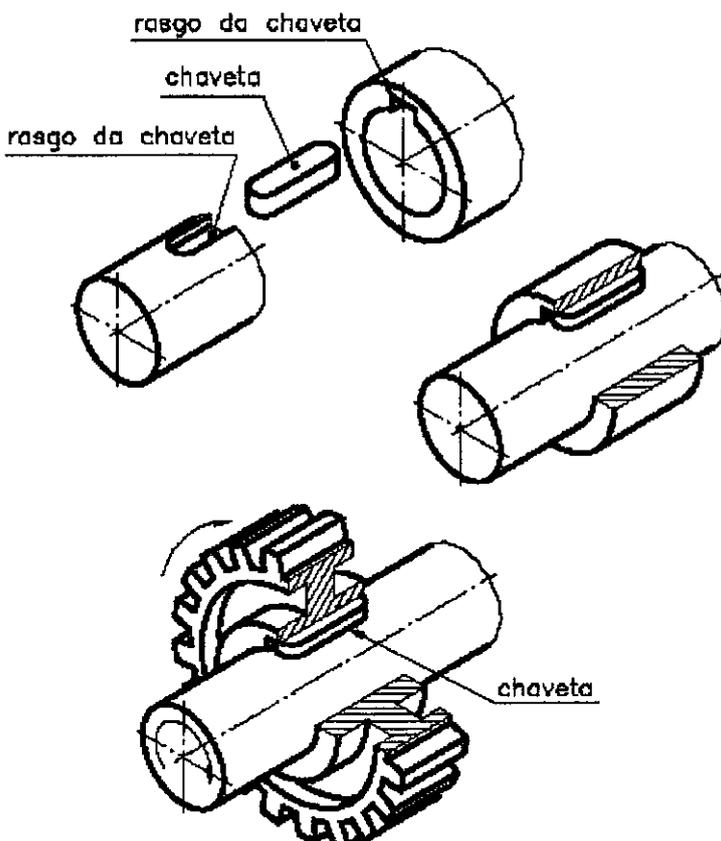


Figura 5-2: Montagem da chaveta no sistema eixo-cubo.

➤ Tensões Atuantes

Quando uma chaveta está em funcionamento, o cubo faz pressão sobre a sua metade superior de um lado e o eixo sobre a sua metade inferior do outro, conforme

observado na figura 5-3, resultando em um conjugado que vai atuar tendendo a girar a chaveta dentro do seu rasgo.

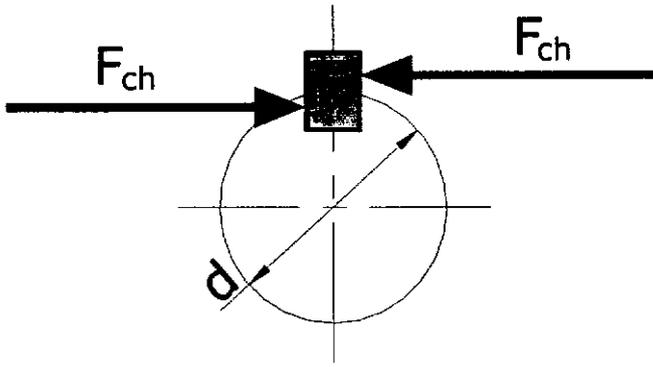


Figura 5-3: Composição de forças atuantes na chaveta.

Considerando a montagem apresentada na figura 5-3, é possível determinar a força F_{ch} atuante na chaveta, em função do torque aplicado.

$$F_{ch} = \frac{2T}{d} \quad (5-1)$$

Onde T é torque transmitido e d é o diâmetro do eixo.

A análise das forças atuantes na chaveta mostra claramente o esmagamento superficial nas seções ($t/2 \times L$) e cisalhamento na seção ($a \times L$) conforme apresentado na figura 5-4.

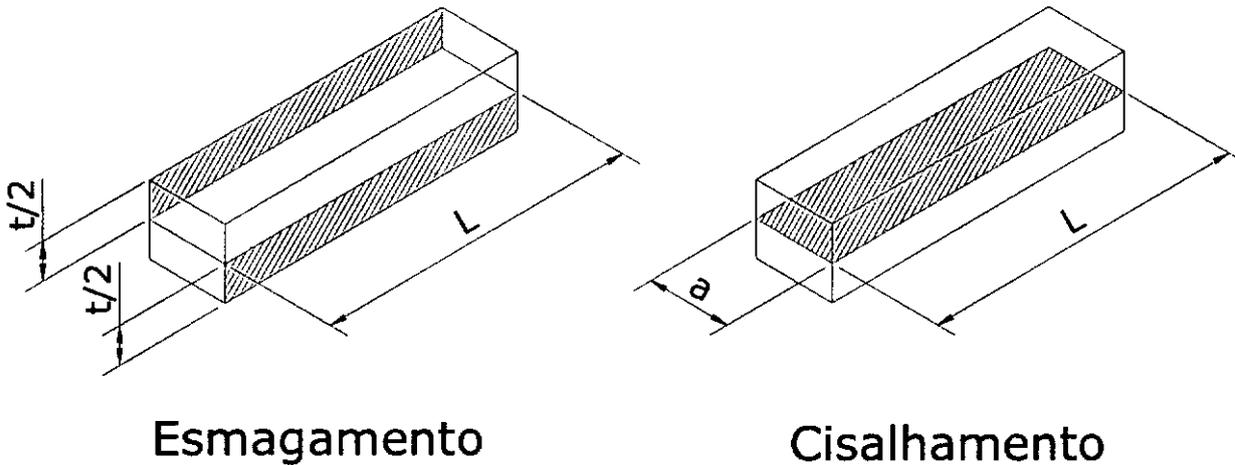


Figura 5-4: Esforços atuantes sobre a chaveta.

As tensões admissíveis para a pressão superficial e para o cisalhamento são, respectivamente, apresentadas abaixo e sendo em função da tensão limite de escoamento do material.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{FS} \quad (5-2)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{FS} \quad (5-3)$$

Onde τ_e é o limite de resistência ao escoamento por cisalhamento e é determinado por $\tau_e = 0,5\sigma_e$, conforme o critério de energia de distorção e FS é o fator de segurança que usualmente varia entre 1,5, para um torque uniforme, e 2,5 para um torque que apresente variações.

Considerando o formulário apresentado neste texto, as tensões atuantes no material são:

$$\sigma_{efet} = \frac{4T}{dtL} \quad (5-4)$$

$$\tau_{efet} = \frac{2T}{daL} \quad (5-5)$$

O critério utilizado para dimensionar a chaveta é dado por:

$$\frac{\sigma_e}{FS} \geq \frac{4T}{dtL} \quad (5-6)$$

$$\frac{\tau_e}{FS} \geq \frac{2T}{atL} \quad (5-7)$$

A fim de facilitar os cálculos, o programa *Redutor* irá utilizar chavetas planas de seção reta quadrada, ou seja, $a = t$, e com comprimento total igual à largura de cada engrenagem, sendo subtraídos os devidos adocamentos das suas extremidades.

5.2 Chavetas Meia-Lua ou Woodruff

Os materiais empregados normalmente são o aço AISI 1035 com dureza mínima de 10 HRc, ou, em casos especiais, aços-ligas, AISI 2330 ou 8630, tratados termicamente até 40 ou 50 HRc. As chavetas meia-lua possuem grande estabilidade e não se deslocam dentro dos seus alojamentos.

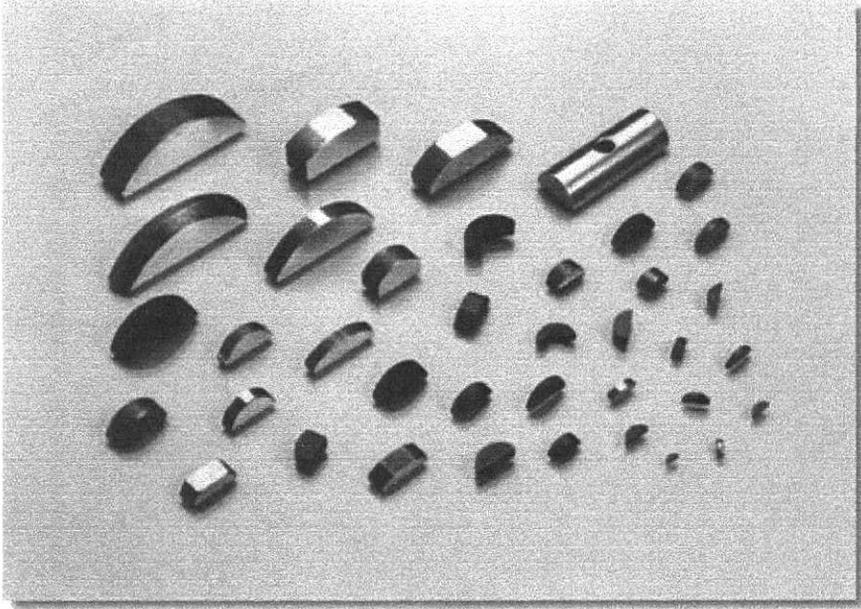


Figura 5-5: Chavetas meia-lua.

A chaveta comum tem a tendência de virar no seu alojamento, quando a potência é aplicada. Quando se quer evitar este problema faz-se uso da chaveta tipo meia-lua

A chaveta meia-lua é muito empregada em máquinas operatrizes, em geral, e em eixos de até 60mm de diâmetro. O rasgo deste tipo de chaveta é profundo o que enfraquece o eixo. Assim, para peças de cubos muito longos devem ser posicionadas duas chavetas diametralmente opostas. É de remoção simples, saindo facilmente, após bater-se com um toca-pinos numa extremidade até que oscile o suficiente no seu alojamento.

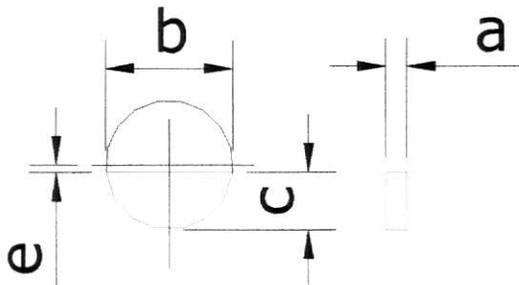


Figura 5-6: Dimensões principais das chavetas meia-lua.

5.3 Chavetas com Inclinação

A atuação, mediante o efeito de cunha, aumenta a rigidez da montagem e permite que uma parte do movimento de torção seja absorvida pela resultante da força de atrito cubo-eixo. Montada incorretamente pode gerar tensões excessivas no cubo, podendo ocasionar sua ruptura. São encontradas em três tipos.

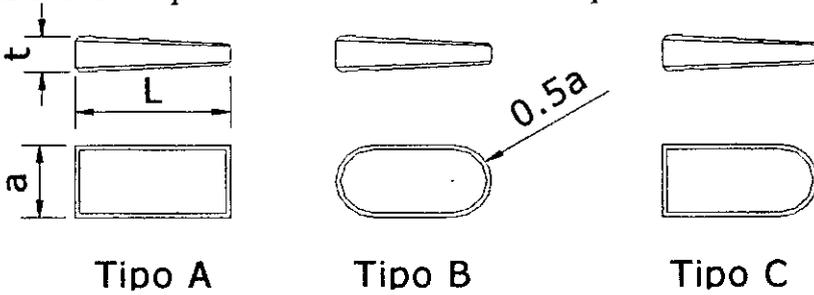


Figura 5-7: Tipos de chavetas com inclinação.

5.4 Chavetas Chata ou Sela

Sua base é côncava, com o mesmo raio do eixo. Não é necessário rasgo na árvore, pois a chaveta transmite o movimento por efeito do atrito. Desta forma, quando houver uma sobrecarga no elemento conduzido, a chaveta desliza, podendo assim avariar o eixo.

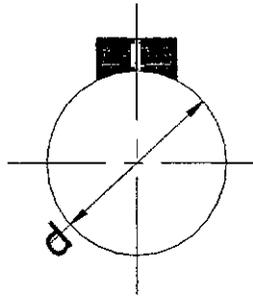


Figura 5-8: Chaveta tipo chata ou sela.

