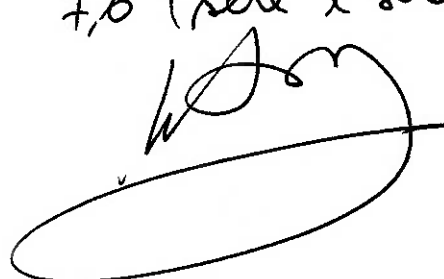


CARLOS EDUARDO GABRIEL DE FREITAS
EDUARDO PAES DE ALMEIDA
UBIRAJARA AUGUSTO DA SILVA

note final
7,6 (sete e seis)


SISTEMA DE CONTROLE DE TRAJETÓRIA DE UM
ELIPSOPANTOMÓGRAFO

Monografia apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para a obtenção do título de
Engenheiro

São Paulo
2004

CARLOS EDUARDO GABRIEL DE FREITAS
EDUARDO PAES DE ALMEIDA
UBIRAJARA AUGUSTO DA SILVA

SISTEMA DE CONTROLE DE TRAJETÓRIA DE UM
ELIPSOPANTOMÓGRAFO

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para a obtenção do título de
Engenheiro

Área de concentração:
Engenharia Mecatrônica

Orientador: Prof. Dr. Lucas A. Moscato

São Paulo
2004

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo o projeto e implementação de um protótipo de uma máquina radiográfica do tipo ortopantomógrafo. Tal equipamento utiliza-se da técnica de tomografia para obtenção de radiografias panorâmicas, com três centros de rotação, de pacientes com necessidades de diagnósticos odontológicos. Para tal, o paciente (em pé) tem sua cabeça posicionada no centro do aparelho, com inclinações definidas pelo exame desejado, tendo em um de seus lados um filme radiográfico, ou mesmo fotográfico, sendo impressionado por raios X provenientes de um tubo de raios X, localizado no lado oposto da cabeça do paciente. O conjunto cabeçote + filme gira em torno do paciente, enquanto que o filme possui um movimento de translação, ou rotação, próprio com a finalidade de registrar as várias fatias do rosto do indivíduo, formando assim uma imagem completa e planificada da arcada dentária, seios maxilares, fossas nasais e da articulação temporomandibular (ATM), formações anatômicas essenciais para diagnósticos de diversas patologias possíveis.

ABSTRACT

This work has as objective the project and implementation of an archetype of a radiográfica machine of the type ortopantomógrafo. Such equipment is used of the technique of cat scan for attainment of panoramic x-rays, with three centers of rotation, patients with odontológicos disgnostic necessities. For such, the patient (in foot) has its head located in the center of the device, with inclinations defined for the desired examination, having in an one of its sides film radiográfico, or exactly photographic, being made an impression for rays X proceeding from a pipe of rays X, located in the opposing side of the head of the patient. The joint headstock + funny film around the patient, while that the film possesss a translation movement, or rotation, proper with the purpose to register the some slices of the face of the individual, being thus formed an image complete and designed of the dental arches, seios maxilares, fossas nasal and of the joint to temporomandibular (ATM), essential anatomical formations for disgnostic of diverse possible patologias.unlabeled examples can lead to significant improvement of hypotheses in practice.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1.1 – Patero demonstrando sua nova técnica radiográfica	05
Figura 3.1.2 – Cabeçote do raio X com colimação linear	06
Figura 3.1.3 – Pantomógrafo de base excêntrica	07
Figura 3.1.4 – Elipsopantomógrafo	07
Figura 6.0 - Definição dos pontos	15
Figura 6.2.1 – Mecanismo Biela-Manivela	16
Figura 7.1.1 – Modelo de Corpo Livre das Hastes	19
Figura 7.1.2 – Modelo de Corpo Livre das Hastes segundo esforços dinâmicos	20
Figura 7.3.1 – Diagrama de corpo livre do braço de revolução	23
Figura 7.3.1.1 – Seção transversal do braço de revolução	25
Figura 7.4.1.1 – Esquema da rotação realizada pelo braço de revolução	27
Figura 7.4.1.2 – Curva de Aceleração	27
Figura 7.4.2.1 – Modelamento do Sistema de Revolução	28
Figura 7.4.2.1.1 – Geometria do componente A	29
Figura 7.4.2.1.2 – Geometria dos componentes B e C	29
Figura 7.4.2.1.3 – Geometria dos componentes D e E	31
Figura 7.5.1 – Diagrama de corpo livre do sistema eixo árvore	32
Figura 7.5.2 – Diagrama de corpo livre do eixo-árvore	33
Figura 7.6.1 – Montagem da Caixa de Redução	37
Figura 7.6.2 – Rolamento Axial de Esferas de Escora Simples	38
Figura 7.6.3 – Diagrama de corpo livre da placa de suporte inferior	38
Figura 7.6.3 – Diagrama de corpo livre da haste da Caixa de Revolução	40
Figura 9.1 - Esquema para o acionamento dos motores de passo	45

Figura 9.2 - Circuito elétrico do sistema de acionamento	46
--	----

LISTA DE ABREVIATURAS

ATM	Articulação Temporomandibular
CLP	Controlador Lógico Programável
CI	Controlador Integrador

Índice

1. Objetivo.....	2
2. Introdução.....	3
3. Técnicas Radiográficas e suas Evoluções.....	4
3.1. Tomografia.....	4
3.1.1 Pantomografia.....	5
3.1.2. Elipsopantomografia.....	8
3.1.2.1. Indicações.....	8
3.1.2.2. Motivações.....	9
4. Dados Técnicos.....	10
5. Descrição do Projeto do aparelho.....	11
6. Controle da trajetória do cabeçote de raios-x do aparelho.....	15
6.1 Apresentação do problema.....	15
6.2 Possíveis Soluções.....	16
6.2.1 Sistema de controle da Trajetória por Biela-Manivela.....	16
6.2.2 Sistema de controle da Trajetória por Camo-Seguidor com torque direto.....	16
6.2.3 Sistema de controle da Trajetória por Camo-Seguidor com Torque transmitido por polia.....	17
6.2.4 Sistema de controle da Trajetória por posicionamento x-y microcontrolado.....	17
7. Estrutura mecânica.....	18
7.1. Propriedades Físicas do Aço.....	18
7.2. Dimensionamento das hastes:.....	18
7.2.1. Dimensionamento pela elongação:.....	19
7.2.1.1. Massa da Haste:.....	20
7.2.1.2. Frequência Natural da Haste:.....	20
7.2.2. Deformações devido às acelerações (esforços dinâmicos):.....	20
7.3. Dimensionamento do Braço de Revolução.....	22
7.3.1. Propriedades Geométricas da seção transversal.....	25
7.3.2. Dimensionamento.....	25
7.3.3. Massa do braço de maior comprimento.....	26
7.3.4. Frequência Natural do braço de maior comprimento.....	26
7.4. Dimensionamento do motor:.....	26
7.4.1. Movimento circular e curva de aceleração.....	26
7.4.2. Dimensionamento do torque e potência necessários.....	27
7.4.2.1. Momentos de Inércia.....	28
7.4.2.2. Torque de aceleração.....	31
7.4.2.3. Potência.....	32
7.5. Dimensionamento do eixo árvore.....	32
7.5.1. Dimensionamento por força normal.....	33
7.5.2. Dimensionamento por momento torsor.....	34
7.5.3. Dimensionamento por momento fletor.....	35
7.6. Dimensionamento da Caixa de Redução.....	37
7.6.1. Escolha do Rolamento de Carga Axial.....	38
7.6.2. Dimensionamento da Placa Inferior.....	38
7.6.3. Dimensionamento das hastes da Caixa de Redução.....	40
7.6.3.1. Dimensionamento por força normal.....	40
7.6.3.2. Dimensionamento por momento fletor.....	41
8. Sistema de Movimentação.....	42
9. Eletrônica.....	45
10. Conclusão.....	47
11. Referências.....	48
12. Anexos.....	50

1. Objetivo

O objetivo deste trabalho é a construção de um aparelho de elipsopantomografia. Para tal, o grupo iniciou uma primeira fase de atividades com a pesquisa da aplicação do aparelho em questão, sua origem e evolução concluindo com o levantamento de alguns dados técnicos de equipamentos já existentes no mercado.

Tais pesquisas conseguiram envolver os alunos do presente grupo em atividades com profissionais de áreas distantes do mundo da Engenharia, atingindo um dos principais objetivos do curso de graduação no qual se insere este trabalho, Engenharia Mecatrônica, que estrutura engenheiros bem preparados para lidarem com a multidisciplinaridade, exigência esta cada vez mais constante no mercado de trabalho.

Iremos agora inserir o leitor nos conhecimentos adquiridos, até o presente momento, referentes ao trabalho em exercício.

2. Introdução

Elipsopantomografia, nome da técnica radiográfica utilizada pelo aparelho de estudo deste trabalho, carrega consigo o nome de demais técnicas médicas e uma evolução tecnológica de algumas décadas. Seria então lógico, pensarmos em começar nossas explicações através do desentranhamento desses significados técnicos deste nome.

Com um pouco de observação, consegue-se encontrar quatro sub-nomes, ou partículas importantes presentes nesta palavra: elipso / pan / tomo / grafia. Vamos analisar cada termo:

- **elipso:** contração de elipse, se referindo ao formato da trajetória seguida pelo cabeçote de raios X;
- **pan:** contração de panorâmico, dando-nos a idéia de algo que será visto de forma global, em conjunto;
- **tomo:** do grego, fatias;
- **grafia:** do grego, escrita.

Trata-se então, de uma máquina radiográfica panorâmica que se baseia na técnica tomográfica e em com uma trajetória elíptica.

Iremos agora descrever com mais detalhes a “medicina” por trás deste aparelho.

3. Técnicas Radiográficas e suas Evoluções

3.1. Tomografia

Conhecida também como radiografia corporal de seção, planigrafia, laminografia ou stratigrafia, a tomografia trata-se de uma técnica onde se utiliza um tubo de raios X para sensibilizar um receptor (filme radiográfico) com imagens de um objeto, onde em cada instante um único plano deste objeto está sob o foco dos raios X. Tal técnica elimina possíveis sobreposições de imagens de formações internas do objeto, aumentando-se assim a confiabilidade da imagem obtida. Em compensação, esta técnica apresenta o problema da deformação por planificação de objetos tridimensionais, fato este que não compromete a análise clínica.

Estaremos focando nossas atenções na tomografia aplicada à odontologia, área à qual será destinado o aparelho a ser desenvolvido. Nesta área, foram desenvolvidos basicamente quatro tipos diferentes de equipamentos que utilizam o princípio básico da pantomografia, a saber:

- Aparelho de base concêntrica, apresentando apenas um único centro de rotação;
- Aparelho de base excêntrica, apresentando dois centros de rotação;
- Ortopantomógrafo, apresentando três centros de rotação;
- Elipsopantomógrafo, apresentando N centros de rotação.

Os dois primeiros tipos de aparelhos já não são mais utilizados, por fornecerem imagens radiográficas de menor qualidade, enquanto que os dois últimos estão em alto uso nas clínicas odontológicas. Maiores detalhes sobre os aparelhos acima mencionados serão dados durante este documento.

Este grupo optou por estudar e implementar o quarto tipo de aparelho, o elipsopantomógrafo, pela sua grande utilidade ainda existente ao meio odontológico e por não apresentar as falhas técnicas que se enfrentariam com a implementação do ortopantomógrafo.

Como o aparelho escolhido utiliza a técnica de pantomografia, iremos descrevê-la neste momento.

3.1.1 Pantomografia

A pantomografia foi apresentada pela primeira vez na Finlândia, em 1949 por Yrjö Veli Paatero (1901-1963). Já naquela época, começavam as preocupações de se expor demasiadamente o paciente aos raios X. A única técnica existente naquela época era a técnica radiográfica intrabucal periapical, onde o paciente era exposto 14 vezes à emissão de raios X. Além disso, pacientes que por algum motivo estivessem impossibilitados de abrirem a boca (cirurgia, fratura ou outros) não poderiam ser radiografados pela técnica periapical, onde o filme radiográfico se localiza na região interna da boca. Paatero então começou a imaginar uma maneira de se radiografar os dentes de um paciente externamente à sua boca e com uma única exposição, inventando assim a técnica da pantomografia. Na primeira concepção desta técnica, Paatero envolvia a cabeça do paciente com o filme radiográfico (figura 3.1.1) e o expunha à ação dos raios X.



Figura 3.1.1 – Paatero demonstrando sua nova técnica radiográfica, a pantomografia. Detalhe para a cabeça do paciente sendo envolvida pelo filme radiográfico (quadro direito).

