

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MÁQUINA PARA ABERTURA DE PRÉ-TRINCA POR FADIGA EM CORPOS DE  
PROVA ASTM E399

por

Pedro Herrmann Ranieri

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro 2009



**Universidade Federal do Rio Grande do Sul**

**Escola de Engenharia**

**Departamento de Engenharia Mecânica**

**MÁQUINA PARA ABERTURA DE PRÉ-TRINCA POR FADIGA EM CORPOS DE  
PROVA ASTEM E399**

por

Pedro Herrmann Ranieri

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Joyson Pacheco

Comissão de Avaliação:

Prof. Arnaldo Ruben Gonzalez

Prof. Flávio José Lorini

Prof. Juan Carlos Sandoval Ortiz

Porto Alegre, 30 de Novembro de 2009

RANIERI, P. H., **Máquina para abertura de pré-trinca por fadiga em corpos de prova ASTM E399**, 2009. 38 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

## **RESUMO**

Ensaio da norma ASTM E399 para a determinação das propriedades dos materiais relacionadas à mecânica da fratura são razoavelmente demorados. Boa parte desse tempo é utilizada na nucleação de uma pré-trinca por fadiga sem acrescentar informações relevantes aos estudos. Neste trabalho foi projetada uma máquina capaz de nuclear pré-trincas por fadiga em corpos de prova ASTM E399, servindo de apoio a testes de laboratório, possibilitando a existência de um processo de nucleação da pré-trinca paralelo aos ensaios de propagação de trincas. Este projeto foi desenvolvido através da utilização de uma metodologia de projeto e de suas ferramentas. O projeto conceitual foi concluído e os esforços atuando sobre os componentes da máquina foram calculados a fim de se poder dimensionar a máquina e seus componentes.

**PALAVRAS-CHAVE:** Pré-trinca, corpo de prova, ASTM E399, fadiga.

RANIERI, P. H., **Machine for opening fatigue precracks in ASTM E399 test specimen**. 2009. 38 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

## **ABSTRACT**

Laboratory tests involving ASTM E399 to study fracture properties in different materials take a considerable amount of time to be realized. Much of this time is used to fatigue precrack the test specimens without adding any valuable information to the results. In this project a machine capable of precracking ASTM E399 test specimens was developed, being a support machine to laboratory tests, and making it possible the existence of a fatigue precracking process parallel to the crack propagation studies. This project was developed with the utilization of project management techniques and tools. The conceptual project was concluded, and the forces interacting over the machine components were calculated.

**KEYWORDS:** Precrack, test specimen, ASTM E399, fatigue.

# ÍNDICE

1.	Introdução .....	1
2.	Objetivos .....	3
3.	Revisão Bibliográfica .....	4
3.1	Projeto Informacional – Estudo da viabilidade técnica, econômica e legal.....	4
3.2	Projeto Conceitual .....	5
3.3	Validação Teórica.....	5
4.	Projeto Informacional.....	6
4.1	Análise Funcional .....	7
4.1.1	Atributos necessários aos usuários.....	7
4.1.2	Atributos necessários aos fabricantes.....	7
4.1.3	Atributos necessários aos legisladores .....	7
5.	Projeto Conceitual .....	8
5.1	Sistema de abertura da pré-trinca.....	8
5.1.1	Motorização .....	8
5.1.2	Mecanismo gerador da onda oscilatória de fadiga .....	9
5.2	Sistema de medição do tamanho da pré-trinca.....	10
5.3	Sistema de controle da carga aplicada ao corpo de prova.....	12
5.4	Resumo dos Subsistemas .....	13
5.5	Modelo Virtual.....	13
6.	Validação Teórica.....	16
7.	Conclusões.....	25
8.	Referências Bibliográficas .....	26
	Apêndice I – Interface Mastan2 – Cálculo da Força P .....	27
	Apêndice II – Cálculo dos Rolamentos .....	28
	II.1 Rolamento do Eixo do Motor .....	28
	II.2 Rolamento do Eixo Excêntrico.....	29
	Apêndice III – Desenhos de Projeto .....	30
	Anexo I – Relatório de Ensaio de Abertura de Pré-trinca.....	34
	Anexo II – Catálogo de Motores Elétricos.....	34
	Anexo III – Tabelas para o Cálculo dos Rolamentos .....	36
	Anexo IV – Tabelas para o Cálculo das Pinças .....	37
	Anexo V – Tabelas para o Cálculo das Juntas Parafusadas .....	38

## 1. Introdução

A integridade estrutural de componentes que operam sob alta pressão e alta temperatura, como turbinas, válvulas, compressores, tubulações de alta pressão, etc., é importante tanto para impedir vazamentos, evitando desta forma a poluição do solo, da atmosfera, etc., quanto para evitar acidentes e/ou incidentes, que possam ocasionar lesões e/ou perdas humanas, danos à estrutura e/ou paradas não programadas da produção...

Segundo Pacheco, 2002a, uma das maiores dificuldades do projeto, manutenção e operação destes componentes é prever qual o modo de falha que estará presente na estrutura em serviço.

Com a constatação e medição de trincas (sendo  $a$  o tamanho característico da trinca), bem como com o conhecimento das propriedades do material em uso, é possível calcular a vida remanescente da estrutura em função do tempo e/ou número de ciclos de carregamento que um defeito presente levará para atingir um tamanho crítico  $a_c$ , nas dadas condições de geometria e carregamento da estrutura.

Pela lei de Paris (Eq. 1.1), que relaciona o crescimento da trinca ao número de ciclos de fadiga, é possível ilustrar a dependência da taxa de crescimento da trinca com as propriedades do material:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m \quad (1.1)$$

onde  $(da/dN)$  = avanço de trinca por ciclo em mm/ciclo;  $C$  = constante relacionada ao material, temperatura de operação, entre outros;  $m$  = constante de ajuste relacionada à inclinação da reta da curva  $da/dN \times \Delta K$ ; e  $\Delta K$  = variação do fator de intensidade de tensões, em  $\text{MPa} \cdot \text{m}^{0,5}$ .

O valor das constantes  $C$  e  $m$  muda conforme o material (entre outros fatores) que está sendo utilizado, enquanto  $\Delta K$  depende do carregamento, da geometria e do tamanho  $a$  da trinca, conhecidos. A determinação destas constantes, bem como a de outras propriedades dos materiais relacionadas à mecânica da fratura, como a tenacidade à fratura  $K_{IC}$  (ASTM E399, 2009), por exemplo, é possível em laboratório, através de ensaios que seguem a norma ASTM E399.

Para tais ensaios faz-se necessária a preparação de um corpo de prova também determinado por esta norma. Um exemplo de um dos possíveis corpos de prova previstos na ASTM E399 pode ser visto na figura 1.1.

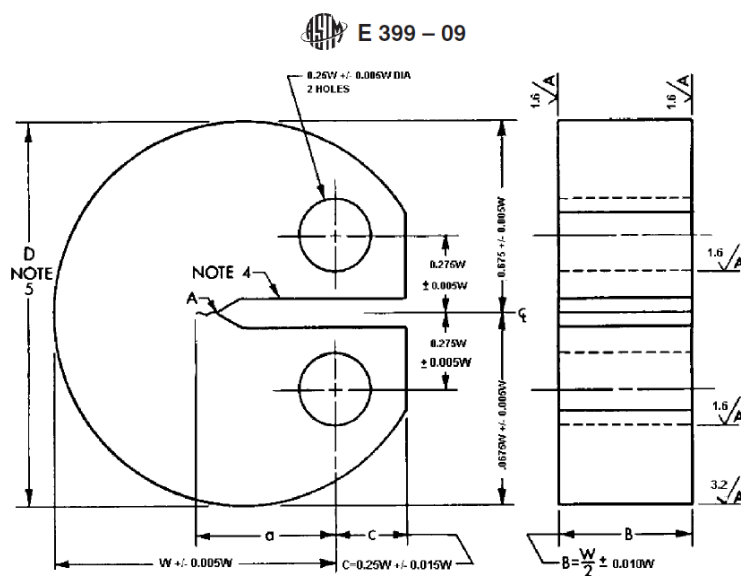


Figura 1.1 – Corpo de prova tipo *Disk-Shaped Compact DC(T)* com entalhe tipo *Straight-trough*.  
(Corpo de prova compacto em forma de disco com entalhe reto, em uma tradução livre).

Fonte: ASTM E399-09

Conforme ilustrado na figura 1.1, este corpo de prova (feito do material a ser testado), possui um entalhe que serve como concentrador de tensões, a fim de que se possa ter o início da trinca em um local pré-determinado. Isto facilita os estudos, que são feitos através do acompanhamento do crescimento da trinca em função do tipo e intensidade do carregamento.

Sabe-se que a formação e o crescimento de uma trinca submetida a esforços de fadiga acontecem em três estágios distintos, conforme se ilustra na figura 1.2.

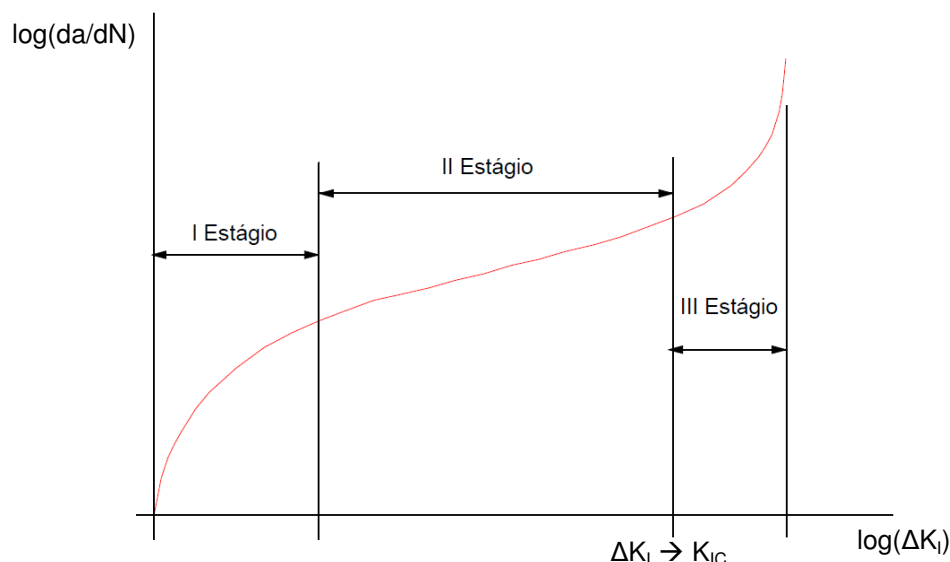


Figura 1.2 – Crescimento da trinca por fadiga.

O primeiro estágio corresponde ao processo de nucleação da trinca, onde ocorre deformação plástica localizada, causando sobrecarga de grãos orientados desfavoravelmente ao longo de planos de deslizamento que estão sob a ação de esforços cisalhantes (em uma direção de  $45^\circ$  com o esforço de tração). A fratura não é visível a olho nu.

O segundo estágio corresponde ao período de crescimento estável da trinca, em uma direção perpendicular ao esforço principal de tração. A taxa de crescimento pode ser determinada pela Lei de Paris (Eq. 1.1). A fratura é visível a olho nu.

O terceiro estágio corresponde a um período de instabilidade da trinca e subsequente fratura física do componente. Esta fratura ocorre quando a dimensão da descontinuidade atinge o valor crítico  $a_c$ , que corresponde ao momento em que o fator de intensidade de tensões  $K_I$  atinge o seu valor crítico  $K_{IC}$  (tenacidade à fratura, propriedade do material).

O interesse dos ensaios previstos pela norma ASTM E399 é o de analisar o segundo estágio da propagação de uma trinca, onde a taxa de crescimento é estável, e a determinação das constantes envolvidas no processo é possível. Este interesse específico pelo segundo estágio também se justifica na prática: sendo a fratura já visível a olho nu, é possível detectá-la na estrutura, medi-la, realizar cálculos e fazer o acompanhamento do tempo de vida útil remanescente para um determinado componente.

O primeiro estágio, no entanto, por não ser visível a olho nu, não é relevante em situações do cotidiano. Não se sabe onde a trinca irá se formar, e quando é detectada, já está no seu segundo estágio. Sendo assim, o período de nucleação da trinca não acrescenta informações relevantes ao processo de determinação dos parâmetros do material.

Entretanto, o tempo envolvido na nucleação da trinca não é desprezível quando comparado ao tempo de vida útil total de um componente. Isto implica em uma quantidade razoável de tempo de estudo “perdida” para nuclear a trinca, pois é necessário passar pelo primeiro estágio para se atingir o segundo.

O objetivo deste trabalho é propor uma solução a esta situação, através do projeto de uma máquina auxiliar à bancada principal de experimentos, responsável pela nucleação da trinca. Desta forma, aumenta-se a disponibilidade de tempo da máquina principal para a realização dos ensaios.

## 2. Objetivos

O objetivo deste trabalho é o de projetar uma máquina capaz de nuclear pré-trincas por fadiga, fazendo-as atingir tamanhos pré-determinados pela norma ASTM E399. Desta forma, o tempo que era utilizado pela máquina principal para nuclear as pré-trincas poderá ser utilizado para a realização dos estudos.

Este trabalho é composto por um *Projeto Informacional*, para geração de condicionantes ao projeto; um *Projeto Conceitual*, para analisar as diferentes configurações possíveis, selecionar uma delas e detalhá-la; e finalmente por uma *Validação Teórica*, com os cálculos estruturais que permitirão fazer o dimensionamento dos componentes da máquina.



### 3. Revisão Bibliográfica

A qualidade de um projeto está associada, além das próprias qualidades de seu(s) projetista(s), à metodologia que é empregada durante o seu desenvolvimento. Diferentes técnicas, metodologias, são assuntos muito comumente discutidos e explorados atualmente.

O objetivo do uso destas metodologias de projeto é o de otimizar os resultados obtidos com um projeto, através do uso de ferramentas e técnicas que visam melhorar o rendimento do próprio projetista, incentivando sua criatividade e promovendo uma melhor organização.

Este projeto seguirá a mesma metodologia de projeto estudada na disciplina Metodologia de Projeto, ministrada pelo departamento de engenharia mecânica desta universidade. Esta metodologia tem por base algumas das metodologias de projeto que podem ser encontradas na literatura, como as obras de Mike Baxter *“Projeto de Produto”* [Baxter, 2000] e Pahl/Beitz *“Projeto na Engenharia”* [Pahl et al., 2005], algumas delas tendo sido criadas há várias décadas e sendo constantemente aperfeiçoadas desde então. Segundo Pahl et al., 2005, por exemplo, a metodologia proposta em sua obra sofre a influência de estudos e publicações desde 1953, quando Hansen Bischoff publicou na extinta República Democrática Alemã *“Projeto Racional”*.

Apresenta-se a seguir um resumo das diferentes etapas desta metodologia realizadas neste trabalho.

#### 3.1 Projeto Informacional – Estudo da viabilidade técnica, econômica e legal

É no Projeto Informacional que o problema e/ou necessidade deve ser identificado e as características imprescindíveis ao produto final devem ser definidas. Deve-se também identificar o seguimento de mercado em qual o produto vai atuar, qual será seu público alvo, etc. Além disso, é relevante começar a definir a estratégia de fabricação e consultar as normas vigentes relacionadas à fabricação e uso do produto, a fim de que o projeto esteja conforme a legislação local.

Abaixo, um *“check-list”* de atividades a serem realizadas em um Projeto Informacional:

- Identificação do problema/necessidade:
  - Formular o problema de maneira simples, com o mínimo de restrições;
  - Identificar as qualidades desejáveis de se encontrar na solução;
  - Pesquisar as tecnologias já existentes;
- Identificação dos possíveis usuários: idade, sexo, nível técnico e cultural, poder aquisitivo;
- Identificação dos possíveis fabricantes: equipamentos, recursos humanos, tecnologia, capacidade;
- Legislação: normas e códigos de projeto, responsabilidade legal e técnica.

O projetista deve, durante todo o desenvolvimento de seu projeto, tomar suas decisões levando em consideração as exigências de seu cliente (usuário final), dos fabricantes e dos aspectos legais envolvidos com o produto. A figura 3.1 ilustra esta situação.

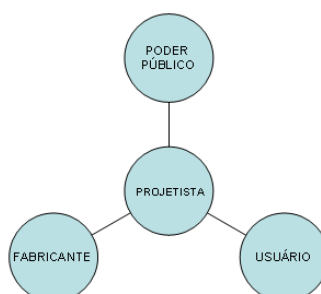


Figura 3.1 – Relação do projetista com os demais envolvidos no projeto.

