UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA
COMPUTACIONAL DE AUXÍLIO AO CÁLCULO E
DESENHO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS**

Tecnóloga Zilda de Castro Silveira

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. João Lirani.

São Carlos, Dezembro de 1998.

*Para os meus pais,
José Carlos e Maria.*

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela perseverança que nos faz enfrentar o que acreditamos ser impossível;

Ao Professor Dr. João Lirani, pela oportunidade e orientação dada para o desenvolvimento deste trabalho;

Aos colegas: Chico, Mitsuo, Carlos Susana, Andressa, Amauri e Fábio pelo apoio nos momentos de cansaço e aos bolsistas: Paulo, Gilberto e Vinícius, pelo apoio nas implementações do trabalho;

Aos Professores: Durval, Odilson e Jonas, pelas constantes motivações e opiniões fornecidas ao trabalho;

À minha família, sem a qual não teria os valores que levarei por toda a minha vida;

À Silvana, Beth, Ana Paula e Cristina pelo constante apoio burocrático;

Ao Serviço de Biblioteca da EESC-USP e à Biblioteca do ICMC-USP, pelos recursos oferecidos;

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq, pela bolsa de estudo concedida;

À todos que contribuíram para a minha evolução acadêmica e social.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS	iii
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	iv
RESUMO	v
ABSTRACT	vi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJETIVOS DO TRABALHO.....	2
1.2. CONTEÚDO DO TRABALHO	3
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA - ESTADO DA ARTE	5
2.1. O processo de projeto tradicional	5
2.2. O papel do computador no ciclo do projeto	15
2.2.1 Surgimento e evolução dos sistemas CAD/CAE/CAM	19
2.2.2. Considerações sobre Engenharia Simultânea	22
2.2.3. O ciclo do projeto na indústria moderna	25
2.3. Recursos computacionais e integração de dados	27
2.3.1. Considerações sobre Interfaces Gráficas com o Usuário - (GUI's)	29
2.3.2 Sistemas de banco de dados (SBD).....	30
2.3.3. Modelo Entidade-Relacionamento	34
2.3.4 (.a) Generalização e especialização	36
2.3.4 (b) Agregação	37
2.4. Considerações sobre Engenharia de Software	37
3. DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA COMPUTACIONAL DE AUXÍLIO AO CÁLCULO E DESENHOS DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS	42
3.1. Introdução.....	42
3.2. Refinamento e construção das interfaces gráficas dos módulos com o usuário/projetista	49
3.3. Modelagem e implementação do Banco de dados do Sistema EleMaq	52
3.4. Metodologia e implementação do programa gerenciador	59
3.5. Implementação das rotinas para geração de desenhos CAD dos elementos de máquinas	64
3.6. Ferramentas computacionais utilizadas	65
4. EXEMPLOS DE APLICAÇÃO DO SISTEMA ELEMAQ	67
4.1. Módulos de cálculo	67
4.1.1 - Módulo para dimensionamento e seleção de correias em "V"	68
4.1.2 - Módulo para dimensionamento de uniões Eixo-Eixo (versão 1.0)	70
4.1.2.1 - Acoplamento frontal	72
4.1.2.2 - Acoplamento fixo bi-partido.....	73
4.1.3 - Módulo para dimensionamento de eixos (versão 1.0)	74
4.1.4 - Módulo para dimensionamento de uniões eixo-cubo (versão 1.0).....	77
4.1.4.1. - União eixo-cubo por adaptação de forma	78
4.1.4.2 - União eixo-cubo por interferência transversal	80
4.1.5 - Módulo para dimensionamento de engrenagens (versão 1.0)	81

4.1.6 – Dimensionamento e seleção de mancais de rolamentos (versão 1.0)	84
4.2. Parametrização de elementos de máquinas, visando a integração com sistemas CAD.	87
4.2.1 - Interface gráfica do sistema CAD para a geração de um eixo escalonado	87
4.2.2 - Interface gráfica do sistema CAD para a geração de desenhos de engrenagens	90
4.2.3 - Interface gráfica do sistema CAD para a geração de desenho de rolamentos ...	91
4.3 - Sistema Integrado - Sistema EleMaq	92
5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	101
5.1 - Conclusões	101
5.2 - Sugestões para trabalhos futuros	103
6. BIBLIOGRAFIA CITADA	103
APÊNDICE 1 - CONSIDERAÇÕES SOBRE AS METODOLOGIAS ADOTADAS PARA O	
DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS	i
1.1 - Dimensionamento de Eixos	i
1.2 - Dimensionamento de Uniões Eixo-Eixo (Rígidos).....	viii
1.3 - Dimensionamento de Uniões Eixo-Cubo.....	xi
1.4 - Dimensionamento de Correias em "V"	xv
1.5 - Dimensionamento de engrenagens cilíndricas.....	xix
1.6 - Dimensionamento e seleção de rolamentos	xxxii
APÊNDICE 2 (a) - MODELAGEM DO BANCO DE DADOS DO SISTEMA ELEMAQ - ME-R	i
APÊNDICE 2 (b) - CONJUNTO DE ATRIBUTOS DOS ELEMENTOS.....	ii

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - O PROCESSO DO PROJETO, SEGUNDO SHIGLEY (1981).....	08
FIGURA 2.2 - MODELO SUGERIDO POR FRENCH APUD CROSS (1989), PARA O CICLO DO PROJETO TRADICIONAL	09
FIGURA 2.3 - AS ETAPAS DO PROJETO BACK (1983) APUD ANACLETO (1991)	11
FIGURA 2.4 - RELACIONAMENTO ENTRE AS FASES DO PROJETO E SUAS ATIVIDADES	12
FIGURA 2.5 – HIERÁRQUIA PARA A SOLUÇÃO DE UM PROBLEMA EM ENGENHARIA ..	13
FIGURA 2.6 – INFLUÊNCIA DO PROJETO SOBRE A MANUFATURA (FORD MOTOR..... COMPANY)	14
FIGURA 2.7 – COMPARAÇÃO ENTRE AS MUDANÇAS NO PROJETO E SEU CUSTO NA..... ETAPA DE FABRICAÇÃO	14
FIGURA 2.8 – APLICAÇÕES DO COMPUTADOR NO CICLO TRADICIONAL DO PROJETO..... (GROOVER E ZIMMERS 1984)	17
FIGURA 2.9 – NÚMERO DE ALTERAÇÕES – ENGENHARIA SIMULTÂNEA X..... ENGENHARIA TRADICIONAL	24
FIGURA 2.10 – ESTÁGIOS TÍPICOS DE DESENVOLVIMENTO DO PRODUTO NA INDÚSTRIA AUTOMOBILÍSTICA, SEGUNDO WELLWRIGHT & CLARK (1992)	27
FIGURA 2.11 – CONFIGURAÇÃO DE UM SISTEMA DE BANCO DE DADOS (COSTA1996)	31
FIGURA 2.12 – MODELO ENTIDADE-RELACIONAMENTO (ME-R)	36
FIGURA 2.13 – RELACIONAMENTO DE ESPECIALIZAÇÃO	36
FIGURA 2.14 – DIAGRAMA E-R COM AGREGAÇÃO	37
FIGURA 2.15 – CICLO DE VIDA CLÁSSICO DE UM <i>SOFTWARE</i>	39
FIGURA 2.16 – PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE UM <i>SOFTWARE</i> (PRESSMAN)..... 1995)	41
FIGURA 3 – LOCALIZAÇÃO DO SISTEMA ELEMAQ EM UM PROJETO MECÂNICO..... GENÉRICO	45
FIGURA 3.1 – VISÃO GERAL DA COMUNICAÇÃO DE DADOS DO SISTEMA ELEMAQ	47
FIGURA 3.2 – FLUXO DE INFORMAÇÕES NAS INTERFACES GRÁFICAS DOS MÓDULOS	49
FIGURA 3.3 – TELA INICIAL PROGRAMADA EM LINGUAGEM C PARA O SISTEMA..... DOS (EXEMPLO: MÓDULO DE DIMENSIONAMENTO PARA CORREIAS EM “V”)	50
FIGURA 3.4 – TELA ATUAL PROGRAMADA EM C E C++ BUILDER PARA O SISTEMA..... WINDOWS 95	50
FIGURA 3.5 – ABORDAGENS SOBRE A INTEGRAÇÃO COMUNICAÇÃO DE DADOS (ANUMBA 1996)	52
FIGURA 3.6 – FLUXO DE PROCEDIMENTOS PARA O PROJETO DE UM REDUTOR	54
FIGURA 3.7 – CONTEÚDO DO SBD: TABELAS E COMANDOS DE CONSULTA DO SQL	56
FIGURA 3.8 – CONTEÚDO DO SISTEMA DE BANCO DE DADOS: TABELAS E COMANDO ... SQL	58
FIGURA 3.9 – EXEMPLO DE ATRIBUTOS NA TABELA REFERENTE AO REDUTOR	58
FIGURA 3.10 – DIAGRAMA DE CONEXÕES DOS COMPONENTES DO SISTEMA ELEMAQ ...	

.....	59
FIGURA 3.11 – FLUXO DE RECÁLCULO NO REDUTOR	62
FIGURA 3.12 – ESTADOS DO PROJETO	65
FIGURA 3.13 – ESTADOS DOS MÓDULOS DE CÁLCULO	65
FIGURA 4 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE CORREIA EM “V” (VERSÃO 1.0)	68
FIGURA 4.1 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS PARA O MÓDULO DE CORREIAS EM “V”	69
FIGURA 4.2 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA CORREIAS EM “V”	69
FIGURA 4.3 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE UNIÕES EIXO-EIXO	70
FIGURA 4.4 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO UNIÕES EIXO-EIXO (FLANGES)	71
FIGURA 4.5 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES ATRAVÉS DE FLANGES	71
FIGURA 4.6 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS PARA O MÓDULO DE UNIÕES EIXO-EIXO (FRONTAIS)	72
FIGURA 4.7 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES EIXO-EIXO DO TIPO... FRONTEIS	72
FIGURA 4.8 – TELA DE ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO DE UNIÕES EIXO-EIXO (FIXO BI-PARTIDO)	73
FIGURA 4.9 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES DO TIPO FIXO BI-PARTIDO	73
FIGURA 4.10 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE EIXOS (VERSÃO 1.0)	75
FIGURA 4.11 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO DE EIXOS	75
FIGURA 4.12 – RELATÓRIO REFERENTE AO PRÉ-DIMENSIONAMENTO DO EIXO	76
FIGURA 4.13 – RELATÓRIO REFERENTE AO ESCALONAMENTO DO EIXO (PRÉ-DIMENSIONAMENTO)	76
FIGURA 4.14 – RELATÓRIO DE VERIFICAÇÃO DO EIXO À FADIGA	77
FIGURA 4.15 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE UNIÃO EIXO-CUBO (CHAVETA PLANA)	78
FIGURA 4.16 – TELA DE ESTIMATIVAS PARA O MÓDULO DE UNIÃO EIXO-CUBO (CHAVETA PLANA)	78
FIGURA 4.17 – TELA DE ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO UNIÃO EIXO-CUBO (CHAVETA PLANA)	79
FIGURA 4.18 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES ATRAVÉS DE CHAVETA PLANA	79
FIGURA 4.19 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO UNIÃO EIXO-CUBO (POR INTERFERÊNCIA TRANSVERSAL)	80
FIGURA 4.20 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO UNIÃO EIXO-CUBO (INTERFERÊNCIA TRANSVERSAL)	80
FIGURA 4.21 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES POR INTERFERÊNCIA TRANSVERSAL	81
FIGURA 4.22 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE ENGRENAGENS (VERSÃO 1.0)	82
FIGURA 4.23 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO DE ENGRENAGENS	82
FIGURA 4.24 – TELA PARA ALTERAÇÕES DOS DADOS CALCULADOS PELO MÓDULO DE ENGRENAGENS	83
FIGURA 4.25 – RELATÓRIO PRELIMINAR DO MÓDULO DE ENGRENAGENS	83

FIGURA 4.26 – RELATÓRIO COMPLETO PARA ENGRENAGENS CILÍNDRICAS.....	84
FIGURA 4.27 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE ROLAMENTO	85
FIGURA 4.28 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO DE ROLAMENTO	85
FIGURA 4.29 – ROLAMENTOS SELECIONADOS E ESCOLHA DO TIPO DE.....	
LUBRIFICANTE	86
FIGURA 4.30 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DO ROLAMENTO SELECIONADO	86
FIGURA 4.31 – INTERFACE GRÁFICA, RESSALTANDO O GRUPO DE TRABALHO DO.....	
CAD/CAE.....	87
FIGURA 4.32 – INTERFACE GRÁFICA RELATIVA ÀS POSIÇÕES DAS MUDANÇAS DE.....	
FORMA NO EIXO ESCALONADO	88
FIGURA 4.33 – DISTÂNCIA DOS PONTOS DE APLICAÇÃO DE FORÇAS	88
FIGURA 4.34 – MOMENTO FLETORES NOS PLANOS VERTICAL E HORIZONTAL	89
FIGURA 4.35 – GERAÇÃO DO EIXO PARAMETRIZADO E DOS DIAGRAMAS DOS	
MOMENTOS MÁXIMOS NOS PLANOS VERTICAIS E HORIZONTAIS E DO MOMENTO.....	
MÁXIMO RESULTANTE	89
FIGURA 4.36 – INTERFACE GRÁFICA DOS PARÂMETROS PARA A CONSTRUÇÃO DE	
UMA ENGRENAGEM MACIÇA	90
FIGURA 4.37 – DESENHO PARAMETRIZADO DA ENGRENAGEM	90
FIGURA 4.38 – INTERFACE GRÁFICA PARA A ESCOLHA DO TIPO DE ROLAMENTO	91
FIGURA 4.39 – INTERFACE GRÁFICA PARA A PASSAGEM DOS PARÂMETROS.....	
DIMENSIONAIS	91
FIGURA 4.40 – DESENHO DO ROLAMENTO PARAMETRIZADO	92
FIGURA 4.41 – TELA PRINCIPAL DO SISTEMA ELEMAQ (VERSÃO 1.0)	93
FIGURA 4.42 – TELA DE CADASTRO DO PROJETO	94
FIGURA 4.43 – REDUÇÕES PARCIAIS ESTIMADAS	94
FIGURA 4.44 – TELA DE VISÃO DO BANCO DE DADOS EM RELAÇÃO AOS PROJETOS	
CADASTRADOS	96
FIGURA 4.45 – OPÇÕES NO PROJETO	98
FIGURA 4.46 – INTERAÇÃO ENTRE: GERENCIADOR, BANCO DE DADOS E MÓDULOS	
DE CÁLCULO	98
FIGURA 4.47 – MÓDULO DE ENGRANAGENS INTEGRADO AO PROJETO	99
FIGURA 4.48 – CONEXÃO DO MÓDULO DE ENGRENAGENS AO SISTEMA DE BANCO	
DE DADOS DO SISTEMA ELEMAQ	99
FIGURA 4.49 – CONTROLE DOS MÓDULOS PELO PROGRAMA GERENCIADOR	
100	
FIGURA 4.50 – ESTRUTURA DO BANCO DE DADOS	101
FIGURA 4.51 – DICAS DE PROJETO	102

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ADAMS	- Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System
API	- Application Programming Interface
CAD	- Computer-Aided Design
CAE	- Computer-Aided Engineering
CAM	- Computer-Aided Manufacturing
CAPP	- Computer-Aided Planning Process
CASE	- Computer-Aided System Engineering
CD-ROM	- Compact Disc Read Only Memory
CIM	- Computer Integrated Manufacturing
CORBA	- Common Object Request Broker Architecture
CRT	- Cathode Ray Tube
DDE	- Dynamic Data Exchange
DBMS	- Database Management System
DIN	- Deutsches Institut für Normung e.v.
ECDR	- Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos
ECDH	- Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais
EleMaq	- Elementos de Máquinas
ENIAC	- Electronic Numerical Integrator and Calculator
ES	- Engenharia Simultânea
FEM	- Finite Element Method
FORTRAN	- Formula Translation
GUI's	- Graphical User Interface
HCI	- Human-Computer Interface
IA	- Inteligência Artificial
ICAD	- Inteligente Computer-Aided Design
IGES	- Initial Graphics Exchange Specification
ISO	- International Standards Organization
ME-R	- Modelo Entidade-Relacionamento
MIT	- Massachusetts Institute of Technology
NUMA	- Núcleo de Manufatura Avançada
OLE	- Object Linking and Embedding
ODBC	- Open DataBase Connectivity
PDM	- Product Data Management
QFD	- Desdobramento da Função Qualidade
SGBD	- Sistema de Gerenciamento de Banco de Dados
RDBMS	- Relational Database Management System
SAGE	- Sistema de Tempo Real Orientado à Defesa
STEP	- Standard for the Exchange of Product Model Data
SQL	- Structured Query Language
SKF	- Empresa fabricante de mancais de rolamento

RESUMO

SILVEIRA, Z. de C. (1998). *Desenvolvimento de um sistema computacional de auxílio ao cálculo e desenho de elementos de máquinas*. São Carlos, 1998. 113 p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Baseado nas recentes abordagens sobre integração em Engenharia de Projeto, é proposto um sistema computacional de auxílio ao cálculo e desenho de elementos de máquinas, denominado Sistema EleMaq. O trabalho visa contribuir com a redução do ciclo de desenvolvimento do produto, além de propor uma ferramenta CAE de auxílio às disciplinas de projeto mecânico. Inicialmente foi realizada uma revisão bibliográfica, que abrangeu o ciclo de projeto tradicional, a utilização do computador em algumas de suas etapas, uma visão geral dos sistemas CAD/CAE e a abordagem atual do ciclo de desenvolvimento do produto, auxiliado por diversos recursos computacionais. O Sistema EleMaq é proposto neste contexto, como uma ferramenta CAE voltada aos elementos de máquinas. Baseou-se nas metodologias tradicionais de dimensionamento e desenho mecânico, que viabilizou a implementação dos módulos individuais de cálculo e a geração de desenhos em um sistema CAD. Em uma segunda etapa, foi desenvolvido um programa gerenciador integrado à um banco de dados e aos módulos, formando um ambiente integrado para cálculo e desenho de elementos de máquinas. Como exemplo, tomou-se o caso de redutores de velocidades.

Palavras-chave: CAE; Elementos de Máquinas; Integração.

ABSTRACT

SILVEIRA, Z. de C. (1998). *Development computer aid for calculation and drawing of machine elements*. São Carlos, 1998. 113 p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Based on recent approaches to implement Integrated Design Engineering environments this work proposes a computer aid for calculation and drawing of machine elements, called EleMaq System. The goal of this work is to contribute for reducing the product cycle, as well as present a CAE tool for teaching purposes. Initially a bibliographical review was accomplished, embracing the traditional design cycle, the use of the computer in its phases, a global review of the CAD/CAE systems and current approaches into development of the product cycle. Then in this context is proposed EleMaq System, for the aid the machine design elements. It is basead on traditional methodologies, which allowed the implemetation of stand-alone modules for calculation and its output in a CAD system. In a second stage, a program manager was developed in order integrated the modules and database system. It involves a complete integrated environment for calculation and drawing of machine elements. As an example the case of gearboxes was taken.

Keywords: *CAE; Machine Elements; Integration.*

1. INTRODUÇÃO

A Revolução Industrial lançou a base de um novo tempo, transformando não só as formas de organizações administrativas, mas toda a sociedade. A economia deixou de possuir uma base artesanal e manufatureira, para se firmar na produção industrial e mecanizada (FERREIRA et al 1997).

As mudanças tecnológicas e culturais que levaram centenas de anos para ocorrerem estão sendo reduzidas a meses, um exemplo deste rápido avanço pode ser observado entre a Revolução Industrial e as construções dos primeiros computadores, em que houve um intervalo de 200 anos (CHARETTI 1995). O recente catalisador dessas mudanças é o próprio computador, que ao lado de várias mudanças de mercado tornou possível automatizar e informatizar grande parte dos setores produtivos e de prestação de serviços, mudanças estas que agilizam o processo de globalização.

O termo globalização resultante deste novo cenário, se caracteriza pela explosão e aceleração dos fluxos de toda ordem: mercadorias, serviços, informações, imagens, ou seja, tudo aquilo que o homem produz, causando um rápido deslocamento de informações entre os países (ALCOFORADO 1997). Segundo ALCOFORADO (1997), os recursos em processo de desenvolvimento podem ser comparados aos produtos de uma Revolução Científica e Tecnológica. Em função desta nova ordem de mercado, as empresas estão sendo forçadas a buscar novas filosofias, métodos e técnicas para que sobrevivam à um mercado cada vez mais exigente, que passou a ter um tratamento individualizado. Esta nova ordem exige que as empresas coloquem no mercado uma quantidade cada vez maior de produtos em um tempo menor, satisfazendo o cliente em preço, qualidade e serviços (ROZENFELD 1995).

O projeto mecânico não alheio a estas mudanças, deve ser gradualmente adequado a este novo contexto, com a finalidade de alcançar níveis de qualidade

compatíveis com as novas diretrizes do mercado mundial, concebendo produtos que melhorem cada vez mais a sociedade. Autores como: SHIGLEY (1984), CROSS (1989), BACK (1983) e REMBOLD (1994) descrevem o desenvolvimento do projeto mecânico através de um ciclo iterativo. As etapas deste ciclo estão sendo gradualmente automatizadas e otimizadas, à medida que novas tecnologias encontram bases sólidas em diferentes aplicações. As fases iniciais de projeto ligadas à criatividade do projetista, que dependiam unicamente do raciocínio humano, estão sendo exploradas computacionalmente através da utilização de princípios e ferramentas da Inteligência Artificial (IA) (ALMEIDA 1997). As etapas posteriores ao ciclo de desenvolvimento do projeto encontram-se em um estágio mais avançado, quanto à utilização de computadores, exemplificados pelos sistemas auxiliados por computador: CAD (*Computer-Aided Design*), CAE (*Computer-Aided Engineering*), CAM (*Computer-Aided Manufacturing*), CAPP (*Computer-Aided Process Planning*). Nos últimos anos, há um grande esforço no sentido de se integrar todas as informações possíveis do produto utilizando por exemplo, sistemas PDM (*Product Data Management*).

Dentro deste contexto é apresentado o Sistema EleMaq, uma ferramenta CAE, cujo objetivo é automatizar e integrar o cálculo e desenho de elementos de máquinas. O trabalho visa contribuir para a redução do ciclo de desenvolvimento do produto ou o *time to market* (BAYLISS et al. 1995), no contexto de um ambiente de Engenharia Simultânea.

Além desse enfoque, o Sistema EleMaq pode ser utilizado como uma ferramenta de auxílio às disciplinas relacionadas ao projeto mecânico. Nos itens a seguir são apresentados os objetivos e o conteúdo do presente trabalho.

1.1. Objetivos do trabalho

Os elementos de máquinas são partes essenciais no ensino de Engenharia Mecânica, ligados diretamente ao desenvolvimento de projetos mecânicos. Atualmente, existem programas desenvolvidos isoladamente, cujo objetivo é auxiliar o projetista no dimensionamento de componentes mecânicos. Esses programas individuais, podem ser encontrados em meios acadêmicos ou comerciais, citando a empresa alemã HEXAGON (www.hexagon.de/), que desenvolve programas para

dimensionamento de eixos, engrenagens e mancais de rolamento. Dentro deste contexto geral, os objetivos propostos para o presente trabalho são:

- ❑ Apresentar de maneira didática o dimensionamento e a seleção de elementos de máquinas aos estudantes da área de Engenharia Mecânica, auxiliando-os no aprendizado de disciplinas ligadas ao projeto mecânico;
- ❑ Projetar e implementar módulos automatizados com interfaces gráficas amigáveis, para cálculos de elementos de máquinas;
- ❑ Automatizando etapas do dimensionamento de um projeto, neste caso dos elementos de máquinas e desenhos CAD, o projetista fica com um período maior para desenvolver trabalhos que requerem maior criatividade;
- ❑ Promover a filosofia de Engenharia Simultânea, através da interação entre os grupos envolvidos no ciclo de desenvolvimento do produto, a partir de um Sistema de Banco de Dados e;
- ❑ Gerar desenhos CAD, através de rotinas baseadas nas metodologias de cálculo adotadas em cada módulo, utilizando o recurso de parametrização.

1.2. Conteúdo do trabalho

O trabalho foi organizado de forma a apresentar a sequência dos temas necessários para o seu desenvolvimento, incluindo as abordagens sobre o ciclo tradicional do projeto, as novas tecnologias e filosofias de trabalho, os recursos computacionais disponíveis, avançando até o tema proposto. Deste modo foram propostos cinco capítulos, referência bibliográfica citada e três apêndices, apresentando o seguinte conteúdo:

1. Introdução – é apresentada a proposta de trabalho, seus objetivos e o conteúdo do trabalho;

2. Revisão Bibliográfica – a revisão da literatura, apresenta o contexto no qual o trabalho está inserido, além de fornecer o alicerce do trabalho. A revisão se inicia pelo ciclo tradicional do projeto, as mudanças neste ciclo de projeto e do produto, decorrentes de uma série de fatores, exemplificadas por: novas filosofias, métodos e técnicas de trabalho auxiliados por uma série de recursos computacionais;

3. Desenvolvimento de um sistema computacional de auxílio ao cálculo e desenho de elementos de máquinas – apresenta-se a estrutura para o desenvolvimento do *Sistema EleMaq*, os módulos de cálculo, a concepção do banco de dados do Sistema EleMaq e o programa gerenciador de projeto. São feitos alguns comentários relativos à escolha das linguagens utilizadas para a implementação do sistema;

4. Exemplos de Aplicação do Sistema EleMaq – são apresentadas as primeiras versões dos módulos de cálculo, suas limitações e propostas para futuras expansões. Apresenta-se as interfaces gráficas dos desenhos parametrizados em AutoCAD, para auxiliar na visualização do componente mecânico. A segunda aplicação do *Sistema EleMaq* é seu funcionando integrado, ou seja, o banco de dados para armazenar os dados provenientes dos módulos de cálculo dos elementos de máquinas e o programa de gerenciamento de projetos, que controla o fluxo de cálculo e as pesquisas aos projetos concluídos.

5. Conclusões e propostas – discute-se sobre os objetivos do trabalho, suas limitações e trabalhos futuros;

6. Bibliografia citada;

Apêndice 1 – é feito um resumo das metodologias teóricas utilizadas para a implementação dos módulos de dimensionamento;

Apêndice 2(a) – apresenta a construção do Diagrama Entidade-Relacionamento, para a modelagem do banco de dados do redutor de velocidades;

Apêndice 2(b) – lista dos atributos relativos a cada entidade utilizada no ME-R ;

Apêndice 3 – tabelas comparativas dos valores obtidos nos módulos implementados e os cálculos manuais.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA - *ESTADO DA ARTE*

Este capítulo aborda uma revisão do ciclo do projeto mecânico convencional e as metodologias e ferramentas desenvolvidas recentemente para auxiliá-lo.

2.1. O processo de projeto tradicional

O homem tem projetado desde a sua existência há mais de 5000 anos, proporcionando milhões de objetos que funcionam razoavelmente bem. Então, porque estudar o ciclo do projeto (ULLMAN, 1992)? A resposta se encontra na contínua necessidade de se criar, diminuindo o custo de fabricação e melhorando a qualidade dos novos produtos. Para se ter um produto final, é necessário que se desenvolva um projeto, no qual descreve-se sua construção e os meios de manufatura.

Segundo COSTA (1994) apud BEDWORTH et al. (1994) um projeto pode ser definido como *todas as tarefas que transformam uma série de entradas em um produto satisfazendo uma necessidade*. Esta necessidade pode ser originária de uma falha em um sistema mecânico, uma melhoria de projeto ou ser uma inovação (ASIMOW, 1969). BACK (1983), define o projeto de engenharia como *uma atividade orientada para o atender as necessidades humanas, principalmente daquelas que podem ser satisfeitas por fatores tecnológicos de nossa cultura*.

Através destas necessidades, as engenharias se diferenciam das ciências exatas, pois coloca a teoria em prática com o propósito de desenvolver novos produtos e processos (SPOTTS & SHOUP, 1998).

As atividades do projeto de um produto podem ser estruturadas em modelos lógicos e iterativos, que estão divididos em diversas fases, exploradas por diversos autores. Segundo BERND SCHOLZ-REITER et al. (1996), o processo do projeto consiste em realimentações iterativas entre a maioria das etapas que o compõe.

KOBAYASHI (1994) apud MAHER ressaltam que a identificação das diferentes fases do projeto é o início da formalização e do entendimento do produto, que será definido por diversas atividades, englobando diferentes tipos de conhecimento.

ULLMAN (1992) afirmou que 85% dos problemas ocorridos em novos produtos são decorrentes de um ciclo deficiente do projeto, porém quando bem estruturado transforma-se em um mapa que direciona a solução mais otimizada para um problema.

A literatura é muito vasta quanto às divisões das etapas de projeto, indicando variações entre os autores resultantes de suas subjetividades (ANACLETO, 1991).

A Fig 2.1 ilustra o processo convencional do projeto, proposto por SHIGLEY (1984), que divide o ciclo do projeto em seis etapas:

1. Reconhecimento de uma necessidade;
2. Definição do problema;
3. Síntese;
4. Análise e otimização;
5. Avaliação e;
6. Apresentação.

O primeiro passo para se iniciar um projeto é o *reconhecimento ou a identificação de uma necessidade*, que pode ser um sentimento de inquietação (SHIGLEY, 1984), proveniente de uma falha em um sistema mecânico ou a concepção de um produto inédito no mercado.

A etapa posterior é a *definição do problema*, que deve incluir todas as especificações do produto a ser projetado (SHIGLEY, 1984). Para um produto mecânico, as especificações incluem a determinação de características físicas e funcionais, como por exemplo, limitações de espaço e tipo de material, além de custos, quantidade de peças a serem fabricadas e vida útil. No processo de projeto convencional, apresentado por SHIGLEY (1984), toda restrição oferecida ao projetista torna-se uma especificação, como por exemplo, o processo de fabricação ou máquinas

disponíveis. Com a definição do problema, obtém-se um conjunto satisfatório de soluções e a próxima etapa é sintetizar, refinar as opções encontradas e escolher aquela mais viável técnica e economicamente.

A fase de *síntese* ocorre em paralelo à fase de *análise e otimização do produto*. A partir do projeto teórico produz-se um projeto experimental, cujo objetivo é verificar algumas das características atribuídas ao produto, como por exemplo: formulações matemáticas, princípios físicos de funcionamento e o fluxo de fabricação. Através dos dados resultantes, são feitas as modificações necessárias no projeto, criando um ciclo iterativo até que se obtenha um projeto otimizado.

A *fase de avaliação*, verifica se o projeto satisfaz todas as expectativas, podendo ser considerada uma prorrogação da etapa anterior (análise e síntese). Essas expectativas incluem características como: funcionalidade, confiabilidade, qualidade e serviços. A última etapa é a geração e a apresentação dos desenhos de engenharia.

Uma segunda abordagem do ciclo do projeto, segundo FRENCH apud CROSS (1989) divide o ciclo em quatro atividades básicas:

1. Necessidade: *análise do problema*;
2. Estruturação do problema: *projeto conceitual*;
3. Seleção de projetos: *estruturação do projeto*;
4. Detalhamento;
5. Geração de desenhos

A Figura 2.2 apresenta o fluxograma dessas atividades, no qual os círculos representam etapas do projeto e os retângulos representam as atividades relacionadas a cada etapa. O processo é iniciado através da identificação de uma *necessidade*. A atividade subsequente à análise do problema questiona e define os primeiros parâmetros de controle do problema, limitações de prazos, necessidades do cliente e ainda, um critério de qualidade.

O próximo passo é o *projeto conceitual*, no qual são geradas soluções refinadas de projeto e são aplicadas fundamentos da física, matemática, química, experiências tecnológicas, métodos de produção e as necessidades de mercado.

A etapa de *estruturação do projeto*, após a escolha da alternativa mais otimizada, é iniciado através de um estudo mais minucioso do seu conceito. A última

fase é a geração de desenhos, na qual serão especificadas as informações necessárias para a fabricação do produto.

FIGURA 2.1 - O PROCESSO DO PROJETO SEGUNDO SHIGLEY (1981).

FIGURA 2.2 - MODELO SUGERIDO POR FRENCH APUD CROSS PARA O CICLO DO PROJETO TRADICIONAL (1989).