Além disso, propôs uma modificação aos aparelhos daquela época, adicionando um colimador linear ao cabeçote do tubo de raios X (figura 3.1.2). Este colimador linear, feito de chumbo, possuía uma fenda pela qual passavam os raios X, sensibilizando assim apenas uma fatia da cabeça do paciente a cada instante. O

cabeçote era então rotacionado de 360°, estando o paciente no centro da circunferência (equipamento de base concêntrica).

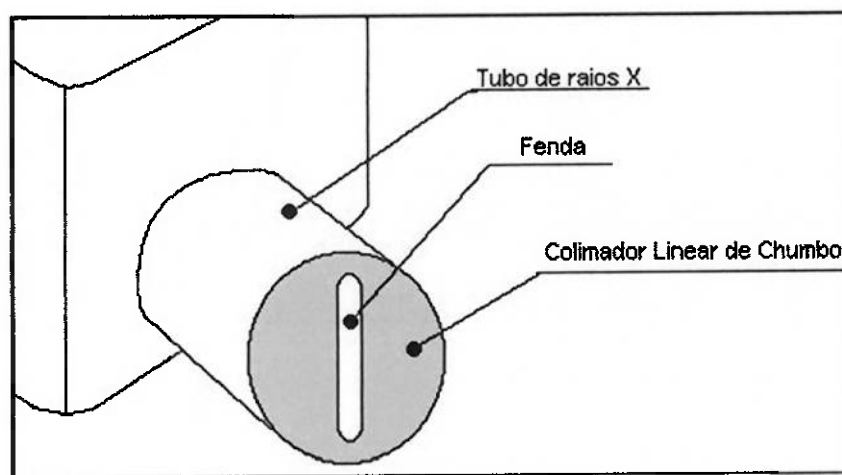


Figura 3.1.2 – Cabeçote de raio X com colimação linear

Como acabamos de mencionar, na primeira concepção da técnica da pantomografia o cabeçote do tubo de raios X realiza uma trajetória circunferencial. Tal fato gerava projeções deformadas da arcada dentária, tendo em vista que a mesma não possui um formato circular. Começou-se então a radiografar o paciente em duas etapas, cada uma sensibilizando um hemisfério do paciente. Em outras palavras, realizava-se agora duas circunferências com centros aproximadamente nos dentes pré-molares inferiores de cada hemisfério (aparelho de base excêntrica – figura 3.1.3).

Mesmo com esta inovação, percebia-se que a região dos incisivos centrais não era perfeitamente projetada sobre o filme. Decidiu-se então em se realizar a radiografia com três centros, os mesmos dois anteriores e mais um que se localizaria na região central dos incisivos centrais.

Depois desta última inovação na técnica percebia-se ainda algumas imperfeições e distorções na imagem obtida pelo ortopantomógrafo. Evoluíram então a técnica, transformando a trajetória do cabeçote para uma elipse, obtendo-se assim a elipsopantomografia.

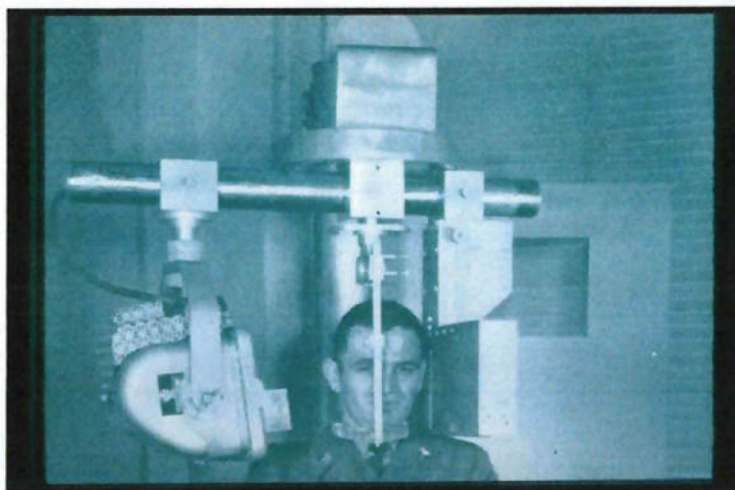


Figura 3.1.3 – Pantomógrafo de base excêntrica.

Com a técnica da elipsopantomografia, conseguia-se e consegue-se chegar a boas radiografias possibilitando bons diagnósticos clínicos. Porém, ainda não se obtém o ótimo das imagens. Mesmo deslocando-se o cabeçote segundo 'n' circunferências (elipse), não se consegue aproximar totalmente sua trajetória do formato do arco da mandíbula.

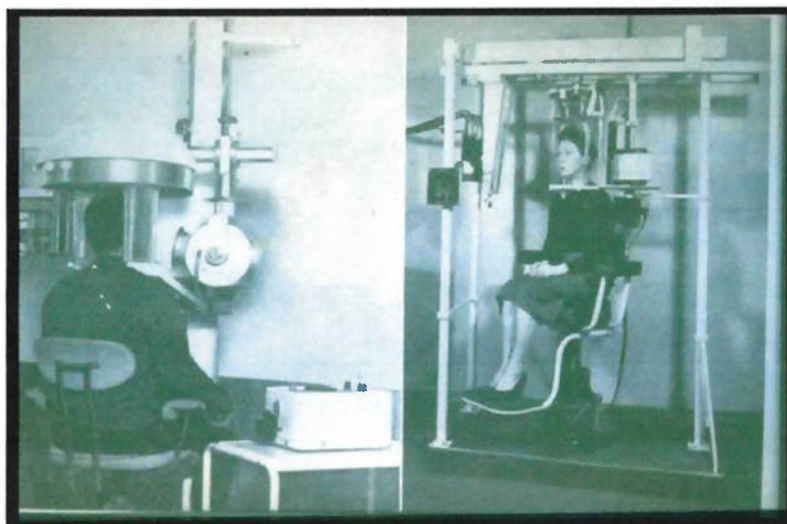


Figura 3.1.4 - Elipsopantomógrafo

Como o aparelho estudado por este grupo trata da técnica da elipsopantomografia, iremos descrevê-la com mais detalhes neste momento, bem como suas indicações (fatores motivantes para o projeto). Mencionaremos também os elipsopantomógrafos e alguns de seus dados técnicos.

3.1.2. Elipsopantomografia

Como já mencionamos, a elipsopantomografia foi uma evolução da técnica apresentada por Paatero. O paciente, sentado ou de pé, tinha sua arcada dentária radiografada completamente em uma única exposição. A trajetória seguida pelo tubo de raios X descreve uma elipse ('n' centros de rotação).

3.1.2.1. Indicações

Podemos dizer que os propósitos da pantomografia são nossos maiores incentivadores, tendo em vista que são para fins médicos. Seguem abaixo, as indicações da pantomografia:

- Auxílio de diagnóstico nas diferentes especialidades;
- Estudos das patologias – evolução, tratamento e controle;
- Alterações ósseas da Articulação Têmporo-Mandibular (ATM);
- Estudo do crescimento e desenvolvimento dento-facial;
- Documentação ortodôntica / lega / periodontal.

Além disso, podemos enumerar as vantagens e desvantagens dessa técnica:

✓ Vantagens:

- Envolvimento de áreas ou regiões anatômicas não observadas em técnicas intra-orais;
- Estudo e relacionamento do complexo maxilo-mandibular;
- Menor dose de radiação incidente em relação às técnicas intra-orais de exame completo;
- Rapidez.

✓ Desvantagens:

- Magnificação da imagem (ampliação vertical e horizontal);
- Sobreposicionamento de estruturas;
- Movimentação.

3.1.2.2. Motivações

Podemos listar alguns motivos que nos levaram a estudar um elipsopantomógrafo:

- ✓ Não é produzido no Brasil.
- ✓ Custo extremamente elevado (equipamentos usados custam em torno de U\$50.000,00).
- ✓ Manutenção é deficitária e de custo muito elevado (os treinamentos para manutenção não existem no Brasil).

4. Dados Técnicos

O que iremos citar aqui como dados técnicos são nada mais do que algumas variáveis que devermos nos preocupar em controlar.

Primeiramente, vale mencionar que nossa proposição inicial era a da construção de um ortopantomógrafo e não de um elipsopantomógrafo. Porém, para que pudéssemos realizar um trabalho com características mais mecâtrônicas, aceitamos a sugestão da troca. Tal mudança acarreta no podemos mencionar como uma variável de controle a trajetória a ser seguida pelo cabeçote de raios X do aparelho

5. Descrição do Projeto do aparelho

Para a base de nosso equipamento optamos por utilizar o design já utilizado pelos equipamentos existentes no mercado. No nosso caso, optamos por projetar o ortopantomógrafo no qual o paciente se posiciona sentado. Abaixo podemos visualizar o desenho de conjunto, as vistas lateral, superior e frontal. Os desenhos foram feitos em AutoCAD 2000.

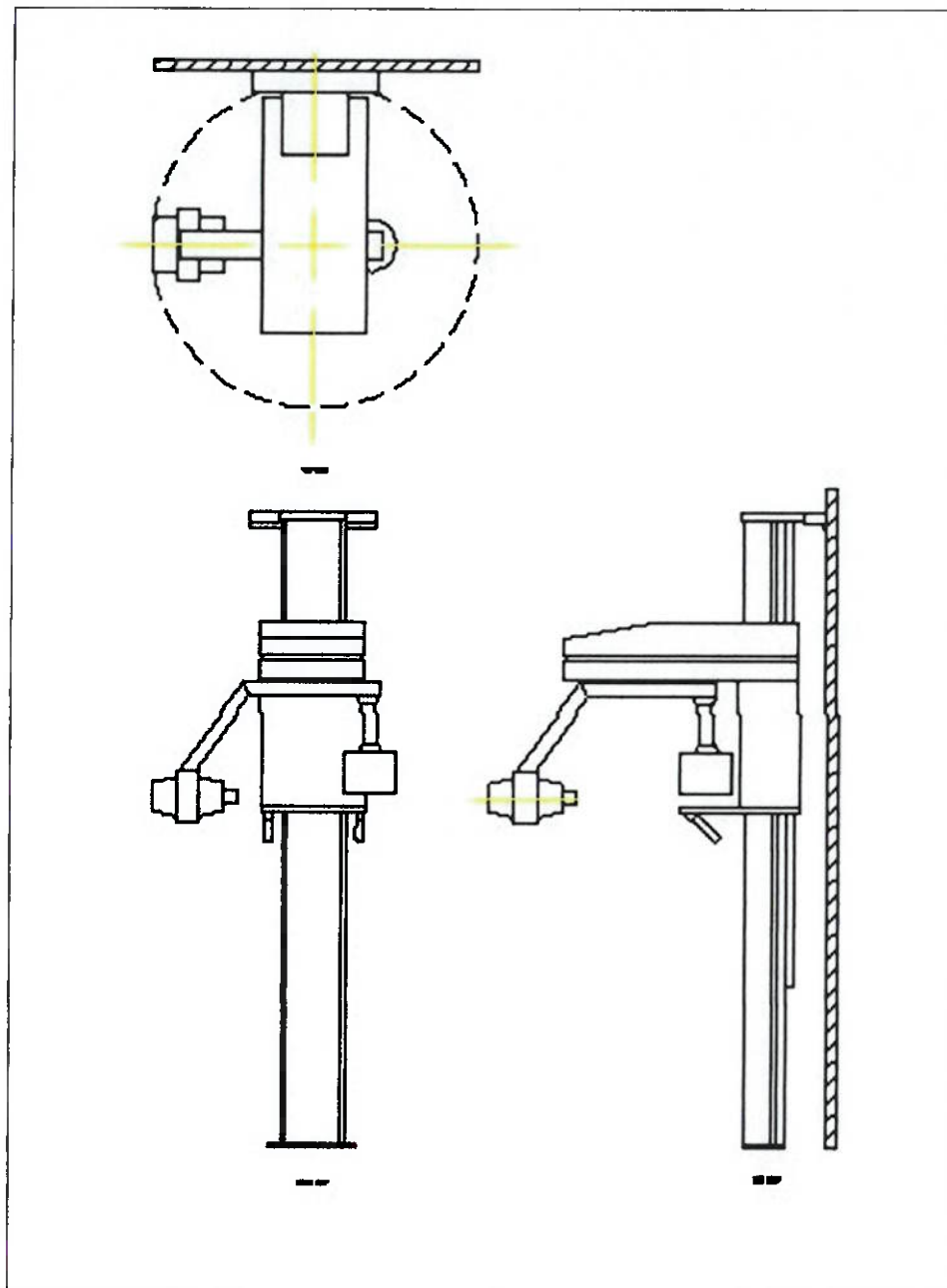


Figura 5.1 Desenho de Conjunto.