5.5 Chavetas Cilíndricas

Para pequenas montagens e serviços leves. Se possuir conicidade, adapta-se bem ao serviço pesado, porque pode ser ajustada facilmente.

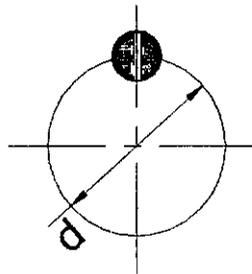


Figura 5-9: Chaveta cilíndrica.

5.6 Dimensionamento das Chavetas no Programa Redutor

Já conhecidos os esforços atuantes, o usuário deverá selecionar um material dentre os apresentados que o programa apresentará uma dimensão para a chaveta, respeitando o fator de segurança atribuído pelo projetista.

Redutor - Dimensionamento das Chavetas

Fixo de Entrada		Fixo de Saída	
Parâmetros Conhecidos		Parâmetros Conhecidos	
Torque Atuante (lNm)	71,6	Torque Atuante (lNm)	181,1
Largura da Engrenagem (mm)	58,5	Largura da Engrenagem (mm)	58,5
Diâmetro do Eixo (mm)	30	Diâmetro do Eixo (mm)	30
Tipo de Material	Material	Tipo de Material	Material
Aço	Aço AISI 1045 laminado Aço AISI 8630 T.R 538° Aço AISI 4130 T.R 593° Aço AISI 2340 T.R 538° Aço AISI 3150 T.R 538° Aço AISI 4620 Cementado	Aço	Aço AISI 1045 laminado Aço AISI 8630 T.R 538° Aço AISI 4130 T.R 593° Aço AISI 2340 T.R 538° Aço AISI 3150 T.R 538° Aço AISI 4620 Cementado
Fator de Segurança	Tensão de Escoamento (MPa)	Fator de Segurança	Tensão de Escoamento (MPa)
Usual de 1,5 a 2,5 2	410	Usual de 1,5 a 2,5 2	410
t Mínimo (mm)	Resistência Cisalhamento (MPa)	t Mínimo (mm)	Resistência Cisalhamento (MPa)
4,9	205	4,9	205
Dimensão - t (mm)		Dimensão - t (mm)	
A dimensão "t" da chaveta deve ser, no mínimo, 25% do diâmetro do eixo. 7,5		A dimensão "t" da chaveta deve ser, no mínimo, 25% do diâmetro do eixo. 7,8	

Material selecionado

Fator de Segurança

Dimensão final para a chaveta

Retornar

Continuar

Figura 5-10: Tela para cálculo das chavetas.

Utilizando a mesma metodologia de cálculo dos elementos anteriores, o usuário tem total liberdade para atribuir o fator de segurança, bem como alterar o valor final da dimensão da chaveta.

6 O PROGRAMA REDUTOR

É objetivo deste capítulo a apresentação geral do programa *Redutor* com todos os seus recursos e limitações, e assim, deixar o usuário do programa totalmente apto a operá-lo.

O fluxo de trabalho desse programa foi pensado com a preocupação de ser muito simples, com uma interface bastante amigável e com uma quantidade suficiente de informações para a execução do projeto, buscando incentivar a sua utilização. Para isso, foi escolhida a linguagem de programação *Microsoft Visual Basic*[®], versão 5.0, uma vez que essa linguagem é compatível com o sistema *Microsoft Windows*[®], sistema esse facilmente operado pela maioria dos usuários de computadores. Outro fator que propiciou a escolha dessa linguagem foi a compatibilidade de utilização com outros programas necessários para a complementação desse projeto, tais como o banco de dados *Microsoft Access*[®], o gerador de relatórios *Microsoft Crystal Report*[®] e o programa para desenho *Autodesk AutoCAD*[®].

O programa *Redutor* possui a qualidade de não exigir um computador com grande capacidade. Ele é executado de forma bastante serena em um sistema *Microsoft Windows*[®], versão 95 ou superior. O fator que deve ser atentado gira em torno dos recursos necessários à execução dos outros programas utilizados, como o *Autodesk AutoCAD*[®] que, dependendo da versão, necessita de uma quantidade maior de memória tipo “RAM”. O banco de dados *Microsoft Access*[®] necessita de uma versão 7.0 ou superior. Para a execução do desenho, automaticamente, o programa *Autodesk AutoCAD*[®] necessita de uma versão 14 ou superior.

6.1 Tela de Apresentação

Esta tela é apresentada quando da execução do programa pelo usuário. Ela apresenta informações de caráter geral do autor, dos orientadores e da instituição. O usuário não interage com esta tela necessitando aguardar três segundos para a apresentação da tela seguinte.

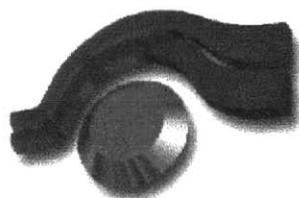
PEM/COPPE/UFRJ



UFRJ



Universidade Federal
do Rio de Janeiro



Programa para Projeto de Redutores de Velocidade

Elaborado por Nilton Carlos Monteiro Moreira
Orientado por Jan Leon Scieszko e Max Suell Dutra



Figura 6-1: Tela de apresentação do programa.

6.2 Tela Inicial

Após o fechamento da apresentação, será mostrada a tela inicial do programa. Nessa tela, o usuário terá quatro botões para optar, conforme a ação desejada. São eles:

- Botão para cálculo de um novo projeto;
- Botão para acessar ao banco de dados de projetos já realizados;
- Botão para acessar ao banco de dados de materiais; e
- Botão para acessar ao banco de dados de rolamentos.

A tela inicial é apresentada pela figura 6-2.

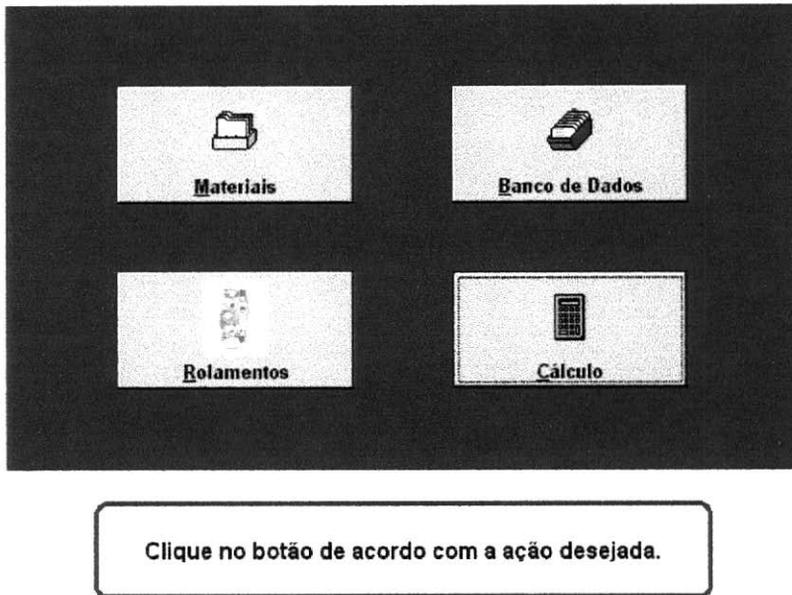


Figura 6-2: Tela inicial do programa.

6.3 Tela de Banco de Dados de Materiais

O usuário, ao clicar no botão *Materiais*, na tela inicial, o programa irá apresentar a tela de acesso ao banco de dados de materiais, cujo arquivo é *Material.mdb* instalado na pasta do programa *Redutor*. Neste banco de dados estão gravadas as opções de materiais para a utilização quando da seleção do material de cada elemento mecânico calculado pelo programa *Redutor*. Os materiais estão divididos em três classes, a saber: aços, ferros fundidos e ligas de bronze.

Esta tela é utilizada quando do cadastramento de um novo material, bem como remoção do banco de dados de um material não mais utilizado.

A tela de acesso ao banco de dados é apresentada na figura 6-3.



Figura 6-3: Tela de acesso ao banco de dados dos materiais.

Para acessar à relação dos materiais é necessário clicar no respectivo botão, de acordo com a classe do material.

Para cada tipo de material existe uma tela onde é propiciada a interação com o usuário. Nessa tela, o usuário poderá cadastrar um novo material, alterar as propriedades de um material já cadastrado, remover um material não mais interessante, ou simplesmente, visualizar as opções de materiais para o seu projeto.

Nas telas, o usuário terá acesso às propriedades mecânicas de cada material cadastrado, tais como: tensão de ruptura e de escoamento, dadas em MPa, bem como a dureza brinell.

Para cadastrar um novo material, é necessário o preenchimento das suas propriedades mecânicas e clicar o botão *Adicionar*.

Existe uma proteção para os campos das propriedades mecânicas onde serão somente aceitos valores numéricos para o seu preenchimento.

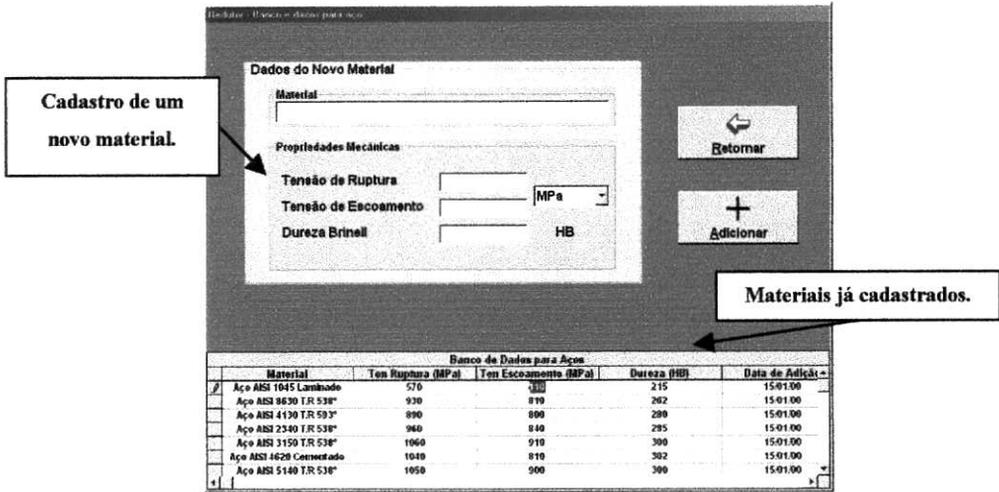


Figura 6-4: Tela para acesso a relação de aços.

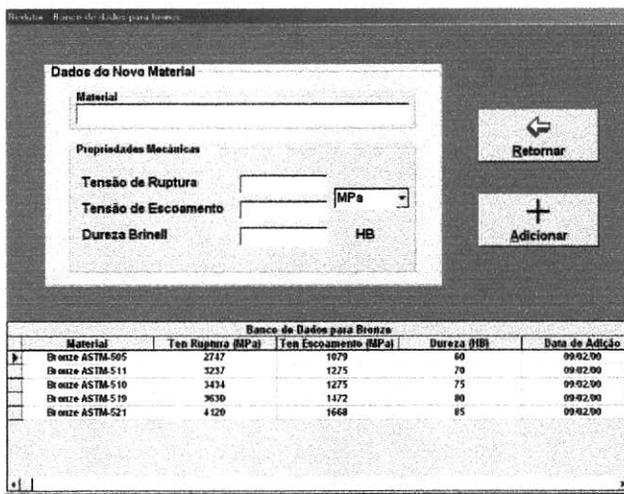


Figura 6-5: Tela para acesso a relação de ligas de bronze.

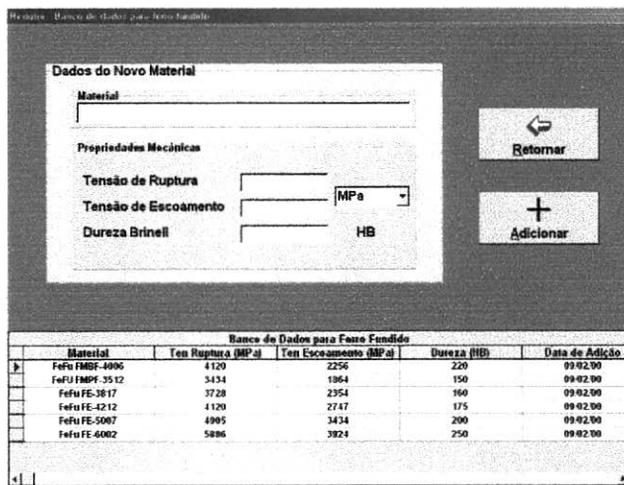


Figura 6-6: Tela para acesso a relação de ferros fundidos.