Uma outra abordagem segundo BACK (1983) para o ciclo tradicional do projeto, considerando apenas as atividades relacionadas ao projeto do produto:

1. *Estudo da viabilidade;*
2. ***Projeto preliminar;***
3. *Projeto detalhado;*
4. *Revisão e testes.*

- *Estudo da viabilidade:* é a atividade que antecede qualquer projeto, proveniente de uma necessidade de mercado. Esta necessidade pode ser real ou hipotética, podendo surgir de uma falha ou melhoria de um produto, originar-se de um avanço científico, tecnológico ou econômico. Uma necessidade real para um projeto em engenharia é estabelecida, quando o consumidor estiver disposto a pagar o preço de mercado. Para que esta condição ocorra, é necessário que haja um estudo do mercado potencial, verificando suas necessidades (BACK 1983). A próxima etapa é explorar os elementos relacionados com a identificação da necessidade, ou definição do problema como: parâmetros, limitações e critérios. Com essas restrições obtém-se alguns conjuntos de soluções possíveis, que são refinadas através de um estudo de viabilidade física, econômica e financeira.
- ***Projeto preliminar ou análise:*** essa fase tem por objetivo analisar as soluções obtidas no estudo da viabilidade, selecionando a melhor concepção para o projeto. A solução é sintetizada, buscando as faixas de parâmetros a serem controlados no projeto, ou seja, as dimensões críticas. Nesta fase, são determinados as tolerâncias, materiais dos principais componentes, cálculo de fadiga, pré-dimensionamento dos esforços atuantes, corrosão, desgaste e vida do produto. Nesta etapa, há a necessidade de otimizações, como por exemplo, de algoritmos computacionais para dimensionamentos analíticos (elementos de máquinas), materiais, desempenho funcional, ergonomia (se necessária) e redução de peso.
- *Detalhamento do projeto:* após serem levantados os dados do projeto preliminar, são elaboradas as descrições de engenharia, que sintetizam grande parte das informações para engenharia, planejamento e produção. Convém observar que as duas primeiras fases são caracterizadas por muitas mudanças, o que é natural já que tratam de fases de estudo, objetivando encontrar uma gama de possíveis soluções. No projeto preliminar entretanto, deve ser feito um estudo mais aprofundado e definitivo, ou seja, o projeto deve passar por uma síntese global e, se houver alguma inviabilidade de execução, o projeto deverá ser abandonado. Se a concepção for adequada, inicia-se um projeto detalhado ou especificações dos

conjuntos, com tolerâncias e dimensões totalmente definidas, bem como material e desgaste dos componentes. Ao final desta fase, o projeto deve estar completamente detalhado e claramente descrito, para que possa ser fabricado.

- *Revisão e testes:* ocorre paralelamente com o projeto detalhado, uma vez que a conclusão da fase de detalhamento depende dos resultados dos testes experimentais, principalmente das soluções dos mecanismos, cujo desempenho é desconhecido. Com as informações obtidas destes testes, cria-se uma base para executar os refinamentos necessários, até que se obtenha um projeto final.

A Fig. 2.3 apresenta as atividades referentes às fases iniciais do projeto de uma forma mais resumida que a sugerida por BACK (1983), e faz uma prévia localização do *Sistema Elemaq* no contexto das atividades de projeto, que são indicados pelos retângulos cinzas. Como pode ser observado o ciclo é iterativo, no qual os resultados de uma fase posterior realimentam as fases anteriores com o objetivo de otimizar o produto a ser desenvolvido (SCHÜTZER 1988). Uma abordagem qualitativa sobre o ciclo do projeto feita por ULLMAN (1992), trata das três fases do ciclo de vida do produto: especificação e desenvolvimento, projeto conceitual e projeto ou detalhamento do produto. Estas fases estão representadas pela Fig. 2.4, que relaciona as fases do projeto com as atividades desenvolvidas:

- *Desenvolvimento das especificações:* nesta etapa o principal objetivo é o estudo do problema, as leis físicas que podem ser aplicadas e o estabelecimento das metas de engenharia. Forma-se um time de projeto que será responsável pelo estudo e planejamento do ciclo de projeto. Este plano deve ter uma estratégia que envolva fatores com: desempenho do produto, estimativas de tempo e custo de fabricação, e de mão-de-obra. Para que esta etapa seja finalizada, o projeto deve ser revisado, o que é comum às outras etapas. Com essa revisão, é decidida ou não a continuidade do desenvolvimento do produto. Se a conclusão for positiva, o projeto eventualmente poderá ser decomposto em subconjuntos (sub-problemas), facilitando um estudo mais detalhado.

FIGURA 2.3 - AS ETAPAS DO PROJETO (BACK 1983 APUD ANACLETO 1991).

- ❑ *Projeto conceitual*: os engenheiros projetistas seguem gerando e avaliando conceitos sobre o produto. Nesta etapa, são consideradas as necessidades do cliente. Faz-se um refinamento das soluções. Esta etapa ocorre em paralelo com a anterior e deve ser bem explorada, pois ainda não envolve um custo elevado. Com o conhecimento obtido nesta fase, o problema pode ser dividido em subsistemas para facilitar o estudo e os conceitos gerados em cada subsistema poderá ser desenvolvido dentro da manufatura..

- *Projeto do produto*: Esta etapa é a geração do produto, a qual estabelece a comunicação entre os grupos de projeto e o processo de fabricação.

FIGURA 2.4 - RELACIONAMENTO ENTRE AS FASES DO PROJETO E SUAS ATIVIDADES.

Segundo SPOTTS & SHOUP (1998) a organização referente à solução de um problema é um domínio hierárquico. Uma forma de pensar sobre isso é considerar vários círculos ou sub-áreas, ilustrada na Fig. 2.5:

FIGURA 2.5 – HIERARQUIA PARA SOLUÇÃO DE UM PROBLEMA.

Os autores SPOTTS & SHOUP (1998) consideram os elementos de máquinas, como um subconjunto do projeto mecânico responsáveis pelo dimensionamento e transmissão de movimentos de um produto, como por exemplo, um projeto de: redutores de velocidades, máquinas de levantamento, pontes rolantes ou máquinas operatrizes. Com essa breve exposição, são colocados de forma objetiva o papel dos elementos de máquinas no ciclo de desenvolvimento do projeto.

Outro aspecto importante para o desenvolvimento de um produto é o custo de projeto sobre o custo de manufatura. A Ford Motor Company, elaborou um gráfico representado na Fig 2.6, no qual a primeira coluna, mostra que durante a fabricação de um automóvel, o projeto representa 5% do custo total de manufatura. Entretanto, na segunda coluna as decisões tomadas durante a execução do projeto afeta 70% do custo total de manufatura. Portanto, *as decisões tomadas durante o ciclo do projeto tem grande efeito sobre o custo do produto para o mínimo de investimento* (ULLMAN 1992).

FIGURA 2.6 - INFLUÊNCIA DO PROJETO SOBRE A MANUFATURA (FORD MOTOR COMPANY).

Segundo ENCARNAÇÃO et al (1986), a etapa de desenvolvimento do projeto equivale a 75% de seu custo total. Em trabalhos mais recentes, ROZENFELD & VEGA (1996), as escolhas de alternativas ocorridas no início do ciclo de desenvolvimento são responsáveis por 85% do custo total do produto. Essas variações

estão ligadas à incorporação dos estudos de novos materiais que podem ser incorporados já no estudo inicial do produto. Assim, o custo de modificação aumenta ao longo do ciclo de desenvolvimento, pois a cada mudança, há um número cada vez maior de decisões já tomadas que podem ser invalidadas. Essa característica é mais crítica no desenvolvimento sequencial, pois faz com que essas alterações ocorram tardiamente. A Fig 2.7 mostra a influência de modificações durante o ciclo de desenvolvimento e fabricação do produto.

FIGURA 2.7 - COMPARAÇÃO ENTRE AS MUDANÇAS DE PROJETO E SEU CUSTO NA ETAPA DE FABRICAÇÃO.

2.2. O papel do computador no ciclo do projeto

Inicialmente, a utilização do computador no ciclo do projeto não alterou o seu modelo sequencial. As atividades repetitivas foram automatizadas, diminuindo o seu tempo de execução e permitindo ao projetista um tempo maior de análise para diferentes alternativas de projeto. A utilização do computador no ciclo do projeto foi descrita por GROOVER & ZIMMERS (1984), baseados no ciclo tradicional proposto por (SHIGLEY, 1984), ilustrada pela Fig 2.8.

Segundo REMBOLD et al. (1994) as atividades convencionais são alteradas através do auxílio do computador em cinco etapas:

1. *Definição do problema;*
2. *Modelamento geométrico;*
3. *Análise de engenharia;*
4. *Avaliação do projeto e;*
5. *Automação de desenhos.*

❑ ***Identificação das necessidade e definição do problema***

A fase inicial de qualquer projeto é a que exige maior criatividade por parte do projetista, na qual busca-se novas soluções aplicando-se as mais diversas áreas do conhecimento humano como: as ciências exatas, áreas de tecnologia e outras áreas de apoio.

Segundo DURKIN 1994 apud ALMEIDA 1997, no *projeto conceitual* são manipuladas informações dispersas, oriundas do raciocínio do próprio projetista, ou seja, são informações ainda não formalizadas. Durante a fase de concepção, o projetista utiliza toda sua capacidade intelectual e diversificação de conhecimentos, além de sua experiência pessoal e criatividade.

Uma possível área para o auxílio computacional para esta fase do projeto é a Inteligência Artificial, uma área de pesquisa relativamente jovem, na qual sua estrutura e métodos estão em fase de amadurecimento. O próprio termo *inteligência*, ainda não possui uma definição exata. Segundo LUGER & STUBBLEFIELD 1993, o termo *inteligência* pode ser uma faculdade individual ou uma coleção de habilidades distintas e relacionadas. Mas, haveria outras questões, como por exemplo, o que é criatividade? O que é intuição? O que ocorre durante a fase de aprendizagem? A inteligência poderia ser inferida através da observação do comportamento ou requer evidências específicas de todo o mecanismo? Como o conhecimento é representado no sistema nervoso? O computador pode alcançar inteligência? Estas são algumas perguntas que conduzem os pesquisadores de IA.

LUGER & STUBBLEFIELD 1993, definem a Inteligência Artificial (IA) *como uma ramificação da ciência computacional, que tem como objetivo a automação do comportamento inteligente*. Esta definição enfatiza que a IA está baseada sobre princípios teóricos e práticos da computação, que inclui algoritmos e estruturas de dados para representação do conhecimento e utilização de linguagens e técnicas de programação para a implementação destes conhecimentos.

A IA segundo (<http://www.europe.apnet.com> 1996) é *um campo de estudo que se interessa em desenvolver e utilizar sistemas que sejam semelhantes à inteligência humana, incluindo operações como reconhecimento e utilização de linguagem natural, solução de problemas, seleção de alternativas, caminhos/padrões de reconhecimento, generalização baseada em conhecimento e análise de situações novas*.

Um recurso existente em IA que está sendo pesquisado em algumas universidades para o projeto mecânico (ALMEIDA, 1997) são os sistemas ICAD's (*Intelligent Computer Aided Design*), em algumas fases do *projeto conceitual* ou para que seja definida uma metodologia de projeto para ser transferida para o computador (ALMEIDA, 1997). Estes sistemas buscam novos fundamentos e arquiteturas a partir de conhecimentos baseados em engenharia.

❑ **Modelamento geométrico**

A utilização do computador no modelamento geométrico, justifica-se, principalmente para as descrições matemáticas complexas envolvidas na formação de objetos tridimensionais (REMBOLD *et al.* 1994). O modelo geométrico oferece inúmeras vantagens sobre o projeto manual, podendo ser citadas algumas (FERREIRA, 1990):

- ◆ Melhor visualização e organização de projetos complexos, que podem ser separados em módulos, relativos a cada etapa do projeto teórico: modelamento, montagem e fabricação;
- ◆ Facilidade em alterações de cotas e atribuição de tolerâncias, principalmente com os sistemas CAD paramétricos e variacionais e atualização automática;
- ◆ Interface gráfica amigável e arquivamento eletrônico de projetos e;
- ◆ Integração entre o CAE (*Computer-Aided Engineering*) e os sistemas CAD, CAM (*Computer-Aided Manufacturing*) e CAPP (*Computer-Aided Planning Process*).

❑ **Análise de engenharia**

Durante o projeto são necessárias análises estruturais e dinâmicas que envolvem: cálculos de tensão e deformação, fadiga do material, transferência de calor e escoamento de fluidos (FERREIRA 1990). Essas análises são realizadas por sistemas CAE (*Computer Aided Engineering*).

Os sistemas CAE normalmente são desenvolvidos por empresas especializadas, às vezes em parceria com universidades e centros de tecnologia, como por exemplo, os programas ANSYS e NASTRAN, que efetuam análises através do FEM (*Finite Element Method*) ou podem ser desenvolvidos programas para aplicações específicas, como é o caso do *Sistema EleMaq*.

FIGURA 2.8 – FASES DO PROJETO EM CONJUNTO COM TÉCNICAS COMPUTACIONAIS RECENTES.

A simulação substitui o modelo experimental, uma vez que o desempenho do componente era feito em estágios mais avançados do projeto, pois necessitava-se de dimensões e materiais para a construção do protótipo (REMBOLD et al., 1994). Os *softwares* de CAE representam um grande avanço para a Engenharia de Projeto,

utilizando métodos numéricos para analisar gradientes de tensão, pressão e temperatura e deformações lineares e não lineares, que eram praticamente impossíveis de serem utilizados manualmente. Entretanto, há a necessidade de uma opinião crítica dos resultados obtidos em cada simulação, proveniente do próprio engenheiro projetista.

□ ***Revisão e avaliação do projeto***

A avaliação do projeto procura assegurar as especificações atribuídas ao projeto. A facilidade obtida em se utilizar um sistema CAD se deve às transformações gráficas que permitem ao usuário executar operações de ampliação, redução, movimentação ou rotação da peça na tela gráfica. Nesta etapa podem ser verificadas possíveis interferências entre os elementos de um conjunto específico.

Existem os pacotes de análise cinemática que simulam o movimento do mecanismo projetado, auxiliando em sua visualização, através das forças atuantes e possíveis interferências. Um *software* bastante utilizado para efetuar esse tipo de análise é o ADAMS (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System*) proposto pela Universidade de Michigan (FERREIRA, 1990).

□ ***Geração automática de desenhos***

A etapa final do ciclo do projeto mecânico é a apresentação final do projeto, ou seja, a geração de cópias impressas dos desenhos de engenharia para sua documentação e envio para fabricação. Nas primeiras aplicações dos sistemas CAD, o principal objetivo era a otimização do tempo de execução do desenho e seu arquivamento eletrônico. Com o avanço dos sistemas CAD observa-se grandes vantagens sob outros aspectos:

- ✓ Redução do espaço físico de arquivamento de projetos, substituídos por disquetes e fitas de *Backup*;
- ✓ Qualidade de apresentação do desenho e otimização do tempo de execução;
- ✓ Facilidade de alterações no desenho;
- ✓ Melhoria na visualização e manipulação do produto em espaço real (tridimensional);
- ✓ Obtenção de um fluxo contínuo de dados geométricos e tecnológicos gerados a partir de um sistema CAD;

- ✓ Utilização dos conceitos de TG (Tecnologia de Grupo), visando a formação de famílias de peças semelhantes para fabricação, e principalmente os novos recursos oferecidos quanto a modelagem tridimensional e utilização de *features*.

No item 2.3, serão discutidos alguns aspectos da modelagem computacional geométrica.

2.2.1. Surgimento e evolução dos sistemas CAD/CAE/CAM

O gerenciamento das realizações humanas, desde as épocas mais remotas necessita de auxílio, uma espécie de servo que trabalhe em conjunto com o próprio homem, como por exemplo, um simples lápis, uma folha de papel, uma máquina de calcular, um computador (SCHEID, 1982). O ser humano necessita de ferramentas de apoio às mais diversas formas de trabalho. Há aproximadamente quatro décadas, duas ferramentas ou recursos geraram uma nova etapa no avanço tecnológico mundial: o *hardware* e o *software*.

Assim, o primeiro computador operacional que englobava estes dois recursos foi construído entre os anos de 1942 e 1945. O ENIAC (Electronic Numerical Integrator and Calculator), como foi denominado, iniciou uma nova era para o desenvolvimento tecnológico. Naturalmente que para a época, tratava-se de um supercomputador, que possuía 32 bits de memória, 1800 válvulas e realizava 300 multiplicações por segundo, porém sua temperatura interior chegava a 200°C FERREIRA (1990). Para efeito de comparação, com a programação paralela os supercomputadores atuais chegam a executar 1,3 trilhões de operações matemáticas por segundo, utilizando cerca de 9150 processadores Intel Pentium P6 (THE NEW YORK TIMES 1997). Com o contínuo desenvolvimento tecnológico e redução do tamanho físico do computador, a utilização de válvulas apresentou-se como um obstáculo para o desenvolvimento computacional (FERREIRA, 1990). Em 1947 a Bell Telephone Laboratories, através de pesquisas com semi-condutores, desenvolveu o primeiro transistor, precursor da microeletrônica (FOLEY et al. 1994). A década de 50 foi o ponto de partida para a computação gráfica e as tecnologias CAD, CAE e CAM (ANACLETO 1991 & FERREIRA, 1990). Em 1958, o MIT (Massachusetts Institute of Technology) desenvolveu a caneta de vídeo *light pen*, que atuava sobre uma tela de CRT (Cathode Ray Tube) que auxiliava na análise de dados de radares, parte de um

projeto de defesa aérea (SAGE) dos Estados Unidos (SCHUTZER, 1988). Nesta época, ainda não se falava de computação gráfica interativa, devido as limitações dos dispositivos de saída gráfica e dos meios de armazenagem de dados (FERREIRA,1990).

O primeiro software gráfico interativo foi proposto em 1962, em um seminário apresentado por um aluno de doutorado, Ivan Sutherland do MIT, que desenvolveu o sistema gráfico *Sketchpad* (FOLEY et al. 1994). Este sistema proporcionou as primeiras criações e manipulações de imagens sobre uma tela de tubos de raios catódicos (CRT). Ele introduziu estruturas de dados para armazenar símbolos hierárquicos que eram construídos através de réplicas de componentes padrões, desenvolvendo também, técnicas interativas para utilização do teclado e da *light pen* para seleções de entidades (FOLEY et al 1994). Em 1964 surgiram as primeiras mesas digitalizadoras e os terminais gráficos começaram a evoluir.

Ainda na década de 60, foram realizados os primeiros estudos para representação de malhas e representações paramétricas, feitas por Casteljau (1963) e Ferguson (1964) (ANACLETO 1991 & FERREIRA, 1990). Este período pré-comercial ou de pesquisa, procurou novas abordagens em termos de software, que ainda era limitado pelo alto custo do hardware (SOLINHO, 1998). Devido a esta condição econômica, as tecnologias CAD, CAE e CAM ficaram restritas às indústrias aeroespaciais e automobilísticas dos Estados Unidos, que acabavam por desenvolver seus próprios sistemas. O recurso de visualização de objetos tridimensionais em *softwares* de CAD era essencialmente o modelador geométrico, que possuía uma estrutura do tipo *wireframe*, expandida posteriormente para o modelamento através de superfícies e sólidos (PEDRA, 1997a). Essas representações satisfaziam as necessidades da época, permitindo aos engenheiros e projetistas que explorassem novas e melhores alternativas de projeto. Entretanto, com o avanço tecnológico, esses mesmos usuários, se tornaram mais exigentes em relação aos recursos oferecidos pelos sistemas mais antigos de CAD, recursos esses que começaram a apresentar problemas para alterações de modelos tridimensionais e visualização confusa. Deste período, até meados de 1980, houve a chamada era comercial ou de desenvolvimento dos Sistemas CAD/CAE/CAM comerciais, entretanto o custo ainda era um fator limitante (SOLINHO, 1998).

Do início de 1980 até 1994 houve um período de expansão e convergência de tecnologias, apoiadas na popularização dos computadores pessoais (PC's) e de

programas estruturados e modularizados, escritos para os sistemas operacionais DOS e Windows. Houve a expansão das tecnologias e reduções significativa sobre os custos de desenvolvimento e utilização (SOLINHO, 1998).

Atualmente os sistemas CAD/CAE/CAM estão sofrendo uma mudança de paradigma, no qual os modeladores sólidos estão sendo substituídos por modelamento através de *features* (SOLINHO, 1998). Segundo BASZUCKI (1998), a utilização de *features* transforma o sistema CAD em um modelador funcional, que associa uma forma geométrica a uma característica funcional do produto.

Um modelador funcional oferece vantagens significativas sobre o modelamento booleano; um sólido não é tratado apenas geometricamente mas, funcionalmente (DEITZ, 1996). As *features* possuem diversas abordagens como: relações com o processo de fabricação, evolução de projeto, atributos de forma, características do produto que estão associados às operações de usinagem e conformação ou parâmetros que descrevem o produto. Esse recurso conceitual auxilia o projetista no sentido de que o conjunto de objetos apresentado no monitor, faz parte de um projeto, que será montado funcionalmente e provavelmente terá propriedades físicas para uma análise posterior em CAE (BASZUCHI 1998 & ANUMBA, 1996).

Outro recurso disponível em *softwares* de CAD é a parametrização de geometrias, que permitem estabelecer relações entre dimensões de um mesmo objeto, como por exemplo, em uma peça, um furo pode ter $\frac{1}{4}$ de sua largura. Esse recurso porém, possui uma série de restrições e inflexibilidade em alterações posteriores, uma vez que o sistema não fornece todas as possibilidades de construção para projeto mecânico (DEITZ, 1996). A troca de dados entre os sistemas comerciais, ainda é um obstáculo que gera inflexibilidade ao usuário durante a migração de desenhos. Segundo PEDRA (1997b), este problema, originou-se da adoção de arquiteturas baseadas em linguagens C ANSI e FORTRAN, que frente às novas abordagens de programação ficam limitadas em termos de interface gráfica e armazenagem de dados. Nos últimos anos, há esforços para que haja um padrão de exportação de dados (STEP), pressionado pela globalização, que é dificultado pelo fato de alguns desenvolvedores criarem seus próprios padrões, como o IGES nos Estados Unidos, o VDA na Alemanha e o SET na França (DIEHH, 1996).

Os sistemas auxiliados por computadores estão se tornando mais intuitivos e naturais de uma forma extremamente rápida. Os *softwares* da década de 60 eram basicamente bidimensionais, dez anos depois já se manipulavam figuras

tridimensionais em modelo *wireframe*, mais algum tempo e já era possível manipular peças com superfícies e sólidos. Atualmente, pode-se relacionar dimensões, definir geometrias com a linguagem de operações mecânicas, construir montagem de peças complexas. Os sistemas integrados CAD/CAE/CAM, realizam análise numérica através do método de elementos finitos e geram uma pré-usinagem. Com o avanço dos recursos computacionais são geradas, uma série de informações necessárias ao ciclo de desenvolvimento do produto. A utilização do computador no desenvolvimento de qualquer projeto no contexto atual, é uma necessidade. Nesse ambiente de intensa evolução, o engenheiro é obrigado a absorver uma grande quantidade de informações e dominar conhecimentos que crescem ininterruptamente. Os sistemas CAD/CAE/CAM são as principais ferramentas de apoio à sistematização e manipulação desses conhecimentos (SILVA, 1990).

2.2.2. Considerações sobre Engenharia Simultânea

No item 2.1 foi apresentado o ciclo convencional de projeto, representado por um processo seqüencial de desenvolvimento. Uma fase só é iniciada, quando a anterior estiver concluída, com exceções de detalhes que podem ser finalizados enquanto a etapa posterior estiver em fase de andamento (ASIMOW, 1969). Esse processo por ser iterativo, ao adicionar novas informações inerentes ao início do desenvolvimento de qualquer projeto, acarretam constantes reavaliações de decisões que se propagam como alterações em todo o projeto, gerando um reestudo de cada fase (TAKAHASHI, 1997). No ciclo de desenvolvimento seqüencial, cada área funcional da empresa transfere suas respectivas documentações a área seguinte, à medida que suas atividades são concluídas. O resultado observado há alguns anos é a lentidão no fluxo de informações que geram atrasos nos lançamentos de novos produtos, acarretando aumento no custo do produto, falta de inovações devido aos prazos de entrega, perda de concorrência e relativo declínio tecnológico, comprometimento de sua qualidade e aumento no ciclo de desenvolvimento do projeto (TAKAHASHI, 1997). Este padrão de trabalho foi adotado por Ford e Taylor e era perfeitamente compatível na pós Revolução Industrial, marcada pela produção “em massa”. A década de 70, marcou o início de uma nova etapa tecnológica e, principalmente econômica. As indústrias se depararam com uma complexidade cada

vez maior de produtos, que as forçaram buscar e adotar novas técnicas e metodologias para que pudessem permanecer competitivas e flexíveis às mudanças de mercado.

Na década de 80, a sigla CIM (Computer Integrated Manufacturing) foi utilizada como uma das possíveis soluções para a otimização do ciclo de desenvolvimento. WESTON (1994) definiu CIM como um ambiente de manufatura automatizado e integrado de processos e funções que incluem consumidores e fornecedores em um círculo fechado.

Segundo VALLE et al (1995) *a modernização das unidades de produção deve abranger três dimensões: tecnológica, estratégica e organizacional*. Apesar destas alterações o conceito de CIM, ainda é um padrão contemporâneo de produção que utiliza a automação como ferramenta de integração em todas as fases do ciclo de fabricação do produto, desde sua concepção até a sua disponibilização comercial.

Segundo ROZENFELD (1996), o conceito sobre CIM em uma primeira abordagem enfatizou a letra “C” em função da importância de utilização da tecnologia de informações. Entretanto, com a filosofia de Engenharia Simultânea, observou-se que a letra “I” de integração é um requisito indispensável para a competitividade industrial. Muitas pessoas ligadas a indústria e a centros de pesquisas estavam convencidas de que apenas a automação dos setores produtivos da empresa garantiriam sua competitividade. Passados alguns anos, percebeu-se que o computador é indispensável na indústria moderna, mas a sua utilização deve ser acompanhada de uma reorganização de outros aspectos da indústria. Na busca da constantes melhoria de qualidade e diminuição de custo, foi proposta por um grupo de estudiosos uma abordagem sobre atividades simultâneas no ciclo de desenvolvimento do produto, baseada em uma filosofia de Engenharia Simultânea.

Sabe-se que no início do desenvolvimento de um projeto, o grau de incerteza referente ao produto final é bem elevado diminuindo com o tempo. Entretanto é neste período que se encontram o maior número de soluções construtivas (EVERSHEIM 1987 *apud* TIBERTI, 1996). O custo de modificações aumenta ao longo do ciclo de desenvolvimento, pois a cada mudança um número maior de decisões já tomadas podem ser invalidadas.

CHIUSOLI (1996) argumenta que a Engenharia Simultânea é uma metodologia decorrente da complexidade dos produtos e da exigência do mercado atual, relativa aos bens e serviços, que visam colocar o produto no mercado em um curto período de tempo, com qualidade e prestação de serviços.

A ORACLE (1994), sugeriu uma definição para Engenharia Simultânea como uma metodologia para desenvolvimento de produtos com o propósito de realizar as atividades do ciclo de vida do produto de forma simultânea, com grupos de projeto dinâmicos e multidisciplinares auxiliados por ferramentas computacionais.

Segundo ROZENFELD (1996) a Engenharia Simultânea através de técnicas e métodos, busca a sinergia entre os times multifuncionais, ou seja, as pessoas que participam do desenvolvimento do produto, fazendo com que as atividades, antes seqüenciais, sejam desenvolvidas de forma paralela. Esta definição apresentada por ROZENFELD (1996) parte de uma visão holística da organização, que tem como finalidade a melhoria contínua de todos os aspectos da organização. A visão holística compreende diferentes dimensões e graus de abstração. Essas dimensões compreendem estratégia, informação, atividades de negócios, recursos e organização, bem como suas inter-relações (ROZENFELD; OLIVEIRA & OMOKAWA, 1998).

A Figura 2.9 faz uma comparação entre a Engenharia Convencional e a Engenharia Simultânea em função do tempo e custo durante o desenvolvimento de um novo produto e, mostra que as alterações feitas durante a fase inicial do desenvolvimento do projeto acarretam poucas decisões errôneas.

A Engenharia Simultânea é portanto, uma metodologia preocupada em gerenciar o desenvolvimento de produtos ou, segundo ROZENFELD; OLIVEIRA & OMOKAWA (1998) a Engenharia Simultânea é uma filosofia utilizada no processo de negócios do desenvolvimento do produto.

Segundo TAKAHASHI (1991), as principais mudanças provenientes do termo *integração* sob os pontos de vista estrutural, funcional, cultural e tecnológico são:

1. *Unidades integradas e auto-suficientes*: conhecimentos multidisciplinares e auto-monitoramento de unidades dentro da fábrica;
2. *Restruturação de níveis hierárquicos*: redução dos níveis hierárquicos da indústria, decorrente da automatização e agilização das trocas de informações;
3. *Readaptação de funções*: mudanças no perfil da mão-de-obra, com a generalização dos integrantes dos grupos de trabalho, promovendo uma melhor integração entre as funções.

FIGURA 2.9 - NÚMERO DE ALTERAÇÕES: ENGENHARIA SIMULTÂNEA X ENGENHARIA CONVENCIONAL.

Muitos termos associados à Engenharia Simultânea como: *desenvolvimento integrado do produto* ou *grupos de projeto* não são termos inéditos. Segundo SPRAGUE et al (1991) *apud* CHIUSOLI (1996), o Projeto MANHATTAN durante a segunda guerra mundial, mostrou um exemplo de Engenharia Simultânea: muitos grupos, naquela época trabalhavam simultaneamente em diferentes locais para desenvolver a primeira bomba atômica. Com os resultados obtidos por essas equipes de trabalho, o cientista Oppenheimer, integrou-as e obteve o produto final, a bomba atômica. Nos anos 50, outros precursores da Engenharia Simultânea atuaram com sucesso na formação de grupos em grandes corporações. No Japão, desenvolveu-se a métodos de *just-in-time* com produção flexível de estoque, novas abordagens de técnicas administrativas e de controle de qualidade.(CHIUSOLI, 1996). O fator qualidade, teve um enfoque ressaltado, através do método TAGUCHI e QFD (Desdobramento da Função Qualidade). Esses recursos tornaram o desenvolvimento do projeto mais eficiente. A adoção da filosofia de Engenharia Simultânea nos anos 80 pelo Japão, causou grandes mudanças no mercado mundial (CLAUSING, 1993). A indústria automobilística japonesa conseguiu lançar seus produtos num espaço de tempo curto e com um nível de qualidade satisfatório, condições que afetaram seus concorrentes americanos (CHIUSOLI, 1996). Os princípios desenvolvidos para a filosofia da Engenharia Simultânea podem ser vistos com simplicidade, entretanto, sobre o desenvolvimento tradicional oferece grandes melhorias.

O Sistema EleMaq proposto neste trabalho, está inserido nos recursos da empresa, que de acordo com a proposta de ROZENFELD (1996) compreende: técnicas e métodos, equipamentos, recursos financeiros, recursos computacionais.

2.2.3. O ciclo do projeto na indústria moderna

No item 2.4, foi feita uma breve abordagem sobre a Engenharia Simultânea e suas novas abordagens sobre manufatura e gerenciamento. Neste item, será discutido o novo papel do ciclo do projeto na indústria moderna.

No ciclo de desenvolvimento tradicional do produto, o computador tem a função de executar as atividades repetitivas, que anteriormente eram feitas pelo projetista, seguindo o padrão seqüencial proposto por Taylor (TAKAHASHI, 1991) após a Revolução Industrial no final do século XIX. Esta filosofia de trabalho foi utilizada durante mais da metade de nosso século e ainda pode ser encontrada em várias indústrias nacionais, na qual atribui-se a cada etapa do projeto, uma localização física na empresa. Essa era a idéia da divisão do trabalho em tarefas mínimas, proposta por Taylor, que estimulou o desenvolvimento dos estudos de tecnologias e automação industrial, que atualmente permitem que o trabalho humano seja mais otimizado (FERREIRA *et al.* 1997). O avanço tecnológico ocorrido nos últimos 30 anos, as novas leis de mercado e o aumento da exigência por parte dos consumidores, estão forçando as empresas à reestruturar sua organização interna, passando de um modelo departamentalista para um modelo integrado, antecipando algumas fases do projeto, para que ocorram paralelamente às outras atividades envolvidas no desenvolvimento.