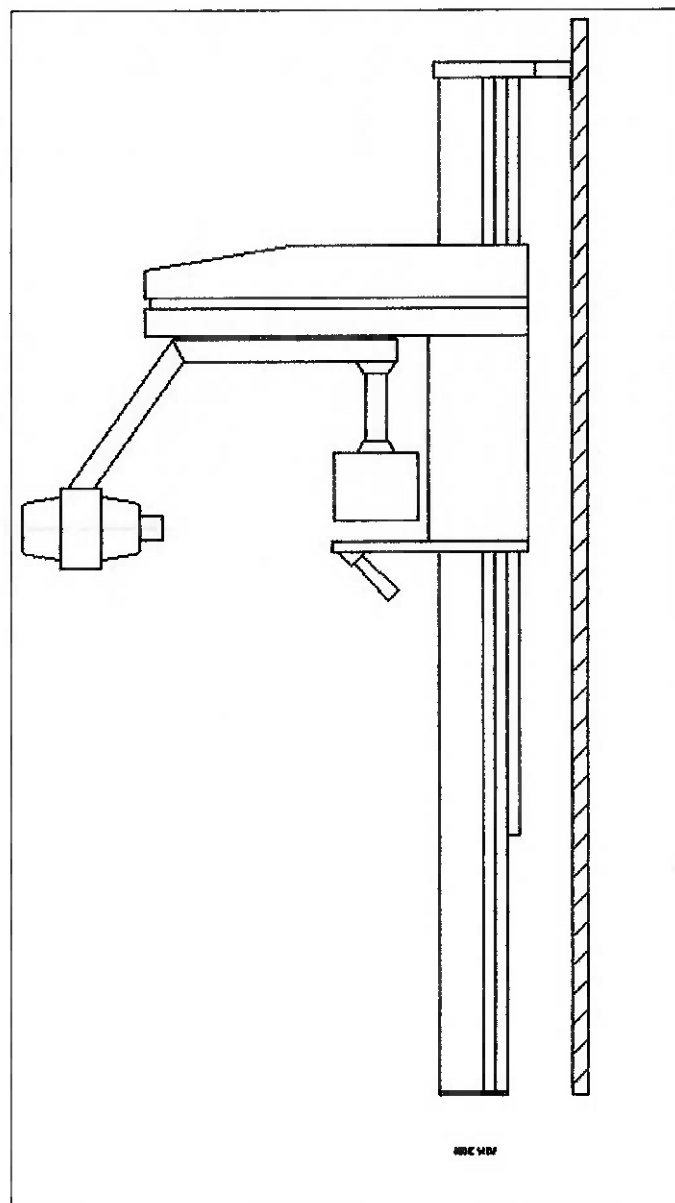


Figura 5.2 Vista Lateral.

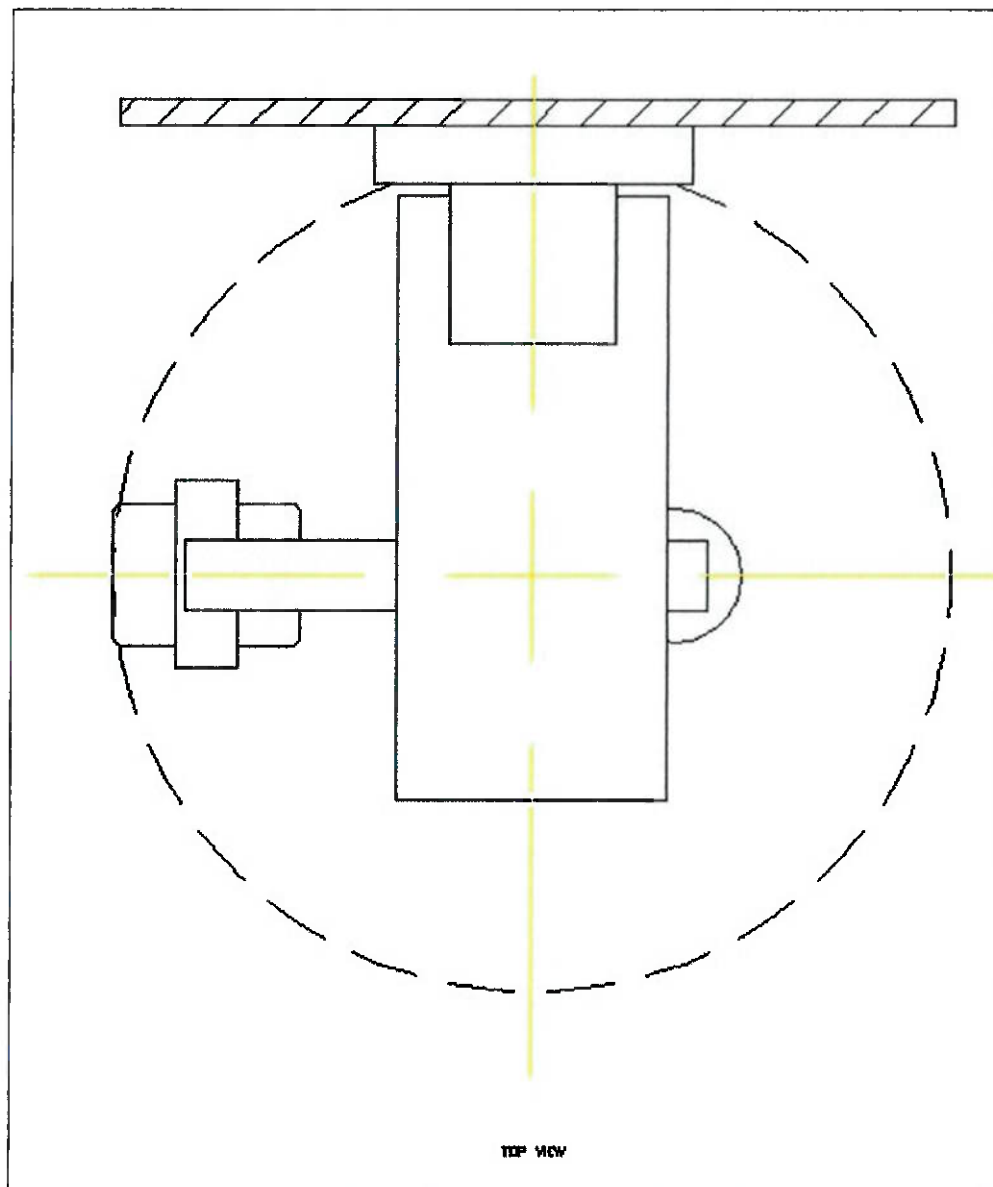


Figura 5.3 Vista Superior.

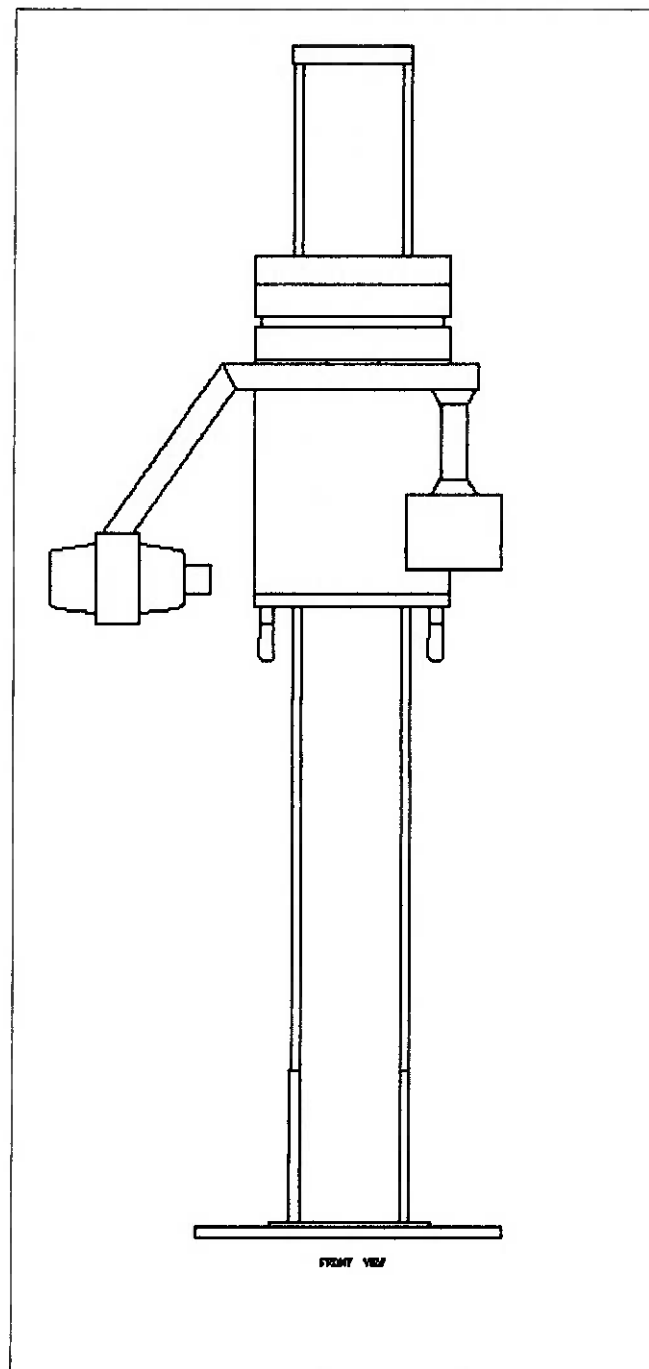


Figura 5.4 Vista Frontal.

6. Controle da trajetória do cabeçote de raios-x do aparelho

6.1 Apresentação do problema

Pelo fato do nosso projeto tratar de um elipsopantomógrafo (n centros de rotação – figura 6), o mecanismo responsável pela a movimentação do conjunto cabeçote + filme deverá realizar concomitantemente movimentos de rotação e translação sincronizados. Para isso desenvolvemos os seguintes mecanismos abaixo explicados.

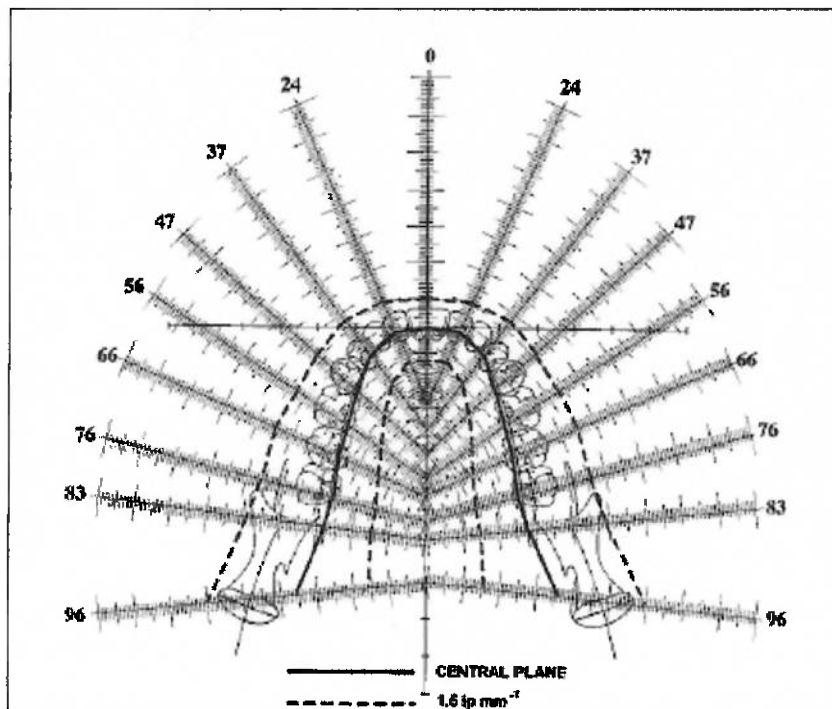


Figura 6 : Definição dos pontos.

6.2 Possíveis Soluções

6.2.1 Sistema de controle da Trajetória por Biela-Manivela

O sistema de Biela-Manivela seria responsável pela translação do equipamento, ou seja, seria responsável pela mudança do centro de rotação do movimento.

Este sistema utilizaria dois motores para seu funcionamento. Um motor seria responsável pela rotação do mecanismo biela-manivela e o outro pela rotação do equipamento. O segundo motor ficaria acoplado ao disco responsável pela rotação e fixo à mesa de movimentação do disco (figura 6.2.1.1).