Para remover um material da relação, o usuário deverá posicionar a seta da coluna à esquerda na linha do material, marcar a linha e clicar a tecla "delete" do seu teclado.

6.4 Tela do Banco de Dados de Rolamentos

O usuário, ao clicar o botão *Rolamentos*, na tela inicial, o programa irá apresentar a tela de acesso ao banco de dados de rolamentos, cujo arquivo é *Rolamentos.mdb* instalado na pasta do programa *Redutor*. Neste banco de dados estão gravadas as opções de rolamentos para a utilização quando do dimensionamento de cada par de rolamentos do projeto.

A tela é apresentada na figura 6-7.

Redutor - Banco de Dados de Rolamentos

Diâmetro Interno do Rolamento - d (mm)
 Diâmetros Padronizados: 15

Referência do Rolamento

Características Principais

Diâmetro Externo - Dext (mm)

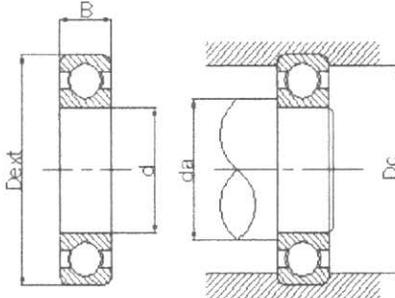
Largura - B (mm)

Capacidade Carga Dinâmica (N)

da (mm)

Dc (mm)

105 Rolamentos Cadastrados



Retornar **Adicionar**

Banco de Dados de Rolamentos								
Referência	d (mm)	Dext (mm)	B (mm)	Carga Dinâmica (N)	da (mm)	Dc (mm)	Data de Adição	
SKF 61802	15	24	5	1560	17	22	15:02:00	
SKF 61902	15	28	7	4030	17	26	15:02:00	
SKF 16002	15	32	8	5590	17	30	15:02:00	
SKF 6002	15	32	9	5590	17	30	15:02:00	
SKF 6202	15	35	11	7800	19	31	15:02:00	
SKF 6302	15	42	13	11400	20	37	15:02:00	

Figura 6-7: Tela de acesso ao banco de dados de rolamentos.

Nessa tela, o usuário poderá conhecer os rolamentos já cadastrados, alterar os dados já gravados, remover tipos não mais usados e adicionar novos rolamentos. O procedimento para alterar, remover e gravar novos dados é o mesmo utilizado no banco de dados para materiais apresentado no item 6.3 desse texto.

As propriedades de cada rolamento necessárias à sua seleção são o seu diâmetro interno e externo, largura e dimensões de apoio para montagem, dados em mm, bem como sua capacidade de carga dinâmica apresentada em N.

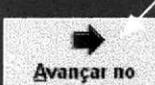
6.5 Tela do Banco de Dados de Projetos Gravados

O usuário, ao clicar no botão *Banco de Dados*, na tela inicial, o programa irá apresentar a tela de acesso ao banco de dados de projetos gravados, cujo arquivo é *Banco Dados.mdb* instalado na pasta do programa *Redutor*. Neste banco de dados estão gravados os projetos, anteriormente, realizados pelo programa *Redutor*.

A tela é apresentada na figura 6-8.

Banco de Dados de Conjuntos Calculados					
Identificação		Parâmetros de Entrada:		Resultados Obtidos :	
Código:	Teste	Potência (KW)	12	Erro Máximo (%)	4
Data:	02/06/03	Rotação Entrada (RPM)	1200	Torque Entrada (IIm)	95,5
Hora:	21:23:12	Rotação Saida (RPM)	650	Torque Saida (IIm)	
				Rotação Saida Real (RPM)	658,1
				Torque Saida Real (IIm)	174,1
				Erro Real (%)	1,25
Fabricação das Engrenagens		Engrenamento			
Acabamento:	Fresado	Dentes do Pinhão	17	Dentes Engrenagem	31
Sobrecarga:	Uniforme	Largura (mm)	70,2	Ângulo e Pressão (°)	20
Montagem:	Normal	Diâmetro Primitivo do Pinhão (mm)	102	Diâmetro Primitivo da Engrenagem (mm)	186
Confiabilidade:	95%	Mat. Pinhão	Aço AISI 3150 T.R 538°	Mat. Engrenagem	Aço AISI 1045 Laminado
Temperatura:	Menor ou igual a 350°C				
Fator de Segurança:	2				
Fator de Segurança Global:	3,2				
Chavetas		Rolamentos		Eixos	
Eixo de Entrada		Eixo de Entrada		Eixo de Entrada	
Material	Aço AISI 1045 Laminado	Modelo	SKF 6306	Material	Aço AISI 1045 Laminado
Largura (mm)	7,5	Diâmetro (mm)	30	Diâmetro (mm)	30
		Largura (mm)	19	Comprimento (mm)	204,2
		Diâmetro Externo (mm)	72		
		Horas de Vida	311629		
Eixo de Saida		Eixo de Saida		Eixo de Saida	
Material	Aço AISI 1045 Laminado	Modelo	SKF 6306	Material	Aço AISI 1045 Laminado
Largura (mm)	Aço	Diâmetro (mm)	30	Diâmetro (mm)	30
		Largura (mm)	19	Comprimento (mm)	204,2
		Diâmetro Externo (mm)	72		
		Horas de Vida	568234		
Registro Visto / Total do Banco					
21 / 22					
					





Botões para percorrer o banco de dados.

Figura 6-8: Tela de acesso ao banco de dados de projetos realizados.

Esse recurso possibilita a recuperação dos principais dados utilizados em projetos anteriores, bem como a impressão de seu respectivo relatório original. O usuário poderá percorrer o banco de dados apenas clicando nos botões *Retornar* e *Avançar no Banco de Dados*.

Clicando no botão *Imprimir*, será apresentado na tela o relatório original do registro mostrado, sendo facultado ao usuário a opção de, efetivamente, imprimir o dito relatório ou apenas ter a sua apresentação na tela.

A figura 6-8 apresenta a tela do relatório.

Universidade Federal do Rio de Janeiro
Coordenação dos Programas de Pós-graduação em Engenharia
Programa de Engenharia Mecânica

Relatório Geral do Programa Redutor

Identificação:

Projeto	Teste	Data de Execução	02/06/03	Hora de Execução	21:23:12
---------	-------	------------------	----------	------------------	----------

Parâmetros de Entrada:

Potência (KW)	12,00	Rotação de Entrada (RPM)	1.200,00	Rotação de Saida (RPM)	650,00	Erro Máximo (%)	4,00
---------------	-------	--------------------------	----------	------------------------	--------	-----------------	------

Parâmetros Calculados:

Torque de Entrada (Nm)	95,50	Dentes do Pinhão	17,00
Rotação de Saida Real (RPM)	658,10	Dentes da Engrenagem	31,00
Torque de Saida Real (Nm)	174,10	Erro Real (%)	1,25

Projeto das Engrenagens:

Módulo (mm)	6,00	Largura (mm)	70,20
Material do Pinhão	Aço AISI 3150 T/R 538°	Diâmetro Primitivo do Pinhão (mm)	102,00
Material da Engrenagem	Aço AISI 1045 T...	Diâmetro Primitivo da Engrenagem (mm)	196,00

1 of 1 Cancel Close 1 of 22 Total:22 100%

Figura 6-8: Tela de acesso ao banco de dados de projetos realizados.

Esse relatório será apresentado nesse texto, em um item específico, mais adiante.

6.6 Tela de Início dos Cálculos

Ao clicar no botão *Cálculo*, na tela inicial, o programa irá apresentar uma caixa para o usuário nomear o seu projeto. Se o usuário utilizar um nome já anteriormente utilizado, o programa mostrará uma mensagem onde o usuário será alertado do fato e perguntado se quer continuar com a ação e assim apagar a pasta do projeto anterior ou abortar e utilizar um outro nome para o projeto.

Para cada projeto executado, o programa *Redutor* cria uma nova pasta de mesmo nome do projeto que irá guardar todos os arquivos relativos a esse novo trabalho. Essa pasta será gravada no diretório do próprio programa *Redutor*.

Abaixo é mostrada a caixa para nomear o projeto

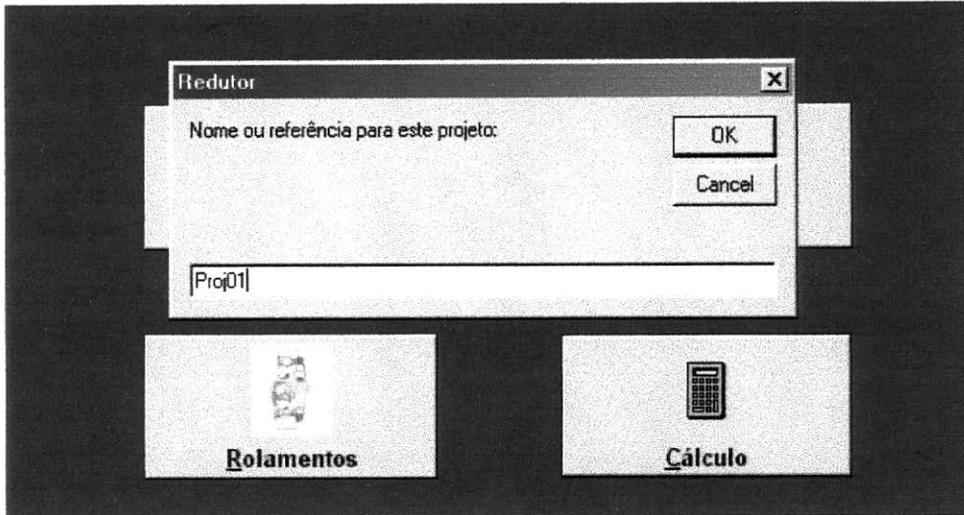


Figura 6-9: Caixa para nomeação do projeto.

Abaixo é mostrada a mensagem de alerta para a duplicidade de nomes para o projeto.

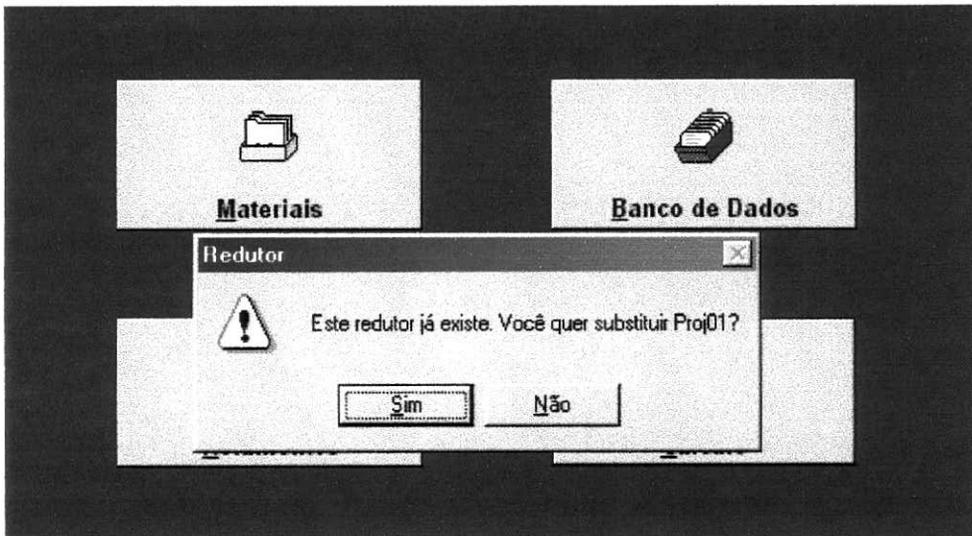


Figura 6-10: Caixa com mensagem de alerta para o nome do projeto.