### **3.2 Projeto Conceitual**

O Projeto Conceitual é o momento em que projetista deve utilizar o máximo de sua criatividade para propor diferentes conceitos, ou seja, diferentes maneiras para solucionar o problema identificado. Inicialmente faz-se uma pesquisa bibliográfica para identificar as soluções já existentes. Em seguida, cria-se o maior número possível de novas soluções (conceitos) para este problema.

Com a ajuda de matrizes de decisões, que devem ser criadas durante esta etapa do projeto, é possível analisar e comparar os diferentes conceitos e escolher o melhor dentre estes conceitos. O conceito escolhido deve ser detalhado, e um modelo deve ser construído e testado, a fim de validar o conceito.

Abaixo, um “*check-list*” de atividades a serem realizadas em um Projeto Conceitual:

- Pesquisa bibliográfica: publicações, bancos de patentes, produtos similares no mercado, etc.
- Geração de conceitos:
  - Possíveis configurações funcionais;
  - Possíveis configurações físicas;
- Seleção do conceito:
  - Elaboração de matrizes de decisões;
  - Escolha da melhor configuração;
- Detalhamento do conceito:
  - Especificar subsistemas;
  - Identificar o que deve ser comprado;
  - Identificar o que deve ser fabricado, e como deve ser fabricado;
  - Visualização da sequência de montagem;
- Projeto e construção de modelo virtual;
- Teste do modelo, avaliação dos resultados e validação do conceito;
- Memorial do projeto conceitual:
  - Desenhos;
  - Texto explicativo;
  - Justificativas para a configuração.

### **3.3 Validação Teórica**

A Validação Teórica faz parte do Projeto Executivo, etapa a ser realizada após o Projeto Conceitual. A partir do detalhamento do conceito feito anteriormente serão realizados todos os cálculos relativos à construção e utilização do produto. Análises estruturais, cinemáticas e dinâmicas devem ser realizadas durante esta etapa do projeto. Os resultados são utilizados para dimensionar todos os componentes que fazem parte da máquina.

Abaixo, um “*check-list*” de atividades a serem realizadas na Validação Teórica:

- Análise cinemática: síntese e análise dos mecanismos;
- Análise dinâmico-mecânica: esforços e solicitações, propulsores, etc.
- Análise estrutural: segurança, confiabilidade, dimensionamento;

## 4. Projeto Informacional

Deseja-se projetar uma máquina capaz de nuclear pré-trincas em corpos de prova ASTM E399. Este tipo de máquina poderia interessar a todos aqueles que realizam ou gostariam de realizar estudos com o objetivo de determinar certas propriedades dos materiais relativas à mecânica da fratura. Há, entretanto, um interesse específico de aplicação imediata para a realização deste trabalho: estudos são atualmente realizados na Universidade Federal do Rio Grande do Sul, valendo-se de ensaios ASTM E399 no domínio da interação Fadiga-Fluência à alta temperatura. Estudos mostram [Joyson, 2002a, 2002b, 2002c] que os efeitos da fadiga e da fluência quando atuando simultaneamente sobre uma estrutura a alta temperatura não correspondem à soma dos efeitos produzidos quando estes dois fenômenos atuam separadamente sobre a mesma estrutura. As propriedades e efeitos relacionados à interação Fadiga-Fluência são ainda relativamente desconhecidos, justificando a importância dos estudos que são realizados na UFRGS e deste trabalho.

A norma que deve ser respeitada para a utilização desta máquina é a ASTM E399. Analisando a norma é possível identificar algumas exigências que influenciam diretamente no projeto da máquina. São elas:

1. A nucleação da pré-trinca deve ser feita por fadiga\*;
2. A frequência máxima da onda oscilatória de fadiga deve ser de 100Hz (6000rpm);
3. O tamanho\*\* final da pré-trinca é pré-determinado: deve ser o maior entre 0,025W (Figura 1.1) ou 1,3mm;
4. O fator de intensidade de tensão máximo na ponta da trinca  $K_{m\acute{a}x}$ , para o caso de a abertura da pré-trinca ser realizada a uma temperatura ( $T_1$  em K) diferente da temperatura do ensaio ( $T_2$  em K) é determinada pela Eq. 4.1:

$$K_{m\acute{a}x}(T_1) \leq 0,6 \left[ \frac{\sigma_{ys}(T_1)}{\sigma_{ys}(T_2)} \right] \quad (4.1)$$

onde  $\sigma_{ys}(T_1)$  e  $\sigma_{ys}(T_2)$  são as tensões de escoamento do material nas respectivas temperaturas  $T_1$  e  $T_2$  [ASTM E399].

Analisando-se algumas das exigências da norma, pode-se perceber que, além do sistema de abertura da pré-trinca por fadiga, seria desejável que a máquina apresentasse um sistema de medição para o tamanho da pré-trinca, a fim de que a operação pare quando a pré-trinca atingir o tamanho determinado pela norma.

Devido aos diferentes tipos possíveis de corpo de prova que podem ser utilizados para este tipo de estudo, também é desejável que a máquina seja a mais versátil possível, podendo operar com todos os corpos de prova previstos pela norma ASTM E399. Além disso, devido aos diferentes valores que  $K_{m\acute{a}x}$  pode assumir em função da forma do corpo de prova e do tamanho da pré-trinca, pode-se identificar a necessidade de um sistema que possibilite a regulação da força aplicada sobre o corpo de prova.

\*Segundo a norma ASTM E399, nenhum entalhe realizado por operações de usinagem é capaz de simular uma trinca para efeitos de medição do  $K_{Ic}$  do material. Desta forma, a pré-trinca deve ser nucleada através do fenômeno de fadiga.

\*\*O critério 3 se aplica ao corpo de prova Disk-Shaped Compact DC(T) with a Straight-trough Notch (Corpo de prova compacto em forma de disco com entalhe reto, em uma tradução livre – Figura 1.1), que será adotado como padrão para este trabalho. Os ensaios da ASTM E399 podem ser realizados utilizando-se diferentes tipos de corpo de prova, e para cada tipo os critérios podem variar.

## **4.1 Análise Funcional**

Tendo-se em vista as necessidades dos clientes (usuários finais), dos fabricantes e dos legisladores em relação ao produto final, elaborou-se uma lista contendo os principais atributos que a máquina deve apresentar. Eles estão separados em Atributos necessários aos usuários; Atributos necessários aos fabricantes; e Atributos necessários aos legisladores;

Abaixo segue a lista destes atributos.

### **4.1.1 Atributos necessários aos usuários**

- Exatidão (atingir o tamanho determinado para a pré-trinca);
- Rapidez (atingir rapidamente o tamanho determinado para a pré-trinca);
- Versatilidade:
  - Operar com diferentes tipos de corpo de prova (CP);
  - Possibilidade de regulagem das cargas de trabalho;
- Baixo custo de aquisição (compra);
- Baixo consumo de energia;
- Pequena frequência de manutenção;
- Facilidade de executar a manutenção;
- Baixo custo de manutenção;
- Fácil colocação e retirada dos corpos de prova;
- Sistemas fáceis de serem operados;
- Tamanho reduzido;
- Pouca vibração;
- Boa ergonomia;

### **4.1.2 Atributos necessários aos fabricantes**

- Baixo custo de fabricação;
- Facilidade de montagem (= baixo custo);

### **4.1.3 Atributos necessários aos legisladores**

- Atender aos requisitos da norma ASTM E399 citados anteriormente.
- Não apresentar riscos ao operador (boa segurança);
- Não desrespeitar aspectos ambientais, tanto na sua fabricação/montagem, quando na sua operação e manutenção.
- Apresentar uma ergonomia correta;
- Pouca ou nenhuma poluição gerada;

## 5. Projeto Conceitual

Conforme abordado no Projeto Informacional, podem ser identificados três subsistemas que compõem a máquina:

1. Sistema de abertura da pré-trinca por fadiga, subdividido em:
  - a. Motorização;
  - b. Mecanismo gerador da onda oscilatória de fadiga;
2. Sistema de medição do tamanho da pré-trinca;
3. Sistema de controle da carga aplicada sobre o corpo de prova;

Cada subsistema será analisado separadamente através da geração de conceitos específicos para cada um deles. Uma análise qualitativa dos conceitos será realizada (baseada na Análise Funcional elaborada no Projeto Informacional), e uma matriz de decisões (baseada nesta análise qualitativa) será criada. Esta matriz de decisões auxiliará na escolha do conceito, através da atribuição de notas a cada atributo de cada conceito. As notas serão atribuídas segundo o seguinte critério:

Excelente: nota 5; Muito bom: nota 4; Bom: nota 3; Regular: nota 2; Ruim: nota 1;

Ao final da atribuição de notas, aquele conceito que apresentar a maior soma é dito como sendo o mais apropriado para utilização nas condições impostas para este projeto.

### 5.1 Sistema de abertura da pré-trinca

#### 5.1.1 Motorização

Dois conceitos foram gerados para resolver o problema da motorização. São eles:

- Utilização de um motor elétrico;
- Utilização de um motor a combustão interna;

A tabela 5.1 mostra a análise qualitativa realizada comparando os dois conceitos mencionados acima.

Tabela 5.1 – Análise qualitativa da motorização

Atributos	Motor elétrico	Motor à combustão interna
Custo de aquisição	Muito bom	Regular
Consumo de energia	Bom	Ruim
Tamanho	Muito bom	Ruim
Vibração	Muito bom	Ruim
Torque suficiente para aplicação de carga no corpo de prova	Regular	Excelente
Frequência de funcionamento	Muito bom	Excelente
Poluição gerada	Excelente	Ruim

Criando-se a matriz de decisões (tabela 5.2), obtém-se:

Tabela 5.2 – Matriz de decisões da motorização

Atributos	Peso	Motor elétrico		Motor à combustão interna	
Custo de aquisição	3	4	12	2	6
Consumo de energia	2	3	6	1	2
Tamanho	2	4	8	1	2
Vibração	1	4	4	1	1
Torque suficiente para aplicação de carga no CP	1	2	2	5	5
Frequência de funcionamento	1	4	4	5	5
Poluição gerada	1	5	5	1	1
Total		Nota	41	Nota	22

Pela matriz de decisões pode-se concluir que um motor elétrico é bem mais vantajoso do que um motor a combustão interna, principalmente no que diz respeito a custo de aquisição, tamanho, vibração e poluição gerada.

### 5.1.2 Mecanismo gerador da onda oscilatória de fadiga

Foram gerados também dois conceitos para o mecanismo gerador da onda de fadiga. Um deles consiste na aplicação de uma carga conhecida sobre o corpo de prova, que pode ou não variar ao longo do processo, através de um sistema de controle com acionamentos. Este conceito implica na existência de um sistema de medição para a carga aplicada. O outro conceito consiste na aplicação não de uma carga, mas sim de um deslocamento ao corpo de prova. Este deslocamento pode ou não variar ao longo do processo. Uma vantagem da utilização deste segundo conceito é a existência de curvas de calibração (figura 5.1), criadas por Joyson, (2002a, 2002b, 2002c), que estabelecem uma relação entre o tamanho da trinca e o deslocamento imposto no corpo de prova (ou deslocamento da linha de carga). Desta forma é possível estimar qual o deslocamento que deve ser imposto sobre corpo de prova em função do tamanho da pré-trinca que se quer atingir.

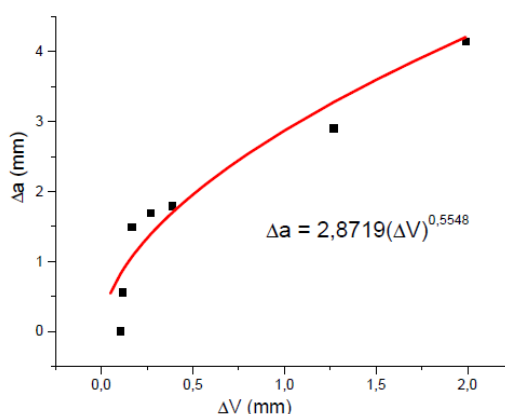


Figura 5.1 – Tamanho da trinca a x Deslocamento V  
Fonte: Pacheco 2009a, 2009b e 2009c.

Resumindo-se os dois conceitos:

- Controle de força: aplica-se uma força conhecida no corpo de prova;
- Controle de deslocamento (por eixo excêntrico): aplica-se um deslocamento conhecido no corpo de prova;

A tabela 5.3 analisa qualitativamente os dois conceitos mencionados acima.

Tabela 5.3 – Análise qualitativa do mecanismo gerador da onda de fadiga

Atributos	Controle de força	Controle de deslocamento
Exatidão	Bom	Bom
Regulagem das cargas de trabalho	Muito bom	Muito bom
Operacionalidade (calibração a ser realizada)	Regular	Muito bom
Vibração	Bom	Ruim
Custo de fabricação	Bom	Excelente
Torque (capacidade de carga)	Excelente	Excelente

Depois da realização da análise qualitativa, cria-se a matriz de decisões (tabela 5.4).

Com a ajuda da matriz de decisões, e valendo-se da existência de curvas de calibração para o segundo conceito, escolheu-se o segundo conceito para o desenvolvimento da máquina.

Tabela 5.4 – Matriz de decisões do mecanismo gerador da onda de fadiga

Atributos	Peso	Controle de força		Controle de deslocamento	
Exatidão	3	3	9	3	9
Regulagem das cargas de trabalho	3	4	12	4	12
Operacionalidade (calibração a ser realizada)	2	2	4	4	8
Vibração	1	3	3	1	1
Custo de fabricação	3	3	9	5	15
Torque (capacidade de carga)	1	5	5	5	5
Total		Nota	42	Nota	50

## 5.2 Sistema de medição do tamanho da pré-trinca

Para o sistema de medição do tamanho da pré-trinca foram pensados 3 (três) conceitos capazes de cortar o funcionamento do motor elétrico quando a trinca atingir o tamanho determinado pela norma ASTM E399. Para que a parada do motor elétrico seja automática através da aquisição de dados feita pelo sistema de medição, se faz necessário o projeto de um sistema de controle destinado a esta função. Tal projeto não é tema deste trabalho, que visa apenas gerar conceitos possíveis para o sistema de medição, compará-los e escolher o melhor através do auxílio das matrizes de decisões.

Os três conceitos são:

1. Controle de carga;
2. Variação da corrente elétrica;
3. Gerenciamento de imagem;

O primeiro conceito, de um sistema de medição por controle de carga, baseia-se no princípio de que, com um deslocamento constante imposto pelo eixo excêntrico, à medida que a trinca aumenta, o material oferece menos resistência à tração, diminuindo a força atuando sobre as garras que tracionam o corpo de prova. Através do posicionamento de *strain gages* nestas garras, é possível fazer uma calibração da força  $F$  atuando sobre elas em função do tamanho  $a$  da trinca:

$$a = f(F) \quad (5.1)$$

A figura 5.2 ilustra este conceito.

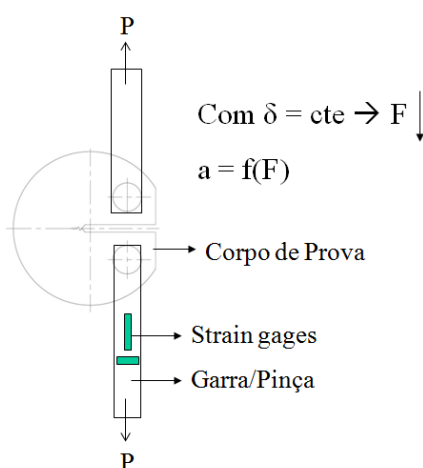


Figura 5.2 – Controle de carga

Para o segundo conceito, de medição do tamanho da pré-trinca por variação da corrente elétrica, é necessário a aplicação de uma diferença de potencial conhecida no corpo de prova. A partir dessa tensão, o conceito baseia-se na Lei de Ohm:

$$V = R \cdot i \quad (5.2)$$

onde  $V$  é a diferença de potencial (DDP) aplicada no corpo de prova,  $R$  a resistência do corpo de prova, e  $i$  a corrente que passa por este quando submetido à DDP.

$$R = \rho \frac{l}{A} \quad (5.3)$$

onde  $\rho$  é a resistividade do material do corpo de prova,  $l$  o comprimento percorrido pela corrente e  $A$  a área da seção onde passa a corrente  $i$ .