Segundo CHIUSOLI (1996) o desenvolvimento de um produto pode ser definido como *o processo pelo qual uma organização transforma as informações, em oportunidades de mercado e as possibilidades técnicas em bens para a sua produção, que englobam: conceitos, desenvolvimento, produção e marketing do produto e seu impacto com o consumidor final.*

A indústria automobilística é o melhor exemplo desta mudança de filosofia. Segundo WELLWRIGHT & CLARK (1992) *apud* CHIUSOLI (1996), em um estudo voltado para a indústria automobilística, o desenvolvimento de novos produtos, engloba um conjunto complexo de atividades que reúnem as principais funções da empresa, relativas às fases de desenvolvimento do projeto. Nas fases de conceito e planejamento do produto, as informações advêm das oportunidades de mercado, possibilidades técnicas e requisitos de produção que devem ser combinadas para definir a estrutura do produto. Anteriormente à aprovação do programa de desenvolvimento do projeto, a empresa deverá definir a viabilidade do produto, executando testes em pequena escala, através de protótipos e constantes interações com

o cliente. Assim, o processo do projeto passa para a etapa seguinte, o detalhamento de engenharia do produto e sua fabricação, iniciando as atividades interativas de projeto, construção e testes. Quando houver a estabilização das mudanças, o projeto será liberado pela engenharia para que um lote piloto seja manufaturado, aprovando ou não a montagem do conjunto do produto. Nesta fase, são fabricados todos os dispositivos e equipamentos para a fabricação em larga escala do produto. Na indústria automobilística, o desenvolvimento do produto é definido como um macro-processo que se inicia com a concepção do produto até a fabricação de seu primeiro lote. A produção de um lote piloto, tem como objetivo testar a capacidade do processo e o volume comercial. O nível de produção cresce de forma gradual, até que sejam atingidas as metas iniciais de volume, custo e qualidade necessários CHIUSOLI (1996). A Fig. 2.10 segundo CHIUSOLI (1996), apresenta o desenvolvimento de um produto num contexto integrado, no qual o objetivo principal é reduzir o *lead time* do produto. Atualmente, a maioria das empresas nacionais e mesmo multinacionais oferecem uma certa resistência às mudanças na filosofia de trabalho, que englobam não só mudanças físicas mas também, mudanças de comportamento da equipe.

2.3. Recursos computacionais e integração de dados

Nos últimos 30 anos, uma série de novas tecnologias tem sido desenvolvidas, atingindo milhares de pessoas pelo planeta e os computadores não devem mais funcionar isoladamente. Na última década, as redes de computadores foram projetadas e construídas com a finalidade de permitir o compartilhamento de informações entre si e entre dispositivos como: impressoras, plotters, discos rígidos, faxes, CD-ROM, e DVD's (Digital Video Disco). A Internet derrubou o domínio geográfico, transformando o planeta em uma grande rede de comunicação.

FIGURA 2.10 - ESTÁGIOS TÍPICOS DE DESENVOLVIMENTO DO PRODUTO NA INDÚSTRIA AUTOMOBILÍSTICA SEGUNDO WELLWRIGHT E CLARK (1992).

Esse aumento no volume de informações fez com que surgisse o termo *tecnologia de informação*, que engloba além das redes de computadores; outros recursos como: arquiteturas do tipo cliente/servidor, ambientes operacionais gráficos (subseção 2.5.1) e padrões neutros de trocas de informações. Dentro deste contexto, surgiu a necessidade de que os sistemas de auxílio à engenharia como CAD, CAE, CAM e CAPP (Computer Aided Process Planning), pudessem ser utilizados sob uma plataforma integrada. Segundo ROZENFELD & VEGA (1995) a utilização dos sistemas auxiliados por computador, quando utilizados de forma individual não representam um ganho significativo de tempo no processo de negócio como um todo. Como já citado no item 2.4, a sigla CIM foi uma primeira tentativa para se expressar o conceito de integração. Porém, com o enfoque dado à tecnologia de informação, houve uma impressão errônea na qual, somente a integração computacional era necessária para se promover o ambiente integrado idealizado, desconsiderando a

questão organizacional. Ainda no item 2.4, foi colocado o que a Engenharia Simultânea promove em termos de integração organizacional. Com relação à integração computacional, TIBERTI (1996) ressalta que atualmente existem vários recursos que auxiliam todo o ambiente integrado, através de redes de computadores, sistemas de gerenciamento de banco de dados, padrões de troca de dados (*DDE – Dynamic Data Exchange*), padrões de compartilhamento de objetos em *run time* (*OLE – Object Linking and Embedding*) e CORBA – *Common Object Request Broker Architecture*), formatos neutros de transferência de dados gráficos, como o STEP (*Standard for the Exchange of Product Model Data*), adotado pela ISO (*International Standards Organization*), IGES (*International Graphics Export System*).

Os desenvolvedores atuais estão dando uma maior importância à integração de sistemas de engenharia CAD/CAE/CAM e CAPP à outros *softwares* e sistemas de gerenciamento comerciais que são os recursos computacionais da empresa. O objetivo desta integração, é também diminuir o tempo total despendido da concepção do produto até a sua fabricação, criando um fluxo contínuo de informação (MOTTA, 1997). Sob esse aspecto, todas as informações necessárias para a confecção de um produto devem ficar disponíveis para cada grupo responsável, através de um sistema central de banco de dados.

2.3.1. Considerações sobre Interfaces Gráficas com o Usuário - (GUI's)

Uma das áreas da computação, que tem se desenvolvido rapidamente é o projeto de interfaces com o usuário final (HCI) (*Human-Computer Interface*), decorrente do número cada vez maior de pessoas que utilizam microcomputadores e, que muitas vezes encontram dificuldade em se familiarizarem com interfaces muitas vezes confusas e inflexíveis. (PRESSMAN, 1995).

A interface com o usuário é o mecanismo pelo qual, se estabelece um diálogo entre o computador e o ser humano. Se os fatores humanos para esta comunicação estiverem explícitos, há um fluxo contínuo de interação entre a máquina e o usuário (PRESSMAN, 1995). As interfaces gráficas atuais são geradas, através de uma série de recursos visuais, como por exemplo, bibliotecas de componentes visuais que encapsulam vários métodos e objetos antes executados manualmente. Esses componentes auxiliam a visão e fazem com que o cérebro possa receber e interpretar informações com referência à tamanho, forma, cor, orientação, movimento e outras

características de identificação visual. Os objetos gráficos assumem as formas de janelas, botões, menus de barras horizontais e verticais ou ícones. Esses objetos gráficos são utilizados para apresentar os aplicativos em execução e sequência de comandos. Os primeiros estudos sobre interfaces gráficas, ocorreram na década de 70 por uma equipe da Xerox no Research Center (PARC) na cidade de Palo Alto, em pesquisas de novas formas de manipulação da informação (TIBERTI 1996). A primeira versão comercial de GUI's (*Interface Gráfica com o Usuário*) surgiu em 1981, através da própria Xerox para uma estação de trabalho, a STAR 8010.

Com o avanço da microeletrônica durante a década de 80, os preços dos microcomputadores apresentaram uma gradual redução. A popularização dos microcomputadores no início dos anos 90, estimularam o surgimento de novos sistemas operacionais baseados em GUIs, como por exemplo, o Windows95TM da Microsoft e Windows 98TM, MacOSTM da Apple, OS2TM da IBM; além do sistema UNIX para *wokstations*, que apesar de ser anterior a estas novas plataformas, já apresentava preocupação em relação às interfaces gráficas.

Um sistema interativo possui níveis fundamentais que são: percepção visual, a psicologia cognitiva de leitura, memória humana e raciocínio dedutivo e indutivo. O segundo nível é entender o comportamento do usuário. Com essas atividades, o sistema baseado em software executa rotinas para que o usuário e as tarefas do computador façam parte da interação ser humano-computador (PRESSMAN, 1995).

2.3.2 Sistemas de Banco de Dados (SBD)

Durante vários anos os sistemas de banco de dados foram amplamente utilizados nas áreas comerciais representados por: controle de estoques, recursos humanos e sistemas bancários que envolvem o processamento de um grande volume de dados, denominando-se aplicações convencionais. Com o avanço tecnológico e o aumento considerável de informações a serem armazenadas, a utilização dos Sistemas de Gerenciamento de Banco de Dados (SGDB) direcionaram-se para outras áreas de desenvolvimento, como por exemplo, engenharia, educação, multimídia e medicina.

Os elementos básicos que compõem um Sistema de Banco de Dados (SGBD) segundo COSTA 1996, são:

- ❑ *Banco de dados*: é uma coleção de dados inter-relacionados e armazenados;
- ❑ *Arquivos de dados*: são estruturas utilizadas para armazenar o próprio banco de dados. Um arquivo consiste em um conjunto de registros;
- ❑ *Registros*: são estruturas de dados, compostas por uma sequência de campos.

Um Sistema de Gerenciamento de Banco de Dados (SGBD) é um software de propósito geral, que facilita o processo de utilização de um banco de dados por várias aplicações. Permite ao usuário criar e manter um banco de dados incluindo as funções:

- ✓ *Definição de banco de dados*: permite a especificação da estrutura do banco de dados com uma descrição mais detalhada, como por exemplo, tipo e restrições de cada um dos itens que o compõe;
- ✓ *Construção do banco de dados*: é o processo de carregar os dados em algum meio físico de armazenamento;
- ✓ *Manipulação do banco de dados*: inclui funções de atualização de dados, gerando relatórios e permitindo consultas ao banco de dados para recuperação de uma informação específica.
- ✓ *Meta-dados (Catálogo)*: é análogo a um dicionário, no qual armazena informações sobre a estrutura do banco de dados, ou seja, os dados relativos aos dados do BD.
- ✓ *Sistemas de Banco de dados*: é a união entre o banco de dados e os conjuntos de programas que permitem manipulá-lo.

Para que um banco de dados seja implementado, não é necessário que haja um SGBD. Pode-se escrever um conjunto de programas para criar e manter uma base de dados, porém haverá um trabalho maior de programação. A Fig. 2.11 ilustra o esquema de um Sistema de Gerenciamento de Banco de Dados.

Segundo KORTH & SILBERSCHATZ (1989) um Sistema de Gerenciamento de Banco de Dados é uma coleção de dados inter-relacionados e um conjunto de programas que os acessam e os manipulam. A coleção organizada e inter-relacionadas de dados armazenados é chamada de banco de dados (BD) e contém informações específicas de uma determinada aplicação (COSTA 1996). Estes dados são provenientes de entidades específicas e devem ser dipostos de forma acessível ao usuário (www.bus.miami.edu 1996).

FIGURA 2.11 – CONFIGURAÇÃO DE UM SISTEMA DE BANCO DE DADOS (COSTA, 1996).

Um SGDB converte os dados em informações. As principais tarefas são:

- ❑ Criação e manipulação das estruturas de dados;
- ❑ Manutenção de arquivos através de operações: adição, inserção, modificação e retirada;
- ❑ Processar dados: selecionar, sequenciar e calcular;
- ❑ Produzir saídas para o usuário através de: listas, confirmações e relatórios.

Uma das principais vantagens de se utilizar a abordagem de banco de dados sobre a abordagem tradicional de arquivos é a de possuir um depósito único de dados, que são definidos uma única vez e ser multi-usuário, assegurando que cada usuário tenha acesso aos dados de seu particular interesse (COSTA 1996). Além disso, há uma série de outras vantagens como: padronização entre os usuários de uma mesma organização, flexibilidade de alterações na estrutura do BD, redução do tempo de desenvolvimento de aplicações, informação atualizada e consistente e economia de pessoal e equipamentos.

Os esquemas ou arquiteturas de um SBD, segundo KORTH & SILBERSCHATZ (1989) apud COSTA 1996, tem como finalidade separar as aplicações para usuários específicos:

- ❑ *Esquema interno*: descreve as estruturas físicas de armazenamento, como os dados são armazenados e sua ordenação mais otimizada;

- ❑ *Esquema conceitual*: descrição global dos dados, quais informações devem ser mantidas no BD e estabelece os relacionamentos entre os dados;
- ❑ *Esquema externo*: é o nível mais alto da abstração, no qual parte do banco de dados é exposto ao usuários específicos, através de visões parciais do banco de dados.

O projeto de um banco de dados consiste no processo de determinação do conteúdo e da forma com que os dados devem ser organizados de forma a dar suporte ao usuário, ou seja, é necessário um ciclo de vida do SBD.

Segundo COSTA 1996 há duas etapas para um projeto de um SBD:

1 - Fase de análise e projeto

- ✓ *Formulação de análise de requisitos*: consiste na coleta dos requisitos e necessidades dos usuários do sistema;
- ✓ *Projeto conceitual*: modelagem de dados;
- ✓ *Projeto de implementação*: especificação do banco de dados e dos aplicativos de acesso aos dados. São produtos desta etapa: esquema do banco de dados e especificação funcional dos módulos de acesso.

2- Fase de implementação e operação

- ✓ *Implementação do banco de dados*: as estruturas são definidas e implementadas para o banco de dados e para os programas de aplicação;
- ✓ *Construção do banco de dados*;
- ✓ *Testes*;
- ✓ *Operação e acompanhamento*: coleta e resumo de informações de operações do sistema;
- ✓ *Manutenção*: mudanças e adaptações de acordo com as novas necessidades do usuário.

Para se descrever a estrutura do banco de dados são necessários modelos de dados que organizam logicamente as informações e podem ser:

- ❑ Modelos lógicos baseados em objetos;
- ❑ Modelos lógicos baseados em registros e;
- ❑ Modelo de dados físicos.

O modelo lógico ME-R baseado em objetos será descrito na subseção 2.5.2, e foi utilizado, como será mostrado posteriormente, para modelar os dados do *Sistema EleMaq*.

Segundo KORTH & SILBERSCHATZ (1989) e VIEIRA (1996), os modelos de dados físicos possuem quatro abordagens: rede, hierárquica, relacional e orientada ao objeto. A abordagem relacional implica no armazenamento dos dados em tabelas, de forma análoga a um arquivo seqüencial, no qual as linhas da tabela correspondem aos registros dos arquivos e as colunas aos campos desses registros (DATE, 1989). Em um banco de dados do tipo relacional os operadores estão baseados na álgebra relacional, que torna a tabela uma coleção de relacionamentos, portanto há o conceito matemático de relação (KORTH & SILBERSCHATZ, 1989).

As linhas das tabelas são denominadas de *tuplas* e as colunas representam os atributos e seus relacionamentos compõem as tabelas. Para cada atributo há um conjunto de valores permitidos, que são chamados de *domínio* desse atributo.

Cada tupla é diferenciada das outras por chaves ou valores que garantem sua unicidade. Assim, cada tupla pode estar relacionada com uma ou mais tuplas de outras tabelas diferentes (DATE 1989 & TIBERTI, 1996).

Sob este aspecto é importante que a representação entidade-relacionamento esteja representada corretamente ou em forma de tabelas (DATE, 1989).

Para que o usuário possa consultar alguma informação do banco de dados há a necessidade de uma linguagem de consulta. Essa consulta pode ser procedural e não procedural. A linguagem de consulta procedural está baseada na álgebra relacional, através da manipulação de operações fundamentais como: união e diferença entre conjuntos, produto cartesiano, seleção e projeção, intersecção de conjuntos, junções e divisão. Ela é dita procedural porque ao se escrever uma expressão de álgebra relacional é expressa uma seqüência de operações que geram respostas à consulta efetuada. Uma linguagem não-procedural, que utiliza o cálculo relacional necessita de uma descrição mais específica da informação, como por exemplo: “Encontre todos os eixos que possuem diâmetros maiores que 80[mm]”.

A linguagem utilizada atualmente pela maioria dos sistemas de banco de dados relacionais é o padrão SQL (*Structured Query Language*) (<http://java.icmsc.sc.usp.br>) que utiliza uma combinação de álgebra relacional e construções do cálculo relacional.

A linguagem chamada SEQUEL (*Structured English Query Language*), que originou o SQL foi desenvolvida no início dos anos 70 pela IBM fazia parte de um gerenciador de banco de dados relacional, denominado SYSTEM.

Com a expansão da linguagem em termos comerciais, um comite da ANSI (*American National Standards Institute*) padronizaram a SQL para manipulação de sistemas de banco de dados relacionais.

Os principais comandos em SQL consiste em: *select, insert, delete, update, create table, grant, revoke, commit e rollback*.

Apesar dos Sistemas Gerenciadores de Banco de Dados Relacionais (SGBDR's) serem muito utilizados comercialmente, a abordagem Sistemas Gerenciadores de Banco de Dados Orientados a Objetos (SGBDOO's) vem se incorporando como uma possível opção, uma vez que estão baseados nos conceitos de modelos de dados orientados à objeto (VIEIRA, 1996).

2.3.3. Modelo Entidade-Relacionamento

Segundo TRAINA, C.J (1996) para se estruturar as informações do mundo real os dados devem ser modelados para que possam ser implementados fisicamente. Um modelo de dados consiste em um conjunto de ferramentas conceituais utilizadas para descrever a estrutura do banco de dados (COSTA 1996).

Os modelos lógicos baseados em objetos são utilizados para descrever os dados nos níveis conceitual e de externo/visão. São caracterizados para proporcionar ampla e flexível capacidade de estruturação e permitir a especificação de restrições de dados de uma forma mais objetiva. Alguns exemplos de modelos são:

- ❑ Modelo Entidade-Relacionamento;
- ❑ Modelo de semântica de dados e;
- ❑ Modelo binário.

Vários autores consideram que o modelo entidade-relacionamento é o mais representativo dos modelos lógicos baseados em objetos e o mais utilizado na concepção de banco de dados sendo, portanto o modelo lógico escolhido neste trabalho.

O Modelo Entidade-Relacionamento ME-R, proposto por Peter Chen em 1978, está baseado na percepção de um universo constituído de um grupo básico de objetos denominados entidades e relacionamentos. Este modelo foi desenvolvido com

a finalidade de se facilitar o projeto de bancos de dados, permitindo a especificação de um esquema de execução e representa a estrutura lógica do banco de dados.

Segundo KORTH & SILBERSCHATZ (1989) os elementos que compõem o ME-R são:

- ✓ *Entidade*: é uma abstração de um objeto do mundo real, representada por sua informações sob a forma de atributos;
- ✓ *Atributo*: é uma função que mapeia um conjunto de entidades em um domínio, na qual cada entidade é descrita através um conjunto de pares como (atributo, valor);
- ✓ *Relacionamento*: é forma de representação das relações entre as diversas entidades. Uma entidade pode se relacionar com uma ou mais entidades diferentes. Podendo possuir informações em forma de atributos para caracterizar melhor as relações.
- ✓ *Retângulos*: representam conjuntos de entidades;
- ✓ *Elipses*: representam os atributos;
- ✓ *Losangos*: representam os conjuntos de relacionamentos e;
- *Linhas*: que ligam atributos a entidades e conjunto de entidades a conjunto de relacionamentos.

A cardinalidade de mapeamento entre uma entidade e um relacionamento é representada através de um par de valores colocados ao lado da entidade e próximo ao relacionamento. Esse par de valores varia entre um número mínimo e máximo de relações que a entidade pode estabelecer. Quando não há relações máximas definidas, é comum utilizar uma letra no lugar do número, como por exemplo: (m,n,p,...) (KORTH & SILBERSCHATZ ,1989).

Uma tarefa importante na modelagem de banco de dados é especificar como se distinguem entidades e relacionamentos. Conceitualmente, entidades individuais e relacionamentos são distintos, mas sob o aspecto do banco de dados, esta diferença deve ser expressa em termos de atributos. Para tal, uma chave primária é associada a cada conjunto de entidades. A chave primária é um conjunto de um ou mais atributos que permite a identificação única de uma entidade em um conjunto de entidades e o relacionamento em um conjunto de relacionamentos. Se não houver atributos suficientes para formar uma chave primária em um conjunto de entidades, diz-se que tal conjunto é entidade fraca. Portanto, uma entidade que possua chave primária é chamada entidade forte (KORTH & SILBERSCHATZ ,1989).

Um banco de dados correspondente a um diagrama E-R, pode ser representado através de uma coleção de tabelas. Para cada conjunto de entidades e para cada conjunto de relacionamentos num banco de dados, há uma tabela única de mesmo nome que o conjunto de entidades ou relacionamentos correspondente. Assim, cada tabela possui diversas colunas com nomes distintos.

FIGURA 2.12 - MODELO ENTIDADE-RELACIONAMENTO (ME-R).

2.3.4.a Generalização e especialização

Conjunto de relacionamentos entre conjuntos de entidades fortemente relacionados podem ser expressos através da *generalização e especialização* que são relacionamentos existentes entre conjuntos de entidades de nível mais alto e conjuntos de entidades de nível mais baixo. Generalização é o resultado da união de dois ou mais conjuntos de entidades de nível mais baixo produzindo um conjunto de entidades de nível mais alto, enquanto a especialização é o resultado da separação de um subconjunto de um nível de entidades de nível mais alto para ser uma entidade de nível mais baixo (KORTH & SILBERSCHATZ, 1989).

FIGURA 2.13 - RELACIONAMENTO DE ESPECIALIZAÇÃO

2.3.5.b Agregação

Uma limitação do modelo E-R é a impossibilidade de se expressar relacionamentos entre relacionamentos. Um meio para resolver esse problema é a utilização da *agregação* que é uma abstração na qual conjuntos de relacionamentos são tratados como entidades de nível mais alto. Deste modo, é possível visualizar um conjunto de relacionamentos e seus conjuntos de entidades associados como um conjunto de entidades de nível mais alto, tratada da mesma maneira que outra entidade qualquer (KORTH & SILBERSCHATZ, 1989).

FIGURA 2.14 - DIAGRAMA E-R COM AGREGAÇÃO.

2.4. Considerações sobre Engenharia de Software

Há algum tempo, a preocupação com o estudo do software ultrapassou o hardware, uma vez que este possui uma evolução maior em função dos avanços da microeletrônica.

O software tornou-se uma peça fundamental nos sistemas baseados em computador e pode ser estudado de forma análoga a um produto comercializado. Se é um produto, necessita ser projetado e várias as abordagens feitas aos projetos de engenharia convencional são aplicáveis a um software. Quando comparado ao projeto mecânico, civil ou eletrônico o projeto de software se encontra em um estágio preliminar de evolução (PRESSMAN,1995).

As experiências adquiridas há pouco menos de meio século, mostraram que conceber um software não se resume simplesmente em escrever seu código. Segundo PRESSMAN (1995), mesmo não havendo uma metodologia definida para se projetar um software, há várias técnicas, critérios de qualidade e notações específicas que podem ser aplicadas às várias atividades de seu desenvolvimento. Algumas características observadas ainda na década de 60, em projetos de *softwares* foram a modularidade e a existência de componentes que pudessem ser reutilizados em outros programas. Estas preocupações foram representadas pelas bibliotecas de sub-rotinas que eram reutilizadas em várias aplicações científicas de engenharia. Com os novos paradigmas que surgiram durante este intervalo de tempo, como a programação orientada ao objeto, novos conceitos foram propostos e surgiram as bibliotecas de componentes reutilizáveis para a construção de interfaces gráficas e uma preocupação na geração de toda documentação referente aos programas desenvolvidos (PRESSMAN 1995).

PRESSMAN (1995) define um software como: (1) instruções/programas de computador que quando executados, produzem a função e desempenho desejados; (2) estruturas de dados que possibilitam que os programas manipulem adequadamente a informação; (3) documentos que descrevem a operação e a utilização de programas. Um software é um elemento do sistema lógico e portanto não físico, desenvolvido pela engenharia não existindo a etapa de manufatura no sentido clássico. Uma definição um pouco mais ampla define o software como: programas de computador, estruturas de dados e documentação correlata que servem para efetivar o método, processo ou controle lógico necessário. Assim, os custos de projeto se centralizam no trabalho da Engenharia de Software.

Uma definição para Engenharia de Software proposta por FRITZ BAUER apud PRESSMAM (1995) baseia-se *no estabelecimento e uso de sólidos princípios de engenharia para que se possa obter economicamente um software que seja confiável e que funcione eficientemente em máquinas reais*, utilizando conceitos de disciplinas de engenharia no desenvolvimento de um software, uma vez que a Engenharia de Software é uma derivação da Engenharia de Sistemas e de Hardware.

Segundo PRESSMAM (1995), a Engenharia de Software abrange três elementos fundamentais, que oferecem controle sobre o processo de desenvolvimento do software:

- ❑ *Métodos*: proporcionam os detalhes dos procedimentos para construção do software e o conjunto de tarefas como: planejamento e estimativa do projeto, análise de requisitos de *softwares* e de sistemas, projeto de estruturas de dados, arquiteturas de programas e algoritmo de processamento, codificação, teste e manutenção. Esses métodos introduzem uma notação gráfica ou orientada à linguagem especial e introduzem um conjunto de critérios para qualidade do software.
- ❑ *Ferramentas*: proporcionam apoio automatizado e semi-automatizado aos métodos, estabelecendo um sistema de suporte ao desenvolvimento de software, como por exemplo, o CASE (Computer-Aided System Engineering), que agrega os conceitos de *software*, hardware, banco de dados para engenharia de software (estruturas de dados que contem informações necessárias sobre análise, projeto, codificação e teste) para criar um ambiente de Engenharia de Software de forma análoga aos Sistemas CAD/CAE/CAM/CAPP.
- ❑ *Procedimentos*: constituem o elo entre métodos e ferramentas, possibilitando o desenvolvimento racional e oportuno de um software. Os procedimentos definem a seqüência, nas quais os métodos serão aplicados, documentação e relatórios, ou seja, todos os controles necessários para assegurar um padrão de qualidade e coordenar as paradas e mudanças para avaliação dos programas.

A utilização dessas três ferramentas se denominam paradigmas da Engenharia de Software (PRESSAM 1995). Assim como foi bastante discutido no item 2.1, o software também apresenta um ciclo de desenvolvimento ou ciclo de vida. A Fig. 2.15 segundo (PRESSMAN 1995), ilustra o paradigma do ciclo de vida, que é o modelo procedimental mais utilizado na Engenharia de Software.

FIGURA 2.15 – CICLO DE VIDA CLÁSSICO DE UM SOFTWARE.

Esse modelo denominado *modelo em cascata*, requer uma abordagem sistemática e seqüencial do desenvolvimento do software, que se inicia na análise de sistemas e avança ao longo das fases de: análises de requisitos, projeto, codificação, teste e manutenção.

1. *Análise e engenharia de sistemas*: normalmente o software fará parte de um sistema computacional mais amplo. Nesta etapa são estabelecidos e coletados os requisitos para todos os elementos do sistema e atribuições. Há uma pequena abordagem sobre o projeto e análise em alto nível.
2. *Análise de requisitos*: para que sejam bem definidos os programas, os engenheiros analistas, devem compreender o domínio da informação para o software: suas funções, desempenho e interfaces necessárias. Os requisitos necessários para o software e o sistema, devem ser documentados e revistos junto ao cliente.
3. *Projeto*: é dividido em quatro etapas: estrutura de dados, arquitetura de software, detalhes procedimentais e caracterização da interface. O processo de construção do projeto transmite as exigências numa representação do software que pode ser avaliada a qualidade, anteriormente à codificação. O projeto é então documentado, tornando-se parte formal da configuração do software.
4. *Codificação*: é a *tradução* do projeto para a máquina. Se o projeto apresentar-se detalhado, a codificação pode ser feita mecanicamente.
5. *Testes*: com o código gerado, inicia-se a etapa de testes. Este processo de execução de testes concentra-se nos aspectos lógicos do software e tem a função de garantir se

todas as instruções serão testadas. Esta fase também verifica os aspectos funcionais externos, que através dos testes serão levantados os possíveis erros e garantirá que as entradas definidas produzam resultados consistentes.

6. *Manutenção*: um software sempre sofre mudanças e adaptações quando é entregue ao cliente. A manutenção do software se aplica para cada uma das etapas anteriores do ciclo de vida de um software existente.

O ciclo de vida clássico é o paradigma mais antigo e o mais amplamente utilizado nos desenvolvedores de softwares e sistemas. A utilização deste modelo implica em alguns problemas, como: os projetos reais raramente seguem um fluxo seqüencial, quando são efetivamente projetados, há dificuldades para o cliente declarar todas explicitamente todas as suas necessidades, o ciclo clássico tem dificuldade de acomodar as incertezas inerentes de qualquer projeto.

Além do modelo clássico, os analistas ou engenheiros de software podem utilizar um software protótipo ou o modelo em espiral, que possui uma abordagem mais realística para o desenvolvimento de sistemas e *softwares* em grande escala. A abordagem evolucionária à engenharia de software auxilia o entendimento e as decisões de riscos tomadas em cada etapa evolutiva as pessoas envolvidas no projeto (PRESSMAN, 1995).

Os aspectos fundamentais do projeto de software, possui um núcleo técnico do processo de engenharia de software e é aplicado independentemente do paradigma de desenvolvimento adotado. Iniciada a análise de requisitos de software, o projeto é a primeira dentre as três atividades técnicas – projeto, codificação e teste – que são as etapas necessárias para a construção de um software (PRESSMAN, 1995). Essas atividades de projeto, codificação e testes absorvem 75% ou mais do custo de engenharia de software, excluindo-se a manutenção. Durante o projeto e codificação é necessário que se utilize a característica de modularidade e o conceito de abstração que permite que o projetista simplifique e reutilize os componentes do software.

Sob a perspectiva técnica, o projeto é composto de quatro atividades: projeto de dados, projeto arquitetônico, projeto procedimental e projeto de interfaces e assim, como nos produtos mecânicos a qualidade é um fator decisivo para a aceitação de um software no mercado, além de servir de referência para futuras manutenções.

FIGURA 2.16 – PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE UM SOFTWARE (PRESSMAN, 1995).

3. DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA COMPUTACIONAL DE AUXÍLIO AO CÁLCULO E DESENHO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

O Capítulo 2 enfatizou a evolução das ferramentas computacionais de auxílio ao desenvolvimento do produto e as novas formas de relações de trabalho. Através desta visão geral, reforçada pelo trabalho apresentado por (SCHÜTZER, 1988), que já apontava e demonstrava a viabilidade de automatização dos elementos de máquinas, através da implementação do sistema PEAC (Projeto de Engrenagens Auxiliado po Computador), é proposto o Sistema EleMaq. Neste capítulo são descritas a proposta e a implementação do Sistema EleMaq, partindo-se de uma breve descrição dos módulos em funcionamento individual, concepção do Sistema Integrado do EleMaq e as rotinas para geração dos desenhos CAD. No Sistema Integrado são descritos os procedimentos para a construção do banco de dados e a concepção e implementação do programa gerenciador.

3.1 - Introdução

Vários programas isolados, para dimensionamento de alguns componentes mecânicos vem sendo desenvolvidos nos últimos anos, sejam através de meios acadêmicos ou comerciais, os quais em sua grande maioria possuem aplicações específicas.

No Capítulo 2, enfatizou-se a ampla utilização de computadores nos vários segmentos produtivos, prestação de serviços e até divertimento. Entretanto, o escopo da revisão bibliográfica foi apresentar a utilização consciente do computador e de seus recursos no ciclo de desenvolvimento do projeto e do produto.

Na metodologia tradicional de projeto, os engenheiros iniciam o dimensionamento dos componentes de um produto e recorrem a uma série de informações provenientes de manuais, normas técnicas, métodos de cálculo, ábacos e provavelmente uma calculadora para auxiliá-lo nos cálculos. O modelamento do produto é resultado do processo iterativo entre cálculo e análise e, em muitas empresas é representado por um ante-projeto seguido da construção de protótipos.

Há alguns anos, o projeto possuía características específicas de um trabalho manual repetitivo, auxiliado por ferramentas inerentes ao processo de se desenhar, como a utilização de papel, lápis, borracha, calculadora, réguas, compassos, esquadros e normógrafos. Feito um ante-projeto, esses esboços eram passados ao grupo de desenhistas responsáveis pelo detalhamento do projeto, que especificavam seus componentes para a confecção de um protótipo e posterior fabricação.

Essas condições de trabalho, que caracterizavam o ciclo tradicional do projeto, muitas vezes dificultavam o estudo e análise de outras alternativas de projeto, decorrente da limitação do tempo dispendido por essas atividades manuais. Segundo SCHÜTZER (1988) & BESANT (1983), o primeiro *software* de auxílio à engenharia foi o CAD (*Computer-Aided Design*), desenvolvido para otimizar a geração de desenhos, uma vez que esta etapa consumia um período maior no desenvolvimento do projeto. Posteriormente, foram desenvolvidos outros sistemas de apoio à engenharia, como por exemplo, os sistemas: CAE, CAM e CAPP. O objetivo destas ferramentas é a redução do ciclo de desenvolvimento do produto, através da integração de suas etapas. A utilização do computador nas diversas áreas ligadas ao produto e especificamente no projeto, gerou uma evolução na arte de projetar (SCHÜTZER, 1988). Os sistemas CAD, já alcançaram um estágio muito avançado, exemplificado pelo modelamento sólido baseado em *features* e as integrações à outros sistemas de suporte à engenharia, como: CAE, CAM e CAPP.

Os sistemas CAE (*Computer-Aided Engineering*) utilizam para a resolução de problemas complexos de engenharia, modelos matemáticos (métodos numéricos), como por exemplo, o Método dos Elementos Finitos (MEF), elementos de contorno, diferenças finitas e volumes finitos. Esses métodos otimizaram as resoluções de problemas de: *equilíbrio* (concentração de tensões, análise de tensões em pistões e materiais compostos); *determinação de autovalores* (frequências naturais e máquinas-ferramentas) e de *propagação* (fraturas e rupturas sob cargas dinâmicas) (ALMEIDA, 1992). Entretanto, alguns cálculos da Engenharia Mecânica não requerem uma análise tão complexa e, muitas vezes a utilização do MEF não se justifica:

- Grande parte dos componentes mecânicos, como por exemplo, os elementos de máquinas, já possuem soluções analíticas desenvolvidas ao longo dos anos;

- ❑ O custo computacional para sistemas CAE, que utilizam o Método dos Elementos Finitos é muito alto, necessitando de um *hardware* com maior capacidade de processamento e memória;
- ❑ O MEF apresenta dificuldades em reproduzir solicitações de fadiga, pressão superficial (*pitting*) e engripamento, que são comuns aos elementos de máquinas.