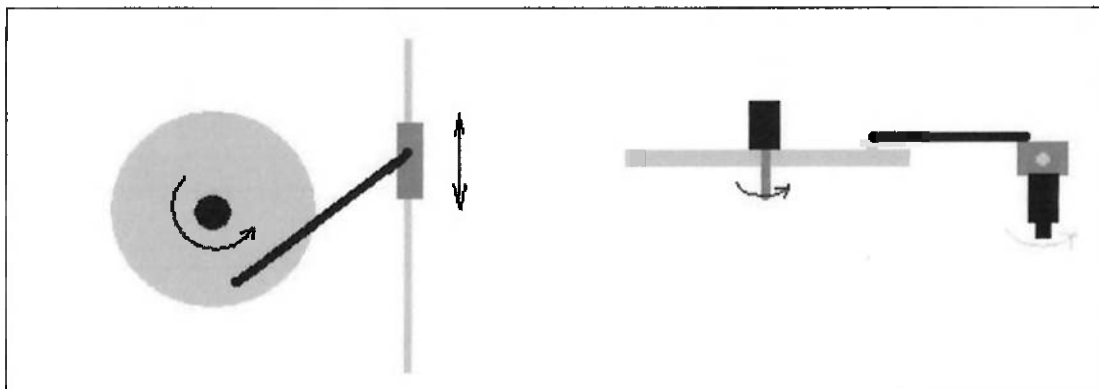


Figura 6.2.1.1 – Mecanismo biela-manivela

Este acoplamento do motor provocaria uma movimentação desnecessária de massa (a massa do motor), e ainda um risco de danificar a ligação elétrica do motor.

6.2.2 Sistema de controle da Trajetória por Camo-Seguidor com torque direto

Este sistema consiste na utilização de um mecanismo camo-seguidor para a movimentação do sistema. O camo ficaria encostado em uma parede (seguidor) e fixo a duas placas metálicas, que atuariam como os mancais do camo. Essas placas metálicas seriam guiadas por guias lineares e seria utilizada uma mola presa à placa metálica para forçar que o camo fique encostado ao seguidor.

A diferença de diâmetros do camo é a responsável pela translação do movimento do equipamento. O motor ficaria fixo ao eixo do camo-seguidor, e seria responsável pela sua rotação.

Este acoplamento do motor provocaria uma movimentação desnecessária de massa (a massa do motor), e ainda um risco de danificar a ligação elétrica do motor.

6.2.3 Sistema de controle da Trajetória por Camo-Seguidor com Torque transmitido por polia

Este sistema é bem parecido com o apresentado anteriormente.

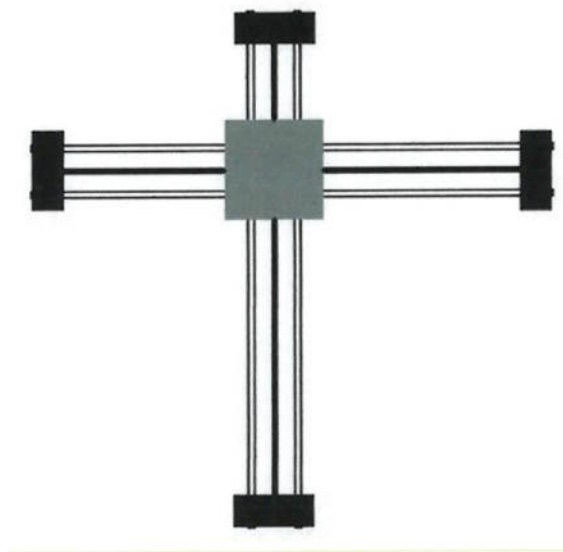
Também neste caso o seguidor é fixo e o camo tem um movimento linear de pequena amplitude. A rotação do camo não é transmitida a ele através do eixo de rotação, mas sim através de uma polia que faz o papel do seguidor do mecanismo.

Neste caso o motor não está fixo ao eixo de rotação, ou seja, eliminamos o problema da movimentação desnecessária do motor.

Abaixo será apresentada uma descrição mais detalhada do sistema.

6.2.4 Sistema de controle da Trajetória por posicionamento x-y microcontrolado

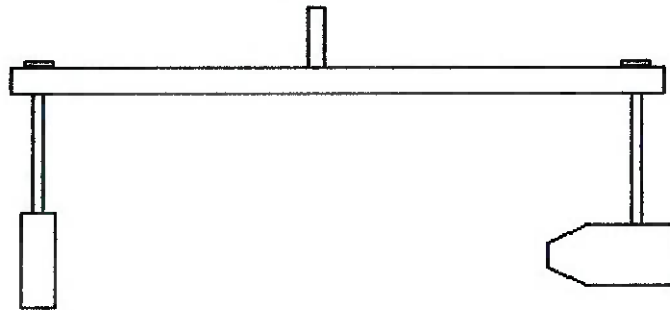
Neste sistema utiliza-se o comumente conhecido sistema de posicionamento x-y, utilizando-se fuso de esferas recirculantes, guias lineares, carros de posicionamento, motores de passo e CLP.



Conforme na figura a seguir, utiliza-se dois fusos de esferas recirculantes (uma para cada eixo de movimentação), movimentadas cada uma por um motor de passo. Neste caso, assumiremos que o motor não irá perder passo, eliminando assim a necessidade da utilização de encoders.

7. Estrutura mecânica.

Projetamos a estrutura mecânica na figura a seguir. Apresentaremos todo o desenvolvimento dos cálculos utilizados.



Escolhemos o aço como material constituidor de todas as peças de nosso aparelho.

7.1. Propriedades Físicas do Aço

Densidade: $\rho = 7,7 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$

Módulo de elasticidade : $E = 207 \cdot 10^9 \text{ Pa}$

Módulo de elasticidade ao cisalhamento: $G = 80 \cdot 10^2 \text{ kgf/mm}^2$

Tensão máxima de escoamento: $S_y = 324 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

7.2. Dimensionamento das hastes:

Para estas hastes, impomos como restrição a deformação máxima de 1mm, seção transversal constante de formato anelar, com diâmetro interno mínimo de 10mm, destinados à passagem de cabeamento elétrico.

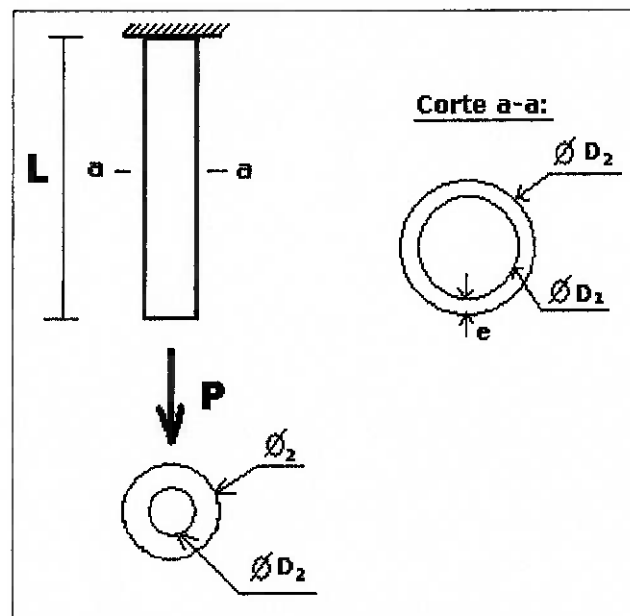


Figura 7.1.1 – Modelo de corpo livre das hastes.

7.2.1. Dimensionamento pela elongação:

O valor da força P é de 196N ($m=20\text{Kg}$ e $g=9,8\text{m/s}^2$), dado este obtido de modelos de aparelhos já existentes.

$$\left. \begin{array}{l} \delta_{\text{máx}} = 1\text{mm} \\ L = 300\text{mm} \end{array} \right\} \therefore \varepsilon_{\text{máx}} = \frac{\delta_{\text{máx}}}{L} = 3,33 \cdot 10^{-3}$$

$P_d = \text{peso de projeto}$

$\gamma = \text{coef. de segurança} > \text{Utilizaremos o valor 2 para todos os dimensionamentos.}$

$$P_d = P \cdot \gamma = 196 \cdot 2$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

$$\sigma = E_{\text{aço}} \cdot \varepsilon = 207 \cdot 10^9 \times 3,33 \cdot 10^{-3} = 689.310.000 \text{ N/m}^2$$

$$\left. \begin{array}{l} A = \frac{P_d}{\sigma} = 568,68 \times 10^{-9} \text{ m}^2 \\ A_{\text{OCA}} = \frac{\pi D_2^2}{4} - \frac{\pi D_1^2}{4} \end{array} \right\} D_2 = 10,036 \cdot 10^{-3} \text{ m} \Rightarrow e = 0,036 \text{ mm}$$

Por restrições de mercado resolvemos escolher o valor da espessura $e=1\text{mm}$.

$$\therefore D_2 = 11 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Escolhendo ϕ_2 (diâmetro da flange) igual a 25mm, temos que $b \geq 12,5mm \therefore b = 20mm$. Este dado será utilizado no item 7.3.

7.2.1.1. Massa da Haste:

$$m_{haste} = 7,7 \cdot 10^{-3} * \frac{\pi * [(0,11)^2 - (0,10)^2]}{4} * 0,3 = 3,81 \cdot 10^{-6} Kg$$

7.2.1.2. Frequência Natural da Haste:

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

$$K = \frac{F}{\delta}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{F}{m * \delta}}$$

$$\omega = 98,99 Hz$$

7.2.2. Deformações devido às acelerações (esforços dinâmicos):

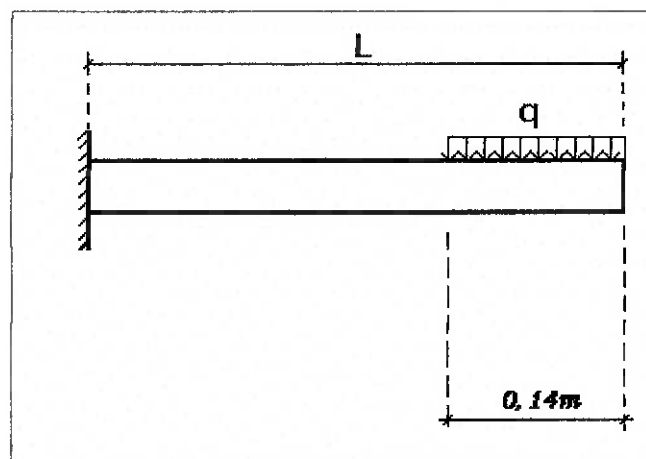


Figura 7.1.2.1. Diagrama de corpo livre das hastes segundo esforços dinâmicos.

$$D_2 = 0,01m$$

$$I = \frac{\pi D^3 e}{8} = 522,68 \times 10^{-12}$$

$$F = m * a$$

$$m = 5Kg$$

$$a = \alpha * R$$

$$a = 0,0441m/s^2$$

$$F = 220,5x10^{-3}N$$

$$q = \frac{F}{0,14} = 1,575 \frac{N}{m}$$

Momentos Fletores:

Para $0 < x \leq 0,16m$, temos:

$$M = 220,5x10^{-3} * x - 50,715x10^{-3}$$

Para $0,16 < x \leq 0,30m$, temos:

$$M = 220,5 \cdot 10^{-3} * x - 50,715 \cdot 10^{-3} - \frac{1,575 * (x - 0,16)^2}{2}$$

Pela equação da linha elástica sabemos:

$$EIv'' = -M$$

Aplicando para $0,16 < x \leq 0,30m$, temos:

$$108,19 * v' = -220,5x10^{-3} * \frac{x^2}{2} + 50,71x10^{-3} * x + 0,7874 * \left(\frac{x^3}{3} - 0,32 * \frac{x^3}{6} + 0,0256 * x \right) + C_1$$

Condição de contorno: $v'(0) = 0 \Rightarrow C_1 = 0$ (a inclinação da linha elástica no engastamento é nula).

$$108,19 * v = -220,5 \times 10^{-3} * \frac{x^3}{6} + 50,71 \times 10^{-3} * \frac{x^2}{2} + 0,7874 * \left(\frac{x^4}{12} - 0,32 * \frac{x^3}{6} + 0,0256 * \frac{x^2}{2} \right) + C_2$$

Condição de contorno: $v(0) = 0 \Rightarrow C_2 = 0$ (a deformação da linha elástica no engastamento é nula).

Para $x=L$ (extremidade livre da viga), teremos a seguinte deformação:

$$v(L) = 14,739 \times 10^{-6} m$$

Este valor de deformação pode ser considerado desprezível.