Aplicando-se a diferença de potencial  $V$  no corpo de prova, mede-se a corrente  $i$  resultante, e calcula-se a resistência  $R$  do corpo de prova. Considerando-se que  $l$  é constante, pois o comprimento do corpo de prova se altera muito pouco durante o ensaio, e que  $\rho$  é uma propriedade conhecida do material, torna-se possível calcular a área  $A$  da seção por onde passa a corrente. Esta área se altera a medida que a trinca avança, e o tamanho da trinca pode ser expresso como uma função da área remanescente. A área remanescente, por sua vez, pode ser expressa em função da resistência, e esta, calculada a partir da medição da corrente. Logo, tem-se:

$$a = f(i) \quad (5.4)$$

A figura 5.3 ilustra este conceito.

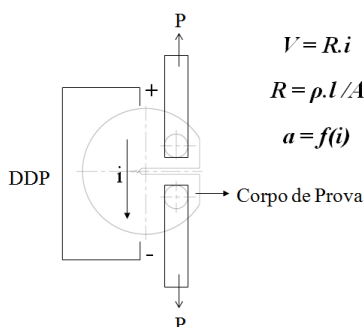


Figura 5.3 – Conceito de medição do tamanho da pré-trinca por variação da corrente elétrica

A medição do tamanho da pré-trinca por gerenciamento de imagem baseia-se na captura de imagens do corpo de prova através de câmeras estrategicamente posicionadas. As imagens capturadas devem passar por um software de tratamento de imagens, que calcula o tamanho da trinca.

A figura 5.4 ilustra este conceito.

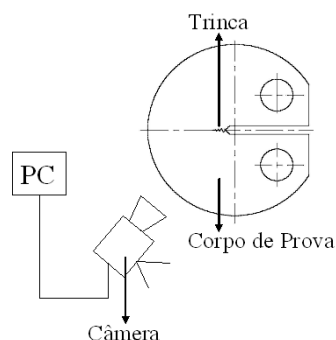


Figura 5.4 – Gerenciamento de imagem

Conhecendo-se o funcionamento teórico dos conceitos para o sistema de medição do tamanho da pré-trinca, parte-se para a comparação entre eles. A tabela 5.5 analisa qualitativamente esses três conceitos.



Tabela 5.5 – Análise qualitativa do sistema de medição

Atributos	Controle de carga	Variação da corrente elétrica	Gerenc. de imagem
Exatidão	Bom	Muito bom	Bom
Rapidez (de resposta)	Excelente	Excelente	Excelente
Versatilidade: CP (tipos)	Excelente	Excelente	Excelente
Calibração em função do material do CP	Bom	Bom	Excelente
Calibração em função da geometria do CP	Bom	Bom	Excelente
Custo de aquisição	Bom	Muito bom	Ruim
Operacionalidade	Bom	Muito bom	Ruim

Criando-se a matriz de decisões (tabela 5.6), obtém-se:

Tabela 5.6 – Matriz de decisões do sistema de medição

Atributos	Peso	Controle de carga		Variação da corrente elétrica		Gerenc. de imagem	
Exatidão	3	3	9	4	12	3	9
Rapidez (de resposta)	1	5	5	5	5	5	5
Versatilidade: CP (tipos)	2	5	10	5	10	5	10
Calibração em função do material do CP	1	3	3	3	3	5	5
Calibração em função da geometria do CP	1	3	3	3	3	5	5
Custo de aquisição	3	3	9	4	12	1	3
Operacionalidade	1	3	3	4	4	1	1
Total		Nota	42	Nota	49	Nota	38

Pela matriz de decisões o sistema de medição por variação da corrente elétrica leva vantagem sobre os outros dois sistemas, e por isso foi escolhido. É aconselhável, no entanto, que esta matriz de decisões seja revisada antes da realização do projeto de controle do sistema.

### 5.3 Sistema de controle da carga aplicada ao corpo de prova

Esse sistema pode ser Estático ou Dinâmico:

- Estático: força ajustável somente com a máquina parada;
- Dinâmico: força ajustável com a máquina em operação, através de um sistema de aquisição de dados e de um sistema de controle com acionamentos.

A tabela 5.7 analisa qualitativamente estes dois conceitos.

Tabela 5.7 – Análise qualitativa do sistema de controle da carga aplicada

Atributos	Estático	Dinâmico
Exatidão	Excelente	Excelente
Regulagem das cargas de trabalho em operação	Ruim	Excelente
Frequência da manutenção	Muito bom	Bom
Execução da manutenção	Muito bom	Bom
Custo de manutenção	Muito bom	Ruim
Custo de fabricação	Muito bom	Ruim

Depois da realização da análise qualitativa, cria-se a matriz de decisões (tabela 5.8).

Tendo em vista que se consegue uma boa exatidão com ambos os conceitos, o sistema estático leva vantagem sobre o dinâmico quando considerados os custos de fabricação e manutenção, e por isso foi escolhido.

Tabela 5.8 – Matriz de decisões do sistema de controle da carga aplicada

Atributos	Peso	Estático		Dinâmico	
Exatidão	3	5	15	5	15
Regulagem das cargas de trabalho em operação	3	1	3	5	15
Frequência da manutenção	1	4	4	3	3
Execução da manutenção	1	4	4	3	3
Custo de manutenção	2	4	8	1	3
Custo de fabricação	3	4	12	1	3
Total		Nota	46	Nota	42

## 5.4 Resumo dos Subistemas

Analisando-se os conceitos gerados para cada um dos subsistemas, foi possível determinar as seguintes configurações da máquina:

- Motorização: motor elétrico;
- Mecanismo gerador da onda oscilatória de fadiga: por controle de deslocamento (via eixo excêntrico);
- Sistema de medição do tamanho da trinca: por variação da corrente elétrica;
- Sistema de controle da carga aplicada no corpo de prova: estático.

## 5.5 Modelo Virtual

Levando-se em consideração os conceitos escolhidos para cada um dos subsistemas da máquina, criou-se o modelo virtual ilustrado na figura 5.5.

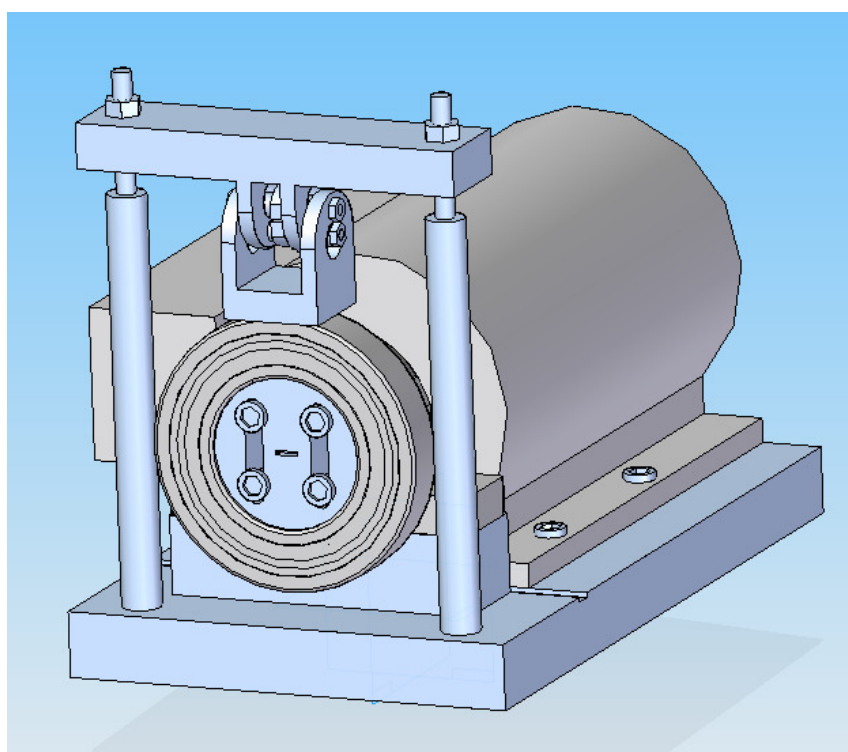


Figura 5.5 – Modelo Virtual

Funcionamento: O eixo do motor elétrico passa pelo rolamento (através do encaixe para correção do diâmetro do eixo do motor elétrico) e faz girar o encaixe da roda excêntrica. As ligações eixo/encaixe do eixo e eixo/encaixe da roda excêntrica se fazem através de *spline* radial e anel elástico. O encaixe da roda excêntrica gira concêntrico ao eixo do motor.

Montado ao encaixe da roda, através de uma união parafusada, está a roda excêntrica. Seu eixo de rotação apresenta uma pequena excentricidade em relação ao eixo do motor. Essa excentricidade é regulável, graças ao detalhe que pode ser visto nas figuras 5.6 e 5.7.

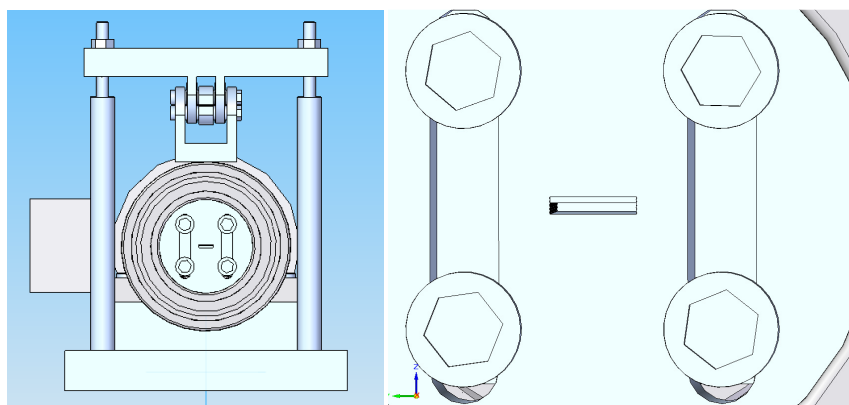


Figura 5.6 – Detalhe responsável pela excentricidade entre a roda e o eixo

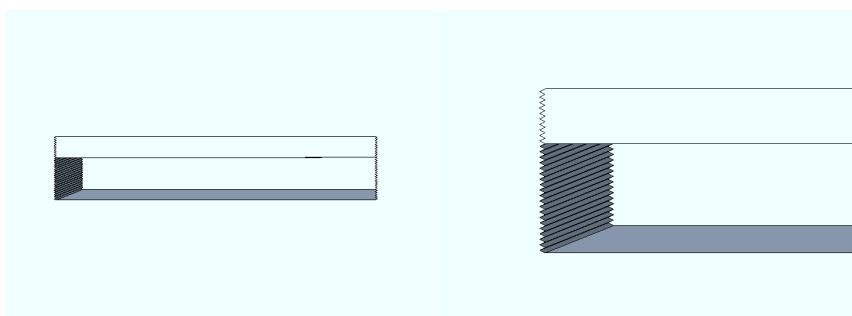


Figura 5.7 – Zoom no detalhe responsável pela excentricidade entre a roda e o eixo

A excentricidade entre a roda e o eixo origina um movimento vertical na pinça inferior. O par roda/pinça inferior funciona como um mecanismo de came/seguidor. Para que não haja atrito entre a roda e a pinça inferior, a roda excêntrica gira dentro de um rolamento.

Por fim, quando a pinça inferior realiza seu movimento vertical, o corpo de prova, montado a ela, tende a reproduzir o mesmo movimento. A pinça superior, fixada à máquina e à parte inferior do corpo de prova impede este deslocamento do corpo de prova, mas não o deslocamento da pinça inferior (esta conectada à parte superior do corpo de prova). Desta forma é possível imprimir um deslocamento no corpo de prova, igual à excentricidade entre a roda e o eixo do motor.

A montagem “cruzada” das pinças no corpo de prova, ou seja, pinça inferior montada na parte superior do corpo de prova, e pinça superior montada na parte inferior do corpo de prova, se faz necessária à medida que se quer abrir o entalhe do corpo de prova.

O corpo da máquina foi todo ele projetado com componentes facilmente encontrados no comércio, a fim de se reduzir os custos com a fabricação. A base é feita com tubos quadrados de lado  $a=40\text{mm}$  e espessura  $e=1/8''$ , recoberta por uma chapa de espessura  $e=1/8''$ . Os dois pilares são feitos com barras circulares com diâmetro  $d=1''$  (uma polegada), e o apoio do rolamento do eixo do motor com uma barra de perfil retangular.

Os rolamentos escolhidos são provenientes de catálogos de fornecedores, bem como o motor elétrico e os parafusos e porcas das uniões parafusadas. A escolha destes componentes depende dos esforços aos quais estão submetidos. Os cálculos relativos à escolha destes componentes podem ser encontrados no Capítulo 6, Validação Teórica.

Por fim, as pinças (superior e inferior), a roda excêntrica, as buchas e os dois encaixes (do eixo do motor e o da roda excêntrica) devem ser fabricados. Os cálculos que definem o material com o qual devem ser fabricados, bem como o processo de fabricação a ser utilizado, encontram-se no capítulo 6.

### Sequência de Montagem

Abaixo segue a sequência de montagem da máquina passo a passo. É possível visualizar os componentes citados na vista explodida da máquina, figura 5.8.

1. Fabrica-se o corpo da máquina;
2. Monta-se o motor elétrico no corpo da máquina;
3. Coloca-se o encaixe do eixo no eixo do motor;
4. Coloca-se o rolamento do motor;
5. Monta-se o encaixe da roda excêntrica no encaixe do eixo;
6. Monta-se o corpo de prova nas pinças superior e inferior (montagem “cruzada”):
  - a. A pinça superior é montada no furo inferior do corpo de prova;
  - b. A pinça inferior é montada no furo superior do corpo de prova.
7. Apóia-se a pinça superior nas porcas inferiores;
8. Monta-se a roda excêntrica no rolamento do excêntrico;
9. Monta-se a roda excêntrica no encaixe da roda com a excentricidade desejada;
10. Certifica-se que a roda excêntrica está no seu curso mínimo;
11. Aperta-se a pinça superior, certificando-se do bom posicionamento da face da pinça inferior em relação ao diâmetro externo do rolamento da roda excêntrica.

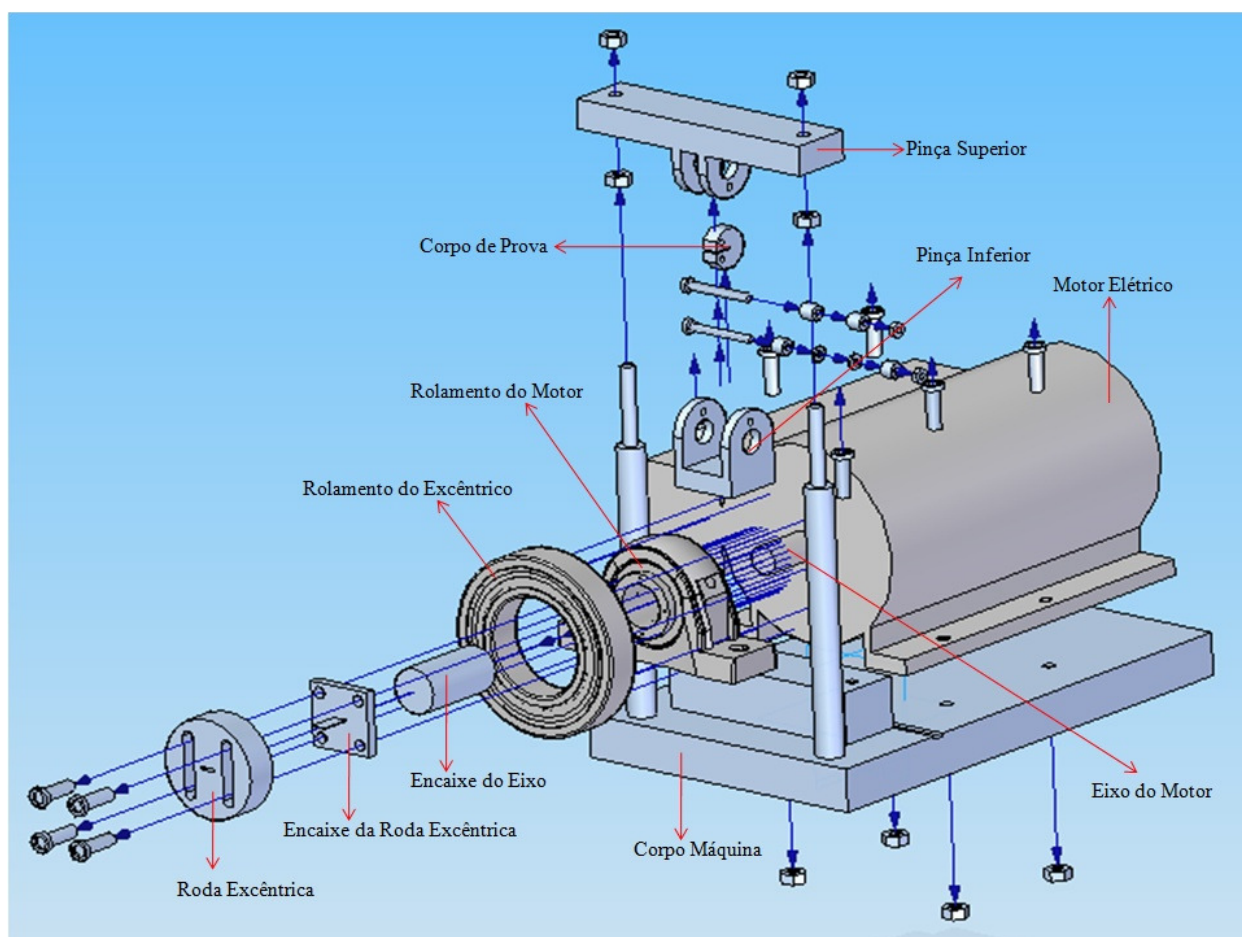


Figura 5.8 – Vista Explodida

### Desenhos de Projeto

A última etapa do projeto conceitual é a elaboração dos desenhos de projeto. Estes desenhos encontram-se no apêndice III. Após esta etapa, realiza-se os cálculos da validação teórica, para que se possa fazer o dimensionamento final de cada componente.