O refinamento alcançado nos algoritmos utilizados para dimensionar os elementos de máquinas, decorrem dos avanços das áreas de tecnologia, como por exemplo, resistência dos materiais, processos de fabricação, tratamento térmico e novos materiais. Assim, os cálculos manuais tornaram-se procedimentos improdutivos, em função do tempo consumido em consultas e cálculos e pela facilidade em se cometer erros.

Deste modo, a utilização de computadores como ferramenta ou substituição ao ser humano, apresenta várias vantagens, como por exemplo, a diminuição da fadiga humana, a retirada do homem de processos agressivos à vida, maior rapidez, diminuição de erros (ALMEIDA, 1997).

Os métodos de dimensionamento adotados para as implementações dos módulos são conhecidos (ver Apêndice 1), tendo portanto um número significativo de usuários e ainda, são métodos (salvo algumas variações) ministrados em grande parte dos cursos de engenharia mecânica. Desta forma, utilizar recursos computacionais no dimensionamento dos elementos de máquinas, justifica-se pela repetibilidade dos procedimentos de cálculos, e em muitos casos pela complexidade do dimensionamento. A título de ilustração, a Figura 3 apresentada por BRASIL (1988), apresenta a sequência de análise de um sistema mecânico para máquinas de levantamento e ilustra a localização das etapas, nas quais o Sistema EleMq está inserido:

FIGURA 3 - LOCALIZAÇÃO DO SISTEMA ELEMAQ EM UM PROJETO GENÉRICO.

O Sistema ¹*EleMaq* pode ser considerado uma ferramenta CAE (*Computer-Aided Engineering*), cujo objetivo é contribuir para a redução do ciclo de desenvolvimento do produto, e auxiliar no ensino para disciplinas de projeto. Para alcançar tais objetivos, o Sistema EleMaq fornece a automatização do cálculo de elementos de máquinas, geração de desenhos CAD e, através do Sistema Integrado armazena, integra e controla os dados provenientes dos módulos para um mesmo projeto mecânico, exemplificado através de redutores de velocidades. Para a definição da estrutura do sistema foram consideradas as seguintes condições:

- ❑ Métodos sistemáticos de dimensionamento;
- ❑ Divisão do Sistema EleMaq em duas etapas: funcionamento individual dos módulos e funcionamento integrado (Sistema Integrado);
- ❑ Linguagem de programação que fornecesse modularidade, portabilidade e manutibilidade, para incorporação de novas rotinas;

¹ Sistema – PRESSMAN (1995) definiu um sistema baseado em computador como: Um conjunto ou disposição de elementos que é organizado para executar certo método, procedimento ou controle ao processar informações. AURÉLIO (1993) define sistema como: 1. Conjunto de elementos, entre os quais

- ❑ Ferramenta computacional atual e flexível voltada à linguagem C (C++Builder);
- ❑ Interface gráfica com o usuário (GUI) amigável, que fornecesse objetos de comunicação para um servidor de Sistemas de Banco de Dados (SBD) e que esse servidor oferecesse interface com outros sistemas de banco de dados;

A partir dos módulos em funcionamento individual, foi implementado o Banco de Dados do EleMaq (EMDB.gdb) e o programa gerenciador para controle dos dados de projeto e do Sistema. Para complementar os módulos foram desenvolvidos algumas rotinas para visualização gráfica dos elementos em um sistema CAD.

Para o desenvolvimento do Sistema Integrado, houve a necessidade de se tomar um sistema mecânico, que englobasse os elementos de máquinas mais utilizados e apresentasse uma forma didática para o seu dimensionamento. A partir destas caracterizações, optou-se pelos redutores de velocidade de eixos paralelos e engrenagens cilíndricas, que também é o produto “virtual” do NUMA (Núcleo de Manufatura Avançada).

Nas implementações computacionais dos módulos buscou-se essa abordagem didática, baseadas em NIEMANN (1971), nas normas DIN e nos procedimentos de cálculos utilizados no curso de Elementos de Máquinas da Escola de Engenharia de São Carlos, com as quais foram feitas as construções das rotinas de cálculo. A Figura 3 apresenta uma visão geral das divisões do Sistema EleMaq e em seguida são feitos breves comentários sobre os módulos em funcionamento individual, mais detalhados no Apêndice 1.

FIGURA 3.1 – VISÃO GERAL DA COMUNICAÇÃO DE DADOS DO SISTEMA ELEMAQ.

a) Dados gerais do projeto - o usuário fornece informações gerais sobre o projeto: denominação, potência nominal, rotação de entrada, redução total e número de pares de engrenagens. Através de um algoritmo baseado na redução total e pares de

engrenagens são calculadas as reduções parciais, número de eixos e mancais de rolamento;

b) Cálculo das engrenagens - o usuário fornece os dados principais de projeto, como por exemplo: potência fornecida, rotação, relação de transmissão, número de dentes de cada engrenagem, tipo de lubrificante, módulo e materiais. A partir desses dados os pares de engrenagens são dimensionados, segundo a metodologia apresentada por SCHÜTZER (1988) (ver Apêndice 1, item 1.5). A implementação do módulo foi feita para engrenagens cilíndricas de dentes retos, helicoidais e bi-helicoidais;

c) Cálculo de eixos – o módulo segue um método híbrido de dimensionamento baseado em NIEMANN (1971), SHIGLEY (1984) e HANCHEN (1960) iniciando pelo esboço preliminar do eixo a ser dimensionado (ver Apêndice 1, item 1.1). O projetista fornece as posições dos mancais de rolamento, as forças provenientes dos engrenamentos ou de polias e as posições em que haja alguma variação de forma, como por exemplo, rasgos de chaveta, alterações nos diâmetros e furos de centragem. Fornecidos os dados, o módulo executa as seguintes verificações: momentos fletores e torçores, estimativa do diâmetro crítico (pré-dimensionamento). Posteriormente, devem ser fornecidos a classe de solicitação e valores de concentração de tensão, que permitem o cálculo das tensões à fadiga e dos coeficientes de segurança.;

d) Verificação de rolamento – está baseado no método indireto de dimensionamento, isto é, através dos parâmetros de projeto são selecionados alguns tipos de rolamentos e são verificados quanto à vida e cargas atuantes. O algoritmo está baseado no Catálogo do fabricante (SKF) e nos apontamentos de aula de LIRANI (1995) (ver Apêndice 1, item 1.6). Conhecidas as forças que agem sobre o rolamento e sua rotação, provenientes dos módulos anteriores (engrenagem sobre eixo), faz-se uma estimativa da vida útil do rolamento. Um fator importante para a seleção do tipo de rolamento é a escolha do tipo de lubrificante, sua viscosidade e seus aditivos. O projetista deve consultar tabelas, que forneçam os tipos de óleos ou graxas que proporcione a vida prevista no dimensionamento;

e) Cálculo das uniões eixo-cubo - a metodologia adotada para as uniões eixo-cubo por adaptação de forma (chaveta plana) e por atrito (por interferência transversal)

baseia-se em NIEMANN (1971) e na Norma DIN 6885 (ver Apêndice 1, item 1.3). Neste módulo o usuário deve fornecer o diâmetro do eixo, o momento de torção.

f) Cálculo das uniões eixo-eixo – a metodologia adotada para o dimensionamento de acoplamentos rígidos, está contida em NIEMANN (1971) (ver Apêndice 1, item 1.1). Esses elementos de máquinas são utilizados para unir pontas de eixos, transmitindo a rotação e o momento de torção.

g) Cálculo e seleção de correias em “V” – o módulo de dimensionamento e seleção de transmissão por correias em “V”, utiliza a metodologia de NIEMANN (1971) (ver Apêndice 1, item 1.4).

h) Visualização gráfica - no AutoCAD foram desenvolvidas três rotinas em AutoLISP (ver item 3.5), para auxiliar na visualização gráfica dos elementos: eixo, engrenagens e rolamentos, baseados nas metodologias adotadas nos módulos de dimensionamento.

3.2 - Refinamento e construção das interfaces gráficas dos módulos com o usuário/projetista

A interação entre o usuário e o programa de aplicação é muito importante, para a utilização mais eficiente dos recursos proporcionados pelo computador. Interfaces gráficas implementadas através de ícones, caixas de diálogo, figuras e gráficos facilitam o aprendizado e tornam mais natural a interação entre o homem e a máquina, do que interfaces do tipo *comando e consulta*, utilizadas anteriormente no sistema operacional DOS.

Este trabalho é continuação de um projeto de pesquisa do laboratório de CAD/CAE, portanto alguns módulos já haviam sido implementados para o sistema DOS, uma vez que era o recurso disponível para PC's no período da pesquisa. A maioria dos algoritmos de dimensionamento os módulos foram implementados em linguagem C ANSI, sendo que a primeira versão do programa para dimensionamento de engrenagens foi programada em FORTRAN (ver SCHÜTZER, 1988). Com o advento do sistema operacional Windows para PC's e sua grande absorção em nível comercial e acadêmico, surgiu a necessidade de se desenvolver interfaces gráficas

mais amigáveis baseadas em interfaces tipo “janelas”. A primeira versão do Sistema EleMq, foi desenvolvida através da ferramenta C++ Builder da BorlandTM, baseada em linguagem C com a associação de bibliotecas gráficas e recursos de orientação ao objeto, que permitem uma interface amigável e flexível. A interface proporcionada por essas ferramentas de quarta geração é do tipo *interface point and pick*² baseada em janelas, permitindo o recurso de multitarefa e uma redução do tempo reduzido de digitação.

Os módulos implementados em funcionamento individual (ver Capítulo 4), foram desenvolvidos a partir dos refinamentos e das alterações dos algoritmos dos módulos de dimensionamento para a linguagem C++ Builder, construção dos *lay-outs* das interfaces gráficas, de acordo com as metodologias de dimensionamento (ver Apêndice 1) e realizações de testes para comparação entre os resultados obtidos através dos cálculos manuais e os resultados obtidos pelos módulos.

As interfaces gráficas dos módulos em funcionamento individual (versão 1.0) apresentam o seguinte fluxo de informações:

FIGURA 3.2 - FLUXO DE INFORMAÇÕES NAS INTERFACES GRÁFICAS DOS MÓDULOS.

² *Interface point and pick*: este tipo de interfaces são citadas algumas vezes como WIMP (sigla derivada das iniciais das palavras inglesas para janelas (Windows), ícones (Icons), Menus (Menus) e dispositivos de indicação (Pointing device)).

As Figuras 3.3 e 3.4 apresentam duas telas de um mesmo elemento de máquina para a versão para DOS e para a versão atual em Windows 95:

FIGURA 3.3 - TELA INICIAL EM LINGUAGEM C PARA O SISTEMA DOS (MÓDULO DE DIMENSIONAMENTO PARA CORREIAS EM “V”).

FIGURA 3.4 - TELA ATUAL COM LINGUAGEM C ++ BUILDER NO SISTEMA WINDOWS 95 (MÓDULO DE DIMENSIONAMENTO PARA CORREIAS EM “V”).

Uma das desvantagens de se interagir com as interfaces do tipo *comando e consulta*, utilizadas no sistema DOS era a inflexibilidade de se retornar a itens anteriores

relativos a entrada de dados, limitando o usuário a trabalhar em cada nível do *menu* até que a opção desejada fosse alcançada. Por outro lado, os códigos-fonte obtidos nas linguagens de programação para sistema DOS são menores, aproximadamente metade do tamanho dos códigos-fonte escritos para linguagens orientadas ao objeto. Durante a geração dos arquivos relativos à construção do programa executável em WINDOWS, há um aumento significativo no tamanho do módulo, uma vez que encontram-se embutidas três bibliotecas gráficas, que encapsulam vários métodos e objetos que permitem as construções das interfaces gráficas (GUI's).

3.3 – Modelagem e implementação do Banco de Dados do Sistema EleMaq

Como apresentado na Figura 3.1, concluídos os módulos de dimensionamento, o próximo passo para a construção do *Sistema EleMaq* foi a escolha de uma Sistema de Gerenciamento de Banco de Dados (SGDB), compatível com a ferramenta C++Builder e que apresentasse flexibilidade em relação à outros Sistemas de Banco de Dados, uma vez que um dos objetivos do trabalho é promover um ambiente de Engenharia Simultânea. O avanço das tecnologias de banco de dados vem ocorrendo em áreas não convencionais, tais como: medicina, engenharia e educação. Essa denominação de “não convencional” deve-se ao fato de que essas áreas envolvem processamento complexo de uma grande volume de dados, que pode incluir informações sobre um determinado projeto, imagens ou multimídia.

Um Sistema de Gerenciamento de Banco de Dados (SGBD) é a união entre um conjunto de tabelas e um conjunto de programas que manipulem as informações sobre os seus dados (COSTA 1996), objetivando manter um único depósito de dados. As vantagens em se utilizar um Sistema de Banco de Dados, segundo COSTA (1996) são:

- ❑ *Forçar padronização:* a abordagem de um Banco de Dados centralizado permite definir uma padronização entre os usuários, dentro da organização, como por exemplo: formatos de dados e estruturas de relatórios;
- ❑ *Flexibilidade:* as alterações comuns na estrutura de um Banco de Dados, como inclusão de novos itens ou alteração do tamanho do campo pré-definido, não implicam necessariamente em alterações nos programas aplicativos existentes;

- ❑ *Redução do tempo de desenvolvimento de aplicações:* projetar e implementar um novo Banco de Dados pode levar mais tempo do que escrever uma aplicação para um único arquivo. Porém, após a implementação do BD, o tempo consumido para criar novas aplicações é menor, utilizando o programa gerenciador do sistema (SGBD);
- ❑ *Disponibilidade de informações atualizadas e consistentes:* todos os usuários acessam a mesma cópia do dados (consistência) no Banco de Dados;
- ❑ *Economia com pessoal e equipamentos:* a centralização de dados e aplicações, reduz a sobreposição de atividades em diferentes departamentos.

Existem quatro tipos de estruturas físicas para Sistemas de Bancos de Dados (ver Capítulo 2, item 2.3.2). Para o desenvolvimento do projeto proposto, utilizou-se uma abordagem relacional, devido às seguintes características:

- ❑ Em uma implementação relacional, as entidades são armazenadas em forma de tabelas inter-relacionadas (Banco de Dados) fornecendo flexibilidade na modelagem de dados;
- ❑ É um modelo adotado em várias empresas desenvolvedoras de *softwares* possuindo uma quantidade significativa de ferramentas adequadas a este modelo, principalmente no que se refere a sistemas de banco de dados do tipo cliente/servidor e ;
- ❑ Apresenta portabilidade para troca de informações, proporcionando integração à outros sistemas computacionais e linguagem padronizada de manipulação de dados (SQL). Uma vantagem desta característica pode ser observada pela Figura 3.5.

O servidor selecionado foi o INTERBASE 4.2 da BORLANDTM, que é um Sistema de Gerenciamento para Banco de Dados Relacionais (RDBMS) e possui aplicação em ODBC (*Open DataBase Connectivity*) que proporciona acesso a vários Sistemas de Banco de Dados comerciais.

FIGURA 3.5 – ABORDAGENS SOBRE COMUNICAÇÕES DE DADOS (ANUMBA 1996).

Para que uma estrutura de um Banco de Dados seja implementada, é necessário definir o *modelo de dados*. O modelo de dados é uma coleção de ferramentas conceituais, para a descrição dos dados, seus relacionamentos, semântica e restrições. Os modelos estão divididos em três grupos:

- Modelos lógicos baseados em objetos, que descrevem os dados em nível conceitual e de visão;
- Modelos lógicos baseados em registros, que especificam a estrutura lógica global do banco de dados e uma descrição em alto nível da implementação e;
- Modelos de dados físicos que descrevem os dados em seu nível mais baixo (KORTH & SILBERSCHATZ 1989).

No item 2.5.3 foi feita uma exposição teórica do modelo lógico baseado em objeto do tipo entidade-relacionamento, que é o adotado para a modelagem do redutor. O modelo lógico baseado em registros foi utilizado para a implementação do Sistema de Banco de Dados. O modelo lógico baseado em objetos é utilizado para descrever dados em níveis conceituais e de visão, fornecendo flexibilidade durante a estruturação e especificações de restrições de dados de forma explícita.

A BORLAND (1995) sugere uma metodologia de desenvolvimento de um banco de dados em três estágios:

- ❑ **PROJETO:** nesta etapa, são coletados os requisitos e necessidades do sistema, para as especificações funcionais para o Banco de Dados. Em seguida, os dados são

modelados e o Banco de Dados é especificado e os aplicativos de acesso aos dados. Os produtos desta etapa consiste no esquema do Banco de Dados e especificação funcional dos módulos;

- ❑ **IMPLEMENTAÇÃO:** esta etapa consiste na implementação da estrutura definida para o Banco de Dados e dos programas de aplicação. São implementados os dados e os meta-dados do banco de dados, como por exemplo: tabelas, domínios, *triggers* e *stored procedures*. Quanto aos programas de aplicações utiliza-se a linguagem SQL, responsável pela comunicação do Banco de Dados aos outros programas;
- ❑ **DESDOBRAMENTO:** nesta fase o sistema é testado, através de uma carga inicial de dados. Estes dados são verificados e analisados, para que se possa ter informações sobre o sistema e identificar eventuais falhas de desempenho;
- ❑ **MANUTENÇÃO:** esta é interativa, ou seja, consiste em mudanças e adaptações do sistema, originárias de novas necessidades do usuário, através do acompanhamento do sistema.

Para a construção do banco de dados do Sistema EleMq, criou-se inicialmente um procedimento de cálculo para o projeto de um redutor genérico, representado pela Fig. 3.4.

FIGURA 3.6 – FLUXO DE PROCEDIMENTOS PARA O PROJETO DE UM REDUTOR.

A partir deste fluxo, foi utilizado o Modelo Entidade-Relacionamento (MER – ver Apêndice 2a), para a modelagem do Sistema de Banco de Dados e o projeto do redutor foi definido da seguinte forma:

- A entidade EIXO representa uma entidade forte pois, todos os outros elementos estão montados sobre ele. Para cada EIXO há no mínimo 1 engrenagem, e no caso específico do projeto proposto, no máximo duas engrenagens. No EIXO de entrada há o relacionamento com uma união eixo-eixo, que irá acoplá-lo ao eixo do motor (na implementação é uma união através de flanges). Após o dimensionamento das engrenagens e das forças que atuam sobre o eixo, os mancais de rolamento devem ser dimensionados e selecionados, uma vez que o eixo é montado sobre eles;
- No relacionamento EIXO-ENGRENAGEM, há uma variação de modelagem denominada agregação, que origina o elemento EIXO-CUBO, que por sua vez pode ser generalizado em outros tipos. Neste caso, utilizamos as uniões por adaptação de forma (chaveta plana).

A próxima etapa foi a construção dos domínios de cada tabela, ou cada elemento de máquinas. Os domínios são utilizados para identificar os elementos no banco de dados (ver Apêndice 2b). A Figura 3.5 apresenta a nomenclatura utilizada para a implementação do SBD:

FIGURA 3.7 - CROQUI DE UM REDUTOR DE EIXOS PARALELOS E OS SEUS IDENTIFICADORES PARA O BANCO DE DADOS.

Os domínios dos atributos de identificação foram definidos da seguinte forma:

$\text{dom}(\text{ID_Proj}) = 999$ (contador de 3 dígitos);
 $\text{dom}(\text{ID_Eng}) = \{\text{dom}(\text{ID_Proj}) + \{\text{EP}, \text{EC}\}\};$
 $\text{dom}(\text{ID_Eixo}) = \{\text{dom}(\text{ID_Proj}) + \{\text{dom}(\text{ID_Eng})\} + \{\text{ee}, \text{e1}, \text{e2}, \dots, \text{es}\}\};$
 $\text{dom}(\text{ID_Rol}) = \{\text{dom}(\text{ID_Proj}) + \{\text{dom}(\text{ID_Eng})\} + \{\text{dom}(\text{ID_Eixos})\} + \{\text{RE}, \text{RD}\}\};$
 $\text{dom}(\text{ID_UEE}) = \{\text{dom}(\text{ID_Proj}) + \text{dom}(\text{ID_Eixo}) + \{\text{UEE}\}\};$
 $\text{dom}(\text{ID_UEC}) = \{\text{dom}(\text{ID_Proj}) + \text{dom}(\text{ID_Eixo}) + \text{dom}(\text{ID_Eng}) + \{\text{UEC}\}\}.$

No qual:

ee = eixo de entrada do redutor;

e1 ... en = eixos intermediários;

es = eixo de saída do redutor;

EP = Pinhão (engrenagem menor);

EC = Coroa (engrenagem menor);

RE = Rolamento Esquerdo;

RD = Rolamento Direito;

UEE = União Eixo-Eixo;

UEC = União Eixo-Cubo.

Com os atributos e domínios definidos, passou-se para a etapa de implementação propriamente dita, na qual foram construídas tabelas para cada componente mecânico, seus identificadores e os comandos de consultas do SQL para manipulação dos dados. Resumidamente, as etapas para o projeto conceitual do Banco de Dados do Sistema EleMaq foram:

- Identificação dos tipos de entidades;
- Identificação dos tipos de relacionamentos;
- Desenho do E-R com tipos de entidades e relacionamentos;
- Definição da cardinalidade;
- Identificação dos atributos;
- Tradução do diagrama E-R em um diagrama de estruturas de dados (tabelas);
- Definição das operações sobre o modelo.

TABELAS IMPLEMENTADAS
(ELEMENTOS DE
MÁQUINAS)

FIGURA 3.8 – CONTEÚDO DO SISTEMA DE BANCO DE DADOS: TABELAS E COMANDOS DO SQL.

FIGURA 3.9 – EXEMPLO DE ATRIBUTOS NA TABELA REFERENTE AO REDUTOR.

3.4 – Metodologia e implementação do programa gerenciador

Um gerenciador é um software de propósito geral, que facilita o processo de utilização de um Banco de Dados (BD) para várias aplicações, permitindo ao usuário criar, armazenar e manipular as informações de cada um dos itens que o compõe. Para manipular um banco de dados, há funções que atualizam os dados armazenados, disponibilizando-os para consultas e geração de relatórios. Para se implementar um BD computadorizado, não é necessário efetivamente possuir um SGBD, pode haver um conjunto de programas que manipule o BD. O programa gerenciador para o Sistema EleMaq, se caracteriza pelo tratamento conferido aos módulos, ou seja, há um controle lógico que os fazem trabalhar de forma integrada sob um mesmo projeto. Para se ter uma visão do Sistema Integrado do EleMaq, a Figura 3.8 apresenta a conexão de seus componentes: Banco de Dados, BDE³, aplicativos (módulos de dimensionamento) e o programa gerenciador:

FIGURA 3.10 – DIAGRAMA DE CONEXÕES DOS COMPONENTES DO SISTEMA ELEMAQ.

O programa gerenciador no Sistema EleMq tem os seguintes objetivos:

- ❑ Efetuar o cadastramento de projetos de redutores de velocidade no banco de dados;
- ❑ Gerenciar o dimensionamento do projeto através de regras, realizado pelos módulos aplicativos e;
- ❑ Fornecer acesso ao usuário sobre os dados dos elementos de máquinas contidos, em cada projeto de redutor de velocidades.

A implementação do programa gerenciador foi tratada da seguinte forma:

- a) A modelagem e construção do banco de dados foram essenciais para criar uma parte do ambiente de atuação do programa gerenciador, devido a dois aspectos:
 - a.1) Os dados provenientes dos módulos para um mesmo projeto, são armazenados através de chaves de identificação pré-definidas no item 3.3, que facilitam a consulta realizada pelo gerenciador durante o controle dos módulos e;
 - a.2) O sistema de gerenciamento de banco de dados (INTERBASE), possui o *drive set* ODBC, permitindo compartilhamento dos dados armazenados no Sistema EleMq à outros sistemas de banco de dados. O programa gerenciador diferencia e controla o acesso a esses dados.
- b) O sistema de transmissão de um redutor de velocidades é composto basicamente pelos seguintes elementos de máquinas: pares de engrenagens, eixos de transmissão, mancais de rolamento ou deslizamento, uniões eixo-cubo e uniões eixo-eixo. A partir destes elementos, uma das principais funções do gerenciador é autorizar e verificar consistência dos dados provenientes dos módulos de cálculo, realizados através de implementações de regras ou funções de controle.

³ *BDE (Borland Database Engineering)* – Aplicativo acoplado ao INTERBASE, que fornece flexibilidade à diferentes Sistemas de Banco de Dados, através de *drivers* ODBC e comandos de consulta do SQL e oferece ainda, recursos para utilização da API do Windows.

No cadastramento do projeto (tela principal), foram implementadas duas rotinas de cálculo:

- ◆ A partir da redução total e o do número de pares de engrenagens, utilizou-se a seguinte expressão para o pré-cálculo das reduções intermediárias (FERNANDES 1979):

$$\tau_{i+1} \cong \tau_i^{\frac{2}{3}}$$

- ◆ Com o número de pares de engrenagens fornecidos, calcula-se o número de eixos pela expressão:

$$\text{NumEixos} = \text{NumPares Engrenagens} + 1;$$
- ◆ Sendo o eixo bi-apoiado a quantidade de rolamentos é igual:

$$\text{NumRol} = \text{NumEixos} * 2.$$

As rotinas para o cálculo da quantidade de eixos e mancais de rolamento, garante a existência das tabelas e suas respectivas chaves no banco de dados, assim uma vez cadastrado, o projeto apresenta o estado de INICIADO. Os módulos de cálculo passam do estado de funcionamento isolado para o estado “em projeto”, e os dados obtidos em cada dimensionamento podem ou não, serem armazenados no banco de dados do Sistema EleMq.

O usuário pode iniciar o projeto a partir de qualquer par de engrenagens cadastrado na tela principal do Sistema EleMq, sendo que normalmente o cálculo é iniciado pelo par de entrada do redutor. Para que os eixos sejam calculados, foi desenvolvido um algoritmo de autorização, descrito a seguir, que verifica a existência dos pares de engrenagens, necessários ao dimensionamento dos eixos.

□ *ALGORÍTMO PARA AUTORIZAÇÃO DE CÁLCULO DOS EIXOS:*

Calculado qualquer par de engrenagens (Par N) do redutor de velocidades, segue:

INÍCIO

SE

(Eixo 1 do Par N = “ee”);

ENTÃO

Eixo 1 do Par N está autorizado;

SENÃO

Se (Par (N-1) foi concluído);

Então Eixo 1 do Par N está autorizado;

(para a verificação do *par anterior* (*Par N-1*), utiliza-se a chave de identificação da engrenagem 1 – eng. menor)

SE

(Eixo 2 do Par N = “es”)

ENTÃO

Eixo do Par N é autorizado

SENÃO

Se (Par (N+1) foi concluído)

Então

Eixo 2 do Par N está autorizado

(para a verificação do *par posterior* (*Par N+1*), utiliza-se a chave de identificação da engrenagem 2 – eng. maior).

FIM

Para as autorizações dos cálculos dos rolamentos e uniões eixo-cubo, utilizou-se a mesma lógica e a união eixo-eixo é habilitada, somente quando o eixo de entrada estiver dimensionado.

O fluxo de recálculo dos elementos de redutor apresentado a seguir pela Fig. 3.11, seguido do algoritmo para recálculo dos elementos.

FIGURA 3.11 – FLUXO DE RECÁLCULO NO REDUTOR.

- *ALGORÍTMO PARA AUTORIZAÇÃO DO RECÁLCULO DO PAR DE ENGRENAGENS E OS ELEMENTOS RELACIONADOS (EIXOS, UNIÕES EIXO-CUBO, UNIÕES EIXO-EIXO E ROLAMENTOS):*

INICIO

Buscar Par corrente

Par corrente *em Recálculo*

Para cada eixo do Par corrente

Buscar eixo

Eixo *em Recálculo*

Eixo apresenta *Calculo_Autorizado* = 0

SE eixo = “ee”

Buscar UEE do eixo “ee”

UEE do eixo “ee” *em Recálculo*

UEE do eixo “ee” apresenta *Cálculo_Autorizado* = 0

Buscar UECP do eixo “ee”

UECP do “ee” em *Recálculo*

UECP do eixo “ee” apresenta $Cálculo_Autorizado = 0$

SENÃO

SE eixo = “es”

Buscar UECC do eixo “es”

UECC do “es” em *Recálculo*

UECC do “es” apresenta $Cálculo_Autorizado = 0$

SENÃO// eixo pertence às reduções 1 ... n

Buscar UECP do eixo

UECP do eixo em *Recálculo*

UECP do eixo apresenta $Cálculo_Autorizado = 0$

Buscar UECC do eixo

UECC do eixo em *Recálculo*

UECC do eixo apresenta $Cálculo_Autorizado = 0$

Buscar Rol RE do eixo

Rol RE do eixo em *Recálculo*

Rol RE do eixo apresenta

$Cálculo_Autorizado = 0$

Buscar Rol RD do eixo

Rol RD do eixo em *Recálculo*

Rol RD do eixo apresenta

$Cálculo_Autorizado = 0$

FIM

Chamar o módulo de cálculo de engrenagens

FIM

Uma vez que todos os dados previstos pela modelagem do banco de dados estejam armazenados, podem ser realizadas então as consultas em SQL. Deste modo, o projetista pode realizar diversos tipos de consulta, por exemplo:

- Comparar o tipo de óleo utilizado na lubrificação dos mancais de rolamento e o óleo utilizado nas engrenagens;
- Estimar a altura (H) do redutor, através da somatória das colunas relativas às distâncias entre centros (I's) obtidas nos módulos de engrenagens e de folgas estimadas até a parte interna da carcaça;
- Realizar busca de dados, um módulo pode buscar dados nas tabelas armazenadas. O módulo de rolamento, por exemplo, pode buscar na tabela do seu respectivo (se calculado), o diâmetro de assento do rolamento ou;
- Considerando que, para engrenagens pequenas montadas sobre o eixo ou engrenagens com dimensões maiores, a espessura da parede entre o pé do dente e o furo (rasgo de chaveta) deve ser maior que $1.5 \times m_n$, expressa pela seguinte expressão:

$$\frac{dr}{2} \geq \frac{d}{2} + h' + 1.5m_n$$

No qual:

Rasgo no cubo (h') = t_2 + folga

c) Para executar a troca de dados entre o gerenciador e os programas aplicativos (módulos de dimensionamento), foi necessário utilizar a API (*Application Programming Interface*) ou Win32 do Windows 95/NT, que estabelece a comunicação entre os processos.

Para que fossem implementadas as transições de processos entre os módulos, Banco de Dados e o programa gerenciador, foi necessário definir os possíveis estados do projeto (redutor) e dos módulos de cálculo. A Figura 3.12 e 3.13 representam o fluxo de informações para o cálculo e o recálculo do projeto e dos módulos de cálculo:

FIGURA 3.12 – ESTADOS DO PROJETO.

FIGURA 3.13 – ESTADO DO MÓDULO DE CÁLCULO.

3.5 – Implementação de rotinas para geração de desenhos CAD dos elementos de máquinas

Procurou-se nesta etapa, fornecer a visualização gráfica dos elementos de máquinas, a partir das metodologias de dimensionamento implementadas nos módulos em funcionamento individual (ver Apêndice 1), ou seja, forçar uma padronização. A partir de parâmetros pré-definidos para a geração dos desenhos CAD do elemento de máquina, há uma redução do tempo destinado aos desenhos, mesmo auxiliados por computador. O sistema CAD escolhido foi o AutoCAD da AUTODESK, em função

de sua ampla utilização, e facilidade na criação de rotinas (macros) em linguagem AutoLISP.

O AutoLISP é uma implementação da linguagem LISP, baseada em listas e muito utilizada para geração de rotinas gráficas. As aplicações são armazenadas em arquivos do tipo ASCII com extensão .lsp e podem ser acionadas através do comando APPLOAD (*Application Load*) localizado na interface gráfica do AutoCAD. As aplicações desenvolvidas em AutoLISP são acionadas pelo AutoCAD, através do comando de linha e das interfaces gráficas utilizadas a partir do arquivo de suporte com extensão .dcl (*Dialog Control Language*).

3.6 -Ferramentas computacionais utilizadas

Desenvolvida pelo Bell Laboratory no início dos anos 70, a linguagem C visava a implementação do UNIX. Em 1978, houve uma padronização feita por Kernighan e Ritchie. A linguagem C obteve grande aceitação nos meios acadêmicos e nos desenvolvedores de sistemas operacionais, devido à várias características, como por exemplo: facilidades de programação em “*baixo nível*”, geração eficiente de código, amplo conjunto de operadores permitindo um código compacto, porém com baixa legibilidade e modularidade.