7.3. Dimensionamento do Braço de Revolução

Para o dimensionamento do braço de revolução modelamos apenas um dos seus lados. Para não haver necessidade de se obter um braço com seção transversal não constante, decidimos utilizar as mesmas dimensões que calcularemos para ambos os lados, mesmo sabendo que o lado de menor comprimento (o qual sustentará a fonte de raios x) poderia ser projetado com menores dimensões. Portanto, iremos projetar toda a estrutura do braço para suportar os esforços atuantes no seu lado de maior comprimento (o lado que sustentará o chassi porta-filme).

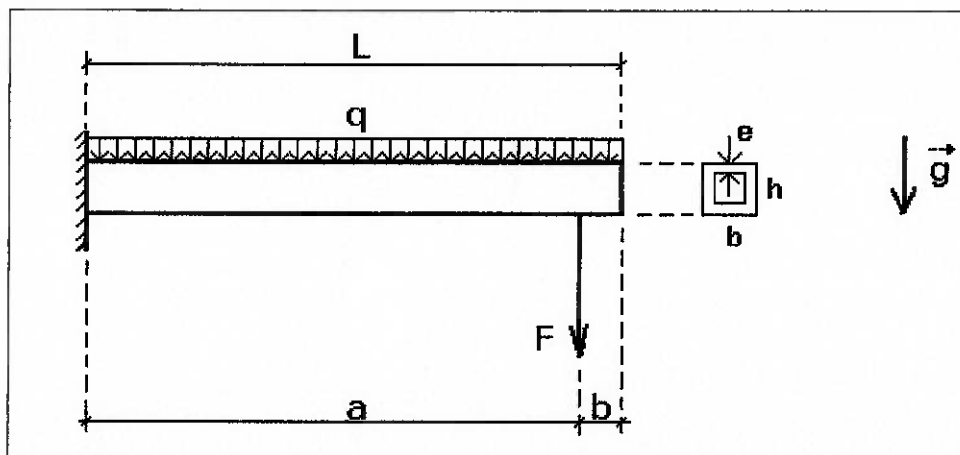


Figura 7.3.1. Diagrama de corpo livre do lado do braço de revolução de maior comprimento.

Repare que o engastamento está modelando o eixo árvore, acionado pelo motor CC. Isso implica que deveremos projetar um eixo árvore suficientemente rígido para que o mesmo se comporte como um vínculo de engastamento, resistindo ao máximo os momentos aplicados.

Neste momento é importante afirmarmos que este é um ponto fraco de nosso projeto, pois sabemos, de Elemento de Máquina, que eixos árvores devem sofrer ao mínimo, a ação de momentos fletores, pois são projetados para sofrerem apenas a ação de momentos torsores. Isso implica no fato de que teremos de projetar nosso eixo árvore à flexão e não à torção, como veremos adiante.

Retornando ao dimensionamento dos braços, sabemos que a viga modelada segundo a figura 7.3.1 apresentará uma configuração deformada conforme a figura 7.3.2, a seguir.

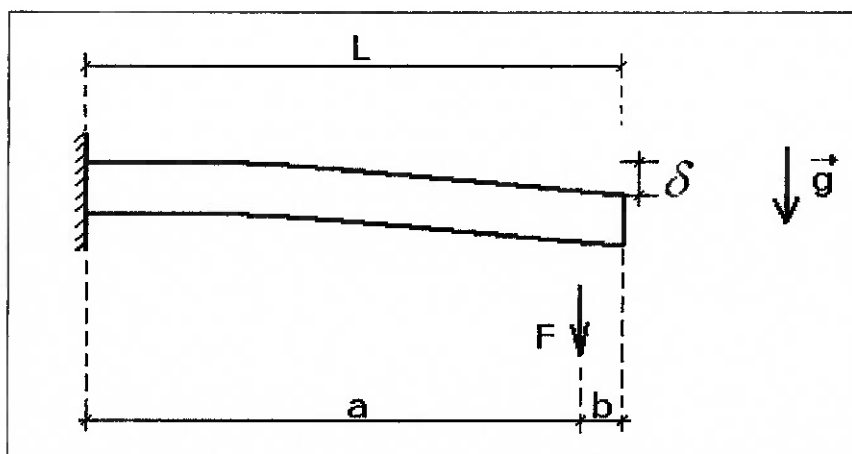


Figura 7.3.2. Configuração deformada da viga da figura 7.3.1.

A deflexão δ indicada na figura 7.3.2, é dedutível pelas teorias diferenciais da linha elástica da Resistência dos Materiais e equivale ao caso apresentado à:

$$\delta = \frac{Fa^2}{6EI} * (3L - a) + \frac{qL^4}{8EI}$$

Novamente, impusemos uma deflexão máxima igual a 1mm, utilizando uma viga de perfil quadrado com dimensões de 40mm x 40mm. Iremos então, dimensionar a espessura necessária para o carregamento proposto.

Para a viga acima, L=650mm (dado de pesquisa), b=20mm (deduzido no item 7.2.1), a=630mm e F=196N

7.3.1. Propriedades Geométricas da seção transversal

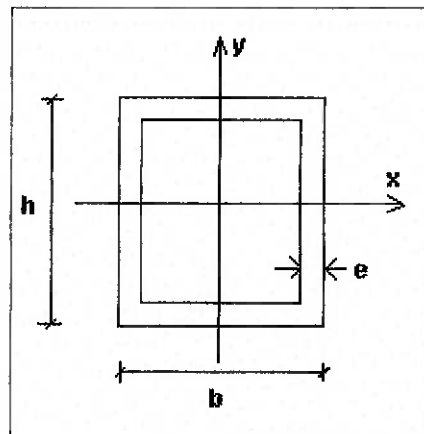


Figura 7.3.1.1 – Seção transversal do braço de revolução.

$$\text{Área: } A_B = bh - [(b - 2e)(h - 2e)]$$

$$\text{Inércia ao eixo x: } I_x = \frac{bh^3}{12} - \frac{(b - 2e)(h - 2e)^3}{12}$$

7.3.2. Dimensionamento

O peso por unidade de comprimento do braço será:

$$P_d = P_{\text{Barra}} * \gamma$$

$$q = \frac{P_d}{L_{\text{Barra}}} = \frac{mg}{L} = \rho A_B g$$

$$F_d = F * \gamma$$

$$\delta = \frac{F_d a^2}{6EI_x} * (3L - a) + \frac{qL^4}{8EI_x} = 1mm$$

Resolvemos a equação acima através do software MS-Excel 2000, obtendo os valores abaixo:

$$e = 2,51mm \text{ e } \delta = 1,90mm$$

Portanto, escolhemos $e=3mm$.

7.3.3. Massa do braço de maior comprimento

$$P_{Barra} = ql \cong 17,43 N$$

$$m_{Barra} = 1,78 Kg$$

7.3.4. Frequência Natural do braço de maior comprimento

$$\varpi = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

$$K = \sqrt{\frac{F}{\delta}} = 324 N/m$$

$$\varpi \cong 15 Hz$$

7.4. Dimensionamento do motor:

Em primeiro lugar iremos realizar os cálculos do movimento circular que o braço de revolução irá realizar e a curva de aceleração do motor.

7.4.1. Movimento circular e curva de aceleração

Por dados colhidos de equipamentos já existentes e com professores do Departamento de Estomatologia da Faculdade de Odontologia da Universidade de São Paulo, temos que o braço deverá completar uma revolução semi-completa (meia volta) em 15 segundos (Figura 7.4.1.1). Então:

$$w = \frac{\pi}{15} = 0,2094 rad/s$$

Decidimos por adotar um tempo de aceleração e desaceleração suficientemente grande para se reduzir os efeitos dinâmicos da própria inércia de

toda estrutura sobre ela mesma. Escolhemos um tempo de 3s tanto para aceleração quanto para desaceleração (Figura 7.4.1.2). Então:

$$\text{Aceleração angular: } \alpha = \frac{0,21}{3} = 0,07 \text{ rad/s}^2$$

$$\text{Ângulo descrito durante a aceleração: } \varphi = \varphi_0 + \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2 = 18,5^\circ$$

Portanto, teremos uma variação angular de: $0 \leq \varphi \leq 216,10^\circ$

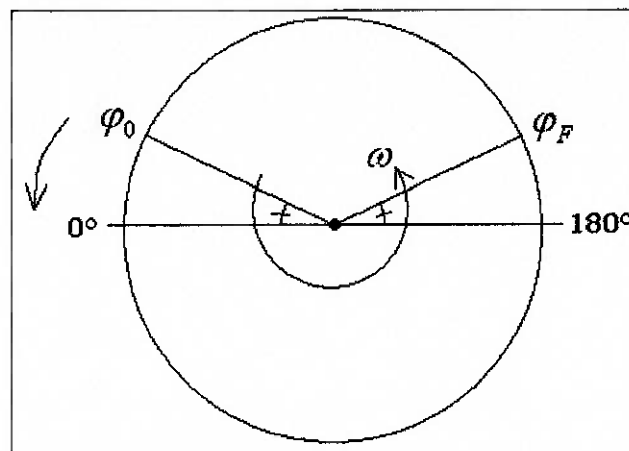


Figura 7.4.1.1 – Esquema da rotação realizada pelo braço de revolução.

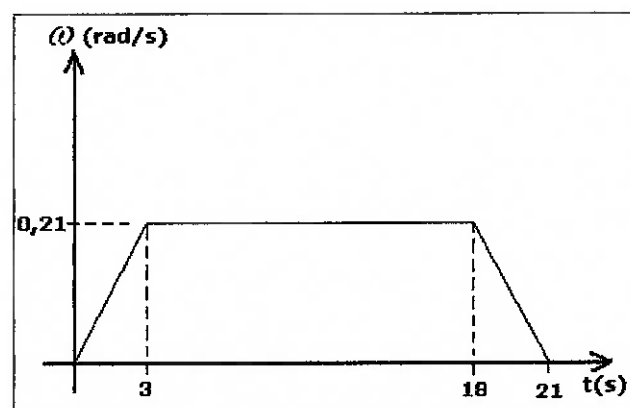


Figura 7.4.1.2 – Curva de aceleração.

7.4.2. Dimensionamento do torque e potência necessários

Inicialmente, precisamos calcular todos os momentos de inércia dos componentes que formam o sistema de revolução dado pela figura 7.4.2.1.

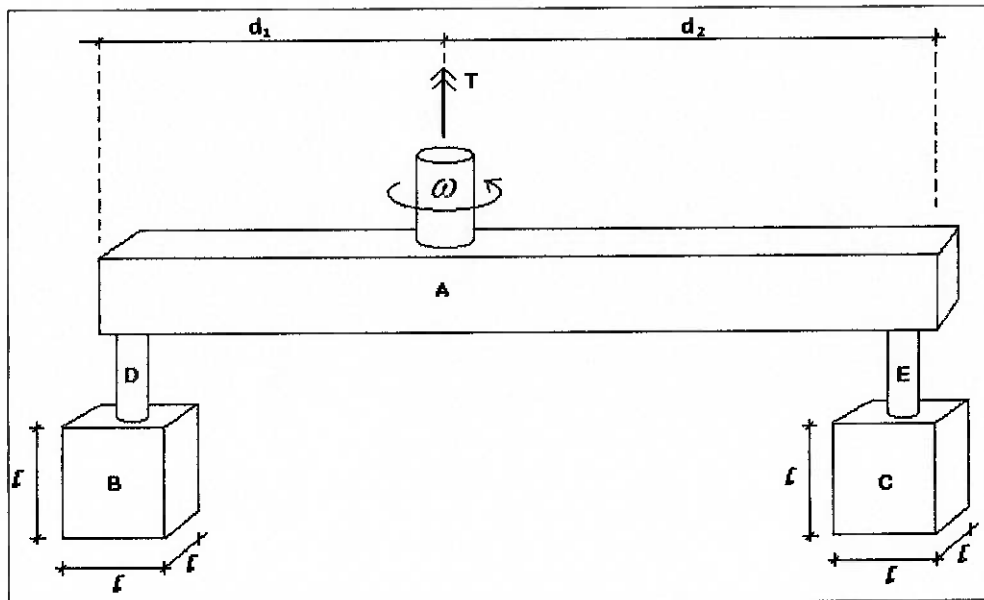


Figura 7.4.2.1. Modelamento do sistema de revolução.