## 6. Validação Teórica

Foi visto anteriormente que a solicitação imposta no corpo de prova não se faz através da aplicação de uma força, mas sim de um deslocamento imposto, gerado a partir de uma excentricidade entre o eixo do rolamento e o eixo do motor. Entretanto, para que os cálculos da validação teórica possam ser realizados, faz-se necessário conhecer a força resultante da aplicação deste deslocamento. Conhecendo-se essa força é possível calcular os esforços atuantes nos diferentes componentes da máquina.

Aplicando-se a máxima excentricidade permitida por essa máquina, ou seja, 1mm, é possível imprimir um deslocamento no corpo de prova (na direção do eixo de aplicação da força, figura 6.1) de 2mm.

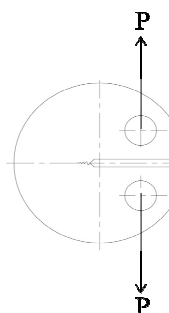


Figura 6.1 – Direção de aplicação da carga a partir de um deslocamento imposto

Admitindo-se um deslocamento imposto de 2mm, e considerando-se como material para o corpo de prova um aço ao carbono simples, com as seguintes propriedades mecânicas:

- $E = 210\text{GPa}$  (módulo de elasticidade);
- $\nu = 0,3$  (coeficiente de Poisson);
- $\sigma_e = 250\text{MPa}$  (tensão de escoamento);
- $\sigma_{rup} = 400\text{MPa}$  (tensão de ruptura);

utilizou-se o software Mastan2 v3.2.0 (apêndice I) para calcular a força resultante P deste deslocamento. Utilizando-se o modelo elasto-plástico proposto pelo software, a força resultante encontrada foi de  $P \approx 2\text{kN}$ .

Este valor teórico foi comparado a um valor experimental medido em laboratório durante ensaios de fadiga realizados na UFRGS (anexo I). Segundo alguns destes ensaios, a força P pode chegar a até  $P \approx 6\text{kN}$  para materiais menos dúcteis. Este resultado é muito importante, pois confirma a ordem de grandeza das forças envolvidas no processo, ou seja, 1kN.

De forma a garantir a realização de cálculos coerentes com os esforços atuando nos componentes da máquina, mas evitando-se um super-dimensionamento da estrutura (o que representa um maior custo), a força que será adotada é de:

$$P = 10\text{kN} \quad (6.1)$$

Considerando-se o corpo de prova como uma viga de dimensões  $l = 12\text{mm}$ ,  $b = 15\text{mm}$ , e  $h(x) = 0,67x + 11\text{ mm}$ , conforme mostra a figura 6.2, encastrada na linha indicada pela cota de 19,12mm, a tensão resultante da aplicação da força P no corpo de prova é de:

$$\sigma = M \frac{c}{I_{zz}} \quad (6.2)$$

onde M é o momento fletor atuando no corpo de prova, devido a força P; c a distância entre o centro da seção solicitada e a fibra mais distante;  $I_{zz}$  momento de inércia da seção.

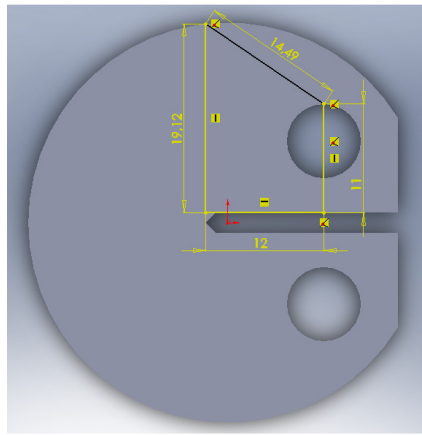


Figura 6.2 – Corpo de Prova

Calcula-se:

$$M = P \times I = 10kN \times 0,012m = 120 Nm \quad (6.3)$$

$$c = \frac{h_{max}(x)}{2} = \frac{0,019}{2} = 0,0095 m \quad (6.4)$$

$$I_{zz} = b \times \frac{h_{max}(x)^3}{12} = 0,015 \times \frac{0,019^3}{12} = 8,74e^{-9} m^4 \quad (6.5)$$

Substituindo (6.3), (6.4), (6.5) em (6.2) obtém-se:

$$\sigma = M \frac{c}{I_{zz}} = 120 \times \frac{0,0095}{8,74e^{-9}} = 131,3 MPa \quad (6.6)$$

A tensão limite de resistência a fadiga  $S_e$  para um aço comum, como este que está sendo utilizado para os cálculos, está entre  $100 \leq S_e \leq 130 MPa$ . Sabe-se que um material sofrerá fadiga quando a sollicitação for superior a  $S_e$ . A sollicitação  $\sigma$  encontrada satisfaz essa condição ( $\sigma=131,3 > 130 MPa$ ), garantindo que o material sofrerá fadiga. Ao mesmo,  $\sigma=131,3 < \sigma_e=250 MPa$ , o que garante que o material não plastificará.

Conhecendo-se o valor de  $P$ , é possível calcular o torque  $T$  que o motor elétrico deverá fornecer. Sabendo-se que  $P$  é uma força vertical (figura 6.1), e que imprime uma torção no eixo do motor devido ao braço de alavanca gerado pela excentricidade  $e = 1mm$ , calcula-se:

$$T = P \times e = 10kN \times 0,001m = 10Nm \quad (6.7)$$

Através do catálogo online da empresa Weg (anexo II), foi escolhido um motor elétrico do tipo Rural, com 4 pólos e 3HP (2,2kW) de potência, capaz de produzir um torque  $T=12Nm$ , e com rotação de 1750rpm. A discussão sobre a escolha deste motor, bem como demais especificações técnicas e dimensionamento encontram-se no anexo II.

Conhecendo-se a força  $P$ , calcula-se o diâmetro  $d$  do eixo. O eixo pode ser modelizado como uma viga encastrada no final do rolamento, de seção circular e comprimento  $l = 29,5mm$  até a linha de aplicação da carga  $P = 10kN$ . Pelo critério de Soderberg [Shigley et al., 2005], o diâmetro  $d$  deve ser:

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32n}{\pi}\right) \times \left[\left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{\sigma_e}\right)^2\right]^{0,5}} \quad (6.8)$$

Como  $T \ll M$ , é possível simplificar (6.8):

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32nM}{\pi S_e}\right)} \quad (6.9)$$

Atribuindo-se um coeficiente de segurança  $n=3$ , e calcula-se  $S_e$  [Shigley et al., 2005]:

$$S_e = S'_e \times kA \times kB \times kC \times kD \times kE \quad (6.10)$$

onde  $kA$ ,  $kB$ ,  $kC$ ,  $kD$  e  $kE$  são valores tabelados [Shigley et al., 2005], respectivamente em função do processo de fabricação do eixo, da geometria, tipo de solicitação, temperatura de operação e outros fatores diversos;  $S'_e$  valor da tensão limite de resistência a fadiga teórica;

Para as condições as quais o eixo está submetido, calcula-se:

$$S'_e = 0,506\sigma_{rup} = 0,506 \times 400 \text{ MPa} = 202,4 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

$$kA = 4,45\sigma_{rup}^{-0,265} = 4,45 \times 400^{-0,265} = 0,91 \text{ [adim]} \quad (6.12)$$

(Eixo usinado/laminado a frio)

$$kB = 1 \text{ [adim]} \quad (6.13)$$

(Dimensão ainda desconhecida)

$$kC = 1 \text{ [adim]} \quad (6.14)$$

(Carregamento = Flexão)

$$kD = 1 \text{ [adim]} \quad (6.15)$$

(Temperatura < 450°C)

$$kE = 1 \text{ [adim]} \quad (6.16)$$

(Ausência de corrosão)

Substituindo (6.11), (6.12), (6.13), (6.14), (6.15) e (6.16) em (6.10), obtem-se:

$$S_e = 202,4 \times 0,91 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 = 184 \text{ MPa} \quad (6.17)$$

Conhecendo-se o valor de  $S_e$ , e calculando-se o momento fletor  $M$  sobre o eixo:

$$M = P \times I = 10 \text{ kN} \times 0,0295 \text{ m} = 295 \text{ Nm} \quad (6.18)$$

Obtem-se:

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32nM}{\pi S_e}\right)} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \times 3 \times 295}{\pi \times 184 \times 10^6}\right)} = 0,0366 \text{ m} = 36,6 \text{ mm} \quad (6.19)$$

O diâmetro do eixo deve ser do mínimo de 36,6mm, para que, nas condições descritas de carregamento, ele trabalhe com um coeficiente de segurança  $n=3$ .

Analisando o catálogo do fornecedor de rolamentos [SKF, 2009], verifica-se que, para as condições impostas de carregamento sobre o rolamento (os cálculos de rolamentos estão no apêndice II), é necessário um rolamento de no mínimo 45mm de diâmetro. Admitindo-se então um eixo de 45mm, recalcula-se  $kB$ :

$$kB = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{45}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,827 \text{ [adim]} \quad (6.20)$$

E conseqüentemente:

$$S_e = 202,4 \times 0,91 \times 0,827 = 152,3 \text{ MPa} \quad (6.21)$$

Isolando-se o coeficiente de segurança  $n$  da Eq. 6.19, e considerando  $S_e=152,3$  MPa e  $d=45$ mm, obtem-se o novo coeficiente de segurança  $n$  do eixo:

$$n = \frac{\pi S_e d^3}{32M} = \frac{152,3e^6 \times 0,045^3 \pi}{32 \times 295} = 4,62 \text{ [adim]} \quad (6.22)$$

Pelo Segundo Teorema de Castigliano [Shigley et al., 2005], e desconsiderando-se os efeitos do cisalhamento sobre eixo, é possível calcular o deslocamento vertical da ponta do eixo:

$$U = 0,5 \times \int_0^l \frac{M^2(x) dx}{E \times I_{zz}} \quad (6.23)$$

onde U é a energia de deformação,  $M(x)=P \cdot x$ ,  $E=210\text{GPa}$  e  $I_{zz}$  momento de inércia.

$$I_{zz} = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{0,045^4 \pi}{64} = 2,01e^{-7} m^4 \quad (6.24)$$

$$U = \frac{P^2 l^3}{6EI_{zz}} \quad (6.25)$$

Segundo Teorema de Castigliano:

$$\frac{\partial U}{\partial P} = \delta = \frac{P^2 l^3}{3EI_{zz}} \quad (6.26)$$

Substituindo-se os valores:

$$\delta = \frac{10000 \times 0,0295^3}{3 \times 210e^9 \times 2e^{-7}} = 2,02 \times 10^{-6} m \quad (6.27)$$

Este deslocamento é muito pequeno quando comparado à excentricidade do eixo  $e=1\text{mm}$ , o que confirma que um diâmetro de 45mm é suficiente para o eixo.

### Rolamentos

A partir do valor de P e da geometria da máquina foram também dimensionados os rolamentos a serem utilizados. O detalhamento dos cálculos encontra-se no apêndice II. Os rolamentos foram escolhidos utilizando-se o catálogo online da empresa SKF, 2009:

- Rolamento do eixo do motor: **22209 E**, com diâmetro interno de 45mm;
- Rolamento do excêntrico: **6220-2RS1**, com diâmetro interno de 60mm, e diâmetro externo de 180mm.

### Pinças

Outros dois componentes da máquina sujeitos à fadiga são as pinças inferior e superior. Ambas as pinças possuem um momento fletor em suas bases, devido à carga P, e uma tração em suas garras, devida a mesma força P. Os cálculos envolvendo estes dois componentes são idênticos, e os resultados diferem unicamente quando alguma das dimensões não iguais das duas pinças está envolvida. Por este motivo será feito apenas um cálculo para as duas pinças, sendo indicado quando o resultado diferir devido à geometria.

Começa-se calculando  $\sigma_{x1}$  devido à flexão na base:

$$M = \frac{pl}{2} = \frac{10kN \times 0,065m}{2} = 162,5 Nm \text{ (pinça inferior)} \quad (6.28a)$$

$$M = \frac{\frac{4}{Pa}}{2} = \frac{10kN \times 0,095m}{2} = 475 Nm \text{ (pinça superior)} \quad (6.28b)$$

$$c = \frac{h_{max}(x)}{2} = \frac{0,020}{2} = 0,01m \text{ (pinça inferior)} \quad (6.29a)$$

$$c = \frac{h_{max}(x)}{2} = \frac{0,030}{2} = 0,015m \text{ (pinça superior)} \quad (6.29b)$$



$$I_{zz} = \frac{bh_{\max}(x)^3}{12} = \frac{0,06 \times 0,02^3}{12} = 4,00e^{-8} m^4 \text{ (pinça inferior)} \quad (6.30a)$$

$$I_{zz} = \frac{bh_{\max}(x)^3}{12} = \frac{0,06 \times 0,03^3}{12} = 1,35e^{-7} m^4 \text{ (pinça superior)} \quad (6.30b)$$

$$\sigma_{x1} = \frac{M \times c}{I_{zz}} = \frac{162,5 \times 0,01}{4,00e^{-8}} = 40,6 MPa \text{ (pinça inferior)} \quad (6.31a)$$

$$\sigma_{x1} = \frac{M \times c}{I_{zz}} = \frac{475 \times 0,015}{1,35e^{-7}} = 52,8 MPa \text{ (pinça superior)} \quad (6.31b)$$

Após  $\sigma_{x1}$  devido à flexão na base ter sido calculado, calcula-se  $\sigma_{x2}$  devido à tração nas garras e compara-se o resultado, a fim de se saber qual é o maior, e conseqüentemente qual a parte da estrutura é mais solicitada, base ou garras. Devido aos furos presentes nas garras, é necessário calcular-se o fator de concentração de tensões  $k_f$  [Shigley et al., 2005].

$$k_f = \frac{k_t}{\left[1 + \left(\frac{2}{r^{0,5}}\right) \left(\frac{k_t - 1}{k_t}\right) a^{0,5}\right]} \quad (6.32)$$

onde  $r$  é o raio do concentrador de tensões, no caso o furo de  $d=25\text{mm}$ ,  $r=12,5\text{mm}$ ,  $a^{0,5}$  é um parâmetro que depende do tipo de concentrador (anexo IV), e  $k_t$  um parâmetro tabelado (anexo IV) que depende da geometria global do problema em questão.

Admitindo-se que:

$$a^{0,5} = \frac{174}{\sigma_{rup}} = \frac{174}{400} = 0,435 [adim] \quad (6.33)$$

$$k_t = 3 [adim] \quad (6.34)$$

com  $d/w=0,4$  e  $h/w=0,5$ .