Os aplicativos (módulos de dimensionamento) e parte do Sistema Integrado do EleMaq, foram desenvolvidos para que houvesse uma interface amigável com o usuário final, utilizando a plataforma Windows 95 ou Windows NT.

A ferramenta C++ Builder (uma nova versão da linguagem C ANSI), baseada em um novo paradigma de programação: a orientação ao objeto (OOP), oferece uma série de vantagens:

- ❑ Maior facilidade em se utilizar objetos do mundo real, através da identificação e relacionamento entre objetos do sistema a ser analisado;
- ❑ Possibilidade de se criar um código-fonte compreensível e otimizado, (mesmo que tenha um tamanho maior), em função das características desta tecnologia como o poliformismo e herança;
- ❑ Reutilização de códigos, que é uma grande vantagem da OOP, em função do encapsulamento, poliformismo e herança, implicando em redução do tempo de projeto e implementação.

Em suma, o C++ Builder é uma ferramenta orientada ao objeto, com um ambiente de programação visual para o desenvolvimento de aplicações de propósito geral para os sistemas: Windows 95 e NT, fornecendo uma biblioteca de componentes reutilizáveis e uma série de ferramentas gráficas.

Para a construção do Sistema de Banco de Dados e o programa gerenciador, foi utilizado o servidor INTERBASE 4.2 da BORLANDTM. O INTERBASE é um Sistema de Gerenciamento de Banco de Dados Relacionais (SGBDR's), que fornece um processamento rápido e compartilhamento de dados em um ambiente local ou em rede. Oferece também portabilidade para as plataformas: Windows 95, Windows NT, Novell Netware e algumas aplicações em UNIX.

Os desenvolvedores podem construir aplicações do tipo cliente/servidor, utilizando o BDE (Borland Database Engineering) que é um tipo de conexão entre o Banco de Dados e os programas aplicativos. O acesso ao Banco de Dados do INTERBASE é feito pelo SQL Link e aplicações em linguagem C. O sistema CAD selecionado para a geração dos desenhos CAD, como já mencionado, foi o AutoCAD. A escolha baseou-se no fato do sistema possuir uma linguagem específica para aplicações de rotinas gráficas, o AutoLISP. A utilização do AutoLISP e não a linguagem C, ocorreu pela dificuldade em se manipular informações dimensionais em uma linguagem estruturada. A título de comentário a linguagem LISP, propriamente dita, foi desenvolvida em 1960 por John McCarthy do grupo de IA do MIT, para dar suporte à pesquisa em IA. Existem muitos dialetos para a linguagem em LISP, pelo fato de nunca ter sido padronizado.

4. EXEMPLOS DE APLICAÇÃO DO SISTEMA ELEMAQ

Como foi proposto no Capítulo 3, o Sistema EleMaq contém três partes: módulos individuais de cálculo para elementos de máquinas, rotinas desenvolvidas em AutoLISP para geração de desenhos CAD e o Sistema Integrado, composto pelos módulos de cálculo, banco de dados e o um programa gerenciador de projetos. Neste capítulo são apresentados os módulos de dimensionamento implementados em funcionamento local, as interfaces gráficas e os desenhos CAD gerados a partir de

rotinas implementadas em AutoLISP e as interfaces de interação com o Sistema Integrado do EleMaq.

4.1 – Módulos de cálculo

Os módulos citados anteriormente estão baseados em metodologias tradicionais de cálculo de elementos de máquinas e autores como: NIEMANN e SHIGLEY, além de normas técnicas como: DIN e ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas). Em trabalhos anteriores do laboratório de CAD/CAE, foram desenvolvidos módulos para: engrenagens (ver SCHÜTZER, 1988) implementado em linguagem FORTRAN; eixo, união eixo-eixo e mancais de rolamento implementados em linguagem C. Deste modo, os módulos apresentados neste capítulo constituem efetivamente as primeiras versões que compõem o Sistema EleMaq para microcomputadores (PC's), desenvolvidos da seguinte forma:

- ❑ Refinamento de alguns algoritmos de módulos implementados em linguagem C;
- ❑ Construção do módulo para dimensionamento e seleção de correias e união eixo-cubo (chaveta plana e por interferência transversal);
- ❑ Adaptação ao sistema operacional WINDOWS 95/NT através da utilização da ferramenta C++ Builder e;
- ❑ Construção de objetos de comunicação com o servidor de banco de dados (INTERBASE).

4.1.1 - MÓDULO PARA DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE CORREIAS EM “V”

O algoritmo para dimensionamento e seleção de correias em “V” utilizado para a implementação do módulo, está baseado em (NIEMANN, 1971 – ver Apêndice 1). A escolha desse método de cálculo justificou-se pela sua abrangência, considerando diversos fatores de influências, que muitas vezes não são considerados pelos principais fabricantes. O módulo poderá ser ampliado, para outras formas de perfis, como por exemplo, correias chatas e correias sincronizadoras. Para os módulos de cálculo de correias em “V” e uniões eixo-eixo, foram implementadas interfaces gráficas para opção em língua inglesa. O módulo de dimensionamento e seleção de

correias em “V” é apresentado através de um exemplo numérico, e para uma melhor avaliação dos resultados obtidos são confrontados os valores manuais e os valores obtidos pelo módulo (ver Apêndice 3).

□ Dados de entrada:

$N = 7.5$ [CV] $n_1 = 1500$ [rpm] $i = 2.24$ [rpm] $a = 900$ [mm]

Regime de trabalho: 10-18 horas.

FIGURA 4 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE CORREIA EM “V” (VERSÃO 1.0).

FIGURA 4.1 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO DE CORREIA EM “V”.

FIGURA 4.2 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA CORREIAS EM “V”.

4.1.2 – Módulo para dimensionamento para uniões eixo-eixo (versão 1.0)

A primeira versão do módulo para dimensionamento de uniões eixo-eixo, limitou-se aos acoplamentos rígidos formado por: engrenamento plano (tipo HIRTH), flanges e fixo bipartido. Os algoritmos de cálculo estão baseados em (NIEMANN, 1971 – ver Apêndice 1) e poderão ser implementadas em trabalhos futuros, rotinas para cálculo e seleção de acoplamentos de compensação e engate.

As telas apresentadas a seguir, apresentam exemplos numéricos dos três tipos de acoplamentos rígidos implementados, sendo também confrontados os valores dos cálculos manuais e dos valores obtido no módulo (ver Apêndice 3).

4.1.2.1 - Acoplamento rígido por flanges

□ Dados de entrada:

Flange de aço ABNT 1020; $M_t = 300.000[\text{kgf}.\text{mm}]$ $d = 90[\text{mm}]$

$\mu = 0.25$

$\sigma_{\text{adm do parafuso}} = 18[\text{kgf}/\text{mm}^2]$

FIGURA 4.3 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE UNIÕES EIXO-EIXO.

União Eixo-Eixo

Acoplamento frontal | Acoplamento fixo bipartido | **Acoplamento por flange**

Dados de dimensionamento

Momento de torção atuante	(Mt)	<input type="text" value="3000"/>	[kgf.mm]
Material e pressão específica admissível	(Padm)	<input type="text" value="St 37/ ABNT 1020 ... 6.5"/>	[kgf/mm ²]
Coeficiente de atrito entre as flanges	(μ)	<input type="text" value="0.15"/>	[.]
Tensão admissível do parafuso	(Tensão_adm)	<input type="text" value="10"/>	10 [kgf/mm ²]
Diâmetro do eixo	(d)	<input type="text" value="60"/>	[mm]
Distância do centro do parafuso até a borda da flange	(t)	<input type="text" value="15"/>	(Distância mínima = 4mm)
Tipo de solicitação		<input type="text" value="Torção constante"/>	

Dimensionar | Cancelar dados | Sair

FIGURA 4.4 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO UNIÃO EIXO-EIXO (FLANGES).

FIGURA 4.5 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES ATRAVÉS DE FLANGES.

4.1.2.2 - Acoplamento Frontal (Engrenamento tipo HIRTH)

□ Dados de entrada:

$$M_t = 10000[\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad d = 20[\text{mm}] \quad D = 40[\text{mm}]$$

$$\text{Material liga, submetido à choques.} \quad \tau_{adm} = 2.6[\text{kgf}/\text{mm}^2]$$

União Eixo-Eixo

Acoplamento frontal | Acoplamento fixo bipartido | Acoplamento por flange

Dados de entrada

Momento de torção atuante (Mt) [kgf.mm]

Diâmetro externo (D) [mm]

Diâmetro interno (d) [mm]

Material

☒ Aço liga ☐ Aço carbono

Tipo de solicitação

☒ sem choques ☐ com choques ☐ com choques e vibrações torcionais

Dimensionar | Cancelar dados | Sair

FIGURA 4.6 – TELA DE ENTRADA DE DADOS PARA O MÓDULO DE UNIÕES EIXO-EIXO (FRONTAL).

FIGURA 4.7 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES DO TIPO FRONTAIS.

4.1.2.3 - Acoplamento fixo-bipartido

□ Dados de entrada:

$$M_t = 83.000[\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad d = 80[\text{mm}] \quad \mu = 0.25 \quad \sigma_{adm \text{ do parafuso}} = 10[\text{kgf}/\text{mm}^2]$$

Material Aço com Aço

The screenshot shows the 'União Eixo-Eixo' software window with three tabs: 'Acoplamento frontal', 'Acoplamento fixo bipartido' (selected), and 'Acoplamento por flange'.

Largura e espessura sugeridas em função do M_t

Linical = $x \cdot (M_t)^{1/3}$

x para Aço: [0.21 ... 0.35]
x para Foto: [0.42 ... 0.53]

De acordo com o material do cubo

x = **0.21** [cm]

Sinical = $y \cdot (M_t)^{1/3}$

y para Aço: [0.21 ... 0.30]
y para Foto: [0.18 ... 0.26]

De acordo com o material do cubo

y = **0.18** [cm]

Acoplamento fixo-Bipartido (DIN 115) - Dados iniciais

Momento de torção atuante (Mt) **83000** [kgf.mm]

Diâmetro interno (d) **80** [mm]

Diâmetro do núcleo do parafuso (di) **9** [mm]

Tensão admissível do parafuso (σ) **10** [kgf/mm²]

Coefficiente de atrito entre os eixos (μ) **0.25** [.] [0.075-0.30]

Padm

Fofo Aço [3 ... 5] (Padm) **3** [kgf/mm²]
Aço Aço [5 ... 9]

Buttons: Dimensionar, Cancelar dados, Sair

FIGURA 4.8 – TELA DE ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO DE UNIÕES EIXO-EIXO (FIXO BI-PARTIDO).

The screenshot shows the 'QuickReport version 1.0d' window displaying a report titled 'Relatório de dimensionamento de acoplamento fixo-bipartido'.

Dados sobre forças/tensões			
Força de separação no cubo	(Ps)	2641.97	[kgf]
Força em cada parafuso	(Pp)	636.17	[kgf]
Dados geométricos			
Número de parafusos	(np)	6	[mm]
Parafuso normalizado	(d)	M 12	
Lmin	(Lmin)	11.00	[mm]

Windows taskbar shows: Start, Microsoft Word - zcap45.d, Correia "V", Microsoft Photo Editor, 6:36 AM.

FIGURA 4.9 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES DO TIPO FIXO-BIPARTIDO.

4.1.3 - Módulo para dimensionamento de eixos (versão 1.0)

O módulo de dimensionamento de eixos foi implementado através de um método híbrido, baseado em diferentes autores, como por exemplo, (NIEMANN, 1971 & SHIGLEY, 1981), apresentado em (LIRANI, 1996 – ver Apêndice 1).

Para que o módulo possa ser executado, o usuário deve necessariamente possuir um esboço preliminar do eixo, contendo as dimensões longitudinais dos escalonamentos e considerando sua montagem no conjunto. Neste esboço devem ser consideradas as posições das forças atuantes provenientes de engrenagens e polias e a localização dos mancais de rolamento, ambos a partir de uma face de referência (esquerda).

A título de comentário, este módulo foi adaptado a partir de uma versão anterior, implementada em linguagem C por um aluno de iniciação científica. O código-fonte do módulo de eixo é bastante extenso e não foi modularizado, dificultando eventuais alterações. Assim, para um trabalho futuro haverá a necessidade de uma nova avaliação do algoritmo inicial.

O exemplo numérico apresentado a seguir, consta da apostila de exercícios da disciplina de elementos de máquinas da EESC – USP.

❑ Dados de entrada:

Potência: 30[CV] Rotação: 80[rpm]

Material: aço ABNT 8620(acabamento médio no torno)

Dados das engrenagens: $Z_1=57$ $Z_2=34$ $m=8$ $\alpha=20^\circ$

Distâncias longitudinais:

$z_1=50[\text{mm}]$; $z_2=150[\text{mm}]$; $z_3=200[\text{mm}]$; $z_4=400[\text{mm}]$; $z_5=525[\text{mm}]$ e
 $z_6=575[\text{mm}]$

FIGURA 4.10 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE EIXOS (VERSÃO 1.0).

Dados Geométricos

Pontos com geometria definida | Material | Esforços atuantes | Localização dos apoios | Coeficientes de segurança | Dimensionamento à fadiga

Croqui genérico do eixo

Sistema de unidades

☐ Sistema Internacional (SI): Força:[N] e Distância

☒ Sistema alternativo: Força: [kgf] e Distância [mm]

Referências

Potência de entrada: 30 [CV]

Rotação de entrada: 80 [rpm]

Face de referência: Esquerda

Número de pontos com geometria definida: 6

Selecione o ponto com geometria definida desejado: 1

1

Distância da face de referência até a primeira geometria: 50 [mm]

Tipo de geometria para a primeira coordenada: Escalonamento de d1/d2(d1 < d2)

Tipo de acabamento para a primeira coordenada: retificado

Dados | Dimensionamento estático | Escalonamento inicial do eixo | Dimensionamento à fadiga | Sair

FIGURA 4.11 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO DE EIXOS.

FIGURA 4.12 – RELATÓRIO REFERENTE AO PRÉ-DIMENSIONAMENTO DO EIXO.

FIGURA 4.13 –RELATÓRIO REFERENTE AO ESCALONAMENTO DO EIXO (PRÉ-DIMENSIONAMENTO).

QuickReport version 1.0d

Page 1 of 1

Relatório de dimensionamento à fadiga

Posição verificada

Posição	Diâmetro	Tensão atuante	<	Tensão admissível	adm/atuante
50	50	2,62	<	15,27	5,82
150	70	6,70	<	10,36	1,54
200	70	6,81	<	13,00	1,90
400	70	7,30	<	11,48	1,57
625	50	3,95	<	13,78	3,48

Windows taskbar: Iniciar, Microsoft Word - QUALIF..., Eixos, Eixos, 12:18

FIGURA 4.14 – RELATÓRIO DE VERIFICAÇÃO DO EIXO À FADIGA.

4.1.4 – Módulo para dimensionamento de uniões eixo-cubo

Existem três classes de uniões eixo-cubo: uniões por atrito, uniões encaixadas (adaptação de forma) e uniões encaixadas sob tensão. O módulo de cálculo foi implementado para dois casos: chaveta plana, que é uma variação de uniões encaixadas e uniões por interferência transversal, uma variação de uniões por atrito. A metodologia de cálculo está baseada em NIEMANN, 1971 e na norma DIN (ver Apêndice 1). Considerando que o elemento união eixo-cubo possui um sub-conjunto de variações, como por exemplo: perfis K, ranhuras múltiplas, pinos transversais (encaixadas); cubo bi-partido, assento cônico (atrito) e chavetas meia-lua encaixada, inclinada, pino transversal (encaixadas sob tensão), poderão ser adicionadas ao módulo atual novas rotinas de cálculo e tabelas de consulta normalizadas.

4.1.4.1 – União eixo-cubo por adaptação de forma (chaveta plana)

□ Dados de entrada:

$M_t = 3000[\text{kgf.cm}]$ $d = 50[\text{mm}]$ Eixo: Aço ABNT 1040

Material do cubo: Ferro Fundido Nodular e Momento de torção constante

FIGURA 4.15 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO UNIÃO EIXO-CUBO (CHAVETA PLANA).

Estimativas dimensionais

Estimativas das dimensões do cubo em função do M_t

Material do cubo: ☒ Aço ☐ Ferro Fundido

$Linicial = x \cdot (M_t)^{1/3}$ Faixa recomendada [0.53 ... 0.70]

$x = 0.6$ [cm]

Material do cubo: ☒ Aço ☐ Ferro Fundido

$Sinicial = y \cdot (M_t)^{1/3}$ Faixa recomendada [0.18 ... 0.21]

$y = 0.2$ [cm]

Material do cubo: ☒ Aço ☐ Ferro Fundido

$S' = y' \cdot (M_t)^{1/3}$ Faixa recomendada [0.15 ... 0.18]

$y' = 0.17$ [cm]

Cancelar Continuar

FIGURA 4.16 – TELA DE ESTIMATIVAS PARA O MÓDULO UNIÃO EIXO-CUBO (CHAVETA PLANA).

Unões Eixo-Cubo por adaptação de forma (chaveta) (versão 1.0)

Dados de Projeto

Tipo de união: **Chaveta plana**

Diâmetro do eixo (d): **50** [mm]

Momento de torção (Mt): **3000** [kgf.cm]

Número de chavetas: **1** [.]

Carregamento

Tipo de aplicação: **Leve**

Tipo de solicitação: **Estatica**

Pressão Admissível dos Materiais

Material da chaveta: **Aço ABNT 1020**

Material do cubo: **Ferro fundido nodular**

Material do eixo: **Aço ABNT 1040**

Cancelar Dimensionar Gerar Relatório

FIGURA 4.17 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO UNIÃO EIXO-CUBO (CHAVETA PLANA).

QuickReport version 1.0d

Page 1 of 1

Relatório de dimensionamento para união eixo-cubo - chaveta

Dados iniciais:		
Momento de torção (Mt)	30000	[kgf.mm]
Número de chavetas	1	[.]
Diâmetro do eixo (d)	50	[mm]
Geometria:		
Sinicial	28.76	[mm]
S'	21.57	[mm]
D	107.53	[mm]
Largura da chaveta (b)	16	[mm]
Altura da chaveta (h)	10	[mm]
t1	6.19	[mm]
t2	3.90	[mm]
Largura do cubo:		
Lmin	38.27	[mm]
Linha	79.11	[mm]
Verificação quanto ao esmagamento do cubo:		
Padmubo	8.25	[kgf/mm ²]
Pcubo	3.99	[kgf/mm ²]
Verificação quanto ao esmagamento do eixo:		
Padmeixo	15.75	[kgf/mm ²]
Peixo	2.44	[kgf/mm ²]
Verificação quanto ao cisalhamento da chaveta:		
Tauadm	5.40	[kgf/mm ²]
Tau	0.94	[kgf/mm ²]

(h-4,)

FIGURA 4.18 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES ATRAVÉS DE CHAVETA PLANA.

4.1.4.2 - União eixo-cubo por interferência transversal

□ Dados de entrada:

$$M_t = 1000[\text{kgf.cm}] \quad d = 40[\text{mm}] \quad \mu = 0.2 \quad p_{\text{adm}} = 7 [\text{kgf/mm}^2]$$

FIGURA 4.19 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO UNIÃO EIXO-CUBO (POR INTERFERÊNCIA TRANSVERSAL).

Estimativa da largura e comprimento do cubo em função do M_t

Linicial = $x \cdot (M_t)^{1/3}$ Sinicial = $y \cdot (M_t)^{1/3}$

x para Aço: [0.21 ... 0.35] y para Fofo: [0.21 ... 0.30]

x para Fofo: [0.42 ... 0.53] y para Aço: [0.18 ... 0.26]

De acordo com o material do cubo:

x = 0.28 [cm] y = 0.22 [cm]

Dados de projeto

Diâmetro do eixo (d) 40 [mm]

Diâmetro externo do cubo (D) 85 [mm]

Comprimento do cubo (Lcubo) 30 [mm]

Momento de torção (M_t) 1000 [kgf.cm]

Coefficiente de atrito (μ) 0.2 [-] [0.15 ... 0.30]

Material do cubo:

☐ Aço sobre Aço p_{adm} : [5 ... 9] kgf/mm²

☐ Ferro Fundido sobre Aço p_{adm} : [3 ... 5] kgf/mm²

p_{adm} 7 [kgf/mm²]

Diagrama de um eixo-cubo com dimensões d, D, Lcubo e Lm.

Botões: Cancelar, Calcular, Dimensionar

FIGURA 4.20 - TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO UNIÃO EIXO-CUBO (INTERFERÊNCIA TRANSVERSAL).

FIGURA 4.21 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO PARA UNIÕES POR INTERFERÊNCIA TRANSVERSAL.

4.1.5 - Módulo para dimensionamento de engrenagens - (versão 1.0)

De todos os elementos de máquinas estudados em Engenharia Mecânica, talvez o dimensionamento completo de um par de engrenagens seja o mais trabalhoso, devido ao grande número de parâmetros envolvidos no seu dimensionamento.

O módulo de engrenagens apresentado neste trabalho, é proveniente do algoritmo proposto em uma dissertação de mestrado (SCHÜTZER, 1988), desenvolvida no laboratório de CAD/CAE e implementada em linguagem FORTRAN (ver Apêndice 1). Após um amplo estudo de diversos métodos de dimensionamento, o autor optou pelo método de (NIEMANN, 1971), que justamente pela sua complexidade e abrangência mostrou-se viável para a implementação computacional. O módulo foi projetado e implementado para o dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos, helicoidais e bi-helicoidal, sejam corrigidas por deslocamento de perfil ou não. São verificados ainda, os coeficientes quanto à: ruptura por flexão no pé do dente, resistência do flanco do dente à pressão superficial (*pitting*)

e a resistência ao engripamento (relatório preliminar de dimensionamento), considerando todos os fatores e parâmetros que possam influenciar o dimensionamento.

Poderão ser implementadas novas rotinas, para outros tipos de engrenagens, como por exemplo: cônicas, helicoidais, cônicas hipóides e sem-fim.

❑ **Dados de entrada:**

Tipo: Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos (ECDR)

Potência fornecida: 28 [CV] Rotação: 858 [rpm]

Dados das engrenagens: $Z_1=17$; $Z_2 = 33$; $m = 4.5$; $\alpha = 20^\circ$.

FIGURA 4.22 - TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE ENGRENAGENS (VERSÃO 1.0).

Dimensionamento e verificação de engrenagens (versão 1.0)

Dados iniciais Material e módulo Lubrificação e apoios

Dados de transmissão

Potência de entrada [CV]

Rotação de entrada [rpm]

Dados Geométricos

Número de dentes da engrenagem menor [Z1]

Número de dentes da engrenagem maior [Z2]

Ângulo de pressão [alfa] [graus]

Ângulo de hélice [beta] [graus]

☐ Engrenagem Bi-Helicoidal

Engrenagem Motriz ☒ Menor ☐ Maior

Opções de projeto

☐ Fornecer apenas os materiais, o programa sugere o módulo;

☐ Fornecer apenas o módulo, o programa sugere os materiais;

☒ Fornecer valor do módulo normal e dos materiais;

Voltar Correções dos perfis Calcular Dimensionamento Preliminar Dimensionamento Final

FIGURA 4.23 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO DE ENGRENAGENS.

Dimensionamento e verificação de engrenagens (versão 1.0)

Correções de perfis Correções possíveis Classe de máquina Aplicação da transmissão

Engrenagem Menor

0.39 < Deslocamento do perfil < 0.54

Correção do perfil (x1) 0.4 [mm]

Engrenagem Maior

-0.80 < Deslocamento do perfil < 1.30

Correção do perfil (x2) 0.2 [mm]

Par

Distância entre eixos sem correções 94.5 [mm] Qualidade das engrenagens 9

Distância entre eixos corrigida 95 [mm] Qualidade DIN: 6

Largura da engrenagem segundo o dp da eng. menor: 49.5 [mm]

Largura recomendada segundo o mn: 67.5 [mm]

Largura engrenagem 70 [mm]

Voltar Correções dos perfis Calcular Dimensionamento Preliminar Dimensionamento Final

FIGURA 4.24 – TELA PARA ALTERAÇÕES DOS DADOS CALCULADOS PELO MÓDULO DE ENGRENAGENS.

QuickReport version 1.0d

Page 1 of 1

Sb1 5.5459 []

Sb2 5.3973 []

Sg1 0.3750 []

Sg2 0.5896 []

Sf 0 []

Serviço contínuo $1.8 \leq Sb < 4.0$ $1.3 \leq Sg < 2.5$ $3 \leq Sf \leq 5$

Pinhão superdimensionado a Flexão.

Pinhão subdimensionado a Pressão Superficial.

Coroa superdimensionada a Flexão.

Coroa subdimensionada a Pressão Superficial.

Verificação Completa: Par Fora das Especificações para o Serviço

Vida para o pinhão limitada pela Cavitação: 23.7213439941406 [h]

Vida para a coroa limitada pela Cavitação: 165.220260620117 [h]

Sugestões para melhoria dos coeficientes de segurança das engrenagens:

Para melhorar os coeficientes quanto à Ruptura do dente (Resistência à flexão- Sb) e à Pressão superficial (Cavitação- Sg), o projetista deve observar se a alteração no par engrenado apresenta um ajuste fino ou um ajuste mais específico, pois estes coeficientes estão associados às relações geométricas.

Um ajuste fino, se caracteriza pela redução da largura das engrenagens e alteração no tamanho dos dentes;

Um ajuste grosso ou mais específico, seria a alteração do número de dentes do par;

O coeficiente de segurança contra o engripamento (Sf), é função das condições de utilização do par engrenado. A variação deste coeficiente ocorre em função do tipo de lubrificante, em função da velocidade tangencial com as dimensões das engrenagens, além da qualidade superficial dos flancos e da temperatura do lubrificante.

Start Microsoft Word - zcap45.d... Microsoft Photo Editor - [u... Engrenagem 11:57 AM

FIGURA 4.25 – RELATÓRIO PRELIMINAR DO MÓDULO DE ENGRENAGENS.

FIGURA 4.26 – RELATÓRIO COMPLETO PARA O PAR DE ENGRENAGENS CÍLINDRICAS.

4.1.6 - Módulo para dimensionamento e seleção de rolamentos (versão 1.0)

O algoritmo de cálculo implementado para o módulo de rolamento está baseado no catálogo da empresa SKF, um dos principais fabricantes de rolamentos. A justificativa da utilização desta metodologia decorre de sua grande utilização didática em diversas escolas de engenharia (ver Apêndice 1).

□ Dados de entrada:

Tipo: Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos (ECCR)

Potência fornecida: 28 [CV] Rotação: 858 [rpm]

FIGURA 4.27 – TELA PRINCIPAL DO MÓDULO DE ROLAMENTO (VERSÃO 1.0)

Programa para dimensionamento e seleção de mancais de rolamento (v 1.0)

Dados iniciais de projeto | Classe de máquina | Coeficientes de segurança | Confiabilidade | Tipos de rolamentos | Seleção do rolamento

Diâmetro do assento no eixo: 40 [mm]

Força axial atuante: 3000 [N]

Força radial atuante: 6000 [N]

Rotação no eixo: 200 [rpm]

Temperatura de serviço: 60 [graus Celsius]

Tipo de lubrificante:

☐ Graxa

☒ Óleo

Cancelar | Escolha do rolamento | Relatório de dimensionamento

FIGURA 4.28 – TELA PARA ENTRADA DE DADOS DO MÓDULO DE ROLAMENTO.

FIGURA 4.29 – ROLAMENTOS SELECIONADOS E ESCOLHA DO TIPO DE LUBRIFICANTE.

FIGURA 4.30 – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DO ROLAMENTO SELECIONADO.

4.2 – Parametrização de elementos de máquinas, visando a integração com sistemas CAD

Para a construção das rotinas gráficas para a geração de desenhos foi escolhido o sistema AutoCAD (ver Capítulo 3, item 3.5). A linguagem utilizada para a implementação dessas rotinas foi o AutoLISP, que fornece uma estrutura para a manipulação de geometrias no espaço bi-dimensional. Nesta primeira versão, as rotinas estão baseadas nas metodologias de dimensionamento dos módulos. Portanto para trabalhos futuros haverá a necessidade de um estudo maior entre a comunicação do sistema de bancos de dados do INTERBASE e do AutoCAD, ambos do tipo relacional. As interfaces gráficas desenvolvidas para as rotinas implementadas em AutoLISP, visam auxiliar o projetista na construção do elemento normalizado.

4.2.1 – Interface gráfica do sistema CAD para a geração de um eixo escalonado

A rotina implementada em AutoLISP, está baseada na sequência do módulo de eixos e a interação com o usuário é apresentada pelas figuras 4.31, 4.32, 4.33, 4.34, 4.35:

FIGURA 4.31 – INTERFACE GRÁFICA RESSALTANDO O GRUPO DE TRABALHO DO CAD/CAE.

FIGURA 4.32 – INTERFACE GRÁFICA RELATIVA ÀS POSIÇÕES DAS MUDANÇAS DE FORMA NO EIXO ESCALONADO.

FIGURA 4.33 – DISTÂNCIAS DOS PONTOS DE APLICAÇÃO DAS FORÇAS.

FIGURA 4.34 – MOMENTOS FLETORES NOS PLANOS VERTICAL E HORIZONTAL

FIGURA 4.35 – GERAÇÃO DO EIXO PARAMETRIZADO E DOS DIAGRAMAS DOS MOMENTOS MÁXIMOS NOS PLANOS VERTICAIS E HORIZONTAIS E DO MOMENTO MÁXIMO RESULTANTE.

4.2.2 – Interface gráfica do sistema CAD para a geração de desenhos de engrenagens

A rotina implementada em AutoLISP, também está baseada na sequência de dimensionamento do módulo de engrenagens (ver Apêndice 1). Foram implementadas as rotinas para as engrenagens do tipo: maciça e fundida. As Figura 4.36 e 4.37 são exemplos da aplicação:

FIGURA 4.36 – INTERFACE GRÁFICA DOS PARÂMETROS PARA A CONSTRUÇÃO DE UMA ENGRENAGEM MACIÇA.

FIGURA 4.37 – DESENHO PARAMETRIZADO DA ENGRENAGEM.

4.2.3 – Interface gráfica do sistema CAD, para geração de desenho de rolamentos

A rotina implementada em AutoLISP, está baseada no catálogo do fabricante (SKF), para os seguintes tipos de rolamento: esferas, rolos cilíndricos, rolos cilíndricos, contato angular e de agulhas. As Figuras 4.38, 4.39 e 4.40 apresentam as interfaces gráficas desenvolvidas a partir das rotinas gráficas implementadas.

FIGURA 4.38 – INTERFACE GRÁFICA PARA A ESCOLHA DO TIPO DE ROLAMENTO.

FIGURA 4.39 – INTERFACE GRÁFICA PARA A PASSAGEM DOS PARÂMETROS DIMENSIONAIS.

FIGURA 4.40 – DESENHO DO ROLAMENTO PARAMETRIZADO.

4.3 – Sistema Integrado – Sistema EleMq

Como citado no início deste capítulo, o Sistema EleMaq engloba os seguintes componentes:

- ❑ Módulos de dimensionamento em funcionamento local (apresentados no item 4.1);
- ❑ Geração de desenhos CAD para elementos de máquinas (apresentado no item 4.3);
- ❑ Sistema de Gerenciamento de Banco de Dados (SGBD) do Sistema EleMaq (apresentado no Capítulo 3, item 3.3) e;
- ❑ Programa gerenciador do projeto (Capítulo 3, item 3.4), o qual apresenta a seguinte interação com o usuário:

Para acionar o Sistema Integrado do EleMaq 1.0 basta pressionar o seguinte ícone:

A tela principal oferece dois *menus*, descritos pela Figura 4.41:

FIGURA 4.41 – TELA PRINCIPAL DO SISTEMA ELEMAQ (VERSÃO 1.0).

Ao se iniciar um novo projeto, o programa gerenciador armazena os principais dados que o caracteriza: denominação do projeto, redução total, potência e rotação nominal. Através da redução total, são geradas estimativas das reduções parciais. Definido o número de pares de engrenagens, são gerados o número de eixos e mancais de rolamento e todas as chaves de identificações dos elementos, fundamentais para o controle de cada módulo no projeto. As Figuras 4.41 e 4.42 representam a interação entre o programa e o usuário.

Novo Projeto - Dados Iniciais

Código de Identificação: 7

Nome do projeto: NUMA

Sistema mecânico: Redutor de Velocidades

Reduções parciais propostas:

Potência fornecida: 10 [CV]

Número de pares engrenagens: 4 [1 ... 9]

Rotação de entrada: 1140 [rpm]

Número de eixos: 5

Redução total: 100 [%]

Número de rolamentos: 10

Sistema EleMaq - Lab. CAD/CAE

FIGURA 4.42 – TELA DE CADASTRO DE UM NOVO PROJETO.