Caso o usuário opte por continuar o projeto, é necessário clicar no botão *Sim* que a próxima tela será carregada.

6.7 Tela de Início dos Cálculos

Uma vez já conhecido o nome do projeto, o usuário necessita inserir os principais parâmetros do redutor. Neste momento o programa abrirá uma tela onde o operador irá fornecer valores da potência transmitida, em KW, CV ou HP, rotação de entrada e de saída, ambas em RPM, bem como o erro máximo na rotação de saída. Conforme já mencionado no item 2.4 desse texto, este valor avalia a disparidade entre a rotação de saída real, obtida em função da razão entre o número de dentes das engrenagens, e a rotação de saída inicialmente desejada pelo usuário. Este procedimento busca um arranjo de engrenagens com um menor número de dentes objetivando um menor custo de fabricação. A literatura técnica atribui uma faixa de até 4% como um valor aceitável para esse erro.

Parâmetros iniciais.

Redutor - Entrada de dados para o cálculo

Potência Transmitida: 12 KW

Rotação de Entrada (RPM): 1600

Rotação de Saída (RPM): 630

Erro máximo: 1

Cálculo do Número de Eixos do Redutor

Erro Máximo na Rotação de Saída (%) | 1

Número de Eixos para o Redutor

2 Eixos (2 Engrenagens)

3 Eixos (4 Engrenagens)

Redução (%) | 39,38

Recomendável a utilização de 3 eixos, quando a rotação de saída for inferior a 25% da rotação de saída.

Razão de redução.

Seleção do Número de Dentes das Engrenagens

1º Eixo | 2º Eixo | 3º Eixo

17 | 43

Dentes das engrenagens.

Erro obtido.

Erro Real na Rotação de Saída (%) | 0,41

Rotação no 2º Eixo (RPM) | Não Usado

Rotação Real de Saída (RPM) | 632,6

Rotação de saída real.

1 - Entre com a potência transmitida pelo redutor

2 - Entre com a rotação de entrada

3 - Entre com a rotação de saída

4 - Entre com o erro máximo permitido para a saída

5 - Verifique o número de eixos necessários

6 - Clique no botão continuar

Retornar

Continuar

Figura 6-11: Tela de início dos cálculos do redutor.

Com as informações de potência, erro e rotações, o programa inicia uma busca onde objetiva a seleção de um arranjo de dentes das engrenagens que resulte em uma rotação de saída o mais próxima a desejada, observando o erro máximo aceitável determinado pelo usuário.

mas não habilitará o prosseguimento dos cálculos do redutor uma vez que este programa somente executa o projeto, completo, de um redutor de velocidades com duas engrenagens de dentes retos com dois eixos paralelos.

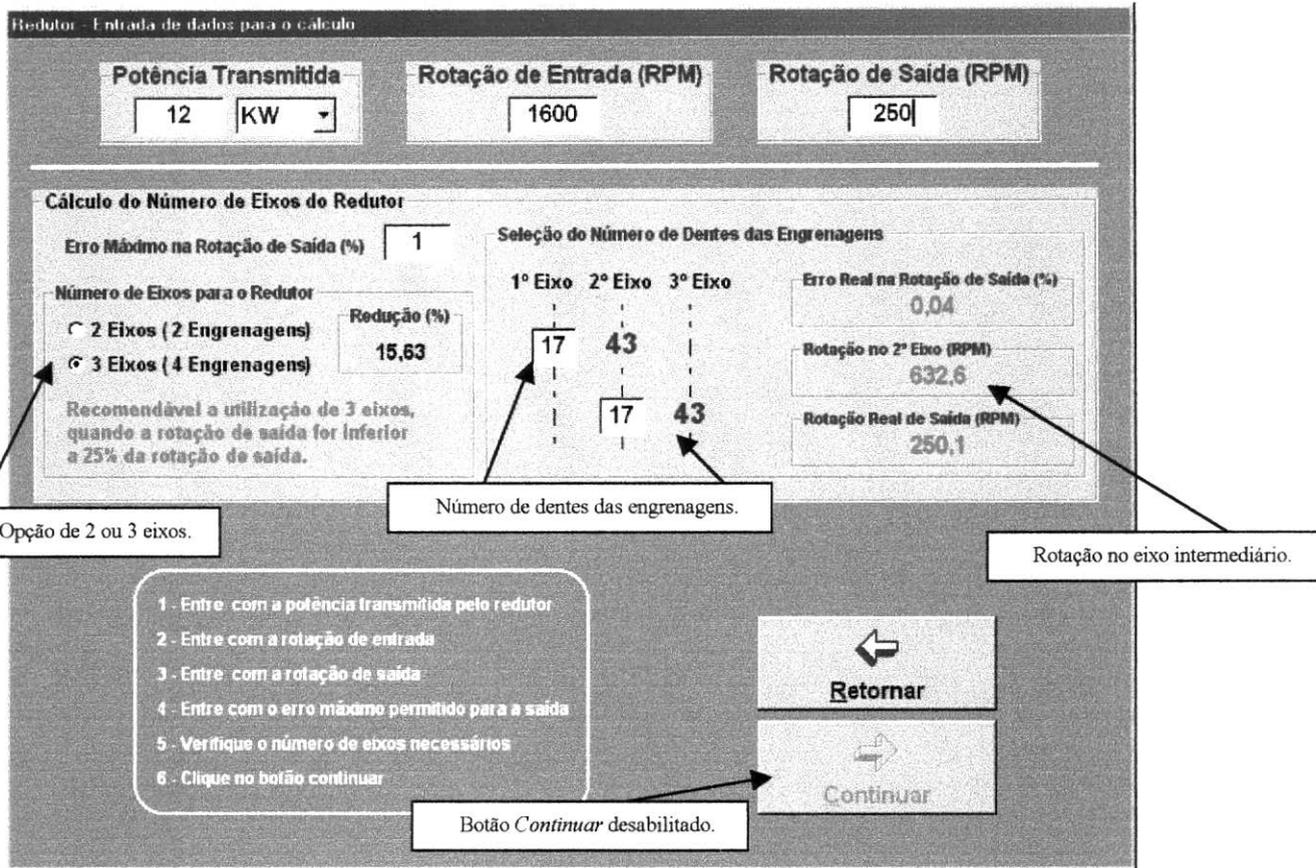


Figura 6-13: Opção para um redutor com três eixos.

Para a continuação do projeto, será necessário que a opção de 2 eixos esteja selecionada e todos os parâmetros determinados.

6.8 Tela de Cálculo das Engrenagens

Esta tela tem por objetivo, obter informações do módulo e parâmetros de fabricação e operação das engrenagens com o propósito de avaliar as tensões a que cada engrenagem estará exposta.

Inicialmente o usuário deverá selecionar um valor para o módulo, dentre os padronizados. Conforme mencionado no item 2.3 desse texto, os módulos podem ser classificados em duas séries com o intuito de facilitar a fabricação das engrenagens. Assim, se deve dar preferência aos módulos da série 1, conforme tabela 2-2.

Módulos padronizados. Largura das engrenagens.

Redutor - Cálculo dos Esforços para Seleção dos Materiais das Engrenagens

Módulo das Engrenagens (mm) Escolha entre as opções de módulos padrão.		Largura das Engrenagens (mm) Usual de 39,3 a 77,8		Parâmetros de Entrada	
<input checked="" type="radio"/> 4,5 <input type="radio"/> 5		<input checked="" type="radio"/> 58,5		Potência (KW) 12,00 Rotação Entrada (RPM) 1600,0 Rotação Saida (RPM) 630,0 Erro Máximo na Saida (%) 1	
Ângulo de Pressão dos Dentes das Engrenagens <input checked="" type="radio"/> 20° <input type="radio"/> 25° Fator Geométrico 0,342					
Considerações para Fadiga Tipo Acabamento		Confiabilidade das Engrenagens		Temperatura de Operação	
<input type="radio"/> Retificado <input checked="" type="radio"/> Fresado $K_v = 0,57$ <input type="radio"/> Forjado $K_a = 0,70$		<input checked="" type="radio"/> 95% $K_c = 0,87$ <input type="radio"/> 99% $C_r = 0,80$ <input type="radio"/> 99,9%		<input checked="" type="radio"/> Menor que 350 °C <input type="radio"/> Maior que 350 °C $K_d = 1,00$	
Considerações de Funcionamento					
Tipo de Carregamento		Tipo de Montagem		Fator de Segurança	
<input type="radio"/> Choque Fraco <input checked="" type="radio"/> Uniforme $N_o = 1,00$ <input type="radio"/> Choque Forte		<input type="radio"/> Montagem Precisa <input checked="" type="radio"/> Montagem Normal $N_g = 1,60$ <input type="radio"/> Montagem Sem Precisão		Usual de 2 a 5 <input checked="" type="text" value="2"/>	
Tipo de Material Material para o Pinhão		Material para a Engrenagem		$C_p = 191$	
<input checked="" type="text" value="Aço"/>		<input checked="" type="text" value="Aço"/>			
Esforços Calculados			Propriedades Necessárias aos Materiais		
Tensão de Flexão (MPa) 29,5			Tensão de Ruptura (MPa) 341,4		
Tensão Sup. Pinhão (MPa) 260,4			Dureza Pinhão (HB) 266,9		
Tensão Sup. Engrenagem (MPa) 163,7			Dureza Engrenagem (HB) 177,2		
				<input type="button" value="Retornar"/>	
				<input type="button" value="Continuar"/>	

Parâmetros já conhecidos.

Esforços atuantes e propriedades necessárias.

Figura 6-14: Tela para cálculo dos esforços nas engrenagens.

Depois de conhecido o valor do módulo, o programa irá calcular todos os parâmetros utilizando uma configuração inicial padrão com os valores apresentados abaixo:

- Ângulo de pressão: 20°;
- Acabamento das engrenagens: Fresado;
- Confiabilidade: 95%;
- Temperatura de operação: Menor que 350°C;
- Carregamento: Uniforme;
- Montagem: Normal;
- Fator de segurança: 2; e
- Tipo de material para o pinhão e para a engrenagem: Aço.

Conforme mencionado no capítulo 2 desse texto, com qualquer alteração dessa configuração inicial, o programa irá refazer, automaticamente, os cálculos e sempre

mostrando os parâmetros associados a cada opção, bem como a nova configuração com as tensões atuantes e propriedades mecânicas necessárias.

Depois de conhecidas as propriedades necessárias a cada material, o usuário poderá acessar a tela de seleção dos materiais das engrenagens apenas clicando no botão *Continuar*.

6.9 Tela de Seleção dos Materiais das Engrenagens

Nesta tela, o usuário irá selecionar os materiais das engrenagens. O programa se encarrega de acessar o banco de dados de materiais, conforme sua classe, avaliar cada material gravado e apresentar os materiais aptos para cada engrenagem observando as propriedades mecânicas calculadas na tela anterior bastando ao usuário somente a escolha dentre as opções listadas.

Redutor - Seleção dos Materiais das Engrenagens

Pinhão
Material do Pinhão: Aço AISI 4130 T/R 593°
Propriedades Necessárias: Tensão de Ruptura (MPa) 341,4 Dureza Brinell (HB) 266,9

Materiais Aprovados
Aço AISI 4130 T/R 593°
Aço AISI 2340 T/R 538°
Aço AISI 3150 T/R 538°
Aço AISI 4620 Cementado
Aço AISI 5140 T/R 538°
Aço AISI 4640 T/R 538°

Banco de Dados de Aço para o Pinhão

Material	Ten Ruptura (MPa)	Ten Escoamento (MPa)	Dureza (HB)
Aço AISI 4340 T/R 427°	1560	1400	422

Engrenagem
Material da Engrenagem: Aço AISI 4130 T/R 593°
Propriedades Necessárias: Tensão de Ruptura (MPa) 341,4 Dureza Brinell (HB) 177,2

Materiais Aprovados
Aço AISI 1045 Laminado
Aço AISI 8630 T/R 538°
Aço AISI 4130 T/R 593°
Aço AISI 2340 T/R 538°
Aço AISI 3150 T/R 538°
Aço AISI 4620 Cementado

Banco de Dados de Aço para a Engrenagem

Material	Ten Ruptura (MPa)	Ten Escoamento (MPa)	Dureza (HB)
Aço AISI 4340 T/R 427°	1560	1400	422

Escolha um material entre os aprovados, tanto para o pinhão quanto para engrenagem. Os bancos de dados podem ser visualizados abaixo das respectivas janelas.