E substituindo estes valores em (6.32), tem-se:

$$k_f = 2,58 [adim] \quad (6.35)$$

Calculado  $k_f$ , calcula-se  $\sigma_0$ , e conseqüentemente,  $\sigma_{x2} = \sigma_0 * k_f$ :

$$\sigma_0 = \frac{P}{2A_t} \quad (6.36)$$

$$A_t = (w - t) \times e = (0,06 - 0,025) \times 0,01 = 3,5e^{-4} m^2 \quad (6.37)$$

Substituindo-se (6.37) em (6.36) obtem-se:

$$\sigma_0 = \frac{P}{2A_t} = \sigma_0 = \frac{10000}{2 \times 0,00035} = 14,3 MPa \quad (6.38)$$

$$\sigma_{x2} = \sigma_0 k_f = 14,3 MPa \times 2,58 = 36,8 MPa \quad (6.39)$$

Comparando-se  $\sigma_{x1}$  com  $\sigma_{x2}$ , percebe-se que  $\sigma_{x1} = 40,6 MPa > \sigma_{x2} = 36,8 MPa$  (para a pinça inferior) e que  $\sigma_{x1} = 52,8 MPa > \sigma_{x2} = 36,8 MPa$  (para a pinça superior). Logo, pode-se concluir que a flexão na base da pinça é mais importante que a tração nas garras. A fim de se conhecer o coeficiente de segurança  $n$  das pinças, calcula-se  $S_e$ :

$$S'_e = 0,506 \sigma_{rup} = 0,506 \times 400 MPa = 202,4 LN(1; 0,138) MPa \quad (6.40)$$

onde LN significa que a grandeza  $S'_e$  está sendo considerada como uma variável aleatória do tipo LogNormal, com média  $202,4 \times 1 = 202,4 MPa$ , e coeficiente de variação 0,138.

$$kA = 4,45\sigma_{rup}^{-0,265} = 4,45 \times 400^{-0,265} = 0,91 \text{ LN}(1; 0,058) [\text{adim}] \quad (6.41)$$

(Pinças usinadas)

$$kB = \left(\frac{0,806(bh)^{0,5}}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{0,806(60 \times 20)^{0,5}}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,87 [\text{adim}] \quad (6.42a)$$

(Pinça inferior, seção retangular)

$$kB = \left(\frac{0,806(bh)^{0,5}}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{0,806(60 \times 30)^{0,5}}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,85 [\text{adim}] \quad (6.42b)$$

(Pinça superior, seção retangular)

$$kC = 1 [\text{adim}] \quad (6.43)$$

(Carregamento = Flexão)

$$kD = 1 [\text{adim}] \quad (6.44)$$

(Temperatura < 450°C)

$$kE = 1 [\text{adim}] \quad (6.45)$$

(Ausência de corrosão)

$$S_e = 202,4 \times 0,91 \times 0,87 = 160 \text{ LN}(1; 0,149) \text{ MPa} \quad (6.46a)$$

(Pinça inferior)

$$S_e = 202,4 \times 0,91 \times 0,85 = 157 \text{ LN}(1; 0,149) \text{ MPa} \quad (6.46b)$$

(Pinça superior)

Aplicando-se o critério de Soderberg [Shigley et al., 2005], com  $\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{x1}/2$ , obtém-se a seguinte expressão para o valor de n:

$$n = \frac{S_e \times \sigma_e}{[(S_e + \sigma_e) \times \sigma_a]} = \frac{160 \times 250}{[(160 + 250) \times 20,3]} = 4,81 [\text{adim}] \quad (6.47a)$$

(Pinça inferior)

$$n = \frac{S_e \times \sigma_e}{[(S_e + \sigma_e) \times \sigma_a]} = \frac{157 \times 250}{[(157 + 250) \times 26,4]} = 3,65 [\text{adim}] \quad (6.47b)$$

(Pinça superior)

Atribuindo-se um coeficiente de variação  $c_p = 0,25$  à carga, e considerando que as solicitações e resistência seguem uma distribuição LogNormal, calcula-se também a confiança dos resultados [Shigley et al., 2005]:

$$Z_{normal} = \frac{S_e - \sigma_{x1}}{[(0,149 \times S_e)^2 + (0,25 \times \sigma_{x1})^2]^{0,5}} \quad (6.48)$$

Substituindo-se (6.47) com os valores conhecidos referentes às pinças inferior e superior, respectivamente, obtém-se:

$$Z_{normal} = 4,59 [\text{adim}] \quad (\text{pinça inferior}) \quad (6.49a)$$

$$Z_{normal} = 3,86 [\text{adim}] \quad (\text{pinça superior}) \quad (6.49b)$$

Através da tabela da distribuição normal de Gauss, calcula-se o valor da confiança:

$$R(t) = 99,99\% \quad (\text{pinça inferior}) \quad (6.50a)$$

$$R(t) = 99,99\% \quad (\text{pinça superior}) \quad (6.50b)$$

### Unões Parafusadas

É necessário também calcular as três uniões parafusadas existentes na máquina:

- Junta parafusada do corpo de prova;
- Junta parafusada do disco excêntrico;

- Junta parafusada da pinça superior;

Para a junta parafusada do corpo de prova, escolheu-se, devido a limitação em diâmetro imposta pelo diâmetro dos furos no corpo de prova, um parafuso ISO12.9, com diâmetro  $d=7,5\text{mm}$  e  $A_t=3e-5\text{m}^2$  (interpolação visual tabela ANV.1). A tensão agindo sobre o parafuso é puramente cisalhante graças às buchas devidamente colocadas de forma a eliminar o momento fletor. A tensão cisalhante agindo na seção do parafuso é:

$$\tau_{xy} = 0,5 \times \frac{P}{A_t} = 0,5 \times \frac{10000}{3e-5} = 167 \text{ MPa} \quad (6.51)$$

Segundo Shigley et al., 2005:

$$S_e = 190 \text{ MPa} \quad (6.52)$$

Considerando-se que a protensão  $F_i$  seja baixa ( $F_i < 0,6 \cdot S_p \cdot A_t$ ), são os parafusos que devem resistir ao cisalhamento. Aplicando-se o critério de Soderberg, com  $\sigma_a = \sigma_m = \tau_{xy} / 2$ , obtém-se a seguinte expressão para o coeficiente de segurança da junta  $n_f$ :

$$n_f = \frac{S_e \times \sigma_e}{[(S_e + \sigma_e) \times \sigma_a]} = \frac{190 \times 1100}{[(190 + 1100) \times 83,5]} = 1,94 \text{ [adim]} \quad (6.53)$$

Considerando-se agora que a protensão seja elevada ( $F_i > 0,6 \cdot S_p \cdot A_t$ ), sabe-se que o atrito entre as chapas torna-se tão importante que absorve integralmente a carga externa aplicada. Desta forma, pode-se dizer que a carga agindo sobre o parafuso é a própria protensão. Para se ter essa condição, o torque de aperto do parafuso deve ser de no mínimo:

$$T = kdF_i = kd\zeta_1 S_p A_t = 0,3 \times 0,0075 \times 0,6 \times 970 \text{ MPa} \times 0,00003 = 39,3 \text{ Nm} \quad (6.54)$$

onde  $k=0,3$  (parafuso sem revestimento, Shigley et al., 2005) e  $\zeta_1=0,6$  porcentagem da tensão de prova do parafuso (tabela ANV.1) aplicada durante a protensão.

Considerando-se que não há carga externa de tração, tem-se:

$$\zeta_1 = \zeta_2 = 0,6 \text{ [adim]} \quad (6.55)$$

E conseqüentemente um coeficiente de segurança  $n_p$  para o parafuso de:

$$n_p = \frac{1}{\zeta_2} = \frac{1}{0,6} = 1,67 \text{ [adim]} \quad (6.56)$$

Para calcular a junta parafusada do disco excêntrico pode-se utilizar as mesmas equações que as utilizadas para o cálculo da junta parafusada do corpo de prova, trocando apenas alguns valores devido à nova configuração. Para esta junta escolheu-se um parafuso ISO8.8, de diâmetro  $d=12\text{mm}$  e  $A_t=9,21e-5\text{m}^2$  (tabela ANV.1). A tensão cisalhante agindo na seção do parafuso é:

$$\tau_{xy} = 0,25 \times \frac{P}{A_t} = 0,25 \times \frac{10000}{9,21e-5} = 27,1 \text{ MPa} \quad (6.57)$$

Segundo Shigley et al., 2005:

$$S_e = 129 \text{ MPa} \quad (6.58)$$

Considerando-se protensão baixa ( $F_i < 0,6 \cdot S_p \cdot A_t$ ) e aplicando-se o critério de Soderberg, com  $\sigma_a = \sigma_m = \tau_{xy} / 2$ , obtém-se a seguinte expressão para o coeficiente de segurança da junta  $n_f$ :

$$n_f = \frac{S_e \times \sigma_e}{[(S_e + \sigma_e) \times \sigma_a]} = \frac{129 \times 660}{[(129 + 660) \times 13,6]} = 7,95 \text{ [adim]} \quad (6.59)$$

Para se ter uma protensão elevada, a fim de que o atrito absorva totalmente a carga externa atuando sobre a junta, o torque de aperto deve ser:

$$T = kdF_i = kd\zeta_1 S_p A_t = 0,3 \times 0,012 \times 0,6 \times 600 \text{ Mpa} \times 0,0000921 = 119,4 \text{ Nm} \quad (6.60)$$

Considerando-se  $\zeta_1 = \zeta_2 = 0,6$ , o coeficiente de segurança  $n_p$  para o parafuso é de:

$$n_p = \frac{1}{\zeta_2} = \frac{1}{0,6} = 1,67 \text{ [adim]} \quad (6.61)$$

A última junta parafusa a ser calculada é a junta da pinça superior. O parafuso escolhido é um ISO8.8, de diâmetro  $d=12\text{mm}$ ,  $A_t=9,21\text{e-}5\text{m}^2$  (tabela ANV.1) e  $S_e=129\text{MPa}$  [Shigley et al., 2005]. O carregamento tem como características:

$$F_{p\text{máx}} = C \times \frac{P}{2} + F_i \quad (6.62)$$

onde C é o coeficiente da junta, e vale aproximadamente  $C \approx 0,3$  [Shigley et al., 2005].

$$F_{p\text{min}} = F_i \quad (6.63)$$

Considerando um  $\zeta_1 = 0,75$ , calcula-se  $F_i$ :

$$F_i = \zeta_1 S_p A_t = 0,75 \times 600 \text{ MPa} \times 0,0000921 \text{ m}^2 = 41,4 \text{ kN} \quad (6.64)$$

Consequentemente:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} = 0,3 \times \frac{10000}{2 \times 9,21 \text{e-}5} + \frac{41400}{9,21 \text{e-}5} = 466 \text{ MPa} \quad (6.65)$$

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{F_i}{A_t} = \frac{41400}{9,21 \text{e-}5} = 450 \text{ MPa} \quad (6.66)$$

Pela equação 6.66, percebe-se que a tensão  $\sigma_i$  gerada no parafuso pela protensão é:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \sigma_{\text{min}} \quad (6.67)$$

Pelas características do carregamento, calcula-se:

$$\sigma_a = \frac{CP}{4A_t} = 0,3 \times \frac{10000}{4 \times 9,21 \text{e-}5} = 8,14 \text{ MPa} \quad (6.68)$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i = 458 \text{ MPa} \quad (6.69)$$

Aplicando-se o critério de Soderberg, com  $r=1$  [Shigley et al., 2005], obtêm-se as seguintes expressões para  $S_m$  e  $n_f$ :

$$S_m = \sigma_e \frac{(S_e + \sigma_i)}{S_e + \sigma_e} = 660 \text{e}^6 \times \frac{129 + 450}{129 + 660} = 484,3 \text{ MPa} \quad (6.70)$$

$$n_f = \frac{S_m - \sigma_i}{\sigma_a} = \frac{484,3 - 450}{8,14} = 4,2 \text{ [adim]} \quad (6.71)$$

Calculando-se os outros coeficientes de segurança da junta:

$$\zeta_2 = \zeta_1 + \frac{CP}{2S_p A_t} = 0,75 + \frac{0,3 \times 10000}{2 \times 600 e^6 \times 9,21 e^{-5}} = 0,78 \text{ [adim]} \quad (6.72)$$

$$n_p = \frac{1}{\zeta_2} = \frac{1}{0,78} = 1,28 \text{ [adim]} \quad (6.73)$$

$$n_{f0} = n_f (\text{para } C = 1 \text{ e } \sigma_i = 0) = \frac{S_e A_t}{\left[\left(\frac{P}{4}\right) \times \left(1 + \frac{\sigma_e}{S_e}\right)\right]} = 3,98 \text{ [adim]} \quad (6.74)$$

Sabe-se que para que a protensão possa ser considerada adequada, deve-se respeitar a seguinte relação:  $n_f > n_{f0}$ . Quanto maior a protensão, menor  $n_f$ , enquanto  $n_{f0}$  não é afetado pela protensão. Pode-se concluir, a partir das equações (6.71) e (6.74), que a aplicação de uma protensão de até 41,4kN é adequado, além de oferecer um bom coeficiente de segurança.

Manipulando-se as equações utilizadas até agora para o cálculo desta junta parafusa, é possível descobrir qual o valor máximo de  $\zeta_1$  que pode ser utilizado para a protensão  $F_i$ :

$$\zeta_{1máx} = 0,77 \text{ [adim]} \quad (6.75)$$

E conseqüentemente, o valor máximo da protensão  $F_i$  a ser utilizado é de:

$$F_{imáx} = \zeta_1 S_p A_t = 0,77 \times 600 \text{MPa} \times 0,0000921 \text{m}^2 = 42,6 \text{ kN} \quad (6.76)$$

## 7. Conclusões

A máquina foi projetada para nuclear a pré-trinca por fadiga, em adequação as exigências da norma ASTM E399. Demais exigências desta norma também foram levadas em consideração durante a realização deste projeto.

As etapas da metodologia de projeto realizadas neste trabalho: *Projeto Informacional*, *Projeto Conceitual e Validação Teórica*, foram concluídas com êxito. Fazendo-se uma análise da validação teórica, verifica-se que todos os componentes da máquina foram projetados para operarem com coeficientes de segurança elevados, tornando a máquina segura para seus usuários, e proporcionando baixos índices de manutenção.

Por fim, pode-se dizer que este projeto pode ter continuidade com a realização e conclusão de um *Projeto Executivo* (com a criação dos desenhos de fabricação e de montagem, e com a construção de um protótipo) e de um *Projeto Otimizado* (visando a diminuição de custos através da redução de materiais, peso e volume, otimização dos processos de fabricação e de montagem, etc.). Além disso, fica pendente também a realização do projeto para desenvolver o sistema de controle do tamanho da pré-trinca por variação da corrente elétrica, o que não era objetivo deste trabalho.

## 8. Referências Bibliográficas

1. American Society for Testing and Materials; E399-09: “**Standard Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness  $K_{IC}$  of Metallic Materials**”, Revisão 2009.
2. Baxter, M.; “**Projeto de Produto**”, Blucher, 2ª edição, 2000.
3. Gerdau Aços Longos; **Catálogo Online**, 2009 – <http://www.gerdau.com.br/>, acessado em 30/11/2009.
4. Metálica; **Catálogo Online de Tubos e Perfis** – <http://www.metallica.com.br>, acessado em 30/11/2009.
5. NSK; **Catálogo de Rolamentos**, 2005.
6. Pacheco, J.L.; “**Fadiga em aço API P22 pré-trincado em alta temperatura**”, DEMEC, EE, UFRGS, 2002a.
7. Pacheco, J.L.; “**Fluência assistida por trinca em aço API P22**”, DEMEC, EE, UFRGS, 2002b.
8. Pacheco, J.L.; “**Interação Fadiga-Fluência em aço API P22 pré-trincado**”, DEMEC, EE, UFRGS, 2002c.
9. Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.; “**Projeto na Engenharia**”, Edgard Blucher, Tradução da 6ª edição alemã, 2005.
10. Shigley, J.E.; Mishke, C.R.; Budynas, R.G.; “**Projeto de Engenharia Mecânica**”, Bookman, 7ª edição, 2005.
11. SKF Rolamentos; **Catálogo Online**, 2009 – <http://www.skf.com>, acessado em 30/11/2009.
12. Tenax Aços Especiais; **Catálogo Online**, 2009 – <http://www.tenax.com.br>, acessado em 30/11/2009.
13. Weg; **Catálogo Online de Motores Elétricos**, 2009 – <http://www.weg.net/br>, acessado em 30/11/2009.