Novo Projeto - Dados Iniciais

Código de Identificação: 8

Nome do projeto: NUMA

Sistema mecânico: F

Potência fornecida: 1

Rotação de entrada: 1

Redução total: 1

Reduções Parciais

Valores Calculados

1a. Redução Parcial:	6.35
2a. Redução Parcial:	3.75
3a. Redução Parcial:	3.162278
4a. Redução Parcial:	3.162278

gns: 4 [1 ... 9]

5

10

Sistema EleMaq - Lab. CAD/CAE

FIGURA 4.43 – REDUÇÕES PARCIAIS ESTIMADAS (O PROJETISTA PODE ALTERAR O RESULTADO).

Uma vez cadastrado, o projeto e todo seu conjunto de elementos de máquinas encontram-se no estado INICIADO, isto é, todas as tabelas estão prontas para receber os dados provenientes dos módulos de dimensionamento. A Figura 4.44 mostra todos os redutores de velocidades cadastrados no banco de dados (EMDB.gdb):

FIGURA 4.44 - TELA DE VISÃO DO BANCO DE DADOS EM RELAÇÃO AOS PROJETOS CADASTRADOS.

Uma vez cadastrado, o projeto e todo o seu conjunto de elementos encontram-se no estado de INICIADO. O projeto fica no estado de ANDAMENTO tanto para cálculo como para recálculo. A Figura 4.45 apresenta as opções dentro de um projeto específico, o qual habilita apenas a chamada aos módulos, quando calculado pela primeira vez. As outras três opções posteriores são habilitadas ao ser finalizado o projeto, ou seja, 100% concluído. O usuário pode consultar relatórios parciais de dimensionamento dos elementos, ter uma estimativa das dimensões da caixa do redutor e opção de renomear o projeto.

FIGURA 4.45 – OPÇÕES DE PROJETO.

A Figura 4.46 apresenta a interface de chamada dos módulos (em projeto) dentro do Sistema Integrado, no qual estão conectados os: programa gerenciador, o sistema de banco de dados e os módulos de cálculo integrados. O exemplo é dado pelo módulo de engrenagens, a partir do projeto cadastrado “NUMA”.

FIGURA 4.46 – INTERAÇÃO ENTRE: GERENCIADOR, MÓDULOS E BANCO DE DADOS.

Acionando-se o módulo integrado, os dados obtidos no dimensionamento são enviados e armazenados no Banco de Dados do Sistema EleMq e o módulo passa ao estado CONCLUÍDO. As Figuras 4.47 e 4.48, apresentam a interação do módulo integrado com o banco de dados do Sistema EleMq.

FIGURA 4.47 – MÓDULO DE ENGRENAGENS INTEGRADO AO REDUTOR.

FIGURA 4.48 – CONEXÃO DO MÓDULO DE ENGRENAGENS AO SISTEMA DE BANCO DE DADOS DO SISTEMA ELEMAQ.

À medida que os elementos estão sendo calculados, são liberados os elementos que possuem vínculo dimensional com estes elementos. A Fig. 4.49 apresenta uma parte da interface:

FIGURA 4.49 – CONTROLE DOS MÓDULOS PELO PROGRAMA DE GERENCIAMENTO DE PROJETO .

Entidades =
Elementos de
máquinas

Atributos = Variáveis

ID_RED	ID_EKQ	ID_ENG	ESTADO_ENG	POT_ENG	ROT_ENG	MN
1	e1	EC	CONCLUÍDO	29	898	6.5
1	e1	EP	CONCLUÍDO	6.5	898	5.5
1	e2	EC	CONCLUÍDO	6.5	898	5.5
1	e2	EP	CONCLUÍDO	0.60	280	3
1	e3	EC	CONCLUÍDO	0.60	280	3
1	e3	EP	CONCLUÍDO	0.80	1140	2.25
1	ee	EP	CONCLUÍDO	29	898	6.5
1	es	EC	CONCLUÍDO	0.80	1140	2.25
2	e1	EC	CONCLUÍDO	0.80	898	2.5
2	e1	EP	CONCLUÍDO	2.5	898	3.5
2	e2	EC	CONCLUÍDO	2.5	898	3.5
2	e2	EP	CONCLUÍDO	29	898	4.5
2	e3	EC	CONCLUÍDO	29	898	4.5
2	e3	EP	INICIADO			
2	e4	EC	INICIADO			
2	e4	EP	INICIADO			
2	e5	EC	INICIADO			
2	e5	EP	INICIADO			
2	e6	EC	INICIADO			
2	e6	EP	INICIADO			
2	e7	EC	INICIADO			
2	e7	EP	INICIADO			
2	e8	EC	INICIADO			
2	e8	EP	CONCLUÍDO	0.60	1200	5
2	ee	EP	CONCLUÍDO	0.80	898	2.5
2	es	EC	CONCLUÍDO	0.60	1200	5
3	e1	EC	CONCLUÍDO	29	898	5.5
3	e1	EP	CONCLUÍDO	29	898	3.75
3	ee	EP	CONCLUÍDO	29	898	5.5
3	es	EC	CONCLUÍDO	29	898	3.75
4	e1	EC	CONCLUÍDO	6.5	1140	4.5

FIGURA 4.50 – ESTRUTURA DO BANCO DE DADOS DO SISTEMA INTEGRADO ELEMAQ

Após a conclusão do projeto, isto é, quando todos os conjuntos de elementos (tabelas) estiverem no estado CONCLUÍDO, o projetista pode comparar os valores de cada módulo, através de consultas SQL ao Banco de Dados. A consulta aos projetos finalizados é feita através do menu projeto pela opção ABRIR.

O Sistema EleMq, ainda permite ao projetista excluir um projeto do Banco de Dados pelo botão Remover da tela de OPÇÕES DE PROJETO. Para esta primeira versão do Sistema EleMq foi elaborada uma opção de sugestões de projeto (tela de ajuda), voltada principalmente aos alunos de graduação que eventualmente venham a utilizar o Sistema EleMq (ver Figura 4.51).

FIGURA 4.51 – DICAS DE PROJETO (MENU PROJETO DA TELA PRINCIPAL DO SISTEMA ELEMAQ).

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.

5.1 – Conclusões

A revisão bibliográfica feita neste trabalho teve como objetivo cobrir o ciclo de desenvolvimento do projeto, e do produto e a incorporação de recursos computacionais neste contexto. Esses recursos foram especificamente voltados para o ciclo de desenvolvimento do projeto, com a sistematização do cálculo de elementos de máquinas e sua integração mostrou-se viável pelo panorama oferecido, ou seja, os métodos de cálculo tradicionais para elementos de máquinas são confiáveis e sistemáticos, indicados para implementação computacional. Por outro lado, as ferramentas oferecidas pela computação estão cada vez mais flexíveis e integradas, como por exemplo, os sistemas de banco de dados encontram-se incorporados à vários sistemas de CAD/CAE/CAPP.

A partir, do desenvolvimento deste trabalho, pode-se tirar as seguintes conclusões:

- a) Os métodos tradicionais para dimensionamento de elementos de máquinas são confiáveis e suas características sistemáticas obtidas pelo desenvolvimento ao longo dos anos, tornam esses métodos indicados para a implementação computacional;
- b) A ferramenta C++ Builder adotada para a implementação dos módulos, apresentou bons resultados em termos de interface gráfica com o usuário, comunicação ao banco de dados e portabilidade Assim as interfaces gráficas desenvolvidas para os módulos são amigáveis e didáticas, podendo ser utilizadas como ferramentas de auxílio às disciplinas de projeto mecânico;
- c) Os módulos em funcionamento isolado, reduzem o tempo dispendido no cálculo manual;
- d) As rotinas gráficas desenvolvidas para a geração de desenhos no sistema AutoCAD, contribuem também para a redução do tempo de projeto;

- e) O banco de dados implementado no Sistema EleMaq, promoveu a centralização e a integração dos dados obtidos nos módulos de cálculo para projetos individuais. A utilização do servidor de banco de dados (INTERBASE), ocorreu em função de sua arquitetura flexível e de sua conectividade à outros sistemas de banco de dados comerciais. Estas características promovem um ambiente de Engenharia Simultânea;
- f) Com a implementação do programa gerenciador de projetos, o fluxo de cálculo para cada projeto pode ser controlado.

5.2 – Sugestões para trabalhos futuros

As sugestões propostas para a continuação deste trabalho são:

- a) Para o desenvolvimento das primeiras versões dos módulos, houve uma maior preocupação com os resultados obtidos no dimensionamento e sua interação com o usuário. Deverão ser aprimorados e completados os *menus* das telas principais e a comunicação entre os dados obtidos nos módulos e o sistema de banco de dados do AutoCAD, para geração automática de desenhos;
- b) Os módulos de cálculo poderão ser ampliados ou adaptados para outros elementos de máquinas, como por exemplo: freios, mancais hidrodinâmicos, transmissões por engrenagens cônicas, transmissões por correntes e correias sincronizadoras;
- c) Deverão ser ampliados e aperfeiçoados os testes de validação e consistência dos dados de saída;
- d) O programa gerenciador poderá ser implementado com mais regras e o banco de dados ampliado para outros sistemas mecânicos, como por exemplo, pontes rolantes, elevadores e talhas, juntamente com o desenvolvimento de novos módulos de cálculo.

6. BIBLIOGRAFIA

ALCOFORADO, F. (1997). **Globalização**. São Paulo, Nobel. p.14-30.

ALMEIDA, F.J. (1997). **Sistematização e automação de projeto: o enfoque da sintaxe**. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos. Julho.

ALMEIDA, F.J (1992). **Projeto e implementação de pré/pós-processador gráfico para exibir tensões calculadas pelo método de elementos finitos**. 251p. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos. Dezembro.

ANACLETO, R. C. (1991). **Aumento da produtividade dos sistemas CAD através de parametrizados**. Dissertação (Mestrado). 143p. São Carlos, SP. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

AGUIAR, A.F. (1995). **Sistemática de seleção de sistemas computacionais para auxílio às atividades de engenharia**. São Carlos, SP. 139p. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

ANUMBA, C.J. (1996). Functional integration in CAD systems. **Advances in Engineering Software**. v.25, p.103-109.

ARAKAKI, R. et al.(1989). **Fundamentos de programação C**. 2.ed. São Paulo, Livros Técnicos e Científicos.

ASIMOW, M. (1969). **Introdução ao projeto de engenharia**. São Paulo, Mestre Jou.

AUTODESK (1995). **Manual do AutoCAD r13**.

BACK, N. (1983). **Metodologia de projeto de produtos industriais**. Rio de Janeiro, Guanabara Dois. 385p.

- BASZUCKI, D. (1998). The third paradigm in CAD/CAE. Desktop Engineering. <http://www.deskeng.com/par0198.htm>. p. 1-3. January.
- BAYLISS, D.C. et al (1995). Concurrent engineering philosophy implemented using computer optimized design. **Proceedings Institute of Mechanical Engineering**.
- BERND, S.R, et al.(1996). Integrated simulation of manufacturing processes in CAD systems - **Ideas and concepts. Annals of the CIRP**. v.45.
- BERND SCHOLZ-REITER, et al. (1996). Integrated simulation of manufacturing processes in CAD systems – Ideas and concepts. **Annals of the CIRP**. v.45. p.157-160.
- BESANT,C.B.(1983). **CAD/CAM Projeto e fabricação auxiliada por computador**. Rio de Janeiro, Campus.
- BORLAND C++ Builder for Windows 95 (1997) Databse application developer's guide. [s.l]
- BORLAND Interbase (1996) Getting Starded. [s.l]
- BRASIL, H.V (1988). **Máquinas de levantamento**. Rio de Janeiro, Guanabara.
- CESTARI-HELICON (1997). Catálogo de produtos.
- CHARETTI, M. (1995). O admirável mundo da revolução acelerada. **Revista VEJA**. v.28, n.32, p.56-68.
- CHIUSOLI, R. (1996). **Engenharia Simultânea: estudo de casos na indústria brasileira de autopeças**. Dissertação (Mestrado). 147p. São Carlos, SP. Universidade Federal de São Carlos.

CLAUSING, D. (1993). Total quality development. **ASME Press series on International Advances in Design Productivity.**

COSTA, C.P (1994). Desenvolvendo produtos com engenharia simultânea e workgroup computing. **6º Congresso Nacional da Automatização Industrial (CONAI).** São Paulo.

COSTA, H.C.B de (1996). **e Banco de Dados.** Universidade Federal de São Carlos. São Carlos.

DATE, C.J (1986). **Introdução a sistemas de banco de dados.** 3a.ed. Rio de Janeiro, Campus. p.26-89; p. 76-82; p.93-193.

DEITZ, D. (1996). Next generation CAD systems. **Mechanical engineering.**

DHANDE, S.G; GUPTA, A. (1984). Computer-aided interactive graphical design of multispeed gearboxes. **Journal of mechanisms transmissions and automation in design.** v.106. p.163-171.

DIEHH, A . (1996). Transferring files from CAD to CAM. **Computer-aided engineering.** p.50-52.

Diretrizes para elaboração de dissertações e teses na EESC-USP (1996). São Carlos. Biblioteca Central.

Distributed Programming: SQL Databases.
http://java.icmsec.sc.usp.br/os2_course/Applications/Servers.sld22.html.

ENCARNAÇÃO, J. et al. (1986). **Product data interfaces in CAD/CAM applications.** Springer-Verlag, Berlin. p.2-12; 34-59.

FERREIRA, A.B. (1991). CAD/CAM: **Conceitos e aplicações em projetos mecânicos e critérios para seleção e utilização em engenharia.** Dissertação (Mestrado) 306p. São Paulo. Escola Politécnica. Universidade de São Paulo.

FERREIRA, A.A., et al. (1997). *Gestão empresarial: de Taylor aos nossos dias*. Pioneira, Administração e Negócios. São Paulo.

FERNANDES, O. C. (1997). **Apostila de elementos de máquinas: introdução ao projeto de engrenagens cilíndricas**. Departamento de Engenharia Mecânica, EESC, São Carlos.

FOLEY, J. D. et al. (1996). **Computer graphics: principles and practice**. Addison-Wesley, [s.l].

FURTADO, A.L.; SANTOS, C.S (1979). **Organização de banco de dados**. 7a. ed. Rio de Janeiro, Campos.

GAMBARINI, (1983). **Notas de aula: Elementos de máquinas**. EESC, São Carlos.

GETTING STARTED (1995). **INTERBASE for Windows 95/NT**. BORLAND. [s.l].

HEXAGON (1997). **Mechanical engineering software** <http://www.hexagon.de/>

ISHIDA, L.H. (1993). **Apostila de Elementos de Máquinas**. FATEC –SP.

KAIXIU, Y. (1989). Computer-aided straight bevel gear and parametric drawing of a bevel gear by a computer. **Mechanical Systems Analysis Design and Simulation American Society of Mechanical Engineers. University of Science and Technology Wuhan.**

KOBAYASHI, M.; LIRANI, J.; MASSAROPPI, E.; (1994). Integração CAD/Inteligência artificial para projeto mecânico. **Revista Máquinas e Metais.**

KOENIG, D.T. (1990). **Computer integrated manufacturing. (theory and practice)**. [s.l].

KORTH, H.F. SILBERSCHATZ, A (1989). **Sistemas de bancos de dados**. McGrawHill, São Paulo. p.1 - 48; p.50 -115; p.187 - 239.

LIRANI, J. (1995). **Apostila de elementos de máquinas**. EESC, São Carlos.

LIRANI, J. MASSAROPPI, E. (1996). **Apostila de exercícios de elementos de máquinas**. EESC, São Carlos.

LUGER, G.F; STUBBLEFIELD, W.A. (1993). **Artificial Intelligence (structures and strategies for complex problem solving)**. [s.l] The Benjamin/Cumming Publishing Company Inc.

MILLS, R. (1993). Remove the paper, save the time. **Computer-aided engineering**. p.60-61.

MIZRAHI, V.V.(1990). **Treinamento em linguagem C**. v.1 e 2. São Paulo, McGrawHill.

MOTTA, G. D. (1997). A engenharia virtual é realidade. **CADware Technology**. Ano 2. n.5. p.28-30.

NIEMANN, G.(1971). **Elementos de máquinas**. v.1. São Paulo, Edgard Blucher Ltda.

NIEMANN, G.(1971). **Elementos de máquinas**. v.2. São Paulo, Edgard Blucher Ltda.

NIEMANN, G.(1971). **Elementos de máquinas**. v.3. São Paulo, Edgard Blucher Ltda.

NIEMANN, G., WINTER, H. (1989). **Machines-elemente Band II**. Spring-Verlag, Berlin.

- OLLING, G. J. (1994). Simultaneous engineering at Chrysler: launching a CAE/CAD/CAM technology strategy. **The journal of applied manufacturing systems**. p.50 - 52.
- ORACLE (1994). Enterprise workgroup computing. **Oracle magazine**. Winter.
- PEDRA, A. (1997a). Sistemas CAD: tendências tecnológicas. **Revista Cadware technology**. Ano 2, v.5, São Paulo.
- PEDRA, A . (1997b). Há evidências de que os sistemas CAD passarão por uma revolução tecnológica. **Revista Máquinas e Metais**. ano. XXXII, n. 380, p.123-130.
- PRESSMAN, R. (1996). **Engenharia de software**. São Paulo, McGrawHill. p. 3-35;p. 177-229; p. 231-240; p. 276-279; p. 317-352; p. 415-431; p. 521-533; p. 601-631; p. 675-684; p. 694-702.
- REMBOLD, U. et al; (1994). **Computer integrated manufacturing and engineering**. Addison-Wesley, [s.l].
- ROZENFELD, H.; OLIVEIRA. C.B.M.; OMOKAWA, R. (1997) Development of conceitual engineering enviroment. **International Journal of Computer Integrated Manufacturing**.
- ROZENFELD, H. (1996). **Reflexões sobre a manufatura integrada por computador (CIM)**. Manufatura classe mundial: Mitos e realidade. São Paulo.
- ROZENFELD, H. ; VEGA, H.A . (1995). Ambiente distribuído para suporte em engenharia simultânea. **Revista máquinas e metais**. n.352. p. 210-223.
- RUFFINO, R.T. (1991). **Notas de aula: Técnicas de projeto**. EESC, São Carlos.

- RUFFINO, R.; PURQUERIO, B. de M. (1981). **Variadores de velocidade para máquinas-ferramentas**. EESC, São Carlos.
- SCHEID, F. (1982). **Computadores e programação**. São Paulo, Schaum-McGraw-Hill.
- SCHÜTZER, K. (1988). **Desenvolvimento de um sistema de projeto de engrenagens auxiliado por computador**. São Carlos, SP. 236p. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo.
- SHIGLEY, J.E. (1981). **Elementos de máquinas 1**. Rio de Janeiro, LTC.
- SHIGLEY, J.E. (1981). **Elementos de máquinas 2**. Rio de Janeiro, LTC.
- SOLINHO, J.L.G (1998). A indústria mecânica e a revolução do processo de projeto. **CADware Technology**. Ano 2. n.8. p. 31-33.
- SPOTTS, M.F; SHOUP,T.E.(1998). **Design of Machine Elements**. 7.ed. [s.l], Prentice Hall.
- STIPKOVIC, M.F. (1993). **Engrenagens**. Printon, São Paulo.
- TAKAHASHI, S. (1997). **Proposta de um modelo de organização formal e de equipes de desenvolvimento de produto**. 252p. São Carlos, SP. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- TAKAHASHI, S. (1991). **Desenvolvimento de um sistema de gerenciamento para manufatura integrada por computador (CIM)**. 170p. São Carlos, SP. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- TIBERTI, A . J. (1996). **Desenvolvimento de um sistema gerenciador de fluxo de trabalho para um ambiente de suporte à atividades de engenharia**. 91p. São

Carlos. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

TAYLOR, D (1992). **Computer-aided design**. [s.l], Addison Wesley.

TRAINA, C. (1996). **Modelagem de dados**. Apostila ICMSC-USP. São Carlos.

ULLMAN, D.G. (1992). **The mechanical design processes**. [s.l], McGraw Hill . p.3-35.

VALLE, R.; et al.(1995). Computer integrated manufacturing: aspectos organizacionais. **Journal of the Brazilian Society Mechanical Sciences**. v. XVII, n.2, p.190-200.

VEGA, H. de A. et al. (1994). Aplicações de ferramentas CAE/CAD/CAPP em processos de negócios definidos pela reengenharia. **Congresso sobre CAE/CAD/CAM e Computação gráfica**. São Paulo.

VIEIRA, M. T. P. (1996). **Apostila de banco de dados orientado a objetos**. UFsCAR, São Carlos.

VILLAR, C.V. (1996). Introduction to database & database design. University of Miami. <http://www.bus.miami.edu/~cvillar/ppt/databse/index.htm>.

WESTON, F.C. (1994). Three dimensions of CIM. **Production and inventory management journal**.

WOLFFERS, P. (1996). **The future ain't what it used to be**. <http://www.intergraph.com>.

INTERBASE (1995). Manual da BORLAND, [s.l].

MELCONIAN, S. (1990). **Elementos de máquinas**. São Paulo, Erica. p.206-218.

REY, L. (1993). **Planejar e redigir trabalhos científicos**. 2^a ed. São Paulo, Edgard
Blücher Ltda.

(<http://www.europe.apnet.com> 1996).

Apêndice 1

Considerações sobre as metodologias adotadas para o dimensionamento e seleção dos elementos de máquinas.

1.1 - Dimensionamento de eixos

Os eixos destinam-se a sustentar os elementos em rotação de uma máquina, podendo ser fixos em relação a estes, denominando-se eixos-árvores (GAMBARINI, 1983). Os eixos também transmitem um momento de torção, resultando em esforços de flexo-torção que agem em toda a sua extensão ou em partes específicas (GAMBARINI, 1983).

Os eixos podem apresentar secções: cheias, vazadas, lisas, rebaixadas. Quando se trata de um eixo-árvore a secção pode ser: transversal, circular ou perfilada (ranhurado, quadrado e sextavado).

A principal causa de ruptura em eixos é a fadiga, que ocorre na maioria das vezes, em consequência de três fatores:

- ❑ Sobrecarga cíclica que, pode surgir devido ao sub-dimensionamento do tipo de carga atuante;
- ❑ Uma análise incorreta da influência dos agentes concentradores de tensões, como por exemplo, ressaltos, rasgos de chaveta, furos transversais e mudança de diâmetro.
- ❑ Montagem incorreta dos elementos sobre o eixo (erro na estimação da pré-carga nos mancais de rolamentos e reduções de folgas indispensáveis).

Para se iniciar o dimensionamento de um eixo, recorre-se aos fundamentos estudados na área de resistência dos materiais e noções de desenho técnico mecânico. Através de um esboço preliminar, constando os escalonamentos e suas posições, o eixo pode ser pré-dimensionado, ou seja, localiza-se o diâmetro e secção críticos de forma análoga a uma viga bi-apoiada sobre mancais de rolamento ou deslizamento, o qual se localiza o diâmetro crítico e um croqui de sua forma construtiva, os parâmetros tecnológicos (GAMBARINI, 1983).

Durante o dimensionamento devem ser considerados, todos os esforços atuantes: forças de corte quando, se tratar de máquinas-ferramentas, forças de acionamento (polias e engrenagens) e forças provenientes de cabos de aço, como em

talhas e pontes rolantes. Em seguida, são analisadas as secções críticas e suas tensões perigosas que podem levar a região à fadiga. Os valores são alterados até que se obtenha valores admissíveis.

Um eixo pode ser dimensionado quanto à:

- ✓ Resistência mecânica (ou tensão admissível);
- ✓ Rigidez e;
- ✓ Velocidade crítica.

No dimensionamento quanto à rigidez flexional, são verificadas as flechas decorrentes do carregamento, que dependem muitas vezes da forma construtiva. Os métodos de verificação podem ser gráficos ou numéricos (MADIGAN), que consiste em dividir o eixo em partes e analisá-las. O dimensionamento à velocidade crítica considera a condição limite, na qual a velocidade angular provoca uma flexão exagerada. No caso da rotação crítica, com vibrações flexionais e torcionais há a preocupação com a ressonância, situação na qual a amplitude da vibração aumenta bruscamente e pode atingir valores com os quais o eixo se rompe.

A implementação do programa de dimensionamento de eixos foi direcionada para o critério de resistência mecânica, que segue uma metodologia híbrida baseada em NIEMANN (1971), SHIGLEY (1984) e HANCHEN (1960).

A metodologia de dimensionamento adotada encontra-se em LIRANI (1995) que sugere o seguinte roteiro para o projeto de eixos:

- Cálculo inicial ou pré-dimensionamento, no qual é determinado o diâmetro crítico;
- Desenho preliminar: a partir do diâmetro crítico, é feito um esboço do eixo e de suas secções mais solicitadas;
- O eixo pode ser verificado através dos três critérios de dimensionamento;
- Faz-se o desenho detalhado do eixo para sua fabricação.

Para a implementação computacional do dimensionamento de eixos quanto à resistência mecânica foi abordada a seguinte metodologia:

1) Verificação da tensão de confronto (σ^) com a tensão admissível (σ_{adm}), na qual:*

$$\sigma^* \leq \sigma_{adm}$$

A tensão de confronto (σ^*) é expressa por:

- Durante a solicitação estática:

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma f^2 + 3\tau^2}$$

- Durante a solicitação dinâmica:

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma_{\max} \cdot \beta_{kf})^2 + H^2 (\tau_{\max} \cdot \beta_{kt})^2}$$

A *tensão admissível* (σ_{adm}) é expressa por:

- Durante a solicitação estática (ou pré-dimensionamento):

$$\sigma_{adm} = \frac{\text{resistência}}{S}$$

- Durante a solicitação dinâmica:

$$\sigma_{adm} = S_{FK} \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_K \cdot \mu_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$$

2) Cálculo da tensão admissível:

- Sob a solicitação estática:

$$\sigma_{adm} = \frac{TP}{S}$$

Na solicitação estática ou pré-dimensionamento do eixo, não é considerada a efeito da fadiga.

A Tensão Perigosa (TP) é obtida através do tipo de material, se for dúctil equivale á tensão de escoamento (σ_e). Se o material for frágil, a tensão será a de ruptura (σ_{rupt}).

Outras situações para a TP são tensões provenientes como: resistência a flambagem, pressões específicas, limite de resistência ao desgaste, resistência ao *creep*, ou seja, todos os parâmetros que modificam as condições iniciais do projeto.

3) Coeficiente de segurança (S)

A obtenção do coeficiente de segurança é bastante difícil, por exigir uma série de informações, como por exemplo, material da peça, cargas atuantes, falhas e classe da máquina e da própria experiência do projetista.

Dentre os fatores que influenciam o coeficiente de segurança, tem-se:

- ❑ Material da peça (dúctil, frágil, homogêneo);
- ❑ Cargas atuantes (constante, variável, tipo de aplicação, eventuais sobrecargas);
- ❑ Perigo de vida do operador e de outras pessoas;
- ❑ Classe de máquina;

Assim, o coeficiente de segurança pode ser expresso através:

$$S = a.b.c.d$$

na qual:

- a* : relação de elasticidade, variando de 1,6 a 2,0;
- b*: fator do tipo de carga que varia da seguinte forma:
- carga constante*: $b = 1,0$;
- variável sem reversão*: $b = 1,5$ a $2,0$;
- variável com reversão*: $b = 2,0$ a $3,0$.
- c*: fator do tipo de aplicação de carga:
- Se a carga for aplicada gradualmente $c = 1,0$;
- Com choques: normal ($c = 2,0$);
- pesado ($c = 3,0$);
- violento ($c = 5,0$);
- d*: fator geral de segurança, que depende da análise conjunta de todos os fatores que influem em S. Se o material for dúctil ($d = 1,5$ a $2,0$), se o material for frágil ($d = 2,0$ a $3,0$).

4) Cálculo da σ_{adm} sob solicitação dinâmica (fadiga)

$$\sigma_{adm} = S_{FK} \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_K \cdot \eta_1 \cdot \mu_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$$

a) Cálculo da tensão de confronto (σ^*)

A tensão de confronto ou ideal ou equivalente é dada por:

- ◆ Solicitação estática – para flexão pura:

$$\sigma^* = \sigma_{\max} = \frac{M_{fr}}{W_t} \leq \sigma_{adm}$$

Para o pré-dimensionamento do eixo segue-se a metodologia:

- Caso estático/ pré-dimensionamento;
- Caso à fadiga: deve-se realizar o pré-dimensionamento e em seguida executar a verificação quanto à fadiga.

Para secções circulares é recomendada a seguinte expressão:

$$\bar{d} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{fR}}{\sigma_{adm}}} \quad d = 1,1 \approx 1,3 \bar{d}$$

Na qual:

$$W_f = \frac{\pi d^3}{32} \quad M_{fR} = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2}$$

♦ Solicitação estática - para torção pura:

$$\tau^* = \tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{adm} \quad W_t = \frac{\pi d^3}{16}$$

□ Para o pré-dimensionamento:

$$\bar{d} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{adm}}} \quad \bar{d} = 1,1 \approx 1,3 d$$

ou

$$\bar{d} = 153,89 \sqrt[3]{\frac{N}{n \cdot \tau_{adm}}}$$

♦ Solicitação estática - para flexão e torção combinadas:

Considerando um eixo bi-dimensional e o critério da energia da distorção (Von Mises), a tensão de confronto é expressa por:

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

onde :

$$\sigma = \frac{M_{fR}}{W_f}$$

$$M_{fR} = \sqrt{M_{fH}^2 + M_{fV}^2}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_t}$$

Substituindo as expressões temos:

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{M_{fR}^2}{W_f^2} + 3 \cdot \frac{M_t^2}{W_t^2}}$$

$$W_f = \frac{1}{2} W_t$$

$$\sigma^* = \frac{1}{W_f} \cdot \sqrt{M_{fR}^2 + \frac{3}{4} M_t^2}$$

$$\sigma^* = \frac{M_{eq}}{W_f}$$

Assim, para o dimensionamento estático, tem-se:

$$\bar{d} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{\sigma_{adm}}}$$

$$\bar{d} = 1,1 \approx 1,3d$$

5) Cálculo da tensão de confronto sob solicitação dinâmica (Fadiga)

♦ Solicitação Dinâmica - flexão pura:

$$\sigma^* = \sigma_{\max} = \frac{M_{fR}}{W_f} \leq \sigma_{Fadm}$$

Se houver força normal tem-se:

$$\sigma = \pm \frac{N}{S} \pm \frac{M_{fR}}{W_f}$$

Com $1 < K < \infty$, com $S_m = \max(|\sigma_{\max}|, |\sigma_{\min}|)$

$$\sigma^* = S_m \leq \sigma_{Fadm}$$

♦ Solicitação Dinâmica - torção pura:

$$\tau^* = \tau = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{Fadm}$$

Se não houver flutuação do Momento de torção, então $k = 1$;

Havendo flutuação: $S_m = \max(|\sigma_{\max}|, |\sigma_{\min}|)$

$$\tau^* = S_m \leq S_{Fadm} \quad (k \neq 1)$$

♦ Solicitação Dinâmica - flexão e torção combinadas:

a) Flexão e torção com mesmo “k”:

$$\sigma^* = \sqrt{(\sigma_{\max} \cdot \beta_{kf})^2 + H^2 \cdot (\tau_{\max} \cdot \beta_{kt})^2}$$

Com:

$$H = \frac{\sigma_F}{\tau_F}$$

Na qual:

σ_F : limite de resistência à fadiga por flexão para o valor k;

τ_F : limite de resistência à fadiga por torção para o valor k;

β_{kf} : coeficiente de entalhe dinâmico para fadiga à flexão e valor k;

β_{kt} : coeficiente de entalhe dinâmico para fadiga à torção e valor k;

b) Flexão e torção com k diferentes:

$$\sigma^* = (\sigma_{\max} \cdot \beta_{kf})^2 + H_{Fadm}^2 \cdot (\tau_{\max} \cdot \beta_{kt})^2$$

Com:

$$H_{Fadm} = \frac{\sigma_{Fadm}}{\tau_{Fadm}};$$

$$\sigma_{Fadm} = S_{Ffk} \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{kf} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$$

$$\tau_{adm} = S_{Ftk} \cdot \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_k \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5}$$

c) Caso particular com $k_f = \infty$ e $k_t = 1$

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + H^2 \cdot \tau^2}$$

$$H = \frac{\sigma_{Faf} \cdot \beta_{kt}}{\tau_e \cdot \beta_{kaf}}$$

Na qual o entalhe tem os valores:

β_{kt} com $k = 1$;

β_{kaf} com $k = \infty$;

Pelo diagrama de GOODMAN estima-se:

$$\tau_e \cong 0.57 \cdot \sigma_e$$

1.2 - Uniões Eixo - Eixo

As uniões eixo-eixo são utilizadas, quando há a necessidade de se unir pontas de eixos para transmissão de movimento, como por exemplo, unir o eixo de saída de um motor a um eixo de entrada de um sistema mecânico. Dependendo das exigências tem se diferentes tipos de uniões, que segundo NIEMANN (1971) dividem-se:

- Acoplamentos rígidos para uniões de pontas de eixo perfeitamente alinhados;
- Acoplamentos de compensação elástica ou articulada:

- ✓ Compensam os desalinhamentos dos eixos;
- ✓ Compensam os choques no momento de torção;
- ✓ Amortecem as vibrações por torção ou mudam a frequência própria dessas vibrações; ou preenchem simultaneamente essas finalidades;
- Acoplamentos de engate, também denominados engates de eixos para acoplar e desacoplar praticamente eixos ou transmissões axiais, por:
 - ✓ Engates *de força*, por exemplo: embreagens de atrito;
 - ✓ Engates *de forma*, por exemplo: engates para engrenagens.