Retornar Continuar

Visualização do banco de dados completo.

Materiais aptos.

Figura 6-15: Tela para seleção dos materiais das engrenagens.

No caso do campo *Materiais Aprovados* aparecer em branco mostra que nenhum material do banco de dados atende às solicitações estabelecidas na tela anterior, devendo o usuário retornar a essa tela e reavaliar as suas condições de projeto.

Uma vez determinados os materiais das engrenagens, o usuário deverá clicar no botão *Continuar* para acessar a tela com as dimensões principais das engrenagens.

6.10 Tela de Dimensionamento das Engrenagens

Nesta tela o usuário terá uma visualização das principais dimensões das engrenagens, bem como, novamente, módulo e número de dentes das engrenagens.

Redutor - Dimensionamento das Engrenagens

Dimensões das Engrenagens (mm)			
Pinhão	Engrenagem		
Diâmetro Primitivo (DP)	85,00	Diâmetro Primitivo (DP)	215,00
Diâmetro Externo (DE)	95,00	Diâmetro Externo (DE)	225,00
Diâmetro Interno (DI)	70,00	Diâmetro Interno (DI)	200,00
Altura Cab. Dente (hc)	5,00	Altura Cab. Dente (hc)	5,00
Altura Pé do Dente (hp)	6,25	Altura Pé do Dente (hp)	6,25
Altura do Dente (hd)	11,25	Altura do Dente (hd)	11,25
Passo Frontal (pd)	15,71	Passo Frontal (pd)	15,71
Folga Pé do Dente (e)	1,25	Folga Pé do Dente (e)	1,25

Dentes do Pinhão: 17

Dentes da Engrenagem: 43

Módulo Seleccionado (mm): 5,00

Largura Seleccionada (mm): 58,50

Retornar

Continuar

Figura 6-16: Tela de informação das dimensões das engrenagens.

Uma vez o operador estando de acordo com as dimensões finais das engrenagens, deve clicar o botão *Continuar* para acessar a tela de cálculo dos eixos.

6.11 Tela de Cálculo dos Eixos

Uma vez conhecidos os esforços, o usuário somente deverá selecionar um aço para os eixos que o programa irá apresentar o diâmetro necessário para cada eixo. Novamente, o usuário não estará preso aos valores calculados pelo programa podendo

assim, atribuir um valor diferente para os diâmetros. Com essa alteração, o programa irá calcular as novas tensões atuantes nos eixos, atualizando as informações da tela.

Bedutor - Tela para Dimensionamento dos Eixos

Diâmetro do Eixo Mínimo Necessário para Flecha Máxima

Força Total (H) Módulo (mm) Dimensão C (mm) Comprimento do Eixo L (mm) Flecha Máxima (mm) 0,03 Diâmetro p/ Flecha (mm)

Diâmetro do Eixo para Torção

Aços Disponíveis

- Aço AISI 1045 Laminado
- Aço AISI 8630 T.R 538°
- Aço AISI 4130 T.R 593°
- Aço AISI 2340 T.R 538°

Condições de Serviço e Fabricação

Tipo Acabamento: Torneado Retificado $K_a = 0,70$

Temperatura de Operação: Menor que 350 °C Maior que 350 °C $K_d = 1,00$

Confiabilidade do Eixo: 90% 95% 99% $K_c = 0,87$

Fator de Segurança

Usual de 2 a 5

Tensões Atuantes (MPa)

$\sigma_{a1} = 26,55$ $\sigma_{m1} = 0,00$ $\sigma_{a2} = 36,42$ $\sigma_{m2} = 0,01$ $\sigma_n = 73,77$

Diâmetro p/ Torção e Flexão (mm)

D1 = 27 Opção para alteração do diâmetro D1 $D2 = 27$ Opção para alteração do diâmetro D2

Para visualizar um desenho esquemático da montagem do eixo, posicione o cursor sobre esta

Material	Banco de Dados para			Opções de alteração.	Data de Adição
	Ten Ruptura (MPa)	Ten Escoame			
Aço AISI 4640 T.R 538°	1060	910	310	15/01/00	
Aço AISI 3250 T.R 538°	1100	1000	340	15/01/00	
Aço AISI 4340 T.R 427°	1560	1400	422	15/01/00	

Figura 6-17: Tela de cálculo dos eixos.

Novamente, existe uma configuração inicial padrão para o cálculo dos eixos.

- Acabamento: Torneado;
- Temperatura de Operação: Menor que 350°C;
- Confiabilidade: 95%; e
- Fator de Segurança: 2.

Qualquer alteração dessa configuração inicial acarreta na atualização dos valores das tensões atuantes e, no diâmetro de cada eixo.

Uma vez determinados os diâmetros do eixo de entrada e o de saída da rotação, o usuário deverá clicar o botão *Continuar* para acessar a tela de cálculo dos rolamentos.

6.12 Tela de Cálculo dos Rolamentos

Uma vez conhecidos os diâmetros dos eixos, é possível selecionar os rolamentos do redutor de velocidades. Para esta escolha o usuário deverá, inicialmente, selecionar o número de horas de vida para cada par de rolamentos para que o programa acesse ao banco de dados de rolamentos e apresente os elementos que possuam diâmetro compatível com o eixo e que atenda a esse requisito de horas de vida.

Redutor - Tela para Seleção de Rolamentos

Eixo de Entrada

Parâmetros Conhecidos	
Rotação (RPM)	1600,0
Torque Atuante (Nm)	71,6
Força Total (N)	1793,3
Força Rolamento (N)	896,7
Comprimento (mm)	78,50
Diâmetro (mm)	30

Horas de Trabalho	
Selecione o número de horas de serviço para o rolamento:	15000

Rolamentos Aprovados	
Selecione um rolamento da lista.	SKF 6206 SKF 6306
Diâmetro Eixo - d (mm)	30
Diâmetro Externo - Dext (mm)	72
Largura - B(mm)	19
da (mm)	36,5
Dc (mm)	65,5
Carga Dinâmica (N)	28100
Horas de Vida	320606

Parâmetros Conhecidos	
Rotação (RPM)	632,6
Torque Atuante (Nm)	181,1
Força Total (N)	1793,3
Força Rolamento (N)	896,7
Comprimento (mm)	78,50
Diâmetro (mm)	27

Horas de Trabalho	
Selecione o número de horas de serviço para o rolamento:	15000

Rolamentos Aprovados	
Selecione um rolamento da lista.	SKF 6306 SKF 6406
Diâmetro Eixo - d (mm)	30
Diâmetro Externo - Dext (mm)	72
Largura - B(mm)	19
da (mm)	36,5
Dc (mm)	65,5
Carga Dinâmica (N)	28100
Horas de Vida	810891

Retornar

Continuar

Rolamentos aptos

Para visualizar um desenho esquemático do rolamento, posicione o cursor sobre esta mensagem.

Dados dos rolamentos selecionados.

Figura 6-18: Tela de cálculo dos rolamentos.

No caso de não haver rolamento cadastrado com diâmetro interno igual ao calculado para o eixo, o programa irá selecionar o diâmetro imediatamente superior buscando assim uma situação mais conservadora e segura.

Novamente, para o caso de o campo *Rolamentos Aprovados* se apresentar vazio significa que nenhum rolamento cadastrado, e com o respectivo diâmetro interno, possui horas de vida suficiente para atender ao requisito, necessitando ao usuário rever seu projeto.

Uma vez selecionados os rolamentos, o usuário deverá clicar no botão *Continuar* para acessar a tela de cálculo das chavetas.

6.13 Tela de Cálculo das Chavetas

Nesta tela o usuário irá selecionar o material de cada chaveta e o programa irá determinar as dimensões do respectivo elemento. Repetindo a idéia usada com os componentes anteriores, o programa irá sugerir uma dimensão que poderá ser aceita ou não pelo usuário.

Redutor - Dimensionamento das Chavetas

Fixo de Entrada

Materiais escolhidos.

Parâmetros Conhecidos	
Torque Atuante (l/m)	71,6
Largura da Engrenagem (mm)	58,5
Diâmetro do Eixo (mm)	30

Tipo de Material	Material
Aço	Aço AISI 1045 Laminado
	Aço AISI 8630 T.R 538°
	Aço AISI 4130 T.R 593°
	Aço AISI 2340 T.R 538°
	Aço AISI 3150 T.R 538°
	Aço AISI 4620 Cementado

Fator de Segurança	Tensão de Escoamento (MPa)
Usual de 1,5 a 2,5	410

t Mínimo (mm)	Resistência Cisalhamento (MPa)
4,9	205

Dimensão - t (mm)
A dimensão "t" da chaveta deve ser, no mínimo, 25% do diâmetro do eixo. 7,5

Parâmetros Conhecidos	
Torque Atuante (l/m)	181,1
Largura da Engrenagem (mm)	58,5
Diâmetro do Eixo (mm)	30

Tipo de Material	Material
Aço	Aço AISI 1045 Laminado
	Aço AISI 8630 T.R 538°
	Aço AISI 4130 T.R 593°
	Aço AISI 2340 T.R 538°
	Aço AISI 3150 T.R 538°
	Aço AISI 4620 Cementado

Fator de Segurança	Tensão de Escoamento (MPa)
Usual de 1,5 a 2,5	410

t Mínimo (mm)	Resistência Cisalhamento (MPa)
7,8	205

Dimensão - t (mm)
A dimensão "t" da chaveta deve ser, no mínimo, 25% do diâmetro do eixo. 7,8

Retornar

Opção para alteração dos valores. Continuar

Para visualizar um desenho esquemático da chaveta, posicione o cursor sobre esta mensagem.

Figura 6-19: Tela de dimensionamento das chavetas.

Esta tela apresentada é a última tela de cálculo, dimensionamento e seleção dos componentes mecânicos do redutor de velocidades sendo projetado.

6.14 Tela de Resumo do Projeto

Nesta tela o usuário terá um resumo com os principais parâmetros utilizados ao longo de todo o projeto. Além das informações mostradas na tela, o usuário terá acesso a outros formulários menores e específicos para cada elemento calculado.

A tela de resumo do projeto é mostrada na figura 6-20.

Redutor - Informações Gerais do Projeto

Identificação	Parâmetros de Entrada:	Resultados Obtidos:
Data: 07/06/03	Potência (KW) 12,00	Erro Máximo (%) 1,00
Hora: 11:50:21	Rotação Entrada (RPM) 1600,0	Rotação Saída Real (RPM) 632,6
Código: Proj01	Rotação Saída (RPM) 630,0	Torque Saída Real (Nm) 181,1
	Torque Entrada (Nm) 71,6	Erro Real (%) 0,41

Fabricação das Engrenagens	Engrenamento
Acabamento: Fresado	Dentes do Pinhão 17 Dentes Engrenagem 43 Módulo (mm) 5,00 Largura (mm) 58,5
Sobrecarga: Uniforme	Mat. Pinhão Aço AISI 4130 T/R 593° Mat. Engrenagem Aço AISI 4130 T/R 593°
Montagem: Normal	Ângulo de Pressão 20°
Confiabilidade: 95%	Mais dados das engrenagens
Temperatura: Menor ou igual a 350°C	
Fator de Segurança: 2,0	
Fator de Segurança Global: 3,2	

Chavetas	Forças nos Rolamentos	Eixo de Entrada	Eixo de Saída
Eixo de Entrada	Força Total (H) 1793,3	Modelo SKF 6306	Modelo SKF 6306
Material Aço AISI 1045 Laminado	Força Rolamento (H) 896,7	Diâmetro (mm) 30,0	Diâmetro (mm) 30,0
Largura (mm) 7,5	Mais dados dos rolamentos	Largura (mm) 19,0	Largura (mm) 19,0
		Diâ Externo (mm) 72,0	Diâ Externo (mm) 72,0
Eixo de Saída			
Material Aço AISI 1045 Laminado			
Largura (mm) 7,8			

Eixos
Eixo de Entrada
Material Aço AISI 1045 Laminado
Diâmetro (mm) 30,0
Comprimento (mm) 192,5
Eixo de Saída
Material Aço AISI 1045 Laminado
Diâmetro (mm) 30,0
Comprimento (mm) 192,5
Mais dados dos eixos

Adicionar Imprimir Desenho AutoCad Retornar

Botão de acesso a tela das engrenagens.