### ***Bibliografias Consultadas***

14. Artobolevsky, I.I.; “**Mechanisms in Modern Engineering Desing**”, Volumes I, II part 1, II part 2 e IV, Mir Publishers Moscow, 1975.
15. Ferreira, N.F.; – **Notas de aula da disciplina Componentes Mecânicos II**, DEMEC, EE, UFRGS, 2009.
16. Guimarães, V.A.; Hein, L.R.O.; Zangrandi, Filho J.; “**Sistema de Baixo Custo para Nucleação de Pré-Trincas por Fadiga em Corpos de Prova de Tenacidade à Fratura**”, Departamento de Materiais e Tecnologia, FEG, UNESP, 2001.
17. Iturrioz, I.; – **Notas de aula da disciplina Mecânica dos Sólidos II**, DEMEC, EE, UFRGS, 2005.
18. Marczak, R.J.; – **Notas de aula da disciplina Mecânica dos Sólidos I**, DEMEC, EE, UFRGS, 2004.
19. Mazzaferro, J.A.E.; – **Notas de aula da disciplina Componentes Mecânicos I**, DEMEC, EE, UFRGS, 2009.
20. Pacheco, J.L.; **Apostila da disciplina Metodologia de Projeto: “Guia de Aulas Práticas”**, DEMEC, EE, UFRGS, 2009d.
21. Spiegel, M.R.; “**Manual de Fórmulas e Tabelas Matemáticas**”, McGraw-Hill do Brasil, 1973.

## Apêndice I – Interface Mastan2 – Cálculo da Força P

Na figura 1 ilustra-se uma simulação realizada no programa Mastan2 para o cálculo da força P resultante para um deslocamento imposto de 1mm.

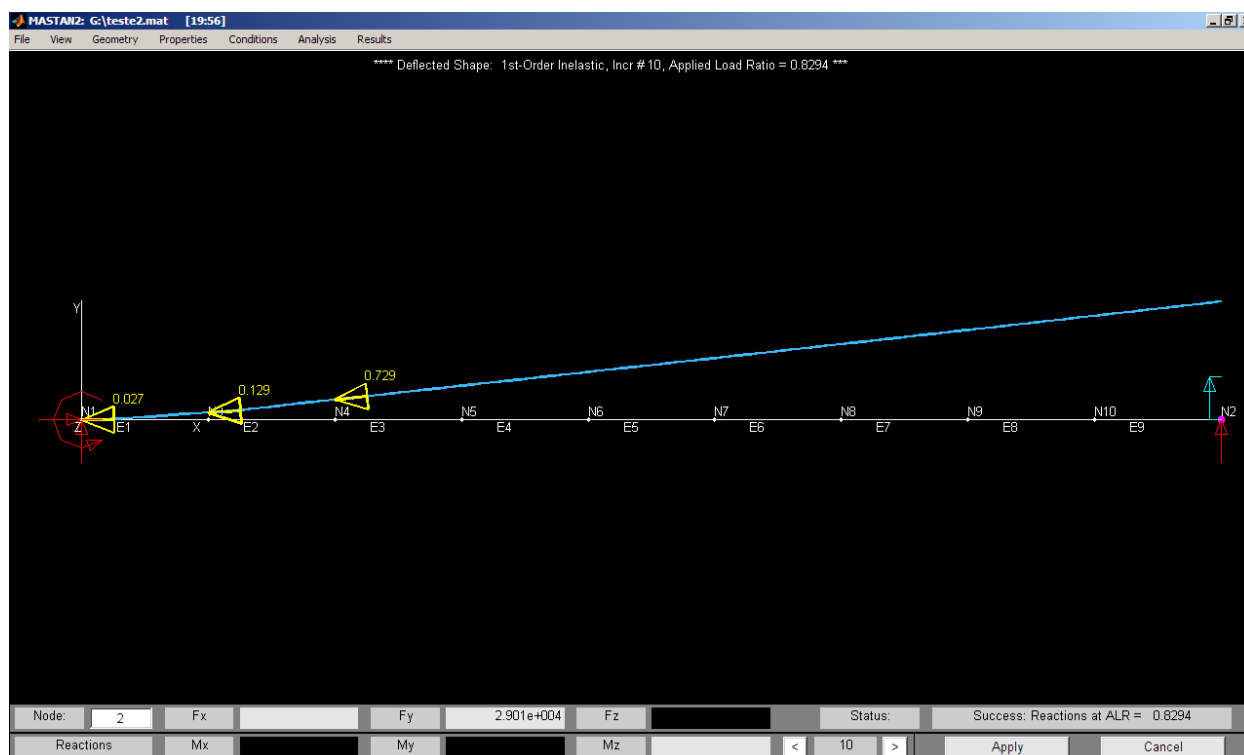


Figura 1 – Interface Mastan2 – Cálculo da Força P

A força resultante P correspondente à:

$$P = F_y \times \frac{0,027}{0,8294} \quad (1)$$

onde  $F_y$  é a reação no apoio localizado no nó N2 e vale:

$$F_y = 29kN \quad (2)$$

Substituindo-se (2) em (1), obtém-se:

$$P = 29000 \times \frac{0,027}{0,8294} \approx 1kN \quad (3)$$

É coerente dizer que, se para um deslocamento de 1mm obteve-se uma força  $P \approx 1kN$ , para um deslocamento de 2mm a força será de  $P \approx 2kN$ .



## Apêndice II – Cálculo dos Rolamentos

NSK, 2005, propõe uma metodologia bastante objetiva para o cálculo de rolamentos. Utilizando-se a tabela 1, e completando-a com os valores desejados, é possível calcular a vida útil e o coeficiente de segurança  $n$  de rolamentos rapidamente.

Tabela 1 – Cálculo de Rolamentos

Cálculo dos Rolamentos			
Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Rotação do eixo	$n$	1750	rpm
Força radial sobre o eixo	$Fr'$	1,00E+04	N
Força axial sobre o eixo	$Fa'$	0	N
Fator de aplicação (anexo III)	$f_A$	3	adim
Força radial sobre o eixo - corrigida	$Fr = Fr' \cdot f_A$	3,00E+04	N
Força axial sobre o eixo - corrigida	$Fa = Fa' \cdot f_A$	0	N
Razão das forças	$Fa/Fr$	0	adim
Temperatura do óleo	$T$	60	°C
Fator de temperatura (anexo III)	$f_T$	1	adim
Confiabilidade	$C$	95	%
Fator de confiabilidade (anexo III)	$f_C$	0,62	adim
Fator de lubrificação (anexo III)	$f_L$	1	adim

A partir do preenchimento da tabela 1 (válida para os dois rolamentos), das equações fornecidas por NSK, 2005, e dos dados fornecidos pelo fabricante do rolamento [SKF, 2009], encontrados no anexo III, realiza-se os cálculos.

### II.1 Rolamento do Eixo do Motor

Foi escolhido o rolamento 22209 E, com diâmetro interno de 45mm, capacidade de carga dinâmica  $Cr=102kN$ , capacidade de carga estática  $Cor=98kN$  e sem necessidade de re-lubrificação. Tem-se:

$$Cr_{\text{corrigido}} = f_T \times Cr = 1 \times 102kN = 102kN \quad (1)$$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa \quad (2)$$

onde  $X=1$  e  $Y=0$ , pois  $Fa/Fr=0 \leq 0,8$  [NSK, 2005].

Substituindo-se os valores de  $X$  e  $Y$  em (2) obtém-se:

$$P = X \times Fr + Y \times Fa = 1 \times 30kN = 30kN \quad (3)$$

Sabe-se que  $P_0=Fr=30kN$ , pois  $Fa/Fr=0 \leq 0,8$  [NSK, 2005]. Finalmente calcula-se a vida útil e o coeficiente de segurança  $n$ :

$$L_{10} = \left( \frac{Cr_{\text{corrigido}}}{P} \right)^a \quad (4)$$

onde  $a=3$  para rolamento de esferas [NSK, 2005].

Substituindo-se os valores em (4):

$$L_{10} = \left( \frac{102000}{30000} \right)^3 = 39,3 \text{ [adim]} \quad (5)$$

$$L_x = fC \times fL \times L_{10} = 0,62 \times 1 \times 39,3 = 24,37 \text{ [adim]} \quad (6)$$

Vida útil  $L_{xh}$  (em horas):

$$L_{xh} = 10e^6 \times \frac{L_x}{60n} = 10e^6 \times \frac{24,37}{60 \times 1750} = 232 \text{ horas} \quad (7)$$

Coefficiente de segurança  $n$ :

$$n = \frac{Cor}{P_0} = \frac{98000}{30000} = 3,27 \text{ [adim]} \quad (8)$$

De acordo com NSK, 2005, o coeficiente de segurança mínimo aceitável  $n_{\min}$  para um rolamento de esferas funcionar com baixo ruído é de  $n_{\min}=2$ . Verifica-se que o rolamento projetado está conforme:  $n = 3,27 > n_{\min} = 2$ .

## II.2 Rolamento do Eixo Excêntrico

Foi escolhido o rolamento 6220-2RS1, com diâmetro interno de 100mm e externo de 180mm, capacidade de carga dinâmica  $Cr=127kN$ , capacidade de carga estática  $Cor=93kN$  e sem necessidade de re-lubrificação. Tem-se:

$$Cr_{\text{corrigido}} = fT \times Cr = 1 \times 127kN = 127kN \quad (9)$$

$$P = X \times Fr + Y \times Fa \quad (10)$$

onde  $X=1$  e  $Y=0$ , pois  $Fa/Fr=0 \leq 0,8$  [NSK, 2005].

Substituindo-se os valores de  $X$  e  $Y$  em (10) obtem-se:

$$P = X \times Fr + Y \times Fa = 1 \times 30kN = 30kN \quad (11)$$

Sabe-se que  $P_0=Fr=30kN$ , pois  $Fa/Fr=0 \leq 0,8$  [NSK, 2005]. Finalmente calcula-se a vida útil e o coeficiente de segurança  $n$ :

$$L_{10} = \left( \frac{Cr_{\text{corrigido}}}{P} \right)^a \quad (12)$$

onde  $a=3$  para rolamento de esferas [NSK, 2005].

Substituindo-se os valores em (12):

$$L_{10} = \left( \frac{127000}{30000} \right)^3 = 75,87 \text{ [adim]} \quad (13)$$

$$L_x = fC \times fL \times L_{10} = 0,62 \times 1 \times 75,87 = 47,04 \text{ [adim]} \quad (14)$$

Vida útil  $L_{xh}$  (em horas):

$$L_{xh} = 10e^6 \times \frac{L_x}{60n} = 10e^6 \times \frac{47,04}{60 \times 1750} = 448 \text{ horas} \quad (15)$$

Coefficiente de segurança  $n$ :

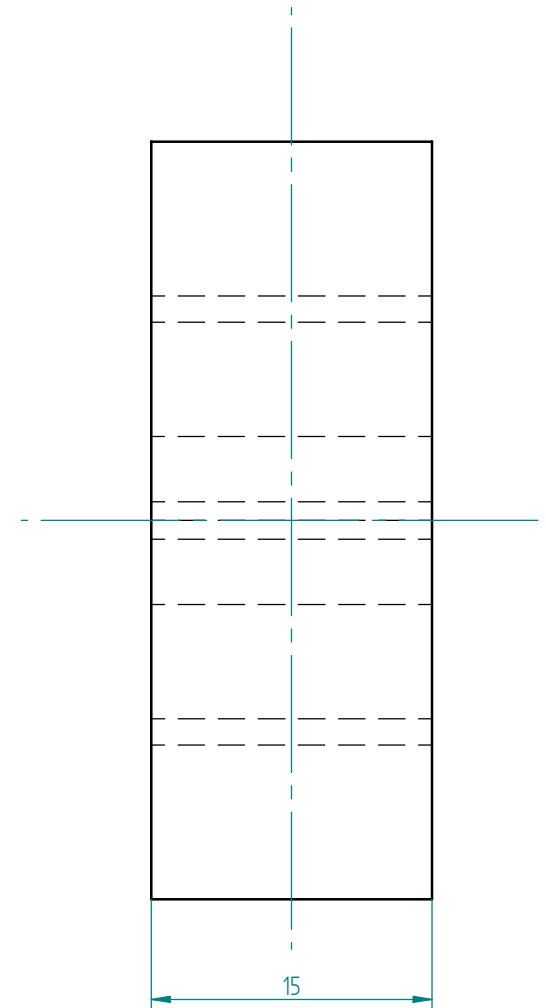
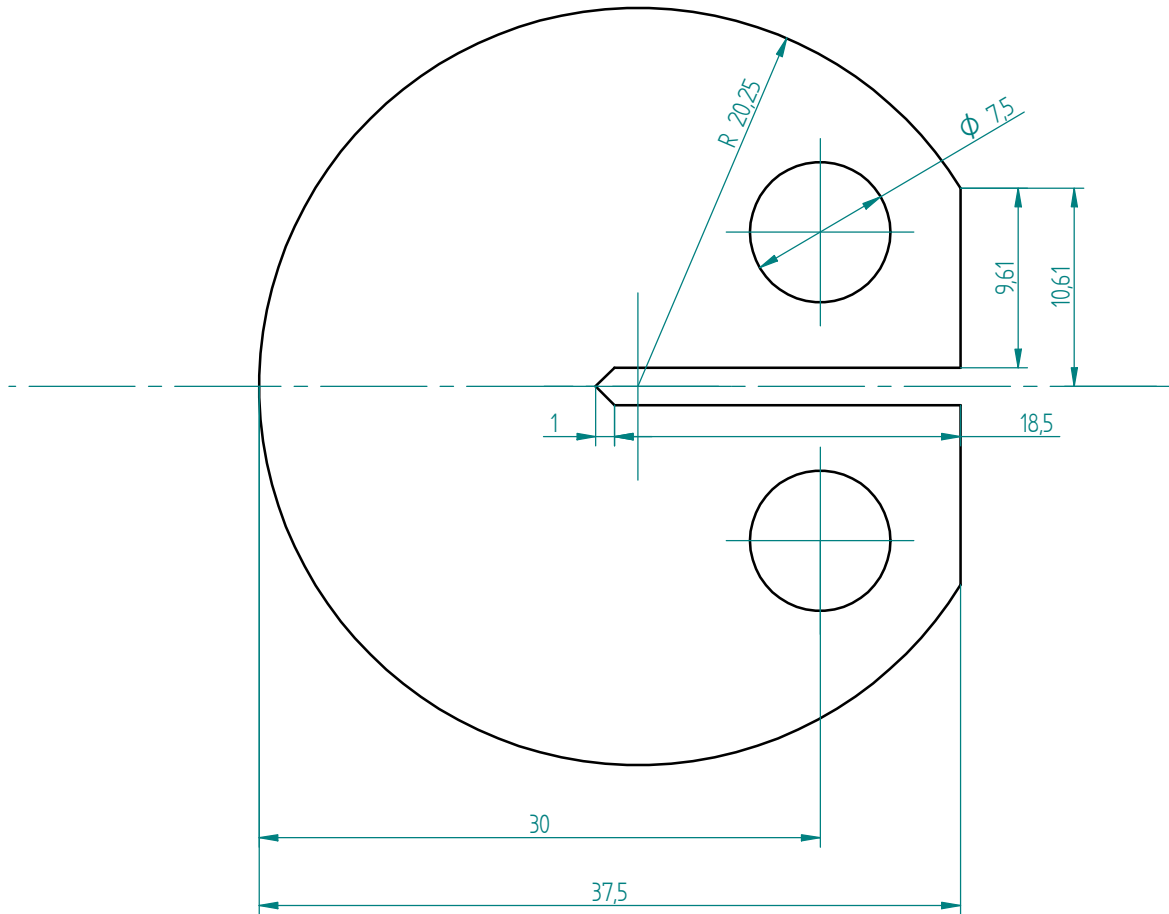
$$n = \frac{Cor}{P_0} = \frac{93000}{30000} = 3,1 \text{ [adim]} \quad (16)$$

Verifica-se que este rolamento de esferas também está conforme a determinação para que funcione com baixo ruído:  $n = 3,1 > n_{\min} = 2$ .