7.4.2.1. Momentos de Inércia

Cada componente foi designado por uma letra (A, B, C, D e E). Lembrando que $d_1=330\text{mm}$ e $d_2=630\text{mm}$, temos:

Componente A:

Lembrando que o momento de inércia, segundo o eixo z, de um sólido tridimensional como o mostrado na figura 7.4.2.2 é dado por

$$I_{z_A} = \frac{1}{12}m(c^2 + a^2) - \frac{1}{12}m[(c - 2 * e)^2 + a^2], \text{ temos:}$$

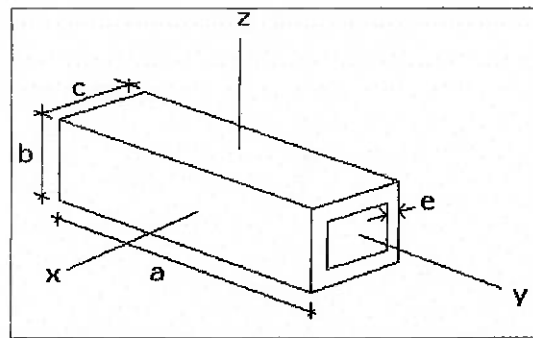


Figura 7.4.2.1.1 – Geometria do componente A.

Para:

$$a = L = 1000\text{mm}$$

$$b = c = 40\text{mm}$$

$$e = 2\text{mm}$$

$$m = 1,78 \text{ kg}$$

temos:

$$I_{A_z} = 65,86 \times 10^{-6} \text{ Kg m}^2$$

Componente B:

O momento de inércia segundo o eixo z é dado por $I_{z_B} = \frac{1}{6} m * l^2 + m * d_1^2$

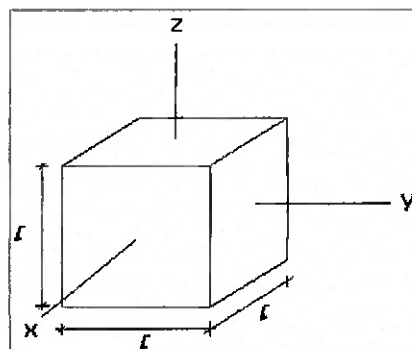


Figura 7.4.2.1.2 – Geometria dos componentes B e C.

Devemos nos lembrar que este cubo (componente B) e o outro cubo (componente C) fazem o papel, cada um, dos 20 Kg que tracionam as hastes do item 7.2.

Para determinarmos o valor de suas arestas, basta utilizarmos a fórmula de volume e densidade:

$$V = l^3 = \frac{m}{\rho} \Rightarrow l = 137,46 \text{ mm}$$

Portanto I_{z_b} , será:

$$I_{B_z} = 2,2433 \times 10^{-6} \text{ Kgm}^2$$

Componente C:

Como já dissemos, o componente C possui a mesma geometria descrita pela figura 7.4.2.3, tendo seu momento de inércia segundo o eixo z dado por

$$I_{z_c} = \frac{1}{6} ml^2 + md_2^2. \text{ Portanto, teremos:}$$

$$I_{C_z} = 8,003 \text{ Kgm}^2$$

Componente D:

O componente D, possui a geometria dada pela figura 7.4.2.1.2 e o momento de inércia segundo o eixo z dado por $I_{z_d} = \frac{1}{6} ma^2 + md_1^2$

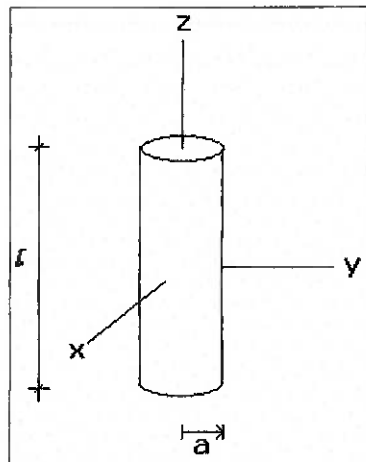


Figura 7.4.2.1.3 – Geometria do componente D e E.

Para $a = 5\text{mm}$, temos $I_{D_z} = 2,1783\text{Kgm}^2$.

Componente E:

Possui a mesma geometria dada pela figura 7.4.2.1.3 e possui momento de inércia segundo o eixo z dado por $I_{z_E} = \frac{1}{6}ma^2 + md_z^2$.

Portanto, temos $I_{z_E} = 7,9383\text{Kgm}^2$

Momento de Inércia Total:

$$I_z = I_{A_z} + I_{B_z} + I_{C_z} + I_{D_z} + I_{E_z}$$

$$I_z = 20,363\text{Kgm}^2$$

7.4.2.2. Torque de aceleração

$$T = I_z \dot{\omega} = 1,4254\text{Nm}$$

7.4.2.3. Potência

$$P = T * W$$

$$P_{\min ima} = 298,48 \times 10^{-3} N$$

7.5. Dimensionamento do eixo árvore

Como dissemos anteriormente, nosso eixo árvore está submetido à esforços (momentos fletores) que não deveria estar. Portanto, acreditamos que seu dimensionamento será definido muito mais por estes momentos fletores do que pelo próprio momento torsor (torque), pelo qual um eixo árvore típico seria dimensionado.

A seguir, dimensionamos o eixo árvore segundo os esforços torsores, segundo os esforços tracionadores e segundo os esforços fletores e, apenas lembrando, acreditamos que será este último o real dimensionador de nosso eixo árvore.

Na figura 7.5.1, podemos visualizar os esforços ao qual nosso eixo árvore será submetido.

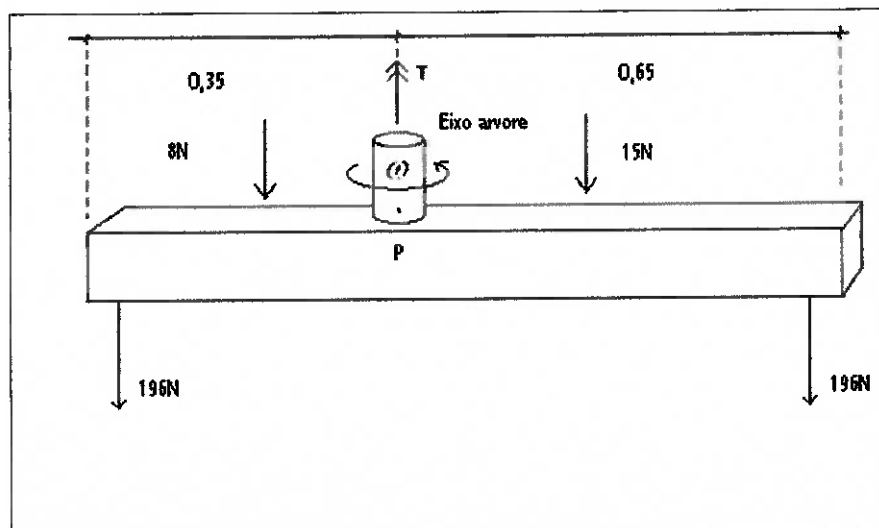


Figura 7.5.1 – Diagrama de corpo livre do sistema eixo árvore + braço de revolução.

Conforme já dissemos teremos duas grandes forças (196N cada) gerando momentos fletores no eixo árvore, além de outras duas menores (8N e 15N) ocasionando o mesmo efeito. Sua somatória resulta em $\sum M_p = 62,275 Nm$.

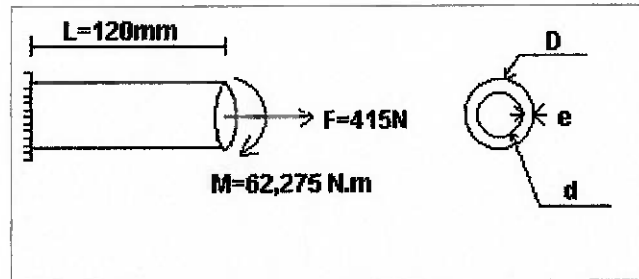


Figura 7.5.2 – Diagrama de corpo livre do eixo árvore.

Novamente, optamos por escolher um eixo oco, como diâmetro interno de $d=10mm$, possibilitando assim a possível passagem de cabeamento elétrico. Assim, nosso eixo árvore possuirá uma secção transversal de área $A_b = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)$.

7.5.1. Dimensionamento por força normal.

Na figura 7.5.2, podemos perceber que existe uma grande força normal tracionando nosso eixo árvore, força esta resultante dos pesos próprios dos demais componentes.

Dimensionaremos para que possua uma elongação máxima de 1mm.

$$F_d = F * \gamma$$

$$\sigma = \frac{F_d}{A_b} = E_{aço} * \varepsilon \Rightarrow A_b = \frac{F_d}{E_{aço} * \varepsilon}$$

$$A_b = \frac{2 * 415}{207 \cdot 10^9 \cdot \frac{0,001}{0,12}} = 481,16 \cdot 10^{-9} m^2$$

$$\therefore D = 10,026 \times 10^{-3} m$$

7.5.2. Dimensionamento por momento torsor

Utilizando o torque calculado no item 7.4.2.2, podemos dimensionar o eixo árvore por torção, definindo uma torção máxima de 1° .

$$\phi = \frac{T * L}{G * J} \Rightarrow J = \frac{T * L}{G \phi} \quad (\text{eq. 7.5.2.1})$$

onde J é o momento de inércia polar.

Calculando o momento de inércia polar necessário para o carregamento imposto, temos:

$$\phi_{MAX} = 1^\circ = 17,453 \times 10^{-3} \text{ rad}$$

Da eq. 7.5.2.1:

$$J = \frac{1,4254 \cdot 0,12}{80 \cdot 10^9 \cdot 17,453 \cdot 10^{-3}} = 122,51 \times 10^{-12}$$

Sabemos que o momento de inércia polar de uma viga de secção transversal anelar, é dado por:

$$J = \frac{\pi}{32} * (D^2 - d^2)$$

Então podemos obter o valor do diâmetro externo necessário:

$$D = 10,298 \times 10^{-3} \text{ m (maior que o diâmetro calculado no item 7.5.1)}$$

7.5.3. Dimensionamento por momento fletor

Na figura 7.5.2 podemos observar que nosso eixo árvore está submetido a um momento fletor de 62,275 N.m. Com coeficiente de segurança o valor fica 124,55 N.m.

Primeiro, iremos calcular a deflexão obtida com a viga calculada no item 7.5.2, com diâmetro externo de $D=10,298\text{E-}3\text{ m}$.

Para tal podemos calcular o momento de inércia segundo o eixo x:

$$I = \frac{\pi}{64} * (D^4 - d^4)$$

$$I = 227,21 \times 10^{-12} \text{ m}$$

Da equação da linha elástica sabemos que:

$$EIv'' = -M$$

ou

$$v'' = \frac{-M}{EI} = 2,6412$$

Realizando-se as integrações necessárias para obtermos $v(x)$, temos:

Primeira integração:

$$v' = 2,6412x + C_1$$

Condição de contorno:

$$v'(0) = 0 \Rightarrow C_1 = 0$$

Segunda integração:

$$v = 2,6412x^2 + C_2$$

Condição de contorno:

$$v(0) = 0 \Rightarrow C_2 = 0$$

Resultamos com $v(x) = 2,6412x^2$, equação que exprime a deformação da barra para uma dada posição x ao longo do comprimento da mesma.

Para $x = L$ (extremidade livre da barra), temos a seguinte deformação:

$$v(0,12) = 19,0162 \text{ mm}$$

Valor de deformação absurdo de ser admitido. Tivemos esta grande deformação pelos motivos que imaginamos anteriormente. Nosso eixo árvore está submetido à grandes momentos fletores. Como o dimensionamos segundo torção e tração, os valores de deformação resultaram muito grandes, quando introduzimos o aspecto de carga por momento fletor.

Portanto, iremos redimensionar o eixo árvore por momento fletor impondo uma deformação máxima de 1mm:

$$v(L)_{MAX} = 1 \text{ mm}$$

$$v'' = \frac{-M}{EI}$$

$$v = \frac{-M * x^2}{EI}$$

$$I = 8,6644 \times 10^{-9} \text{ m}^4 = \frac{\pi}{64} * (D^4 - d^4)$$

$$D = 20,78 \text{ mm} \therefore 21 \text{ mm}$$

7.6. Dimensionamento da Caixa de Redução

Foi necessária a criação de uma estrutura para o acoplamento do eixo árvore. Esta foi projetada, não só para sustentar o eixo árvore, mas também para transmitir o torque necessário para revolução do braço.

A caixa projetada é constituída de dois rolamentos, sendo um de carga axial e um de carga radial, placas circulares de aço 1020, barras rosqueadas de ferro galvanizado, sistema de redução e um motor de passo para acionar o movimento do eixo árvore.

A seguir, dimensionamos a caixa de redução segundo os esforços tracionadores e segundo os esforços fletores.