Botão de acesso a tela dos rolamentos.

Botão de acesso a tela dos eixos.

Botão *Adicionar* já desabilitado após a gravação do projeto concluído.

Botão *Imprimir* pronto para apresentação do relatório do projeto.

Figura 6-20: Tela de resumo do projeto.

De posse dessas informações o operador poderá avaliar se atingiu ou não ao objetivo inicial do trabalho. Caso afirmativo, o usuário deverá clicar o botão *Adicionar* para gravar o projeto recém concluído e assim, habilitar o botão *Imprimir* para apresentar na tela o relatório do projeto com as principais informações desse trabalho. Este relatório é apresentado na figura 6-21.

Para visualizar o relatório completo o usuário deverá utilizar as barras de rolagem a direita da tela. O usuário poderá imprimir o relatório ou simplesmente visualiza-lo na tela. Para fechar a tela do relatório, que estará sobreposta a tela de resumo, o usuário deverá clicar no botão *Close* na parte inferior da tela do relatório.

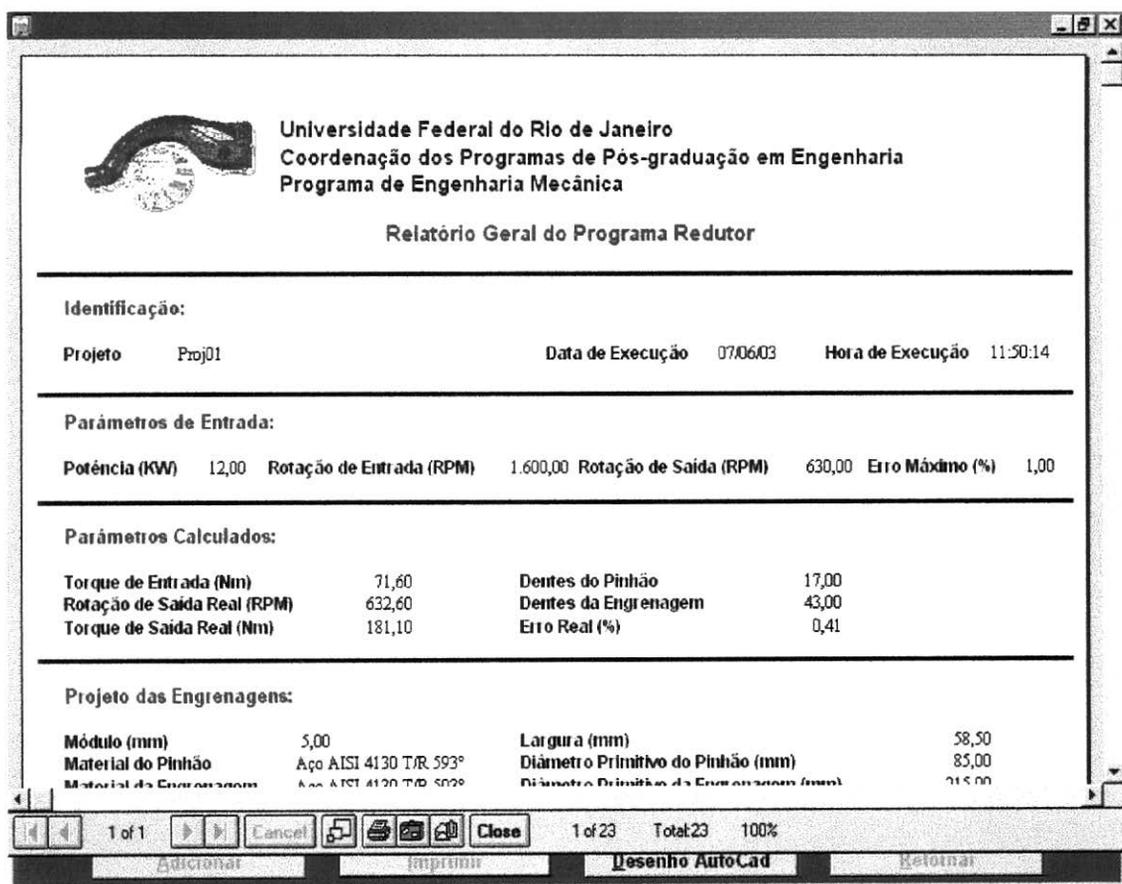


Figura 6-21: Relatório do programa.

Além das informações mostradas na tela, o usuário poderá acessar a maiores detalhes de cada elemento calculado clicando em botões específicos.

Ao clicar no botão *Mais dados das engrenagens*, o usuário verá um resumo das dimensões das engrenagens.

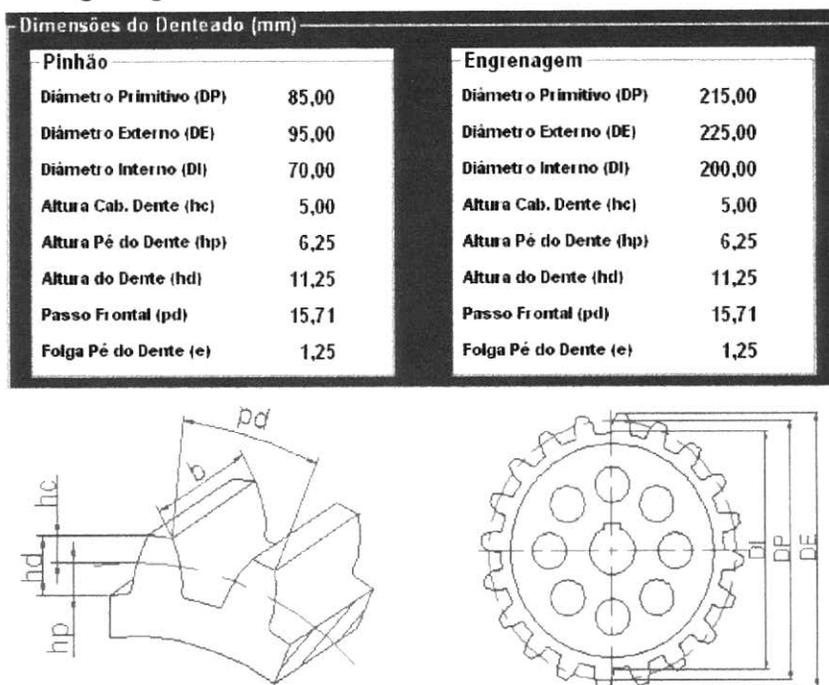


Figura 6-22: Tela de resumo com as dimensões das engrenagens.

Ao clicar no botão *Mais dados dos rolamentos*, o usuário terá acesso a mais informações dos rolamentos.

Eixo de Entrada		Eixo de Saída	
da (mm)	36,5	da (mm)	36,5
Dc (mm)	65,5	Dc (mm)	65,5
Carga Dinâmica (H)	28100	Carga Dinâmica (H)	28100
Horas de Vida	320606	Horas de Vida	810891

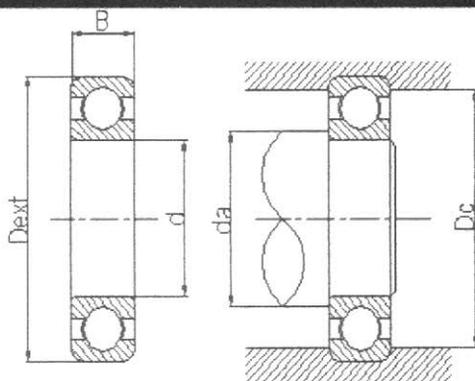


Figura 6-23: Tela de resumo com informações dos rolamentos.

Ao clicar no botão *Mais dados dos eixos*, o usuário verá um desenho esquemático com as principais dimensões dos eixos.

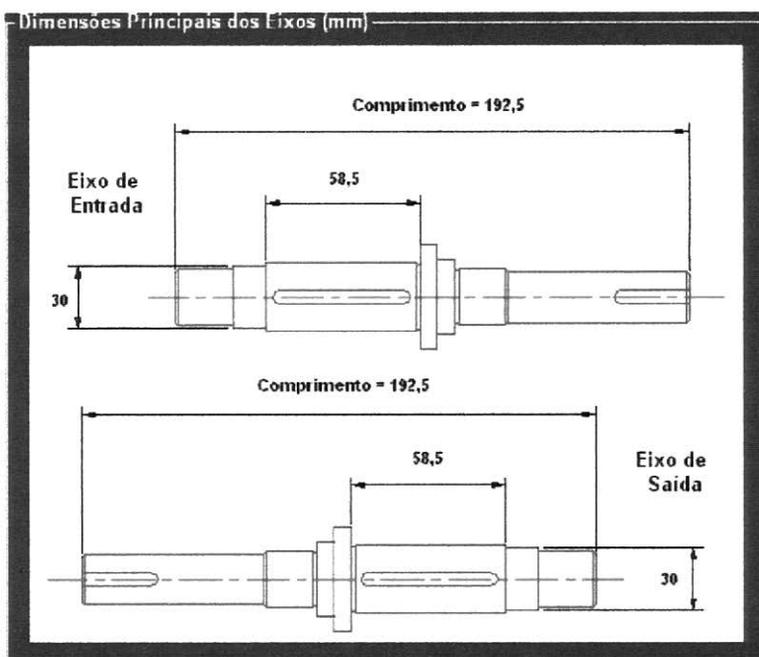


Figura 6-24: Tela de resumo com as principais dimensões dos eixos.

6.15 O Desenho do Projeto

Uma vez todos os elementos mecânicos dimensionados, para a conclusão do projeto é necessária a execução do desenho de conjunto do equipamento.

O programa *Redutor* possui uma rotina de programação que, uma vez todos os elementos conhecidos, executa o desenho técnico do conjunto, em escala 1:1, de forma automática. Para isso, o operador deverá clicar o botão *Desenho AutoCAD*[®] localizado na parte inferior da tela de resumo do projeto.

Nesse momento, o programa irá carregar o programa *Autodesk AutoCAD*[®] que lerá um arquivo tipo *Script* com o mesmo nome do projeto concluído. Este arquivo “*Nome do projeto.scr*” possui a seqüência exata de comandos que seriam executados pelo desenhista operando o programa de CAD com a vantagem da velocidade e da segurança muito maiores. O arquivo *Proj01.scr*, projeto esse usado como exemplo nesse capítulo, está gravado na pasta *Proj01*. A figura 6-25 apresenta o desenho final do conjunto.