## **Apêndice III – Desenhos de Projeto**

# Corpo de Prova

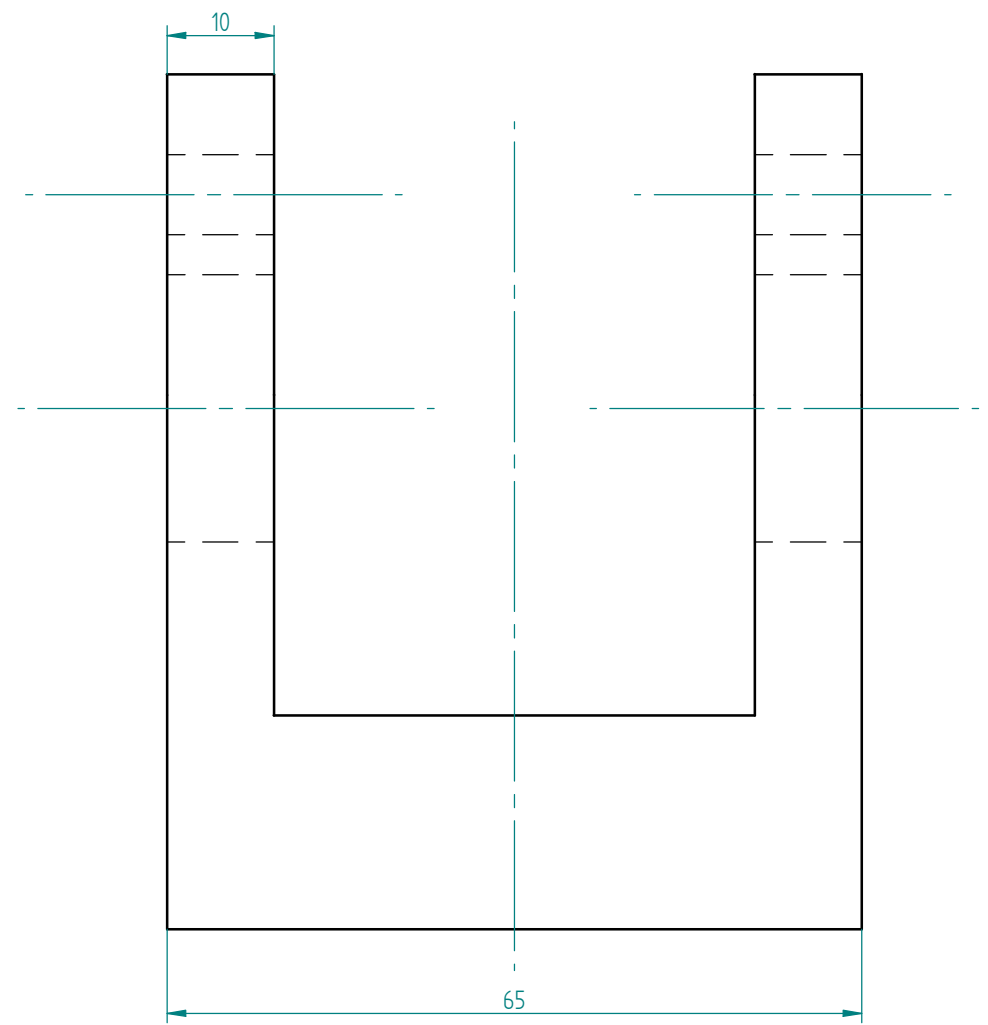
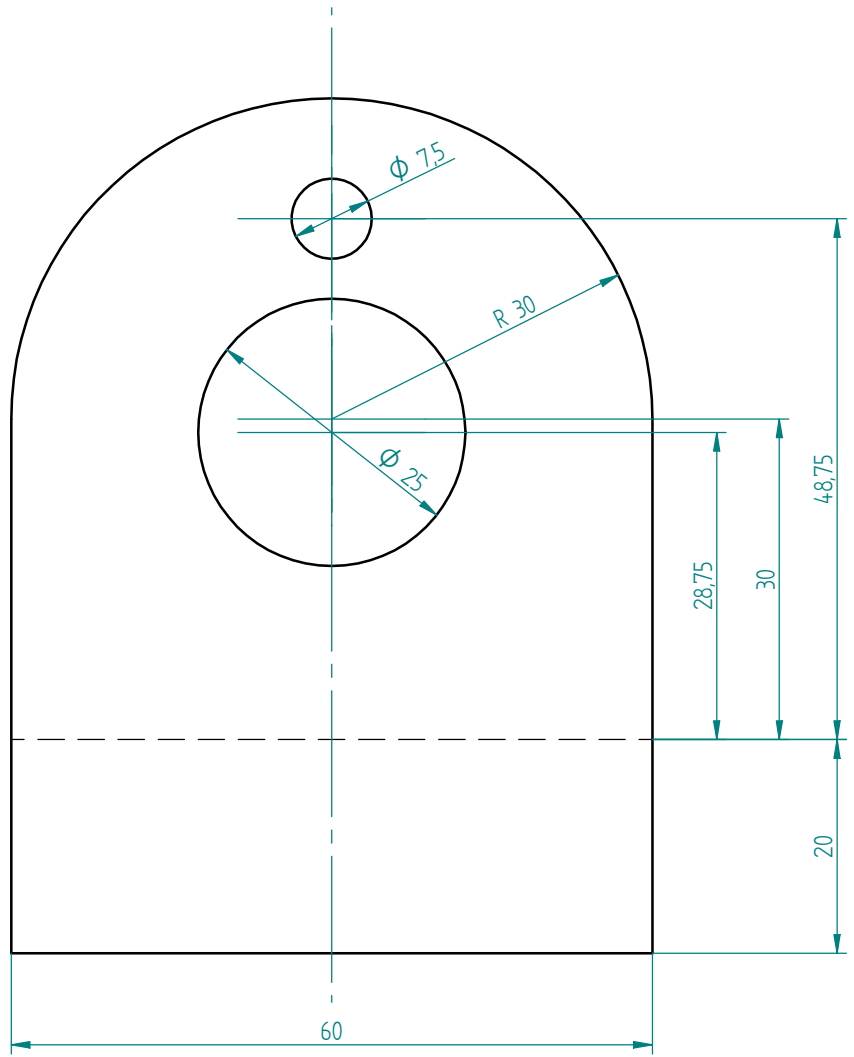
REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	NAME	DATE	<b>SOLID EDGE</b> UGS - The PLM Company TITLE Máquina		
DRAWN	Pedro Raniel	04/13/09			
CHECKED					
ENG APPR					
MGR APPR					
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE A3	DWG NO	REV
			FILE NAME: FinaLdft		
SCALE:		WEIGHT:	SHEET 1 OF 3		

REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



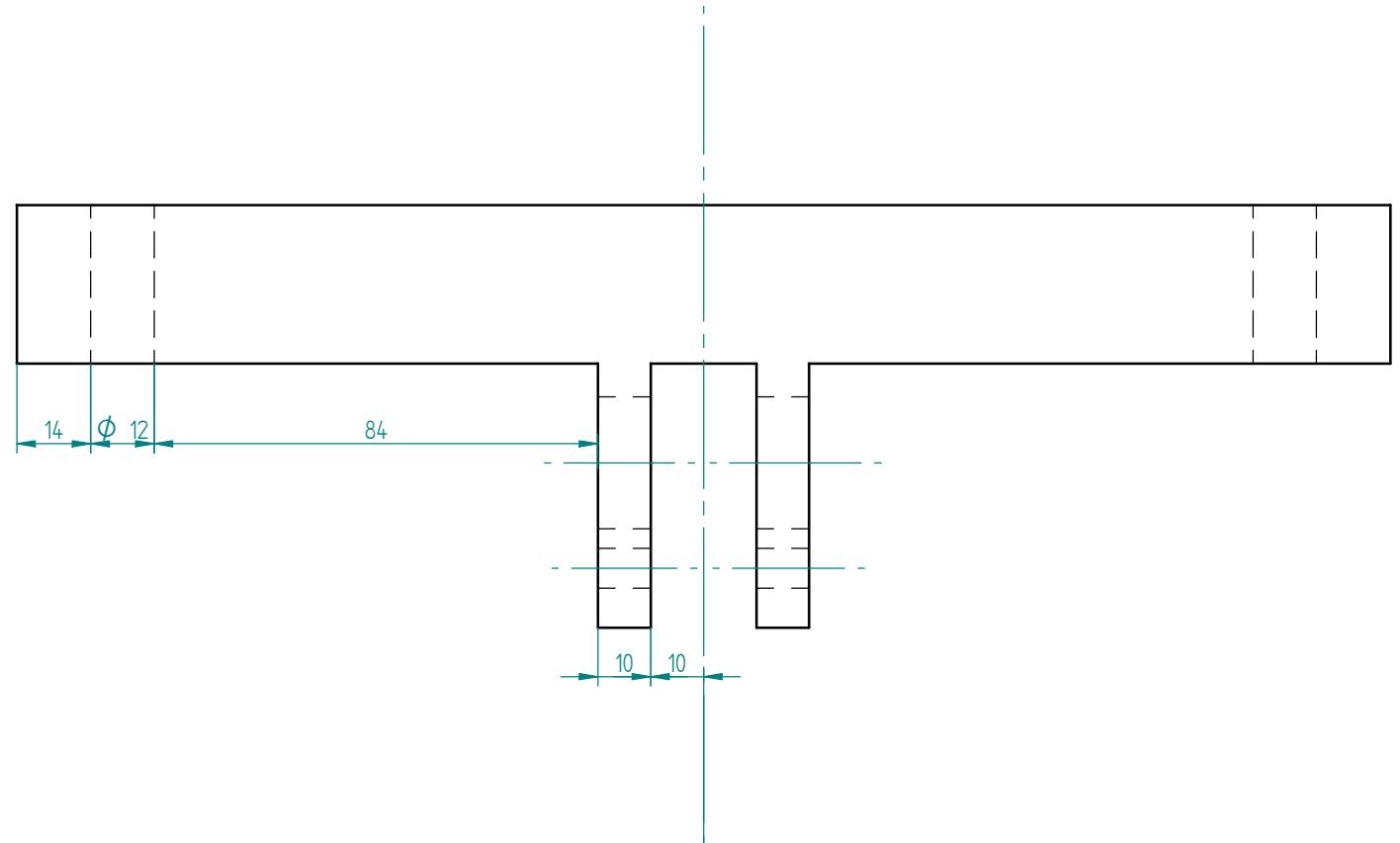
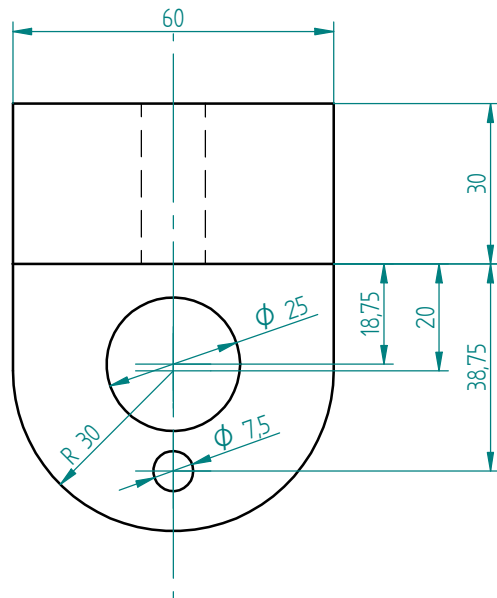
# Pinça Inferior

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	NAME	DATE	<b>SOLID EDGE</b> UGS - The PLM Company TITLE: Máquina	
DRAWN	Pedro Raniel	04/13/09		
CHECKED				
ENG APPR				
MGR APPR				
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES $\pm X.X^\circ$ 2 PL $\pm X.XX$ 3 PL $\pm X.XXX$			SIZE A3	DWG NO
			FILE NAME: FinaLdft	
SCALE:		WEIGHT:	SHEET 2 OF 3	

REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



# Pinça Superior

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	NAME	DATE	<b>SOLID EDGE</b> UGS - The PLM Company TITLE Máquina		
DRAWN	Pedro Raniel	04/13/09			
CHECKED					
ENG APPR					
MGR APPR			SIZE A3	DWG NO	REV
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			FILE NAME: FinaLdft		
			SCALE:	WEIGHT:	SHEET 3 OF 3

## Anexo I – Relatório de Ensaio de Abertura de Pré-trinca

O relatório ilustrado na figura 1 foi elaborado pelo LAMEF (Laboratório de Metalurgia Física) durante um ensaio de abertura de pré-trinca por fadiga. Pode-se perceber que a força máxima aplicada no corpo de prova durante todo o ensaio foi de  $P_{m\acute{a}x} \approx 6\text{kN}$ . Este ensaio não foi necessariamente realizado com um deslocamento imposto ao corpo de prova, mas fornece mesmo assim informações sobre a força máxima que está atuando no corpo de prova (e consequentemente na máquina) durante o processo de abertura de uma pré-trinca. Para se ter uma garantia maior de que a máquina será bem dimensionada e resistirá aos esforços é conveniente adotar um valor para essa força máxima de  $P_{m\acute{a}x} \approx 10\text{kN}$ .


 <b>LAMEF</b> SISTEMA DA QUALIDADE	LABORATÓRIO DE METALURGIA FÍSICA <b>FORMULÁRIO DE CONTROLE DE ENSAIOS</b>		GEM FE 005 REVISÃO 00 19/03/2009 PÁGINA 1 de 1																															
	<b>ABERTURA DE PRÉ-TRINCA</b>																																	
	<b>Protocolo nº:</b> NA <b>Solicitante/Contato:</b> Leite <b>Tipo de CP:</b> <input type="checkbox"/> SEB <input checked="" type="checkbox"/> CT <b>Material:</b>		<b>Data de Entrada/Saída:</b> <b>Empresa:</b> GECOR <b>Operador:</b> Leandro <b>Temperatura de Ensaio:</b> Ambiente																															
	<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <thead> <tr> <th colspan="2">Parâmetros da Pré-trinca</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Final <math>K_{m\acute{a}x}</math> [MPa.m<sup>1/2</sup>]</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>R (min/max)</td> <td>0,1</td> </tr> <tr> <td>Frequência [Hz]</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>a/W final</td> <td>0,425</td> </tr> </tbody> </table>				Parâmetros da Pré-trinca		Final $K_{m\acute{a}x}$ [MPa.m <sup>1/2</sup> ]	15	R (min/max)	0,1	Frequência [Hz]	15	a/W final	0,425																				
Parâmetros da Pré-trinca																																		
Final $K_{m\acute{a}x}$ [MPa.m <sup>1/2</sup> ]	15																																	
R (min/max)	0,1																																	
Frequência [Hz]	15																																	
a/W final	0,425																																	
<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>CP</th> <th>W (mm)</th> <th>B (mm)</th> <th>B<sub>N</sub> (mm)</th> <th>S (mm)</th> <th>φ Furo (mm)</th> <th>a<sub>o</sub> (mm)</th> <th>a<sub>r</sub> (mm)</th> <th>P final (kN)</th> <th>P máx. (kN)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>CP-A</td> <td>40</td> <td>9,93</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>9,99</td> <td>15,25</td> <td>17,001</td> <td>3,838</td> <td>5,806</td> </tr> <tr> <td>CP-B</td> <td>40</td> <td>9,95</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>9,98</td> <td>15,25</td> <td>17</td> <td>3,838</td> <td>5,999</td> </tr> </tbody> </table>					CP	W (mm)	B (mm)	B <sub>N</sub> (mm)	S (mm)	φ Furo (mm)	a <sub>o</sub> (mm)	a <sub>r</sub> (mm)	P final (kN)	P máx. (kN)	CP-A	40	9,93	-	-	9,99	15,25	17,001	3,838	5,806	CP-B	40	9,95	-	-	9,98	15,25	17	3,838	5,999
CP	W (mm)	B (mm)	B <sub>N</sub> (mm)	S (mm)	φ Furo (mm)	a <sub>o</sub> (mm)	a <sub>r</sub> (mm)	P final (kN)	P máx. (kN)																									
CP-A	40	9,93	-	-	9,99	15,25	17,001	3,838	5,806																									
CP-B	40	9,95	-	-	9,98	15,25	17	3,838	5,999																									
Elaborado por: Daiane Baptista Ferreira		Revisado por: Leandro Costa Pereira		Data de Emissão: 19/03/2009																														

Figura 1 – Relatório de Abertura de Pré-trinca.  
 Fonte: LAMEF/UFRGS.

## Anexo II – Catálogo de Motores Elétricos

As tabelas 1 e 2 foram retiradas do catálogo online da Weg e utilizadas para a seleção do motor elétrico (em função do torque T necessário). Foi selecionado um motor do tipo Rural, com 4 pólos e 3HP (2,2kW) de potência (tabela 1), capaz de produzir um torque  $T=12\text{Nm}$ , e apresentando a carcaça W112M (tabela 2). Um maior número de pólos permite a obtenção de um torque maior para a mesma potência. Em compensação, a frequência de giro (rpm) diminui. A diminuição da rotação rpm do motor implica em um tempo maior para fadigar o corpo de prova. A Weg oferece motores de até 12 pólos, mas buscando-se o melhor compromisso possível entre “torque x rotação (rpm)” optou-se por um motor com 4 pólos.