Para cada escolha devem ser considerados, além do princípio de funcionamento e vida, o espaço ocupado, o peso, o momento de inércia e a facilidade de manutenção.

O programa de dimensionamento para uniões eixo-eixo do *Sistema EleMq*, fornece o dimensionamento para três tipos de acoplamentos rígidos:

a. Engrenamento plano ou tipo **HIRTH**

Esse tipo de acoplamento possui dentes radiais para a transmissão do momento de torção, através de uma protensão obtida de um parafuso interno ou uma porca externa. É a menor construção dos acoplamentos desengatáveis, adaptando-se às uniões de pontas de eixos que contenham: engrenagens, polias ou flanges de manivela, ou mesmo engrenagens com engrenagens ou polias, sem eixos propriamente ditos, os próprios dentes centralizam das peças. A força de protensão comprime os flancos dos dentes, que devido ao seu ângulo produz uma pressão específica e uma reação na base do dente (tensão tangencial de tração), que tende a dilatar a secção anular. Deste modo, esse tipo de acoplamento exige uma protensão axial, para equilibrar a tendência de separação entre as duas partes.

Para dentes geometricamente semelhantes, as tensões causadas pelo momento de torção são proporcionais às tensões de cisalhamento, devido à torção que podem ser comparadas com o valor de uma tensão admissível. Assim, temos que:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{adm}$$

No qual:

$$Wt = \frac{\pi D^3}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right) \right)^4$$

b. Acoplamento fixo por flanges

As flanges podem ser forjadas diretamente sobre as pontas dos eixos, soldadas ou montadas. A centragem é feita através de um ressalto ou anel bi-partido. O momento de torção ocorre por atrito e os parafusos devem garantir a pressão p . Assim, a força necessária para cada parafuso é:

$$P_p = \frac{2.M_t}{D_k.n_p} \mu$$

$$\text{Protensão} \quad P_a = \frac{M_t}{R} \cdot 2.tg30^\circ \quad R \cong \frac{d+D}{4}$$

As dimensões do parafuso são dadas pela norma DIN 13 e as dimensões das flanges de acoplamento forjadas no eixo são dadas pela DIN 760.

b. Acoplamento fixo-bipartido

As duas metades são prensadas sobre o eixo através de parafusos ou pela montagem de anéis cônicos, fazendo com que o momento de torção seja transmitido por atrito. Isto garante a facilidade de desmontagem e quando possuem chaveta plana embutida, podem transmitir um momento de torção alto. Esse tipo de acoplamento utiliza a mesma metodologia de cálculo para uniões por atrito e seguem a DIN 115.

Calcula-se a força de deslizamento dada por:

$$H \geq \frac{2.M_t}{d}$$

e a força de separação no cubo:

$$P_s = \frac{2.M_t}{\pi.d.\mu}$$

calcula-se o número de parafusos (par) por:

$$n_p = \frac{2.M_t}{\pi.d.\mu.S_p.\sigma_{adm}}$$

e finalmente a largura mínima dada por:

$$L_{min} = \frac{P_s}{p_{adm}.d}$$

O programa para o dimensionamento de uniões eixo-eixo consideram os acoplamentos rígidos, podendo ser expandidos para os acoplamentos flexíveis que são normalmente tabelados, de acordo com o fabricante.

1.3 - Uniões Eixo-Cubo

As uniões eixo-cubo são utilizadas, quando é necessário transmitir momento de torção e protensão axial de eixos para cubos de engrenagens e polias, devendo ser devem ser rígidas e se possíveis desmontáveis.

a) Dimensionamento

As chavetas são selecionadas em função do diâmetro do eixo e do momento de torção atuante. Segundo (NIEMANN, 1971), as uniões eixo-cubo podem ser classificadas em:

□ Por atrito:

- ✓ através de ajuste com interferência transversal;
- ✓ através de ajuste com interferência longitudinal;
- ✓ com cubo bi-partido;
- ✓ com assento cônico.

□ *Uniãoes encaixadas (adaptação de forma):*

- ✓ pino transversal;
- ✓ chaveta;
- ✓ ranhuras múltiplas;
- ✓ dentes;

perfil K.

□ *Uniãoes encaixadas sob tensão:*

- ✓ pino tangencial;
- ✓ chaveta meia-lua inclinada;
- ✓ chaveta inclinada embutida;
- ✓ chaveta inclinada de cravação;
- ✓ chavetas tangencias.

a) Uniãoes eixo-cubo com chavetas paralelas

As dimensões principais devem ser fornecidas, para se iniciar o dimensionamento das chavetas, através da determinação do comprimento inicial do cubo (L), diâmetro externo (S) e o espaçamento entre o cubo e o eixo (S'). Os valores de x e y são dados na tabela 18.1, vol 2 de NIEMANN, 1971. As dimensões relativas à chaveta são encontradas na tabela 18.6 (DIN 6885) em (NIEMANN, 1971).

As chavetas planas são as mais utilizadas, dentre as uniões eixo-cubo. São utilizadas quando há momento de torção de sentido único e é utilizada como elemento de segurança em algumas uniões por assento cônico e forçado. O cubo não se deforma excentricamente, como ocorre em chavetas inclinadas e sua montagem requer forças menores. Para momentos de torção baixos, utiliza-se chavetas meia-lua, como por exemplo, em máquinas operatrizes. Inicialmente se faz uma aproximação do comprimento do cubo (L) e da espessura do cubo (s) em função do momento de torção atuante, encontrada na tabela 18.1 (NIEMANN 1971) Nas chavetas paralelas, o momento de torção é transmitido pela lateral da chaveta, submetendo-a à compressão lateral ou esmagamento e ao cisalhamento. Pode ser fixada ou deslizante axialmente.

A força tangencial (U) é transmitida pelas faces laterais da chaveta:

$$L_{\min} = \frac{2M_t}{(h - t_1) \cdot d_{\text{padm}} \cdot i}$$

Verifica-se então o comprimento mínimo do cubo (L_{min}):

$$U = \frac{2M_t}{d} = p \cdot (h - t) \cdot L \cdot i$$

Com o diâmetro do eixo, são retiradas da norma DIN 6886 as dimensões da chaveta (b, h, t_1 e t_2). Então, são verificadas as pressões de esmagamento no cubo e no eixo e a tensão de cisalhamento na chaveta, respectivamente:

$$p_{\text{cubo}} = \frac{U}{(h - t_1) \cdot L} \leq p_{\text{adm}} \quad p_{\text{eixo}} = \frac{U}{t_1 \cdot L} \leq p_{\text{adm}} \quad \tau = \frac{U}{b \cdot L} \leq \tau_{\text{adm}}$$

b. Uniões eixo-cubo por ajuste com interferência transversal

Como no caso das chavetas são atribuídos valores iniciais para o início do dimensionamento $L = x\sqrt[3]{M_t}$ [cm] $S = y\sqrt[3]{M_t}$ [cm] $D = d + 2S$

a. *Força tangencial (U)*

$$U = \frac{2M_t}{d}$$

b. *Verificação do $L_{\min}$*

Para evitar esmagamento devemos ter pressão específica menor que a pressão admissível $p \leq p_{\text{admissível}}$. Isto leva a valor mínimo da largura do cubo

$$L_{\min} = \frac{P_s}{p_{\text{adm}} \times d}, P_s = \frac{U}{\pi \times \mu}$$

c. *Forças de deslizamento e de retenção*

Para que a união por atrito funcione, é necessário que a força tangencial aplicada U seja menor ou igual à força de deslizamento H_R . No limite :

$$H_R \geq U ; \quad H_R = 0,47 H, \quad \text{assim a força de retenção é: [N]}$$

A força de deslizamento neste caso é igual a U $\Rightarrow H_R$

d. *Interferência Mínima Necessária*

Calculamos a seguir qual a mínima interferência necessária u_m para transmitir a força de retenção. (ou seja: suportar a força tangencial).

$$u_m = \frac{H}{q_1 \cdot L \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^e \right]}$$

sendo que os valores de $e = 2$ e $q_1 = 5 \times 10^4$ [MPa] , são retirados da tabela 18.4 pg 66 vol 2 de NIEMANN (1971).

e. *Valor da Máxima Interferência Elástica u_e*

Temos que manter a união por atrito dentro do regime elástico. Na tabela 18.4 (atenção nas unidades). $u_e = \frac{d \times 3,5}{1000}$

f. *Escolha do Ajuste Ideal*

$$\text{Interferência Relativa} = \frac{1000 \times u_m}{d}$$

usamos este valor e entramos na Tabela da pag. 66 (capítulo 18) do G. Niemann vol II e encontramos o ajuste H_{7s_6} . Faremos agora a verificação.

g. Determinação da Temperatura de Montagem

Levando-se em conta a folga para montagem, temos a interferência total necessária :

$$u_{total} = u_{maxaj} + u_f; u_f = \frac{d}{1000_e}$$

A dilatação térmica relativa será: $\frac{u_t}{d}$

Pela figura 18.5 da pag 65, obtém-se a temperatura para o cubo de aço. A máxima interferência conseguida é neste método é $\frac{3,5 \times d}{1000}$.

1.4 - Correias em “V”

As transmissões por correias são utilizadas tanto para eixos paralelos como para eixos reversos. São caracterizadas por uma construção simples, funcionamento silencioso e capacidade de absorver choques elasticamente. Seu rendimento é elevado, variando de 95 a 98% e um custo reduzido em relação às engrenagens cilíndricas, entretanto suas dimensões são maiores, bem como as distâncias entre centros e as cargas nos mancais, a vida útil é menor e as transmissões através de correias apresentam um escorregamento de 1 a 3% durante a transmissão de força. As correias se subdividem em cinco tipos segundo ISHIDA (1993): fita, chata (plana), sincronizadora, circular e “V”.

As correias em “V” são construídas para eixos paralelos, com relações de transmissão até 1:8 e em casos extremos até 1:15 e transmitem potência ou movimento. Segundo NIEMANN, 1971 foram construídas correias para uma potência de até 1500 [CV] e um momento de torção de até 2150[kgf.m] na polia menor, com 44 correias em paralelo e uma velocidade tangencial de 26[m/s].

Atualmente, há vários catálogos de seleção de correias de diferentes fabricantes. Para o cálculo computacional foi implementada a metodologia sugerida por NIEMANN 1971 de acordo com a norma DIN 2218, que trata do cálculo de correias em “V” e a DIN 2216 que seleciona seus perfis.

Inicialmente o engenheiro projetista, faz a escolha das dimensões principais e, então segue a metodologia descrita abaixo:

a. Escolha das dimensões principais:

Através da potência (N) e rotação de entrada (n_1), as curvas fornecidas na p.104 de NIEMANN 1971 e DIN 2218, estimam a largura (b) da correia e o diâmetro mínimo da polia (d_{min}). Com estes valores, a tabela (NIEMANN, 1971, p.103), escolhe-se a espessura (s) da correia e a faixa do comprimento da correia (L_i).

A partir desses dados, são adotados o diâmetro da polia menor que deve ser igual ou maior que o d_{min} , de acordo com a p.103. Adota-se o fator de escorregamento e calcula-se o diâmetro da polia maior, normalizando-o se possível.

$$d_2 = 0.985 \cdot d_1 \cdot i$$

b. Cálculo das Velocidades

A velocidade tangencial é dada pela expressão, dependendo do material da correia (NIEMANN 1971, p.102):

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} [\text{m/s}] < v_{\max \text{ tab}}$$

A rotação é dada pela equação:

$$n_2 = \frac{0.985 \cdot n_1 \cdot d_1}{d_2} [\text{rpm}]$$

c. Distância entre eixos

Verifica-se a distância entre eixos através de duas expressões:

$$a = (1 - 1.5) \cdot d_2 \quad \text{e} \quad a < 2(d_1 + d_2)$$

d. Ângulo de abraçamento

O ângulo de abraçamento é dado por:

$$\sin \beta = 0.5 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a} \quad \text{e} \quad \alpha_1 = 180 - 2\beta \quad \alpha_2 = 180 + 2\beta$$

e. Comprimento interno da correia

Comprimento no perímetro primitivo:

$$L = 2.a.\cos\beta + 0.5.\pi(d_1 + d_2 + 2.s) + \frac{\alpha.\beta}{180}(d_2 - d_1)$$

Comprimento interno (verificando se está na faixa adotada nas dimensões iniciais):

$$L_i = L - \pi.s$$

f. Frequência de flexão

Comparar a frequência calculada (B) com a tabelada (B_{max}) da p. 102 (NIEMANN, 1971):

$$B = 10^3 . z . \frac{V}{L} [\text{Hz}] < B_{\max}$$

g. Fatores de cálculo (Ci's)

São considerados sete fatores relativos a: choque, condições de ambiente, vida, ângulo de abraçamento, tensionamento, flexionamento e número de correias. São multiplicados gerando um fator global de serviço. São encontrados na p. 101 em NIEMANN, 1971.

h. Potência específica por correia

Através da expressão:

$$n_1 . \frac{d_1}{d_{\min}}$$

e da largura (b), obtem-se No, que é a potência específica por correia.

i. Número de correias

Dada pela fórmula:

$$j \geq \frac{N.C}{N_0}$$

j. Largura das polias

São larguras padronizadas de acordo com as normas DIN 111 e 387, que consta na p.103 (NIEMANN, 1971).

$$b_s = 1.12.j.b$$

k. Forças geradas e transmitidas:

As forças geradas durante a transmissão são de: tração(U), tração no ramo carregado(S1) e no ramo descarregado (S2), tração devida à ação centrífuga (Uf), radial nos eixos (A).

$$U = 75 \cdot \frac{N.C1}{v} \quad \text{com} \quad m = \frac{S_1}{S_2} = e^{\mu.\alpha}$$

Sendo que μ depende do tipo de material utilizado na correia.

$$S1 = \frac{m.U}{m-1} \quad S2 = \frac{U}{m-1}$$

$$U_f = \frac{\gamma.b.s}{9810}$$

sendo que, γ depende também do material da correia.

$$A = \frac{m+1}{m-1}.U$$

l. Tensões

As tensões geradas são decorrentes das forças de: tração devida a S1 (σ_1); tração devida a S2 (σ_2); força tangencial (σ_U); força centrífuga (σ_F), flexão das correias (σ_f); e a tensão máxima (σ_{max}).

$$\sigma_1 = \frac{S1}{S} \quad \text{onde:} \quad S = \left(b - s.tg \frac{\gamma}{s} \right) s$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_1}{m} \quad \sigma_U = \frac{U}{S} \quad \sigma_F = \frac{U_F}{S}$$

$$\sigma_F = \frac{U_F}{S}$$

$$\sigma_f = E_s \cdot \frac{s}{d_1}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_F + \sigma_f < \sigma_{\text{adm}}$$

Sendo que a σ_{adm} por (NIEMANN, 1971, p102).

A primeira versão do programa de dimensionamento e seleção de correias foi desenvolvida apenas para as correias em “V”, podendo ser estendida aos outros tipos de correias.

1.5 - Transmissão por engrenagens

Denominam-se transmissões mecânicas, os mecanismos empregados para transmitir energia dos motores a outros elementos de máquinas, geralmente com transformações de velocidades, forças e momentos, como por exemplo, polias/correias, correntes, rodas de atrito e engrenagens.

As engrenagens são peças com formatos: cilíndrico, cônico ou hiperbólicos dotadas de dentes que através de seu contato direto (flancos), transmitem movimento sem deslizamento, ou seja, a relação de transmissão é constante e independe do carregamento (MELCONIAN, 1991 & NIEMANN, 1971).

Apesar do desenvolvimento de novas tecnologias, as engrenagens ainda são utilizadas na maioria das transmissões mecânicas e desta forma o engenheiro de projeto frequentemente deve projetá-las.

Segundo FERNANDES (1997), vários fatores contribuíram para as constantes melhorias em transmissões engrenadas, como por exemplo, exigência de trabalho silencioso, diminuição de volume e maior capacidade de carga. Essas necessidades levaram a um amadurecimento nos processos de cálculo, decorrentes da grande quantidade de informações adquirida durante os anos, provenientes de pesquisas em instituições e melhoria de processos de fabricação em indústrias.

Os métodos de fabricação de engrenagens dependem das exigências do projeto como: potência, rotação, ferramentas disponíveis, materiais e

conseqüentemente custos. FERNANDES (1997) classifica as engrenagens segundo o seu tipo de aplicação:

- ❑ Engrenagens para brinquedos: leves, baixa velocidade e vida;
- ❑ Engrenagens para uso doméstico: baixo custo, silenciosa, pouca lubrificação e vida longa;
- ❑ Engrenagens para máquinas-operatrizes: precisão e capacidade de carga;
- ❑ Engrenagens para controle: precisão e capacidade de carga;
- ❑ Engrenagens para automóveis: engrenagens retas, helicoidais e cônicas. São fabricadas pelos processos: *Fellows*, *Maag*, *Shave* e *Hob*. Suportam cargas elevadas em relação às suas dimensões. Vida limitada pelo momento de torção;
- ❑ Engrenagens para transporte: cargas elevadas e robustez;
- ❑ Engrenagens para a marinha: potências elevadas, velocidades elevadas e precisão de transmissão.

Quando um dente é solicitado, há várias tensões atuantes que o projetista deve controlar ao dimensioná-la. Deste modo, nem sempre as tensões calculadas equivalem às tensões reais, em função de uma série de variáveis, como: fator de concentração de tensão, distribuição da carga, sobrecarga dinâmica (erros no passo), fadiga dos dentes, tipo de acabamento e cargas excessivas (FERNANDES, 1997).

LEWIS 1893, propôs o primeiro modelo de análise para um dente de engrenagem, através de uma analogia à uma viga engastada sujeita à tração no ponto de carga e esforços de compressão no lado oposto, que oferecendo uma resistência à flexão. Este modelo ficou conhecido como parábola de resistência uniforme, o qual foi posteriormente modificado por DUDLEY, que fez um estudo mais detalhado, acrescentando à fórmula, uma série de fatores tecnológicos como: largura do dente, raio do filete, distribuição da carga ao longo do dente, velocidade tangencial, cargas dinâmicas e choques, desvios geométricos e viscosidade do lubrificante. Deste modo, o dente pode ser verificado quanto a sua capacidade de resistir à quebra ou sua resistência à flexão e constitui um dos três dimensionamentos para engrenagens: *critério da resistência à flexão no pé do dente*.

A segunda verificação é o dimensionamento pelo critério da pressão superficial no flanco do dente (Pressão de contato de Hertz), que foi baseada nos estudos de HERTZ, considerando dois cilindros, sua área de contato e o atrito existente. Este método também foi modificado, considerando parâmetros mais atualizados sobre o contato entre metais e lubrificação.

A terceira verificação é função direta da utilização, ou seja, da velocidade tangencial, temperatura e viscosidade do lubrificante, evitando-se o contato metálico entre os dentes. Esta verificação é necessária quando a velocidade exceder 4m/s é necessário que se faça a verificação ao engripamento.

O módulo de dimensionamento e verificação de engrenagens, é uma versão mais atualizada da dissertação de mestrado apresentada por SCHÜTZER (1988) e foram implementados o dimensionamento de engrenagens cilíndricas para: dentes retos, helicoidais e bi-helicodais.

- ✓ *Engrenagens cilíndricas de dentes retos* (ECDR): é o processo de fabricação mais conhecido. Podem ser usinadas, conformadas ou sinterizadas. As ECDR não produzem forças axiais, sendo indicadas para grandes forças tangenciais trabalhando tanto para baixa rotação como para cargas elevadas. O nível de ruído é elevado.
- ✓ *Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais* (ECDH): o processo de fabricação é mais complexo quando comparado com as ECDR's, devido ao ângulo de hélice (beta). A capacidade de carga deste tipo de engrenagem é maior que as ECDR, há maior uniformidade da rotação e menor nível de ruído em função do ângulo de hélice que permite um contato gradual entre os dentes durante o engrenamento, tornando-a mais silenciosa. As ECDH's produzem, além das forças radiais, forças axiais que carregam os mancais.

Uma variação das engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais é a *bi-helicoidal*, conhecida popularmente por engrenagem do tipo *espinha de peixe*, que possui ângulos de hélices de mesmo valor e opostos, produzindo uma neutralização das forças axiais; que permite grandes larguras. Há a necessidade que haja um vão entre os dentes, para a saída da ferramenta de usinagem ou de sistemas específicos de usinagem, se houver desvios no passo e no ângulo de hélice surgirá cargas axiais.

Conforme apresentado na revisão bibliográfica de SCHÜTZER (1988), há vários métodos para o dimensionamento e verificação de engrenagens. Os métodos denominados *simplificados* são encontrados em manuais de engenharia, como o apresentado por DÜBBEL (1989). Esses métodos possuem uma formulação simples permitindo ao projetista determinar o módulo da engrenagem a partir do seu material pré-definido e então definir suas geometrias. Em função de sua simplicidade, não são considerados vários fatores que interferem no engrenamento, sendo compensados com coeficientes de segurança elevados.

Há os métodos desenvolvidos para aplicações específicas como: redutores de máquinas de elevação e transporte (DAAR, 1974), caixas de velocidades de máquinas-ferramentas (TRIER 1954 apud SCHÜTZER 1988) e câmbios de automóveis, que consideram um número maior de variáveis.

O programa de dimensionamento e verificação de engrenagens 1.0, está baseado no método desenvolvido por NIEMANN & WINTER (1985), que consta na tradução para a Língua Portuguesa do livro Elementos de Máquinas 2, a qual é uma normalização da norma ISO 6336.

A adoção desta metodologia ocorreu em função das seguintes características:

- ✓ A bibliografia Elementos de Máquinas 2, é utilizada no auxílio para a disciplina de Elementos de Máquinas em diversas universidades;
- ✓ O método de dimensionamento é utilizado em muitas empresas, proporcionando o imensionamento completo de engrenagens cilíndricas (ECDR e ECRH), corrigidas ou não.
- ✓ São utilizados três critérios de dimensionamento quanto à: ruptura por flexão no pé do dente; resistência do flanco do dente à pressão superficial (pitting) e resistência ao engripamento.

A implementação computacional da metodologia proposta por NIEMANN & WINTER (1985), justifica-se por ser um dimensionamento completo, considerando um campo amplo das variáveis envolvidas na cinemática das engrenagens, tratando-se de um método bastante complexo e com vários níveis de dependência entre essas variáveis. Para se iniciar o dimensionamento pelo programa de engrenagens, o usuário deve possuir alguns dados geométricos e as cargas atuantes sobre o par engrenado. Tendo em mãos estas informações segue-se:

a. Determinação da geometria básica

Selecionando-se o módulo normal (m_n) para que possa ser iniciado o dimensionamento do par, é possível calcular a geometria básica do par engrenado a partir dos dados de projeto como: potência fornecida, rotação de entrada, números de dentes e ângulo de pressão e ângulo de hélice (ECDH).

A geometria obtida pode ser alterada através da correção do deslocamento do perfis, das seguintes formas:

- ✓ Eliminar ou diminuir a interferência no pé do dente das engrenagens, cujo número de dentes seja menor que o número mínimo de dentes;
- ✓ Corrigir a distância entre centros, quando houver uma distância pré-fixada, como por exemplo, em variadores de velocidade;
- ✓ Melhorar a capacidade de carga de uma ou ambas as engrenagens do par.
- ✓ Aumentar o grau de recobrimento do perfil.

Se houver variações excessivas quanto a interferência no pé do dente, a norma DIN 3690 prevê valores mínimos para o fator de deslocamento do perfil (x), para que não haja uma redução excessiva da espessura da cabeça do dente.

Quando houver uma distância entre centros pré-fixadas, como por exemplo, câmbio de veículos e variadores de máquinas-ferramentas, a soma dos fatores do perfil é dada por:

$$x_1 + x_2 = \frac{(ev\alpha_b - ev\alpha_o).(Z_1 + Z_2)}{2.tg\alpha_{on}}$$

Onde:

$$\cos\alpha_b = \frac{a_o}{a} . \cos\alpha_o$$

O resultado de $(x_1 + x_2)$ deve ser ponderado entre a engranagem menor e a maior, deverá estar entre os limites teóricos e os limites práticos. Em algumas situações, há a necessidade de se utilizar módulos não padronizados e até utilizar valores fora do limite citado.

Para os casos gerais, nos quais são necessárias melhorias entre os engrenamentos e trabalho, a norma DIN 3992 faz uma recomendação quanto ao deslocamento total $(x_1 + x_2)$ em função da capacidade de carga e grau de recobrimento. O valor total deverá então, ser distribuído pelas engrenagens.

Quanto à determinação da largura, são necessários avaliar a precisão de fabricação das engrenagens e da rigidez do apoio do eixo. A recomendação da largura máxima pode ser encontrada para diferentes situações pode ser encontrada na Tabela 22.17.

b. Qualidade e desvios geométricos

A qualidade superficial da engrenagem de acordo com a norma DIN 3962, depende da sua aplicação, considerando a velocidade tangencial no diâmetro primitivo, que indica o tipo de lubrificação e o acabamento no flanco dos dentes.

A norma DIN 3961 apresenta o desenvolvimento analítico para a determinação dos desvios necessários para o controle de qualidade das engrenagens, indicada para o uso computacional. Esta norma é complementada pelas normas DIN 3962 e DIN 3963, em formas de tabelas.

As equações contidas na norma DIN 3961, estão baseadas na qualidade DIN 5; para qualidades inferiores e superiores há fatores indicados pela norma.

Os desvios necessários para o projeto de um par de engrenagens são:

- Desvio de passo do engrenamento (f_e)

$$f_e = 4 + 0.315.(m_n + 0.25.\sqrt{d_{02}})$$

- Desvio de forma dos flancos (f_f)

$$f_f = 1,5 + 0,25.(m_n + 9.\sqrt{m_n})$$

- Desvio de passo do rolamento intermitente (salto tangencial) (f'_i)

$$f'_i = 0,7.(f_e + F_f)$$

Onde:

$$F_f = \sqrt{f_{Ha}^2 + f_f^2}$$

$$f_{Ha} = 2,5 + 0,25.(m_n + 3.\sqrt{m_n})$$

- Desvio de direção dos flancos (f_R)

$$f_R = 4,16.b^{0,14}$$

- Desvio de direção dos flancos após amaciamento (F_{Rw})

$$f_{Rw} = 0,75 \cdot f_R + g_k \cdot \mu \cdot C_s$$

Nesta expressão o coeficiente g_k é igual a 0 para engrenagens cilíndricas bi-apoiadas e 0,3 para engrenagens cilíndricas em balanço. O coeficiente μ é determinado por ensaios fotoelásticos, e apresenta um valor aproximado de 2,5.

c. Grau de recobrimento (ϵ)

Os graus de recobrimento necessários para o dimensionamento podem ser calculados pela formulação apresentada por NIEMANN & WINTER (1985) ou pela norma DIN 3960, pelas expressões:

▪ Grau de recobrimento na secção transversal

$$\epsilon = \frac{e_1 + e_2}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_o}$$

Onde:

$$\epsilon_1 = \frac{e_1}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_o}$$

$$e = 0,5 \cdot \sqrt{dk^2 - dg^2 - dg \cdot \tan \alpha_b}$$

▪ Grau de recobrimento na secção normal

$$\epsilon_n = \frac{\epsilon}{\cos^2 \beta_g}$$

$$\epsilon_{1n} = \frac{\epsilon_1}{\cos^2 \beta_g}$$

▪ Grau de recobrimento efetivo

O grau de recobrimento efetivo auxilia na determinação do ponto de aplicação da força máxima no dente no início de cada engrenamento.

$$\varepsilon_w = 1 + (\varepsilon_n + 1) \cdot \frac{m_n + v/4}{m_n + f/6}$$

O grau de recobrimento efetivo parcial depende se a engrenagem é movida ou motora.

- Engrenagem menor (motora):

$$\varepsilon_{lw} = \frac{\varepsilon_{ln} \cdot \varepsilon_w}{\varepsilon_n}$$

- Engrenagem menor (movida):

$$\varepsilon_{lw} = \varepsilon_{ln}$$

- Grau de recobrimento intermitente

$$\varepsilon_{sp} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_o}{m \pi}$$

d. Carga efetiva nas engrenagens

A carga efetiva origina-se da transmissão de potência, juntamente com uma série de fatores que originam as cargas dinâmicas durante a transmissão e é dada por:

$$B_w = B \cdot C_s \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_\beta$$

- Carga nominal/estática (B)

A carga estática depende da potência útil transmitida pelo par, dada por:

$$B = \frac{U}{d_{b1} \cdot b}$$

Onde:

$$U = \frac{2 \cdot M_1 \cdot 10^3}{d_{b1}}$$

$$M_1 = 716,2 \cdot \frac{N_1}{n_1}$$

▪ Coeficiente de impacto (C_s)

O coeficiente de impacto está relacionado às cargas produzidas repetidamente devido ao momento de torção. Estas variações dependem do tipo de máquina acionadora e acionada e seus valores são encontrados na Tabela 22.18 de NIEMANN (1971).

▪ Coeficiente dinâmico (C_D)

As cargas dinâmicas são normalmente acrescidas, devido à desvios de forma do flanco do dente e das variações da elasticidade ao longo do dente durante a transmissão. Estas cargas são elevadas se a velocidade de trabalho estiver próxima a velocidade de ressonância.

Através de ensaios com a variação da força tangencial efetiva (u_w) com a velocidade tangencial, apresentada na Tabela 2.13 (NIEMANN, 1971), o fator dinâmico pode ser calculado por:

$$C_D = 1 + \frac{u_{din}}{u.C_s.(\epsilon_{sp} + 1)} \leq 1 + \frac{0,3.u.C_s + f}{u.C_s.(\epsilon_{sp} + 1)}$$

Onde:

$$u = \frac{U}{b}$$

A força tangencial dinâmica (u_{din}) é obtida na Tabela 22.37 (NIEMANN, 1971) em função da velocidade tangencial e do parâmetro ($u.C_s + 0.26.f$).

▪ Coeficiente de distribuição de carga (C_T)

Devido ao desvio da direção do flanco, do desalinhamento dos mancais, da deformação da caixa de transmissão durante a solicitação, da flexão e torção dos eixos a carga não se distribuirá uniformemente por todo o dente da engrenagem, resultando em um ponto de máximo.

Considerando cargas do tipo linear e parabólica, a Tabela 22.19 (NIEMANN 1971) fornece a constante C_Z para a fórmula:

$$T = \frac{C_Z \cdot f_{Rw} \cdot b}{U \cdot C_s \cdot C_D}$$

▪ Coeficiente de distribuição de carga para dentes helicoidais (C_β)

Em engrenagens helicoidais a distribuição da carga no dente é acrescida pelo comprimento total dos dentes em relação à largura da engrenagem, assim como pela variação da constante de elasticidade ao longo das linhas helicoidais de contato dos dentes. O coeficiente encontra-se na Tabela 22.38 (NIEMANN 1971) em função dos graus de recobrimento na secção transversal e intermitente.

e. Verificação da tensão à flexão no pé do dente

São verificadas as tensões geradas de fadiga à flexão no pé do dente calculada para cada engrenagem. Com esse dimensionamento obtém-se dois coeficientes (S_{B1} e S_{B2}) de segurança que devem ser comparados a valores tabelados. A expressão para verificação da tensão é dada por:

▪ Engrenagem menor:

$$S_{B1} = \frac{\sigma_{D1}}{B_w \cdot Z_1 \cdot q_{w1}}$$

▪ Engrenagem maior:

$$S_{B2} = \frac{\sigma_{D2}}{B_w \cdot Z_2 \cdot q_{w2}}$$

A tensão de fadiga à flexão no pé do dente (σ_D), é calculada por:

$$\sigma_{D1} = f_{k1} \cdot \sigma_{o1}$$

$$\sigma_{D2} = f_{k2} \cdot \sigma_{o2}$$

O coeficiente de concentração de tensão (f_k) é obtido em função do raio do pé do dente; e para engrenagens intermediárias, nas quais os dentes estão submetidos a uma solicitação de fadiga alternante, deverá ser aproximadamente 0,7. A tensão limite

à flexão é obtida em função do tipo de material obtido na Tabela 22.22 (NIEMANN, 1971).

$$q_{w1} = q_{k1} \cdot q_{\varepsilon 1}$$

$$q_{w2} = q_{k2} \cdot q_{\varepsilon 2}$$

O coeficiente do pé do dente (q_w), é calculado para cada engrenagem por:

Nas quais, os coeficientes referentes aos graus de recobrimento, $q_{\varepsilon 1}$ e $q_{\varepsilon 2}$, são obtidos por:

- Engrenagem menor = motora:

$$q_{\varepsilon 1} = \frac{1,4}{\varepsilon_n + 0,4}$$

$$q_{\varepsilon 2} = \frac{1,4}{\varepsilon_w + 0,4}$$

- Engrenagem maior = motora:

$$q_{\varepsilon 1} = \frac{1,4}{\varepsilon_w + 0,4}$$

$$q_{\varepsilon 2} = \frac{1,4}{\varepsilon_n + 0,4}$$

e o coeficiente de forma do dente (q_k) é obtido em Tabela 22.40 (NIEMANN, 1971).