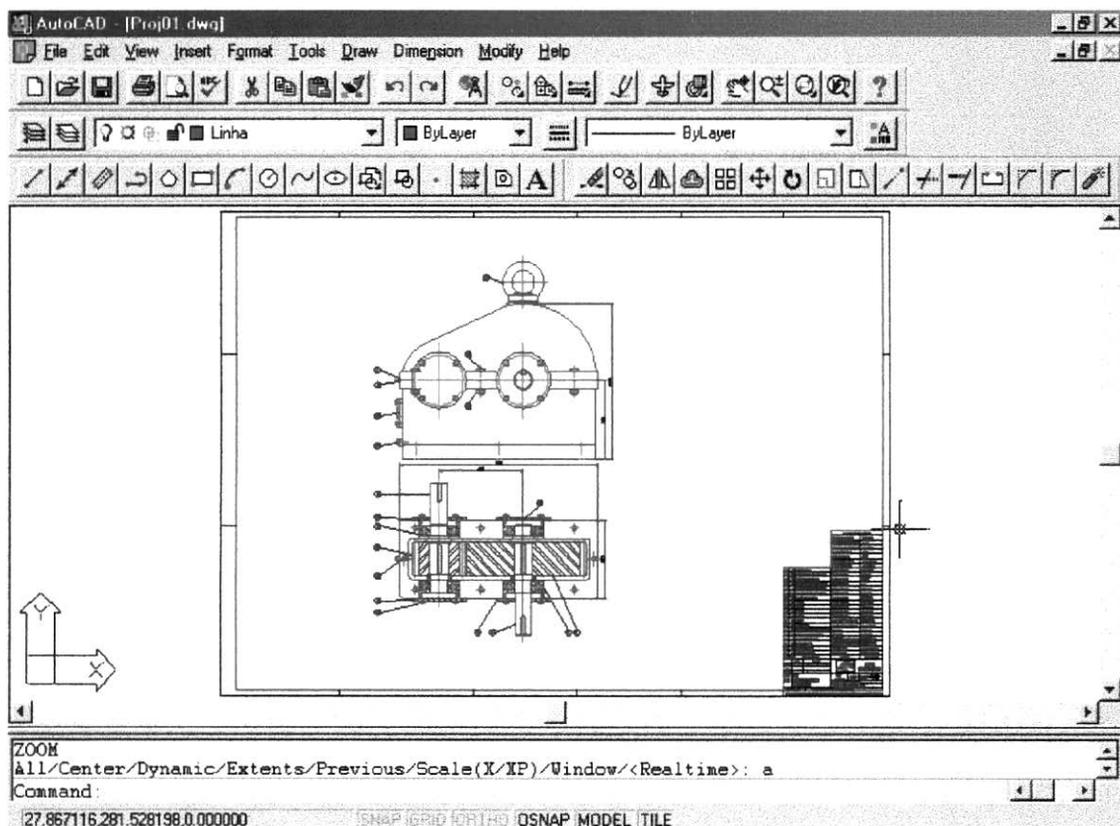


Figura 6-25: Desenho de conjunto executado automaticamente.

O desenho de conjunto possui, além do desenho das vistas frontal e superior em corte longitudinal, figuras 6-26 e 6-27, ambas executadas no terceiro diedro, uma

legenda, figura 6-28, com a lista de peças do equipamento e cotagem com as principais dimensões do equipamento.

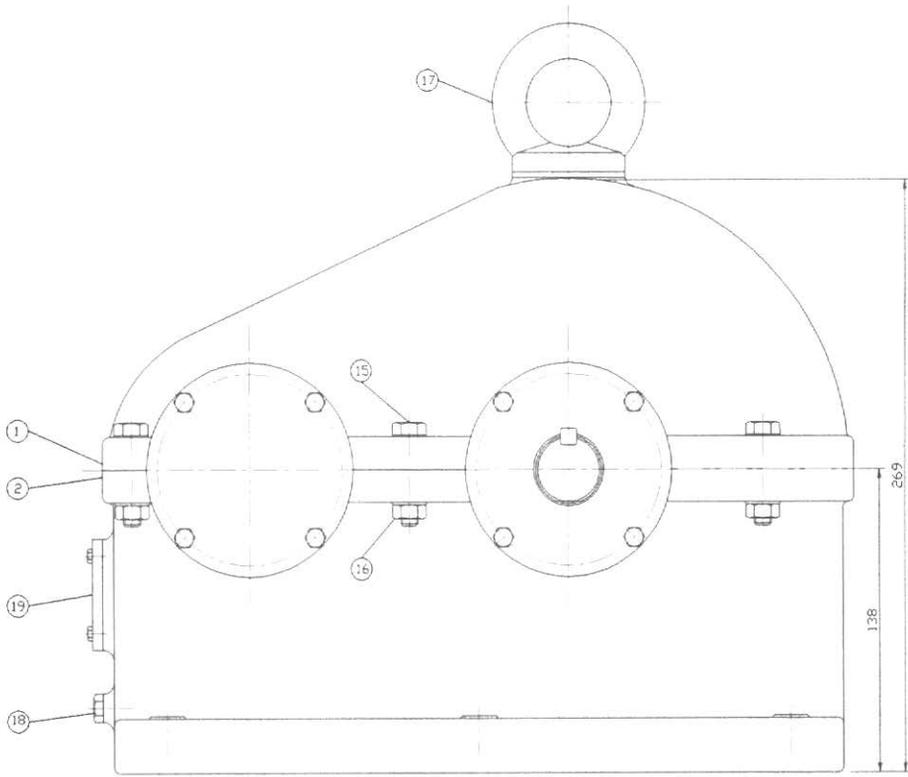


Figura 6-26: Vista frontal do conjunto.

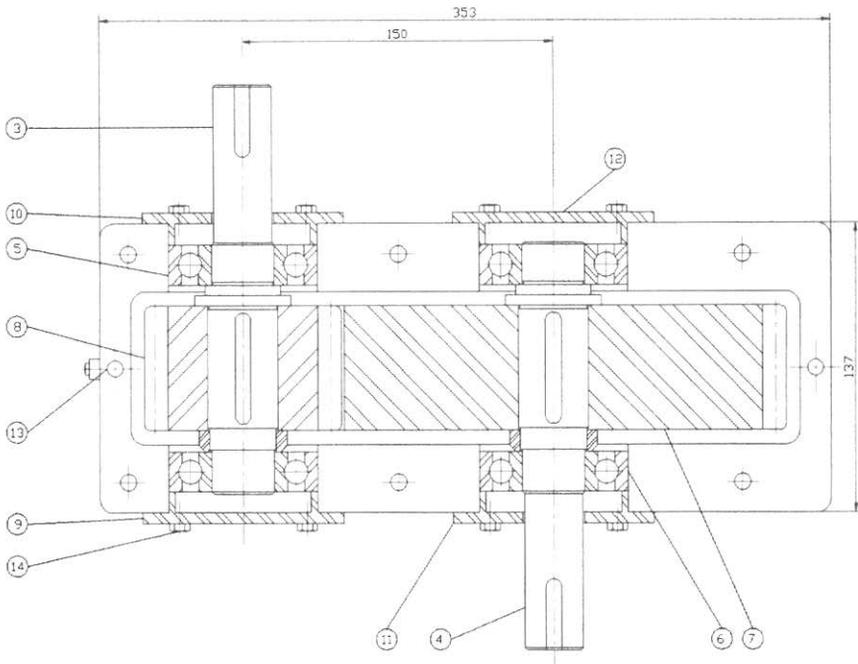


Figura 6-27: Vista superior do conjunto.

Características Técnicas				
Potência transmitida		12,00 KW		
Módulo das engrenagens		5 mm		
Largura das engrenagens		58,5 mm		
Dentes do pinhão		17		
Dentes da corôa		43		
Rotação de entrada		1600,0 RPM		
Rotação de saída		632,6 RPM		
19	1	Visor de óleo	Acrílico incolor	50 x 10 x 5
18	1	Paraf. sext. (ABNT P-PB-54)	Aço AISI 1045	M 3 x 7
17	1	Olhal para transporte	Ferro Fundido	Ø 72,0
16	6	Porca sext. (ABNT P-PB-169)	Aço AISI 1045	M 8
15	6	Paraf. sext. (ABNT P-PB-54)	Aço AISI 1045	M 8 x 47
14	16	Paraf. sext. (ABNT P-PB-54)	Aço AISI 1045	M 4 x 10
13	2	Pino guia (DIN 1433)	Aço AISI 1045	Ø 3,8 x 25
12	1	Tampa	Aço AISI 1045	Ø 97,0 x 5
11	1	Tampa	Aço AISI 1045	Ø 97,0 x 5
10	1	Tampa	Aço AISI 1045	Ø 97,0 x 5
9	1	Tampa	Aço AISI 1045	Ø 97,0 x 5
8	1	Pinhão	Aço AISI 4130 T/R 593°	Ø 95 x 58,5
7	1	Engrenagem	Aço AISI 4130 T/R 593°	Ø 225 x 58,5
6	2	Rolamento eixo da engrenagem	SKF 6306	Ø 72 x 19
5	2	Rolamento eixo do pinhão	SKF 6306	Ø 72 x 19
4	1	Eixo da engrenagem	Aço AISI 1045 Laminado	Ø 30 x 192,5
3	1	Eixo do pinhão	Aço AISI 1045 Laminado	Ø 30 x 192,5
2	1	Caixa do redutor	Ferro fundido	353 x 134 x 137
1	1	Tampa do redutor	Ferro fundido	353 x 131 x 137
Pos.	Qtd.	Denominação	Material	Dimensões
		Data:	Assinatura:	
Des.				
Verif.				
Aprov.				
Escala:	1:1	Título:	Data:	Número:
		Redutor de Velocidade	08/06/03	01
		Projeto: Proj01	Terceiro Diêdro 	
			Projeta: Nilton Moreira	
			Professor: Jan Leon Scieszko	
Dimensões em mm		Tolerância não indicada 0 - 0.1 0.0 - 0.05 0.00 - 0.002		
Este projeto foi executado automaticamente pelo programa Redutor, elaborado pelo engenheiro mecânico Nilton Carlos Monteiro Moreira.				

Figura 6-28: Legenda do desenho.

A rotina de programação que prepara o arquivo “Nome do projeto.scr” possui uma sub-rotina que seleciona, em função das dimensões do equipamento, o melhor formato de moldura podendo ser A3, A2, A1 ou A0. No caso do desenho não caber no maior formato, A0, o desenho será executado, mas a sem respectiva legenda e moldura necessitando o trabalho manual do desenhista para enquadrar o desenho em uma melhor escala e moldura. Em algumas configurações, existirá a necessidade de reposicionamento dos parafusos de fixação da caixa do redutor.

O desenho executado é um arquivo com mesmo nome do projeto e extensão “.dwg”. O usuário tem total liberdade de alterar o desenho executado, uma vez que este desenho é um arquivo comum, sendo gravado na pasta criada para armazenar os arquivos referentes a esse projeto.

A pasta criada para guardar os arquivos referentes a cada projeto pode ser vista na figura 6-29.

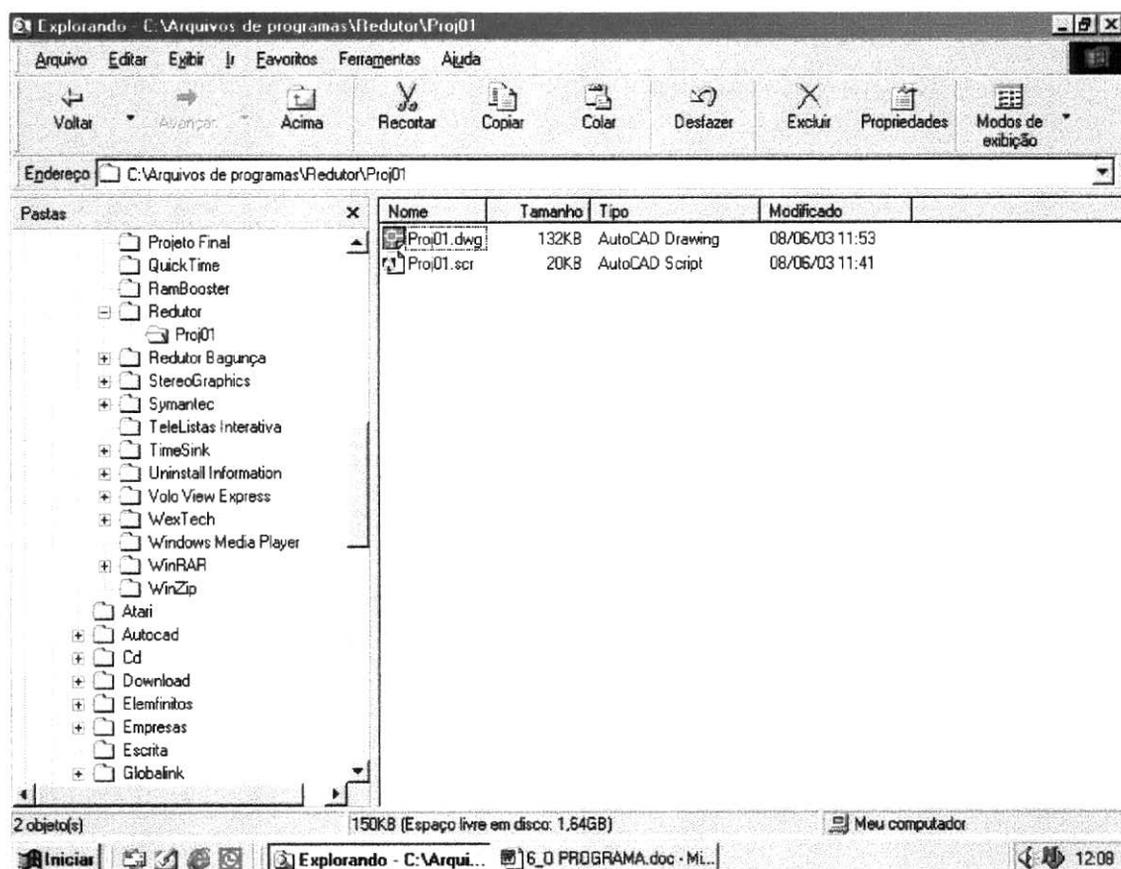


Figura 6-29: Arquivos referentes ao projeto.