Pela tabela 1 pode-se notar que há motores de 2 pólos que apresentam torque maior do que 10Nm. Em compensação, estes motores são demasiadamente grandes e pesados, justificando a escolha de um motor com 4 pólos.

O motor escolhido apresenta uma rotação de 1750rpm, respeitando a exigência da norma ASTM E399 que estipula uma rotação máxima de 6000rpm.

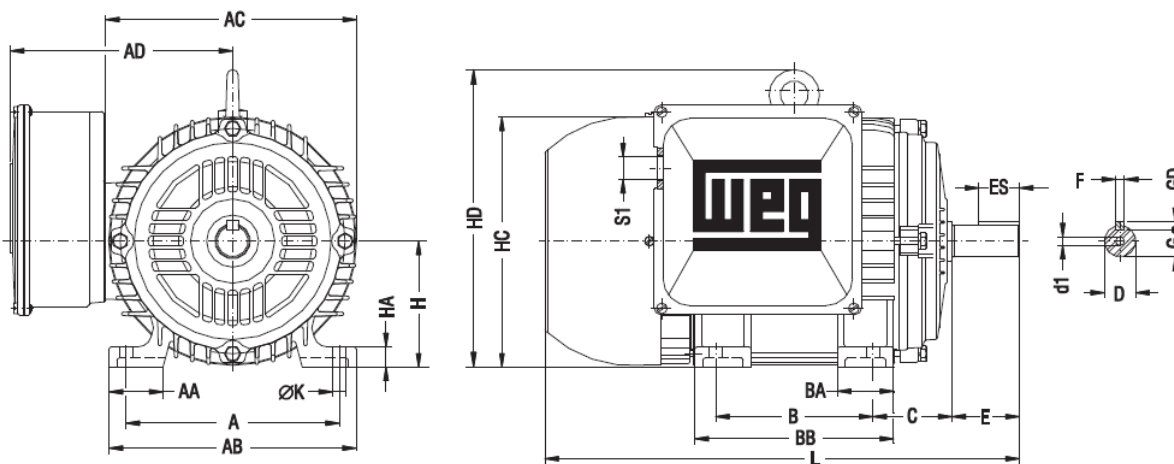
Tabela 1 – Motores do tipo Rural (Fonte: Weg, 2009)

Rural

Potência cv	kW	Carcaça	rpm	Corrente nominal em 220V (A)	Corrente com rotor bloqueado I <sub>b</sub> / I <sub>n</sub>	Conjugado nominal C <sub>n</sub> (kgfm)	Conjugado com rotor bloqueado C <sub>b</sub> / C <sub>n</sub>	Conjugado máximo C <sub>max</sub> / C <sub>n</sub>	Rendimento η %			Fator de potência Cos φ			Fator de serviço FS	Momento de inércia J (kgm <sup>2</sup> )	Tempo máx. com rotor bloqueado (s) a quente	Nível médio de pressão sonora dB (A)	Peso aprox. (kg)
									% da potência nominal										
									50	75	100	50	75	100					
<b>2 Pólos - 60 Hz</b>																			
0,25	0,18	63	3430	2,2	4,5	0,05	2,30	2,7	41,0	47,0	51,0	0,59	0,67	0,74	1,15	0,00020	6	58	9,8
0,33	0,25	63	3450	3,7	4,5	0,07	2,50	2,7	35,0	42,0	47,0	0,55	0,61	0,67	1,15	0,00030	6	58	10,4
0,50	0,37	71	3485	4,0	5,2	0,10	2,00	2,6	44,0	51,0	55,0	0,60	0,69	0,76	1,15	0,00070	6	60	13,0
0,75	0,55	80	3490	5,1	6,2	0,15	2,30	2,8	55,0	63,0	66,0	0,58	0,68	0,74	1,15	0,00100	6	60	17,5
1,00	0,75	80	3490	7,0	6,5	0,21	2,20	2,7	60,0	64,0	67,0	0,52	0,64	0,72	1,15	0,00120	6	60	18,4
1,50	1,1	90S	3535	8,2	7,5	0,30	2,40	2,8	68,0	73,5	76,0	0,68	0,78	0,81	1,15	0,00200	6	60	23,7
2,00	1,5	90L	3530	10,0	7,2	0,41	2,30	2,4	72,0	75,5	78,5	0,73	0,83	0,85	1,15	0,00240	6	60	24,8
3,00	2,2	100L	3480	13,8	6,8	0,62	2,10	2,5	74,0	77,0	78,5	0,89	0,92	0,94	1,15	0,00640	6	60	37,5
4,00	3,0	W112M	3490	18,5	7,0	0,82	2,30	2,4	74,0	78,5	80,0	0,83	0,89	0,92	1,15	0,00720	6	60	39,9
5,00	3,7	112M	3500	21,6	7,3	1,02	2,80	2,6	78,5	81,5	81,5	0,88	0,93	0,95	1,15	0,00840	6	60	48,2
7,50	5,5	W132S/M	3490	32,0	7,0	1,54	2,60	2,5	80,0	82,5	84,0	0,86	0,92	0,94	1,15	0,01040	6	60	58,7
10,0	7,5	132M	3520	42,0	7,5	2,03	2,10	2,4	81,5	84,0	85,5	0,91	0,93	0,95	1,15	0,02430	6	60	70,0
12,5	9,2	132M/L	3520	51,0	7,5	2,54	1,50	2,7	85,5	87,5	87,5	0,91	0,94	0,94	1,15	0,03170	6	60	80,2
<b>4 Pólos - 60 Hz</b>																			
0,16	0,12	63	1710	1,7	4,5	0,07	2,00	1,8	39,0	45,0	47,0	0,57	0,63	0,70	1,15	0,00070	6	53	10,2
0,25	0,18	71	1710	3,0	4,2	0,10	2,80	2,3	38,0	45,0	47,0	0,48	0,56	0,62	1,15	0,00080	6	52	12,7
0,33	0,25	71	1720	3,8	4,0	0,14	2,60	2,4	39,0	44,0	48,0	0,47	0,55	0,62	1,15	0,00090	6	52	13,6
0,50	0,37	80	1750	4,6	5,1	0,20	2,30	2,7	42,0	49,0	55,0	0,52	0,60	0,66	1,15	0,00290	6	53	17,5
0,75	0,55	80	1740	5,9	5,5	0,31	1,90	2,2	50,0	58,0	61,0	0,53	0,62	0,70	1,15	0,00320	6	53	18,0
1,00	0,8	80	1720	6,8	5,0	0,42	1,90	2	61,0	65,0	66,0	0,56	0,68	0,76	1,15	0,00320	6	53	18,5
1,00	0,8	90S	1760	5,9	7,7	0,41	2,80	2,7	64,0	70,0	74,0	0,62	0,70	0,78	1,15	0,00490	6	55	24,3
1,50	1,1	90L	1760	7,5	8,5	0,61	2,50	2,9	68,0	74,0	77,0	0,76	0,82	0,87	1,15	0,00660	6	55	28,2
2,00	1,5	100L	1725	10,5	6,0	0,83	2,60	2,5	72,0	75,5	80,0	0,71	0,80	0,85	1,15	0,00890	6	55	38,0
3,00	2,2	W112M	1750	15,0	6,5	1,23	2,40	2,5	77,0	80,0	81,5	0,70	0,78	0,83	1,15	0,00970	6	55	39,1
4,00	3,0	112M	1745	19,0	7,1	1,64	2,70	2,3	72,0	78,5	78,5	0,79	0,87	0,90	1,15	0,01830	6	55	49,2
5,0	3,7	W132S/M	1740	22,0	7,5	2,06	3,20	2,3	75,5	78,5	80,0	0,85	0,91	0,94	1,15	0,01830	6	55	58,3
7,5	5,5	132M	1735	35,4	6,8	3,10	3,20	2,5	77,0	81,5	82,5	0,71	0,81	0,86	1,15	0,03720	6	55	69,9
10,00	7,5	132M	1735	42,0	6,5	4,13	2,50	2,2	78,5	84,0	84,0	0,94	0,96	0,97	1,15	0,04860	6	55	83,4
12,50	9,2	132M	1730	52,0	6,2	5,17	2,20	2,3	79,0	84,0	84,0	0,91	0,94	0,95	1,15	0,05430	6	55	87,1

Tabela 2 – Carcaças (Fonte: Weg, 2009)

Rural



Carcaça	A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	Ponta de eixo						H	HA	HC	HD	K	L	S1	d1	Rolamentos	
										D	E	ES	F	G	GD									Diant.	Tras.
										6201-ZZ		6202-ZZ		6203-ZZ										6204-ZZ	
63	100	21	116	125	118	80	22	95	40	11j6	23	14	4	8,5	4	63	8	124	7	262	RWG1/2"	A3.15	6201-ZZ		
71	112	30	132	141	126	90	38	113,5	45	14j6	30	18	5	11	5	71	12	139	7	295			6203-ZZ		
80	125	35	149	159	135	100	40	125,5	50	19j6	40	28	6	15,5	6	80	13	157	10	325	RWG3/4"	A4	6204-ZZ		
90S	140	38	164	179	177	125	42	131	56	24j6	50	36	8	20	7	90	15	177	10	335			6205-ZZ		
90L	140	38	164	179	177	125	42	156	56	24j6	50	36	8	20	7	90	15	177	10	360	RWG1"	A4	6206-ZZ		
100L	160	49	188	199	187	140	50	173	63	28j6	60	45	8	24	10	100	16	198	12	420			6206-ZZ		
W112M	190	48	220	200	187	140	50	177	70	28j6	60	45	8	24	10	112	18,5	235	12	428	RWG1"	A4	6206-ZZ		
112M	190	48	220	200	187	140	50	177	70	28j6	60	45	8	24	10	112	18,5	235	12	423			6206-ZZ		
W132S/M	216	51	248	222	199	178	85	225	89	38k6	80	63	10	33	8	132	21	255	12	500	RWG1"	A4	6206-ZZ		
132M	216	51	248	222	199	178	85	225	89	38k6	80	63	10	33	8	132	21	255	12	490			6206-ZZ		



## Anexo III – Tabelas para o Cálculo dos Rolamentos

Tabela 1 – fT  
(Fonte: NSK, 2005)

Temperatura (°C)	fT
125	1
150	1
175	0,95
200	0,9
250	0,75

Tabela 2 – fA  
(Fonte: NSK, 2005)

Condição de operação	fA
Suave e sem choque	1 a 1,2
Normal	1,2 a 1,5
Com choque e vibração	1,5 a 3

Tabela 3 – fC  
(Fonte: NSK, 2005)

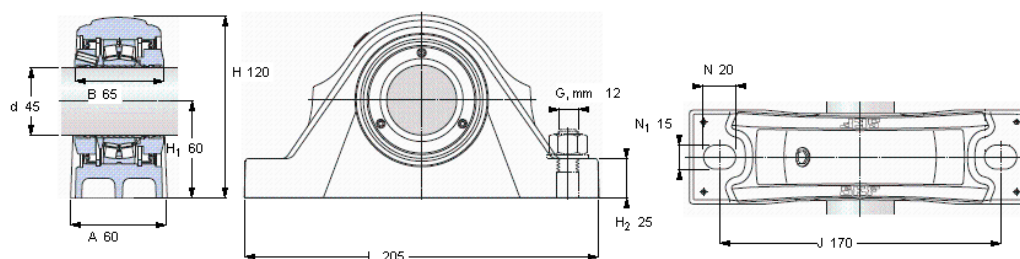
Confiabilidade	fC
90	1
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Tabela 4 – fL  
(Fonte: NSK, 2005)

Condições de Lubrificação	fL
Condições adequadas de lubrificação, baixos desalinhamentos	1
baixas rotações, temperatura elevada do óleo, possibilidade de contaminação do lubrificante, grandes desalinhamentos	< 1

Tabela 5 – Rolamento 22209 E (Fonte: SKF, 2009)

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra, for metric shafts, non-locating units, relubrication-free (double-lip seals)											
Product information											
Dimensions					Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed	Mass	Designation	Basic bearing designation
d	A	H	H <sub>1</sub>	L	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	r/min	kg	-	-
mm					kN		kN				
45	60	120	60	205	102	98	10,8	3500	4,50	SYNT 45 LW	22209 E

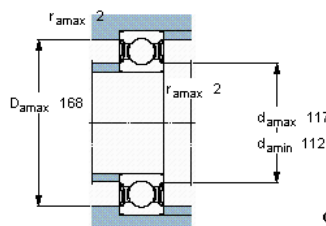
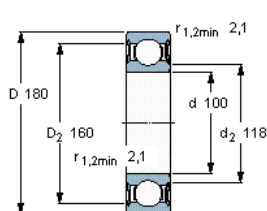


Relubrication grease quantity [g] 4  
Permissible axial displacement [mm] 2,5  
(from central position)

Obs.: O rolamento escolhido permite um pequeno deslocamento axial a fim de tornar a estrutura isostática, pois neste rolamento passa o eixo que sai do motor, que já está fixo em x.

Tabela 6 – Rolamento 6220-2RS1 (Fonte: SKF, 2009)

Deep groove ball bearings, single row, seal on both sides										
Product information										
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation	
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Reference speed	Limiting speed	kg	* - SKF Explorer bearing	
mm			kN		kN	r/min				
100	180	34	127	93	3,35	-	2400	3,15	6220-2RS1 *	



Calculation factors

$k_r$  0,025  
 $f_0$  14

## Anexo IV – Tabelas para o Cálculo das Pinças

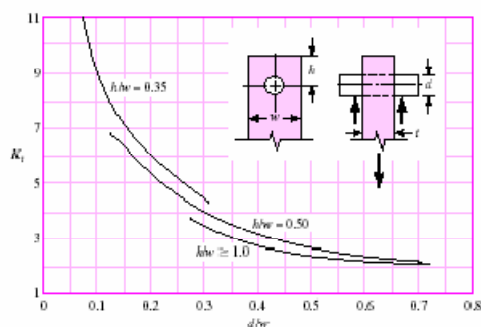
Tabela 1 –  $a^{0,5}$  (Fonte: Shigley et al., 2005)

Tipo de concentrador	$a^{0,5}$	Ckt
Furo transversal	$174/\sigma_{rup}$	0,1
Redução de seção	$139/\sigma_{rup}$	0,11
Chanfro	$104/\sigma_{rup}$	0,15

Tabela 2 –  $k_t$  (Fonte: Shigley et al., 2005)

**Figure A-15-12**

Plate loaded in tension by a pin through a hole,  $\sigma_0 = F/A$ , where  $A = (w - a)t$ . When clearance exists, increase  $K_t$  35 to 50 percent. (M. M. Frocht and H. H. Hoff, "Stress Concentration Factors around a Central Circular Hole in a Plate Loaded through a Pin in Hole," *J. Appl. Mechanics*, vol. 7, no. 1, March 1940, p. A-5.2)



(continued)

\*Factors from R. E. Peterson, "Design Factors for Stress Concentration," *Machine Design*, vol. 23, no. 2, February 1951, p. 146; no. 3, March 1951, p. 161, no. 5, May 1951, p. 159; no. 6, June 1951, p. 173; no. 7, July 1951, p. 155. Reprinted with permission from *Machine Design*, a Penton Media Inc. publication.

## Anexo V – Tabelas para o Cálculo das Juntas Parafusadas








Tabela 1 – Diâmetros (Fonte: Shigley et al., 2005)

**Table 8-1**  
Diameters and Areas of Coarse-Pitch and Fine-Pitch Metric Threads.  
(All Dimensions in Millimeters)\*

Nominal Major Diameter $d$	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch $p$	Tensile-Stress Area $A_t$	Minor-Diameter Area $A_s$	Pitch $p$	Tensile-Stress Area $A_t$	Minor-Diameter Area $A_s$
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.75	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

\* The equations and data used to develop this table have been obtained from ANSI B1.1-1974 and B18.3.1-1978. The minor diameter was found from the equation  $d_s = d - 1.226869p$ , and the pitch diameter from  $d_p = d - 0.649519p$ . The mean of the pitch diameter and the minor diameter was used to compute the tensile-stress area.

Tabela 2 – Propriedades Mecânicas (Fonte: Shigley et al., 2005)

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength, † MPa	Minimum Tensile Strength, † MPa	Minimum Yield Strength, † MPa	Material	Head Marking
4.6	M5–M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5–M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M1.6–M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6–M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5–M36	830	1040	940	Low-carbon martensite, Q&T	
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	

\* The thread length for bolts and cap screws is

$$l_f = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$