Na figura 7.6.1, podemos visualizar os esforços ao qual nossa estrutura estará submetida:

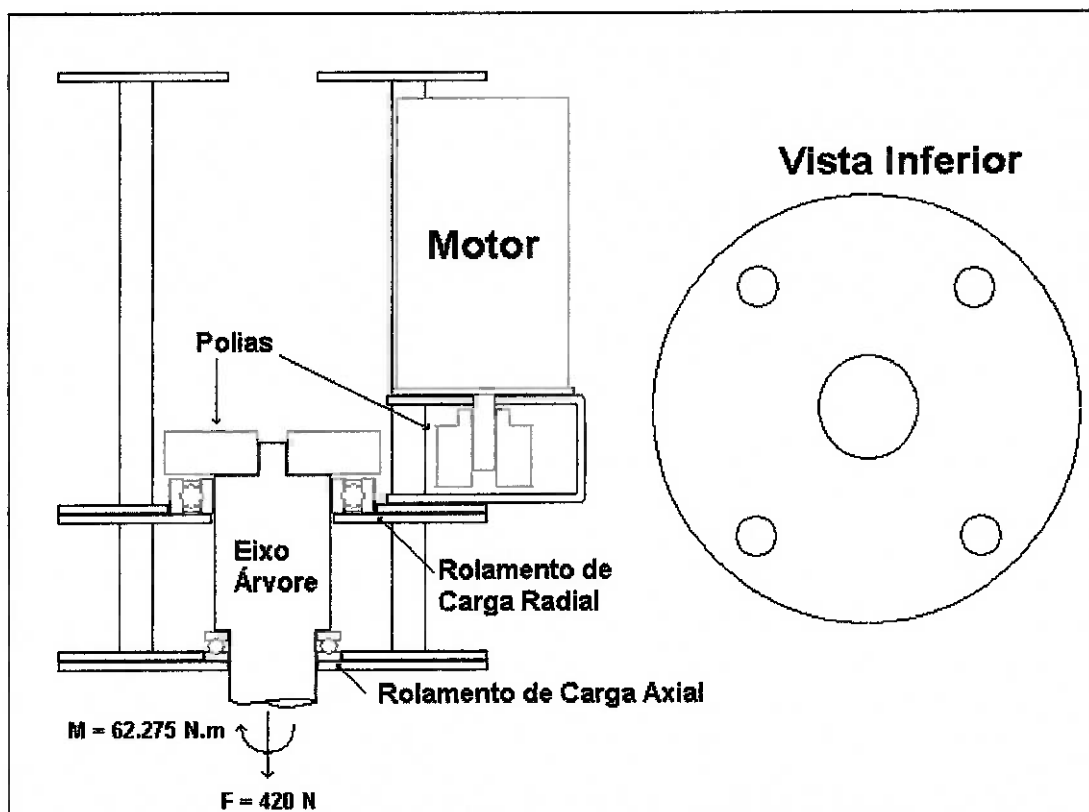


Figura 7.6.1 – Montagem da Caixa de Redução.

7.6.1. Escolha do Rolamento de Carga Axial

Os rolamentos axiais de esferas são constituídos por anéis em configuração de arruelas com canal e gaiolas com as esferas embutidas. O anel a ser instalado no eixo é denominado de anel interno e o anel a ser instalado no alojamento é denominado de anel externo. Os rolamentos axiais de esferas de escora simples suportam a carga axial em um sentido.

Sabendo que o rolamento axial deveria suportar uma carga de 420 N e deveria ter um diâmetro de no mínimo 21 mm escolhemos um rolamento de Assento Plano de número 51105. Este tem diâmetro interno de 25 mm, portanto tivemos que aumentar o diâmetro do eixo árvore para 25 mm também.

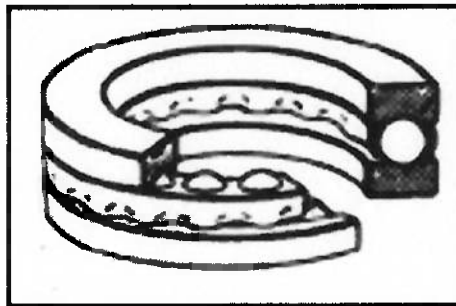


Figura 7.6.2 – Rolamento Axial de Esferas de Escora Simples.

7.6.2. Dimensionamento da Placa Inferior

Como visto na figura 7.5.1 o rolamento acima citado está suportado por uma placa circular. O diagrama de corpo livre e o dimensionamento desta placa são mostrados a seguir:

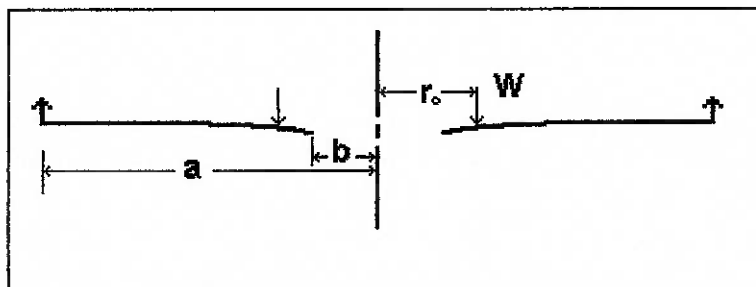


Figura 7.6.3 – Diagrama de corpo livre da placa de suporte inferior.

Na figura 7.5.2 podemos observar que a placa esta submetida a um carregamento W . Precisamos agora definir a espessura mínima da mesma. Estipulamos o deslocamento (y_b) máximo de 0,1 mm.

$$y_b = \frac{-Wa^3}{D} \left(\frac{C_1 L_6}{C_4} - L_3 \right)$$

$$C_1 = \frac{1+\nu}{2} \frac{b}{a} \ln \frac{a}{b} + \frac{1-\nu}{4} \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a} \right)$$

$$C_4 = 0.5 \left[(1+\nu) \frac{b}{a} + (1-\nu) \frac{a}{b} \right]$$

$$L_3 = \frac{r_0}{4a} \left\{ \left[\left(\frac{r_0}{a} \right)^2 + 1 \right] \ln \frac{a}{r_0} + \left(\frac{r_0}{a} \right)^2 - 1 \right\}$$

$$L_6 = \frac{r_0}{4a} \left[\left(\frac{r_0}{a} \right)^2 - 1 + 2 \ln \frac{a}{r_0} \right]$$

$$\text{Coeficiente de Poisson } \nu = 0,3$$

De acordo com as nossas necessidades o valor de a é 65 mm e o de b é 13 mm. O valor de r_0 é definido de acordo com a média do raio interno e externo do rolamento axial.

$$\text{Assim foi definido } r_0 = \frac{25 + 42}{2} = 33,5 \text{ mm.}$$

$$\text{Sabendo que a constante da placa é } D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}, \text{ podemos calcular o}$$

valor de t que é a espessura da placa. Utilizamos o Excel para os cálculos e chegamos a um valor de $t = 2,2$ mm.

7.6.3. Dimensionamento das hastes da Caixa de Redução

Conforme já dissemos teremos quatro hastes sujeitas a forças normais (105 N cada) e momentos fletores gerados pela deformação da placa.

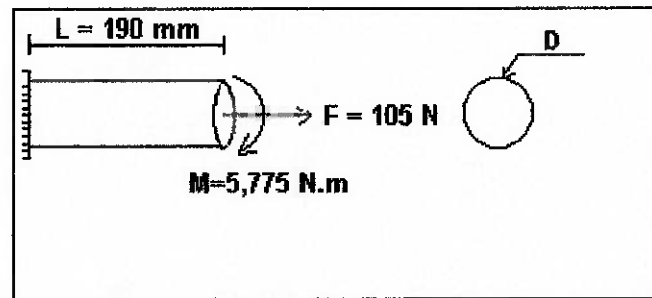


Figura 7.6.4 – Diagrama de corpo livre da haste da Caixa de Redução.

7.6.3.1. Dimensionamento por força normal.

Na figura 7.6.4, podemos perceber que existe uma grande força normal tracionando nossa haste, força esta resultante dos pesos próprios dos demais componentes.

Dimensionaremos para que possua uma elongação máxima de 1mm.

$$F_d = F * \gamma$$

$$\sigma = \frac{F_d}{A_b} = E_{aço} * \epsilon \Rightarrow A_b = \frac{F_d}{E_{aço} * \epsilon}$$

$$A_b = \frac{2 * 105}{207 \cdot 10^9 \cdot \frac{0,001}{0,12}} = 121,7 \cdot 10^{-9} m^2$$

$$\therefore D = 3,94 \times 10^{-4} m$$

7.6.3.2. Dimensionamento por momento fletor

Na figura 7.6.4 podemos observar que nossa haste está submetido a um momento fletor de 5,775 N.m. Com coeficiente de segurança o valor fica 11,55 N.m.

Portanto, iremos dimensionar a haste por momento fletor impondo uma deformação máxima de 1mm:

$$v(L)_{MAX} = 1mm$$

$$v'' = \frac{-M}{EI}$$

$$v = \frac{-M * x^2}{EI}$$

$$I = 1,13 \times 10^{-9} m^4 = \frac{\pi}{64} * (D^4)$$

$$D = 12,32mm \therefore 12,7mm, ou seja 0,5 pol.$$

8. Sistema de Movimentação

A movimentação do nosso projeto é feita através de um sistema de movimentação de mesa X-Y. As mesas são acionadas por fusos, que por sua vez são acionados por motores de passo.

Nosso projeto irá desenvolver uma trajetória fixa (elipse), ou seja, independente do tamanho ou idade do usuário irá desenvolver o mesmo percurso. Para o futuro pretendemos desenvolver um sistema de leitura do formato da arcada dentária, ou seja, iremos mapear a arcada dentaria do usuário e desenvolver um percurso o mais próximo possível do real. Para esse projeto será necessário o desenvolvimento de um interpolador, para que o sistema consiga desenvolver qualquer trajetória necessária.

O nosso sistema de acionamento facilita muito a implementação futura desse projeto, pois através de uma mesa X-Y e um interpolador será possível desenvolver diversas trajetórias.

O fuso avança 5 mm por volta, e o motor de passo possui um passo de $1,8^\circ$, ou seja, uma volta do fuso equivale a 200 passos do motor. A composição desses elementos fornece ao sistema uma resolução de 0,025 mm. Essa resolução é o fator determinante para a trajetória a ser desenvolvida pelo sistema.

O sistema possui três possibilidades de acionamento dos motores para interpolar a trajetória:

- Acionar apenas o motor X;
- Acionar apenas o motor Y;
- Acionar ambos os motores (X-Y).

A interpolação foi implementada através do método de Bresenham. Este algoritmo na realidade serve para fazer desenhos na tela do microcomputador acendendo o pixel de determinado ponto (como pode ser observado no código que se segue), mas com alguns ajustes esse código pode ser usado para interpolar os dois motores de passo de forma que estes possam realizar tarefas em conjunto. O deslocamento de um ponto a outro se baseará em uma discretização através de uma

interpolação linear. Dois pontos são definidos, o papel do algoritmo é escolher o melhor caminho entre eles através dos pontos da malha, para isso ele utiliza como comparação a reta que une os dois pontos iniciais que foram fornecidos como coordenadas. Este algoritmo foi devidamente testado no Matlab.

O método de Bresenham se baseia na iteração do seguinte processo: discretizado o eixo x e y , e tendo um ponto de partida e um ponto final, é determinada a derivada dy/dx entre esses pontos; para se determinar o ponto posterior, verifica-se entre as possibilidades na malha discretizada, o ponto que mais se aproxima da reta entre os pontos de partida e final; segue-se essa iteração até o ponto final, obtendo-se o conjunto total da interpolação.