Para o exemplo, a pasta está localizada no diretório *C:\Arquivos de programas\Redutor\Proj01*. O arquivo com o desenho possui um tamanho final de, aproximadamente, 130Kb e o arquivo *Script* tem 20Kb, totalizando 150Kb para cada pasta de projeto gravado.

6.16 O Diagrama de Atividades do Programa

A figura 6-30 apresenta o diagrama de atividades do programa *Redutor*.

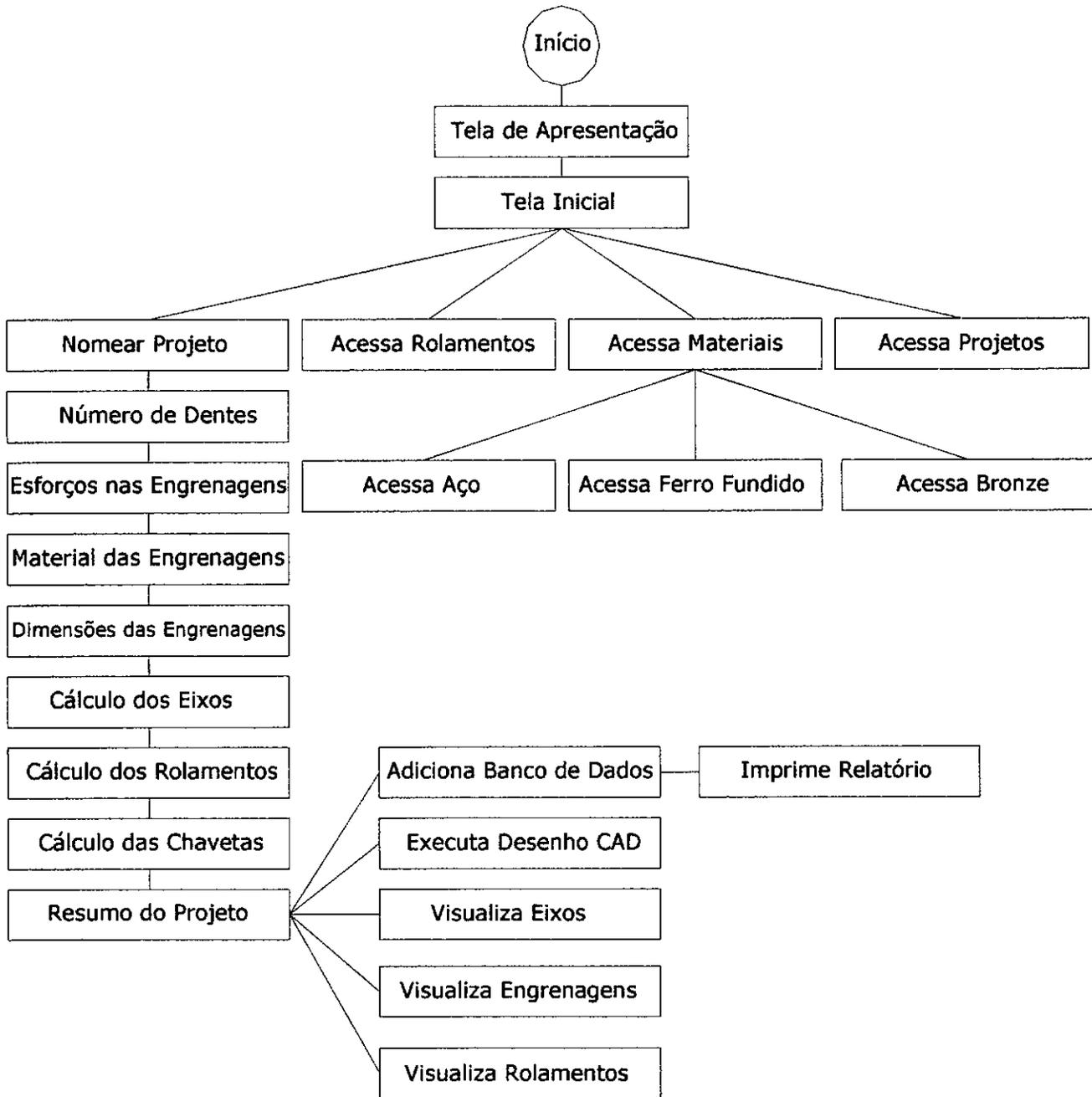


Figura 6-30: O diagrama de atividades do programa.

7 CONCLUSÃO

Nos últimos anos, o uso de programas com interface gráfica, principalmente utilizando o ambiente *Microsoft Windows*[®], vem adquirindo importância cada vez maior na área de projetos em engenharia. Tais programas, que buscam simular o raciocínio de um profissional de uma área específica, são formados por um algoritmo no qual estão registrados os procedimentos de trabalho utilizados por esse profissional na condução de determinada seqüência de tarefas.

Esta tese teve como objetivo inicial o desenvolvimento de uma ferramenta que otimizasse, com o auxílio desses recursos computacionais, o cálculo de engrenagens, eixos, rolamentos e chavetas inerentes a um redutor de velocidades de engrenagens cilíndricas de dentes retos buscando ganhos significativos de produtividade e segurança do projeto final uma vez que o programa irá executar as tarefas mais cansativas e repetitivas, logo, mais susceptíveis ao erro tais como cálculos e a procura de dados em tabelas e gráficos. Com a automatização dessas tarefas, verifica-se uma considerável redução no tempo gasto na elaboração do projeto, aumentando também o rendimento por permitir a avaliação de diversas configurações de projeto.

A linguagem de programação escolhida foi a *Microsoft Visual Basic*[®] uma vez que essa linguagem é compatível com o sistema *Microsoft Windows*[®], sistema esse facilmente operado pela maioria dos usuários de computadores. Outro fator que propiciou a escolha dessa linguagem foi a compatibilidade de utilização com outros programas necessários à complementação desse projeto, tais como o programa para gerenciamento de banco de dados *Microsoft Access*[®] e o programa para execução de desenhos *Autodesk AutoCAD*[®].

O programa *Redutor* possui a qualidade de não exigir um computador com grande capacidade facilitando assim a sua implementação em pequenas empresas e na área acadêmica. O programa foi elaborado com a preocupação de ser simples, eficiente, auto explicativo e de fácil compreensão, tudo isso em um ambiente agradável.

Ao final deste trabalho, pode-se afirmar que o objetivo inicial foi plenamente alcançado, pois o programa desenvolvido possui uma gama de recursos que facilitam o trabalho do profissional projetista.

As principais vantagens do programa são:

- A avaliação de não só um elemento básico, mas uma série de elementos mecânicos distintos;
- Dimensionamento de diversos elementos mecânicos;
- Automatização do acesso a tabelas e execução de cálculos;
- Acesso à banco de dados de materiais e rolamentos;
- Possibilidade de alteração constante da configuração do projeto;
- Ambiente de fácil utilização;
- Saída de informações via tela ou por relatório impresso;
- Execução do desenho de conjunto, em ambiente CAD;
- Registro, em banco de dados, dos projetos realizados; e
- Não utilização de recursos computacionais com grande capacidade.

Vale ser ressaltado que o controle do projeto é do operador. Toda e qualquer decisão é feita por esse, sendo função do programa apenas a orientação e exibição dos melhores resultados para determinada condição de operação.

A limitação do programa gira em torno da faixa de potência atendida, tendo o procedimento de cálculo sido preparado para atender a transmissões de potência de até 30KW.

O desenvolvimento de sistemas especialistas, como o programa *Redutor*, necessita ser incentivado, pois é uma área onde o potencial de determinados profissionais, dos mais diversos setores, é utilizado na criação de elementos para facilitar o trabalho de outros profissionais sendo que o aporte de recursos para execução e implementação dessas ferramentas é pequeno em comparação aos ganhos de produtividade e segurança alcançados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SHIGLEY, J. E., *Mechanical Engineering Design*, 1sted., Editora McGraw-Hill, 1986.
- [2] SHIGLEY, J. E., *Cinemática dos Mecanismos*, Editora Edgard Blucher, 1970.
- [3] STOKES, A., *Gear Handbook: Design and Calculations*, 1sted., SAE, 1992.
- [4] FAIRES, V. M., *Elementos Orgânicos de Máquinas*, vol. 1 e 2, 2^aed., Editora Livros Técnicos e Científicos, 1985.
- [5] OLIVEIRA, S. J. R., *Curso de Elementos de Máquinas 1 - Notas de Aula*, UFRJ -Departamento de Engenharia Mecânica.
- [6] SCIESZKO, J. L., *Curso de Elementos de Máquinas 2 - Notas de Aula*, UFRJ - Departamento de Engenharia Mecânica.
- [7] NIEMANN, G., *Elementos de Máquinas*, vol. 1 e 2, 1^aed., Editora Edgard Blucher, 1971.
- [8] CARVALHO, J. R., *Órgãos de Máquinas-Dimensionamento*, 3^aed., Editora Livros Técnicos e Científicos, 1984.
- [9] Norma ABNT P – TB – 59, *Definições Gerais de Engrenagens*.
- [10] Norma ABNT P – TB – 81, *Engrenagens Cilíndricas: Terminologia*.
- [11] *Coletânea de Normas de Desenho Técnico*, ABNT e SENAI, 1990.
- [12] HALVORSON, M., *Microsoft Visual Basic 5*, 1^aed., Editora Makron Books, 1997.
- [13] LIMA, A. S., *Gerador de Relatórios*, 2^aed., Editora Érica, 1999.
- [14] PROVENZA, F., *Prontuário do Projetista de Máquinas*, 4^aed., 1985.
- [15] OMURA, G., *Dominando o AutoCAD*, 1^aed., Editora Livros Técnicos e Científicos, 1999.
- [16] DE MARCO FILHO, F., AVILÉS, A. E. L., “*Sistemas Especialistas - Dimensionamento de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos*”, Anais do XVCOBEM, Águas de Lindóia, SP, Brasil, 1999.
- [17] FRANÇA JR., H., SOUZA, M. P., DE MARCO FILHO, F., “*Sistemas Especialistas para Dimensionamento de Chavetas e Estrias*”, Anais do XVCOBEM, Águas de Lindóia, SP, Brasil, 1999.

- [18] BRITO, J. N., BECKER, M., DEDINI, F.G., *“Desenvolvimento de uma Interface Computacional Aplicada ao Projeto de Sistemas Engrenados”*, Anais do XVCOBEM, Águas de Lindóia, SP, Brasil, 1999.
- [19] LIEBOWITZ, J., *“Expert Systems: A Short Introduction”*, Engineering Fracture Mechanics, vol. 50, pp. 601, 1995.
- [20] COMPAN, A. L. M., DE MARCO FILHO, F., *“Programa de Auxílio ao Projeto de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos”*, Anais do IICONEM, João Pessoa, PB, Brasil, 2002.
- [21] TOLFO, F. C., ARAÚJO, F. A., DE MARCO FILHO, F., *“Sistema Especialista para Cálculo de Eixos e Árvores”*, Anais do IICONEM, João Pessoa, PB, Brasil, 2002.