Feito a verificação dos coeficientes S_{B1} e S_{B2} , este devem ser comparados aos valores recomendados, apresentados na Tabela 1.

f. Verificação da pressão superficial no flanco do dente - (pitting)

A verificação à pressão superficial é feita a partir das seguintes equações:

- Engrenagem menor:

$$S_{G1} = \frac{K_{D1}}{B_w \cdot Y_{w1}} \cdot \frac{i}{i+1}$$

- Engrenagem maior:

$$S_{G2} = \frac{k_{D2}}{B_w \cdot Y_{w2}} \cdot \frac{i}{i+1}$$

A pressão superficial admissível no flanco do dente (K_D), é calculada para cada engrenagem pelas equações:

$$K_{D1} = y_{G1} \cdot y_{H1} \cdot y_S \cdot Y_V \cdot K_{01}$$

$$K_{D2} = y_{G2} \cdot y_{H2} \cdot y_S \cdot Y_V \cdot K_{02}$$

Nas quais a pressão superficial limite, k_0 , é obtida na Tabela 22.25 NIEMANN (1971) na tabela referente ao tipo de material e os coeficiente de influência da pressão superficial admissível são determinados, da seguinte forma:

- Coeficiente de contato do material oposto (y_G)

O coeficiente está relacionado com o material da engrenagem conjugada, sendo obtido por:

$$y_G = 0.5 + \frac{2.1 \cdot 10^4}{2 \cdot E_G}$$

Para engrenagem conjugada de aço: $y_G = 1.0$ e Ferro Fundido: $y_G = 1.5$.

- Coeficiente de dureza do flanco do dente (y_H)

Para materiais, nos quais a dureza superficial encontram-se na Tabela de materiais 22.25 (NIEMANN 1971) o valor de y_H é igual a 1.0. Para materiais que sofreram algum tipo de tratamento e possuem dureza diferente do que o tabelado com dureza Brinell inferior a 650 [kgf/mm²], o valor de y_H é obtido por:

$$y_H = \left(\frac{H}{HB} \right)^2$$

- Coeficiente de viscosidade (y_S)

O valor é único para as duas engrenagens e depende da viscosidade do óleo lubrificante na temperatura de trabalho da transmissão. É obtido pela tabela que relaciona a viscosidade na temperatura de trabalho, encontrada na Tabela 22.25 (NIEMANN, 1971).

▪ Coeficiente de velocidade tangencial (y_v)

Este coeficiente é função da velocidade tangencial no círculo do rolamento e é calculado pela equação:

$$y_v \cong 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/v)^2}$$

Por fim, o coeficiente do flanco do dente, y_w é determinado através das equações:

$$y_{w2} = y_C \cdot y_\beta$$

$$y_{w1} = \frac{y_C \cdot y_\beta}{y_\epsilon}$$

$$y_C = \frac{1}{\sin \alpha_{bn} \cdot \cos \alpha_{bn}}$$

$$y_\beta = \frac{\cos^4 \beta_G}{\cos \beta_O}$$

Na qual:

$$y_\epsilon = 1 - \frac{2\pi}{Z_{1n} \cdot \tan \alpha_{bn}}$$

Calculados os coeficientes de segurança S_{B1} e S_{B2} , assim como na verificação à flexão, os valores teóricos deverão ser comparados à tabela de coeficientes de segurança contida na Tabela 22.13 NIEMANN (1971) de acordo com o tipo de trabalho (contínuo ou intermitente).

g. Verificação do engripamento

A verificação ao engripamento fornece um único coeficiente, relativo ao par das engrenagens, expresso por:

$$S_F = \frac{K_{ens} \cdot \cos \beta_o}{B_w \cdot y_C \cdot y_F} \cdot \frac{i}{i+1}$$

O valor de carga do engripamento (k_{ens}) é obtido na Tabela 22.43 (NIEMANN 1971), em função da velocidade tangencial no círculo de rolamento (v) e do momento de torção para o engripamento (M_{ens}) na Tabela 22.29, que é obtido em função da aplicação da transmissão e do tipo de lubrificante (viscosidade e aditivização).

O coeficiente para engripamento (y_F) é calculado por:

$$y_F = \left(\frac{12,7}{d_{b1}} \frac{i+1}{i} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{e_{max}}{10} \right) \right]^4 \cdot \sqrt{m_n}$$

Com o coeficiente S_F calculado, este também deve ser comparado com os valores da Tabela 1. A verificação ao engripamento, não tem efeito acumulativo, uma vez que ocorre em função da ruptura da película do lubrificante e da temperatura no flanco do dente, assim depende das condições de serviço durante a transmissão.

h. Engrenagens para vida finita

Algumas aplicações de transmissões por engrenagens, não exigem uma vida infinita, mas que a vida a plena carga da transmissão seja maior ou igual a vida recomendada para o tipo de equipamento.

Nestes casos, pode-se estimar a vida para cada engrenagem e o valor mínimo comparado ao valor recomendado encontrado na Tabela 22.14 (NIEMANN 1971). O cálculo é expresso por:

- Vida para solicitação no pé do dente:

$$L_h = \frac{33000 \cdot S_B^5}{n}$$

- Vida para solicitação no flanco do dente (*pitting*)

$$L_h = \frac{16700 \cdot k_D \cdot S_G^2}{n}$$

Coeficiente de segurança contra:	Transmissão para serviço contínuo	Transmissão para serviço intermitente
Ruptura do dente (flexão) - SB $\geq$	<i>1.8 ... 4.0</i>	<i>1.5 ... 2.0</i>
Pressão superficial (pitting) - SG $\geq$	<i>1.3 ... 2.5</i>	<i>0.4 ... 1.0</i>
Engripamento - SF $\geq$	<i>3.0 ... 5.0</i>	<i>3.0 ... 5.0</i>

TABELA 1 – ORIENTAÇÃO PARA A ESCOLHA DO COEFICIENTE DE SEGURANÇA.
TABELA 22.13 - NIEMANN (1971), P.193.

1.6 - Mancais de rolamento

Mancais são elementos de máquinas que servem de apoio aos eixos, oferecendo um coeficiente mínimo de atrito durante o movimento relativo e em decorrência desta condição estão sujeitos à esforços axiais e radiais.

Os tipos de mancais convencionais mais utilizados são os de rolamentos e de escorregamento (hidrodinâmico).

As principais vantagens dos mancais de rolamento sobre os hidrodinâmicos são (LIRANI 1995):

- ✓ menor atrito de partida, da ordem de 0,02 contra 0,12;
- ✓ lubrificação mais fácil;
- ✓ não há necessidade de amaciamento;
- ✓ material do eixo pode ser escolhido com maior liberdade;
- ✓ maior capacidade de carga por largura e;
- ✓ padronização.

Os rolamentos são compostos por: anel, separador (gaiola) e elemento rolante. Os anéis e os elementos rolantes são fabricados com aços-liga ao Cr-Mn, com tratamento térmico e os separadores são fabricados com chapas de aço prensadas não temperadas, chapas de latão prensadas, bronze fundido, teflon, resina fenólica reforçada com fibras, entre outras. Quanto ao acabamento, as superfícies externas são retificadas, sendo que, os elementos rolantes e as pistas recebem um acabamento mais fino através de polimento (ISHIDA 1993).

Basicamente os elementos rolantes se classificam em três grupos:

- ✓ esféricos, cilíndricos e cônicos.

Os principais fabricantes de mancais de rolamento como a SKF, FAG e INA fornecem um catálogo completo com os vários tipos de elementos rolantes.

Cada tipo de rolamento tem propriedades específicas que o tornam apropriado para certas aplicações referentes ao tipo de carga à quais estão sujeitas nas direções radiais, axiais ou combinadas. Um arranjo de rolamentos deve considerar ainda, outros fatores importantes como: capacidade de carga e vida útil, velocidades admissíveis, lubrificação e vedação (SKF 1989).

O processo de seleção de um rolamento, sugerido pela SKF (1989) sugere:

- ✓ *Espaço disponível:* em muitos projetos, uma das principais dimensões do rolamento é fixada, normalmente o diâmetro do furo.
Para pequenos diâmetros de eixo são utilizados todos os tipos de rolamentos de esferas. Em eixos com diâmetros maiores, podem ser utilizados os rolamentos de rolos cônicos, cilíndricos, autocompensadores de rolos e também rolamentos rígidos de esferas.
 - ✓ *Carga:* a magnitude da carga é outro fator de determinação do tamanho do rolamento. Para cargas leve e médias utiliza-se rolamentos rígidos de esferas e para cargas médias e pesadas são utilizados os rolamentos de rolos cilíndricos.
 - ✓ *Direção de carga:* com exceção dos rolamentos de rolos sem flange e de agulhas, que suportam apenas carga radial, todos os outros tipos de rolamentos podem suportar cargas combinadas, com intensidades variadas.
 - ✓ *Desalinhamento angular:* os desalinhamentos angulares entre eixo e caixa ocorrem, por exemplo, quando há flexão do eixo sobre a atuação de carga, quando não há concentricidade na usinagem dos alojamentos ou quando um eixo longo é suportado por rolamentos montados em alojamentos separados.
 - ✓ *Precisão:* rolamentos com folga pequena ou pré-carga e se a máquina exige precisão e tem altas rotações;
 - ✓ *Necessidade de funcionamento silencioso;*
 - ✓ *Rigidez;*
 - ✓ *Deslocamento axial:* se há necessidade de liberdade no próprio rolamento ou nos assentos;
 - ✓ *Facilidade de montagem e desmontagem:* os rolamentos podem ser separáveis, possuir furos cônicos.
 - ✓
- a. *Aplicações dos rolamentos*

Os rolamentos devem suportar e posicionar axial e radialmente um eixo em relação à parte estática, como por exemplo, a carcaça do conjunto mecânico (ISHIDA 1993).

Normalmente, um dos rolamentos é utilizado para fixar o eixo axialmente, denominando-se *posicionador*, enquanto o segundo fica livre para se movimentar axialmente, como por exemplo, para sofrer eventuais dilatações e denomina-se *não-posicionador*.

Assim, para cada necessidade de montagem, espaço e tipo de cargas devem ser escolhidos os rolamentos previstos pelo fornecedor adaptado para cada situação.

Os ajustes entre o eixo e a carcaça devem considerar uma fixação firme e apoio uniforme dos anéis (fixação com interferência); montagem e desmontagem fáceis, deslocamento do rolamento não posicionador e uma análise da carga, considerando-a fixa ou rotativa sobre os anéis.

b. Lubrificação

A lubrificação de um rolamento é fundamental para se evitar:

- ✓ Contato metálico entre os elementos rolantes, as pistas e os separadores;
- ✓ Evitar corrosão;
- ✓ Minimizar o desgaste.

Os tipos de lubrificantes mais utilizados são: óleos, graxas e em alguns casos sólidos.

O óleo possui muitas vantagens sobre a graxa, devido:

- ✓ Sob altas temperaturas, funciona como um trocador de calor;
- ✓ Facilidade de remoção por ser líquido;
- ✓ Controle contínuo de nível através de um visor;
- ✓ O óleo selecionado pode ser utilizado para a lubrificação de outros elementos de conjunto, como por exemplo, as engrenagens;
- ✓ Para altas velocidades angulares/tangenciais, podem ser nebulizados, melhorando a troca de calor entre as superfícies.

A vantagem de utilização da graxa ocorre em função de um sistema de vedação mais simples.

b. Vedação

Os rolamentos devem ser protegidos contra a entrada de elementos contaminantes e perda do próprio lubrificante para o meio externo.

Os tipos de vedações mais utilizados são:

- ✓ Rolamentos auto-vedados, com sistemas de vedação incorporados;
- ✓ Vedação externa do rolamento:
- ✓ Com contato: anel de feltro, retentores de lábios, “V” ring;
- ✓ Sem contato: ranhuras paralelas/helicoidais, labirintos axiais e radiais, anéis tipo “Z”;

c. Dimensionamento baseado no Catálogo da SKF]

□ VALOR DAS CARGAS

$$F_{\text{CALC}} = F \cdot F_{\text{TH}}$$

Os fatores que influenciam na escolha de f :

- ✓ existência de choques não previstos;
- ✓ direção das cargas;
- ✓ montagem e lubrificação;
- ✓ existência de desbalanceamento e valor da rotação;
- ✓ temperatura de trabalho.
- ✓

□ DIMENSIONAMENTO ESTÁTICO

Como existem choques é necessário o dimensionamento estático.

- ✓ Carga estática equivalente

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

- ✓ rolamento em rotação contínua;
- ✓ giro silencioso normal;
- ✓ rolamento de esferas com vibração normal.

assim adotamos $s_0 = 1,0$.

1. Dimensionamento Dinâmico Direto

- ✓ Carga dinâmica equivalente

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

para rolamentos rígidos de esferas temos :

$$X = 1,0 \text{ e } Y = 0,0 \quad , \text{ se } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad ;$$

Os valores de X e Y são retirados da tabela pag. 185 , se $\frac{F_a}{F_r} > e$;

Na qual “e” é função de $\frac{F_a}{C_0}$ obtido neste caso na tabela da pag. 185 do catálogo da SKF.

✓ *Cálculo da Vida*

A capacidade de suportar estes esforços ao longo do tempo é definida como a vida útil do mancal, que quando ultrapassada apresenta sinais de fadiga nas pistas e/ou elementos rolantes. A vida de um rolamento depende do tipo de material, valor da carga, vibrações/choques, lubrificação, temperatura e tipo de montagem. A expressão para a estimativa da vida é dada por:

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p ; \quad p = 3 \text{ para rolamentos rígidos de esferas.}$$

- para confiabilidade, há o fator a_1 , encontrando na tabela 6 pg 35.

- para temperatura de funcionamento $< 150^\circ\text{C}$. $a_2 = 1,0$ (pg 35) e $a_3 = a_{23}$ (pg 38).

Para a obtenção de a_{23} , entretanto é preciso primeiro obter o óleo a ser usado.

✓ *Escolha do Óleo*

Através do diâmetro médio $d_m = \frac{d + D}{2}$ e obtemos a rotação. Pelo

diagrama 2 da pag. 160 temos a viscosidade necessária nas condições de trabalho v_1 .

Encontra-se a temperatura de referência (40°C) v , segundo o diagrama 3 da pg 161.

Com estes dados obtem-se um óleo ISO VG segundo a tabela 7 pg 38 (na prática o óleo pode já estar determinado pelo cálculo das engrenagens !!). Assim, pode-se obter o fator k, expresso por:

$$k = \frac{v}{v_1} \text{ obtendo-se na tabela da pag. 39, o valor de } a_{23}.$$

Se a vida for insuficiente para as condições de projeto deve-se:

- ✓ melhorar a lubrificação;
- ✓ mudar para uma série mais pesada do mesmo tipo de rolamento;
- ✓ mudar o tipo do rolamento ou;
- ✓ alterar o diâmetro.

Pode-se obter por um outro método de dimensionamento, no qual o rolamento é selecionado posteriormente aos cálculos da carga dinâmica e equivalente, descrito a seguir.

2. Dimensionamento Dinâmico Indireto

Neste caso, não escolhemos o rolamento baseados em C_0 . Determinamos o rolamento *a posteriori*.

□ Estimativa da Capacidade de Carga Dinâmica necessária

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^p [10^6 \text{ rotações}] \quad \text{e} \quad L_h = \frac{L \times 10^6}{60 \times n} \text{ [horas]}$$

Como anteriormente:

- para confiabilidade obtém-se o fator a_1 , encontrado na tabela 6, pg 35.
- para temperatura de funcionamento $< 150^\circ\text{C}$. $a_2(\text{pg35}) \cdot a_3 = a_{23}(\text{pg38})$.

Para que este procedimento seja possível é necessário assumirem-se hipóteses simplificadoras. Não se tem o rolamento ainda e portanto não se sabe o raio médio e portanto não se sabe qual óleo usar. Assume-se que o óleo usado tenha as características do recomendado e portanto $a_{23} = 1$.

□ Relação $\left(\frac{C}{P} \right)$ necessária

Da expressão acima tiramos que $\frac{C}{P}$ necessária :

$$\frac{C}{P} = \left(\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}} \right)^{\frac{1}{p}} \Rightarrow \frac{C}{P} = \left(\frac{60}{1,0 \times 1,0} \right)^{\frac{1}{3}} = 3,91$$

□ Capacidade de carga dinâmica mínima necessária

Adotaremos aqui outra simplificação: a carga dinâmica equivalente P é sempre maior ou igual à força radial. Supomos que $P = F_r$ (no mínimo). E se usamos $P_{\min}$ obteremos $C_{\min}$:

$$C_{\min} = \left(\frac{C}{P} \right) \times F_r$$

□ *Verificação do rolamento escolhido - Carga equivalente*

Selecionado um rolamento (com mais critério!), pode-se repetir o procedimento dado em c), agora com mais segurança.

$$P = X.F_r + Y.F_a$$

□ *Escolha do óleo*

Através do diâmetro médio $d_m = \frac{d + D}{2}$ e obtemos a rotação. Pelo diagrama 2 da pag. 160 temos a viscosidade necessária nas condições de trabalho v_1 . Encontra-se a temperatura de referência ($40^\circ C$) v , segundo o diagrama 3 da pg 161. Com estes dados obtem-se um óleo ISO VG segundo a tabela 7 pg 38 (na prática o óleo pode já estar determinado pelo cálculo das engrenagens !!). Assim, pode-se obter o fator k , expresso por:

$$k = \frac{v}{v_1} \text{ obtém-se na tabela da pag. 39, o valor de } a_{23}.$$

□ *Escolha do método de lubrificação*

São considerados os parâmetros sobre: rotação, temperatura de trabalho e posição do eixo no conjunto. O método pode ser selecionado através da página 157 do catálogo da SKF.

□ *Rotação máxima permitida*

A rotação máxima é dada pela expressão:

$$n_{\max \text{ perm}} = f \cdot n_{\max \text{ tabela}},$$

no qual o valor de f é dado pelo gráfico da página 65 do catálogo da SKF e $n_{\max \text{ perm}}$ é obtido pela escolha do tipo de rolamento.

□ *Estimativa do Momento de Atrito*

$$M_a = \mu \times \frac{P.d}{2}$$

□ *Escolha dos vedadores*

Para a escolha do vedadores, devm se considerados fatores, como por exemplo: faixas de temperatura, velocidades periféricas, superfície do eixo e espaço disponível

APÊNDICE 2 (A) – Modelagem de dados para o redutor de velocidade (ME-R)

Apêndice 2 (a) - Modelagem de dados para o redutor de velocidades - ME-R

APÊNDICE 2 (B) : Conjunto dos atributos de cada Módulo do Sistema de Banco de Dados do EleMaq

□ Tela principal (TABLE REDUTOR)

{Id_Red, Nome_Redutor, N_Red, n_Red, Estado_Red, PorcentConclusao, Reducao_Total, RP1, RP2, RP3, RP4, RP5, RP6, RP7, RP8, RP9, Num_ParEngs, Num_Eng, Num_Eixo, Num_Rol, Num_UEC, Num_UEE}

Nomenclatura e unidades:

Id_Red	[.]	Código do projeto a que se refere;
Nome_Redutor	[.]	Nome do projeto;
N_Red	[CV]	Potência fornecida;
n_Red	[rpm]	Rotação nominal;
Estado_Red	[.]	O projeto pode estar em três estados: INICIADO, ANDAMENTO e CONCLUÍDO (ver Capítulo 3, item 3.4);
PorcentConclusao	[.]	Porcentagem de elementos concluídos;
Reducao_Total	[.]	Redução total fornecida pelo usuário/projetista;
RP	[.]	Reduções parciais;
Num_ParEngs	[.]	Número de pares de engrenagens;
Num_Eng	[.]	Engrenagens identificadas para cada par;
Num_Eixo	[.]	Com o número de pares de engrenagens, são calculados o número de eixos pelo programa para serem armazenados no BD;
Num_Rol	[.]	Número de mancais do redutor;
Num_UEC	[.]	Número de uniões eixo-cubo do redutor;
Num_UEE	[.]	Número de uniões eixo-eixo.

□ TABLE Par_Engrenagens

{Id_Red, id_eixo1, id_eng1, id_eixo2, id_eng2, Estado_Pareng, Calc_Autorizado, Descricao, Pot_Pareng, Rot_Pareng, alfa, beta, m, mn, Sf, I_centros, I, Vt, Temp_Trab, Lub_eng, Visc_lubeng, Cod_lubeng, Qualidade, Ft, Fr, Fa}

Nomenclatura e unidades:

Id_Red	[.]	Código do projeto a que se refere;
id_eixo1	[.]	Eixo no qual está acoplada a primeira eng. do par;
id_eng1	[.]	Primeira engrenagem do par;
id_eixo2	[.]	Eixo no qual está acoplada a segunda eng. do par;
id_eng2	[.]	Segunda engrenagem do par;
Estado_Pareng	[.]	Estado do projeto e do conjunto de elementos;
Calc_Autorizado	[.]	<i>Flag</i> de controle aos módulos;
Descricao	[.]	Posição do par no redutor;
Pot_pareng	[CV]	Potência fornecida;
Rot_pareng	[rpm]	Rotação nominal;
alfa	[°]	Ângulo de pressão;
beta	[°]	Ângulo de hélice;
m	[mm]	Módulo na secção transversal;
mn	[mm]	Módulo na secção normal
I_centro	[mm]	Distância entre os centros das engrenagens;
Sf	[.]	Coeficiente contra o engripamento;
i	[.]	Relação de transmissão, $Z1/Z2$;
Vt	[m/s]	Velocidade tangencial na circunferência de rolamento;
Temp_Trab	[° C]	Temperatura de trabalho;
Lub_eng	[.]	Lubrificante selecionado;
Visc_lubeng	[.]	Viscosidade do lubrificante escolhido na temperatura de trabalho;
Cod_lubeng	[.]	Código do lubrificante;

Qualidade	[.]	Qualidade superficial da engrenagem (norma DIN);
Ft	[mm]	Força tangencial;
Fr	[mm]	Força radial;
Fa	[mm]	Força axial;

□ **TABLE Engrenagem**

{Id_Red, id_eixo, id_eng, Estado_eng, Pot_pareng, Rot_pareng, m, mn, dp, db, dr, dt, de, Z, Zn, largura, Lambdmax, x, xmin, xmax, EpsilonN, EpsilonW, TipoMat, DenMat, Lub_eng, Dureza_sup, Raio_filete, Tensfadiga_adm, Tensfadiga_lim, Sb, Sg}

Nomenclatura e unidades:

Id_Red	[.]	Código do projeto a que se refere;
id_eixo	[.]	Eixo no qual está montada;
id_eng	[.]	Tipo da engrenagem no par;
Estado_eng	[.]	Estado do projeto e do conjunto de elementos;
Pot_pareng	[CV]	Potência fornecida;
Rot_pareng	[rpm]	Rotação nominal;
m	[mm]	Módulo na secção transversal;
mn	[mm]	Módulo na secção normal;
dp	[mm]	Diâmetro da circunferência primitiva;
db	[mm]	Diâmetro de base;
dr	[mm]	Diâmetro de raiz;
de	[mm]	Diâmetro externo ou diâmetro da cabeça do dente;
Z	[.]	Número de dentes;
Z _n	[.]	Número equivalente de dentes na secção normal;
largura	[mm]	Largura da engrenagem;
Lambdamax	[.]	Relação entre a largura máxima do dente e seu módulo;

x	[mm]	Deslocamento do perfil do dente;
xmin	[mm]	Deslocamento mínimo do perfil;
xmax	[mm]	Deslocamento máximo do perfil;
EpsilonN	[.]	Grau de recobrimento na secção normal;
Epsilon W	[.]	Grau de recobimento efetivo;
TipoMat	[.]	Material adotado;
Lub_eng	[.]	Lubrificante selecionado;
DenMat	[.]	Denominação do tipo de material;
Dureza_sup	[HB]	Dureza no flanco do dente;
Raio_filete	[mm]	Raio do filete do dente;
Tensfadiga_adm	[kgf/mm ²]	Tensão de fadiga à flexão admissível;
Tensfadiga_lim	[kgf/mm ²]	Pressão superficial à fadiga limite;
Sb	[.]	Coeficiente de segurança contra o ruptura do dente à flexão;
Sg	[.]	Coeficiente contra pressão superficial <i>pitting</i> ;

□ TABLE Rolamento

{id_Red, id_eixo, id_rol, Estado_rol, Calc_Autorizado, Rot_rol, Mt_rol, d_rol, Fr, Fa, d_eixo, z_eixo, B, Dexterno_rol, Lub_rol, Visc_Lubrol, Lh, Lh_rot, tipo_rol, cod_rol, Temp_rol, Rot_adm, C, Co, P_fad, relatorio_rol}

Nomenclatura e unidades:

Id_Red	[.]	Código do projeto a que se refere;
id_eixo	[.]	Eixo no qual está montado;
id_rol	[.]	Posição do rolamento no eixo;
Estado_rol	[.]	Estado do projeto e do conjunto de elementos;
Calc_Autorizado	[.]	<i>Flag</i> de controle aos módulos;
Rot_rol	[.]	Rotação no eixo;
C	[kgf]	Carga dinâmica;
Co	[kgf]	Carga estática;
P_fad	[kgf]	Carga limite de fadiga
Mt_rol	[kgf.mm]	Momento de torção atuante;
Fr	[mm]	Força radial atuante;
Fa	[mm]	Força axial atuante;

d_eixo_rol	[mm]	Diâmetro de assento no eixo;
B	[mm]	Largura do rolamento;
Dexterno_rol	[mm]	Diâmetro do anel externo do rolamento;
Lub_rol	[.]	Lubrificante selecionado;
Visc_Lubrol	[cSt]	Viscosidade do lubrificante na temp. de trabalho;
Tipo_rol	[.]	Tipo de rolamento selecionado;
Lh	[h]	Vida útil do rolamento;
Lh_rot	[.]	Vida em milhões de rotações;
cod_rol	[.]	Código do rolamento selecionado;
Temp_rol	[° C]	Temperatura de trabalho;
Massa	[kg]	Massa.

□ TABLE Eixo

{ Id_Red, id_eixo, Estado_eixo, Calc_Autorizado, Descrição, Pot_eixo, Rot_eixo, Mat_eixo, d_critico, d_padr, Sigmart, Sigmae, tensao_admcalc, z_critico, alfa, num_escal, posicao_escal, acab_escal, forca_atuante, Fx, Fy, Fz, Fva, Fha, Fvb, Fhb, posicao_forca, acabam_forca, diam_escal, posicao_mancal1, posicao_mancal2, sigma_adm, sigma_calc, fator_Seg, betaK, eta1, eta2, eta3, eta4, eta5, eta6 }

Nomenclatura e unidades:

Id_Red	[.]	Código do projeto a que se refere;
id_eixo	[.]	Localização do eixo no redutor
Estado_eixo	[.]	Estado do projeto e do conjunto de elementos;
Calc_Autorizado	[.]	-----;
Descrição	[.]	-----;
Rot_eixo	[.]	Rotação no eixo;
Mt_eixo	[kgf.mm]	Momento de torção atuante;
Pot_eixo	[CV]	Potência fornecida;
Rot_eixo	[rpm]	Rotação nominal;
Mat_eixo	[.]	Material selecionado;
Mt_eixo	[kgf.mm]	Momento de torçao atuante;
d_crítico	[mm]	Diâmetro crítico calculado no pré-dimensionamento;

d_padr	[mm]	Diâmetro arredondado (diam. crítico);
Sigmat	[kgf/mm ²]	Tensão adm. à ruptura;
Sigmae	[kgf/mm ²]	Tensão adm. ao escoamento;
tensao_admcalc	[kgf/mm ²]	Tensão admissível calculada no dimensionamento estático;
num_escal	[.]	Número de pontos com geometria definida;
posicao_escal	[mm]	Distância das cotas de cada geometria definida a partir da face de referência adotada;
acab_escal	[.]	Acabamento necessário relativo a cada mudança de geometria;
Fx	[kgf]	Força decomposta no plano x (Fr),
Fy	[kgf]	Força decomposta no plano y (Fa);
Fz	[kgf]	Força decomposta no plano z (Ft);
dx	[mm]	Ponto de aplicação da força no plano x;
dy	[mm]	Ponto de aplicação da força no plano y;
Fva	[kgf]	Reação no apoio 1 no plano vertical;
Fha	[kgf]	Reação no apoio 1 no plano horizontal;
Fvb	[kgf]	Reação no apoio 2 no plano vertical;
Fhb	[kgf]	Reação no apoio 2 no plano horizontal;
posicao_forcas	[mm]	Distância das forças atuantes a partir da face de referência adotada
posicao_mancais	[mm]	Distância dos apoios até a face de referência adotada;
diam_escal	[mm]	Diâmetros calculados relativos a cada mudança de geometria;
alfa	[.]	Fator de escalonamento;
z_critico	[mm]	Posição crítica;
sigma_adm	[kgf/mm ²]	Tensões adm. à fadiga;
sigma_calc	[kgf/mm ²]	Tensões perigosas à fadiga;
fator_seg	[.]	Coefficientes de segurança à fadiga;
betaKt	[.]	Coefficiente de entalhe para sollicitação à fadiga na flexão;
betaKf	[.]	Coefficiente de entalhe para sollicitação à fadiga na torção;

eta1	[.]	Coeficiente quanto à incerteza de dados metalográficos;
eta2	[.]	Coeficiente quanto ao tipo de solicitação no entalhe e vínculos;
eta3	[.]	Coeficiente quanto à possível falha da peça;
eta4		cargas;
eta5	[.]	Coeficiente quanto à choques e sobrecargas.

❑ **Tipo de união eixo-cubo implementado: TABLE UniaoEC_AdpForm**

{Id_Red, id_eixo, id_UEC, Descrição, Estado_UEC, Calc_Autorizado, Mt_UEC, S_linha, S_inicial, D2, L_adotado, Lmin, b, h, t1, t2, i_chav, relatorio_UECAF}

Nomenclatura e unidades:

Id_Red	[.]	Código do projeto a que se refere;
id_eixo	[.]	Eixo no qual será montada a chaveta;
Descrição	[.]	-----
Estado_UEC	[.]	Estado do projeto e do conjunto de elementos;
Calc_Autorizado	[.]	-----
Mt_UEC	[kgf.mm]	Momento de torção atuante na chaveta;
Slinha	[mm]	Distância entre o cubo e o topo da chaveta;
Sinicial	[mm]	Espessura entre o cubo e o eixo;
D2	[mm]	Diâmetro do cubo;
L_adotado	[mm]	Comprimento inicial adotado para o cubo;
Lmin	[mm]	Comprimento mínimo de montagem do cubo;
t1	[mm]	
t2	[mm]	
h	[mm]	Altura da chaveta;
b	[mm]	Largura da chaveta;
i_chav	[.]	Número de chavetas.

□ **Tipo de união eixo-eixo implementado: TABLE Uniao_EE_Flange**

{Id_Red, id_eixo, id_UEEF, Descrição, Estado_UEEF, Calc_Autorizado, Mt_UEEF, d_UEEF, Mat_UEEF, t, D, A, d1, d3, Dk, np, mi_flange, Pp, tensao_parf }

Nomenclatura e unidades:

Id_Red	[.]	Código do projeto a que se refere;
id_eixo	[.]	Eixo no qual será acoplado;
Descrição	[.]	-----;
Estado_UEEF	[.]	Estado do projeto e do conjunto de elementos;
Calc_Autorizado	[.]	-----;
Mt_UEEF	[kgf.mm]	Momento de torção atuante no acoplamento;
d_UEEF	[mm]	Diâmetro do eixo de montagem;
t	[mm]	Distância do centro do furo do parafuso até a borda da flange;
D	[mm]	Diâmetro externo da flange;
A	[mm ²]	Área de atrito;
Dk	[mm]	Diâmetro dos furos dos parafusos;
d1	[mm]	Diâmetro de acoplamento;
d3	[mm]	Diâmetro dos furos dos parafusos;
np	[.]	Número de parafuso;
mi_flange	[.]	Coefficiente de atrito;
Pp	[kgf]	Força em cada parafuso;
tensao_paraf	[kgf/mm ²]	Tensões nos parafusos.