Algoritmo

➤ Start.m

```
clear;
x1=input('Entre com o valor de x do ponto 1: ');
y1=input('Entre com o valor de y do ponto 1: ');
x2=input('Entre com o valor de x do ponto 2: ');
y2=input('Entre com o valor de y do ponto 2: ');
c=[x1 x2];
d=[y1 y2];

[a,b]=bresenham(x1,y1,x2,y2);
plot(c,d,a,b,'ro');
grid on;
title('Interpolacao Linear pelo Metodo de Bresenham');
xlabel('Eixo x');
ylabel('Eixo y');
```

➤ Bresenham.m

```
function [a,b]=bresenham(x1,y1,x2,y2)
```

```
dx=abs(x2-x1);
dy=abs(y2-y1);
d=2*dy-dx;
incr1=2*dy;
incr2=2*(dy-dx);

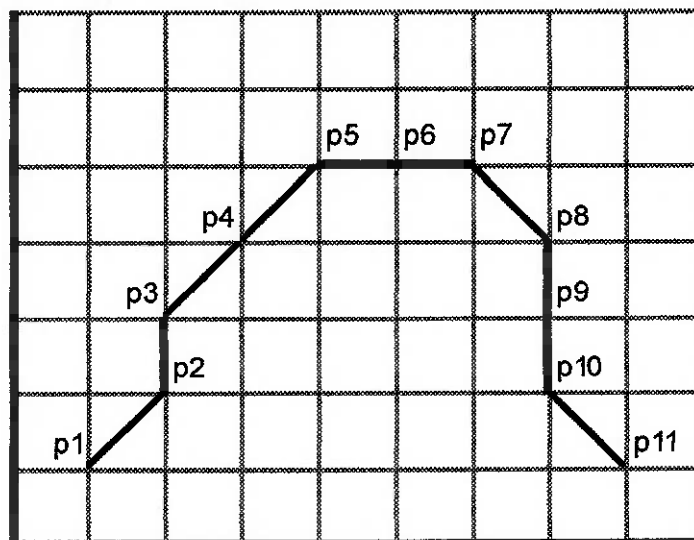
if x1>x2
    x=x2;
    y=y2;
    xend=x1;
else
    x=x1;
    y=y1;
    xend=x2;
end
a(1)=x;
b(1)=y;
```

```

i=2;
while x<xend,
    x=x+1;
    if d<0
        d=d+incr1;
    else
        y=y+1;
        d=d+incr2;
    end
    a(i)=x;
    b(i)=y;
    i=i+1;
end

```

O nosso controle é feito através de um CLP, que irá enviar pulsos aos motores de passo de acordo com algoritmo acima descrito. A figura abaixo mostra um exemplo de interpolação de uma parábola pelo algoritmo de Bresenham.



Pode-se observar que a trajetória é discretizada respeitando a resolução do equipamento (no nosso projeto é de 0,025 mm).

9. Eletrônica

Como já foi dito anteriormente, esta máquina possui seu sistema de movimentação acionado por motores de passo. Para tal existe a necessidade de se utilizar seqüenciadores lógicos e drivers de potência entre o CLP e os motores como mostra a figura 9.1.

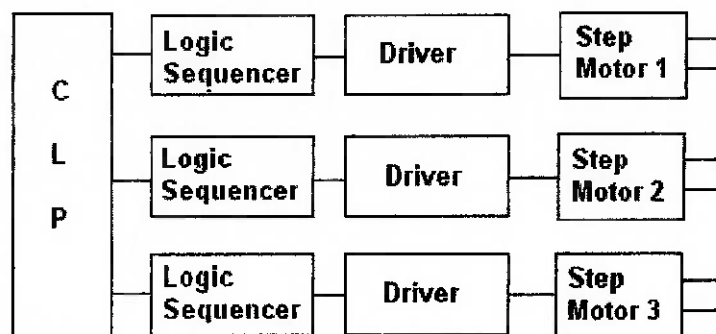


Figura 9.1 – Esquema para o acionamento dos motores de passo.

O seqüenciador lógico é o circuito que através dos pulsos gerados pelo CLP e pela determinação do sentido de rotação, possui sua lógica que consegue excitar cada fase do motor na seqüência correta.

O driver de potência por sua vez, é responsável por ampliar os sinais de saída do seqüenciador lógico para gerar a potência necessária para acionar os motores de passo.

Estes dois dispositivos são comercialmente encontrados sob a forma de CI's, como o L297 e L298 e sua ligação se procede como na figura 9.2.

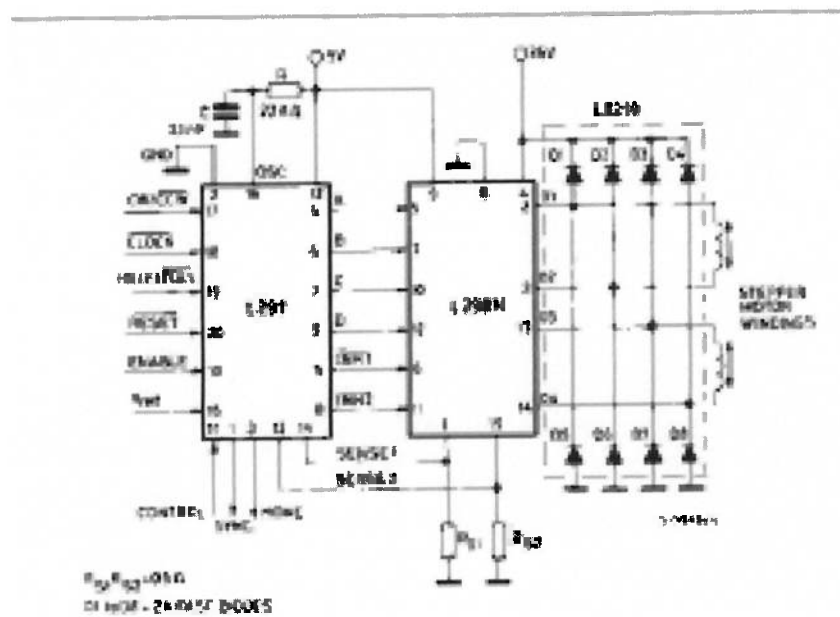


Figura 9.2 – Circuito elétrico do sistema de acionamento.

Os respectivos data sheets podem ser encontrados no anexo I e II deste documento.

10. Conclusão

Pelo que o grupo conseguiu alcançar de informações até o momento percebeu que no geral o projeto agregou diversos conhecimentos práticos e teóricos a todos os integrantes.

Infelizmente o projeto não conseguiu ser concluído, porém esperamos consegui-lo em prazo máximo de um mês.

No mais, podemos dizer que estamos confiantes de que o projeto será bem sucedido.

11. Referências

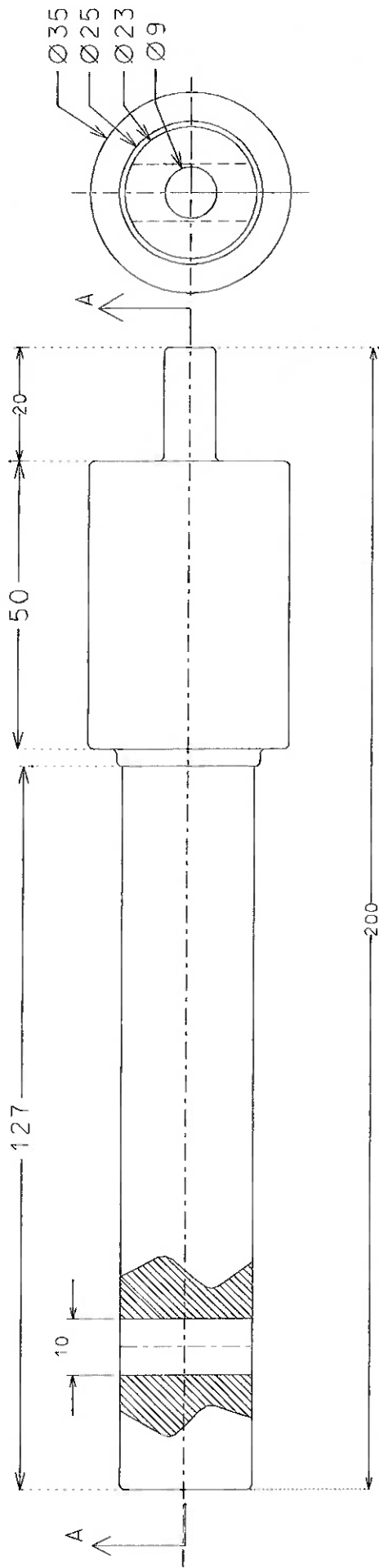
- BEER, Ferdinand P. JHONSTON, E. Russel Jr. **Mecânica Vetorial para Engenheiros: Cinemática e Dinâmica**. 5ª edição revisada. 1994. Makron Books. São Paulo – SP. 982 páginas.
- BEER, Ferdinand P. JHONSTON, E. Russel Jr. **Mecânica Vetorial para Engenheiros: Estática**. 5ª edição revisada. 1994. Makron Books. São Paulo – SP. 793 páginas.
- TIMOSHENKO. GERE. **Mecânica dos Sólidos 1**. 1994. Livros Técnicos e Científicos Editora. Rio de Janeiro – RJ. 256 páginas.
- TIMOSHENKO. GERE. **Mecânica dos Sólidos 2**. 1994. Livros Técnicos e Científicos Editora. Rio de Janeiro – RJ. 194 páginas.
- VAN VLACK, Lawrence H. **Princípios de Ciência dos materiais**. 13ª reimpressão. 2000. Editora Edgard Blüncher LTDA. 472 páginas
- JUVINALL, Robert C. MARSHEK, Kurt M. **Fundamentals of Machine Component Design**. Second Edition. 1991. John Wiley & Sons Inc. United States of America. 804 páginas.
- ROARK, Raymond J. YOUNG, Warren C. **Formulas for Stress and Strain**. Fifth Edition. 1990. Mc Graw-Hill Book Company. United States of America. 624 páginas.
- <http://www.amershamhealth.com/medcyclopaedia/medical/Volume%20I/pantomography.asp#>
Enciclopédia Médica digital
- http://www.mercksource.com/pp/us/cns/cns_hl_dorlands.jspzQzpgzEzzSzppdocszSzuszSzcommonzSzdorlandzSzdzorlandzSzdmr_01zPzhtm#1091218
Dicionário Médico online, com todos os tipos de radiografias e uma breve explicação da pantomografia.
- <http://qos.quintessenz.de/index.php?content=inhalt&layer=ra&artikel=ijcd0302s129e>
Uma boa fonte que aborda não só a pantomografia, bem como a tomografia digital e a imagem digital por fatiamento transversal.

- http://www.xray.hmc.psu.edu/rci/ss6/ss6_4.html
Mostra imagens dos primeiros pantomógrafos até os atuais.

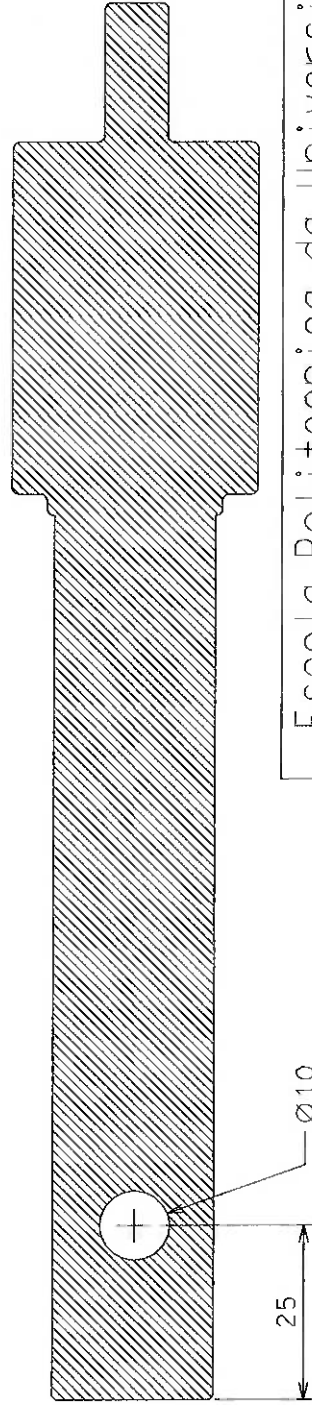
- <http://www.wpi.edu/Pubs/ETD/Available/etd-0819102-183342/unrestricted/01kdbelliveau.pdf> An Investigation of Incipient Jump in Industrial Cam Follower Systems Tese de mestrado de Kenneth D. Belliveau conferida por WORCESTER POLYTECHNIC INSTITUTE.

Além disso, obtemos informações com profissionais odontólogos e no curso ODE0152 – Radiologia I, ministrado pela Faculdade de Odontologia da USP.

12. Anexos



Corte A-A:

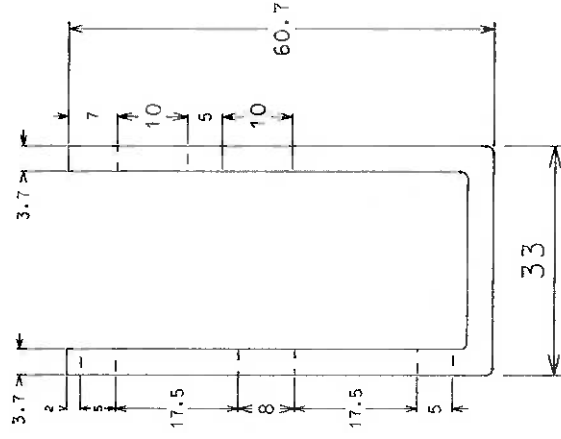
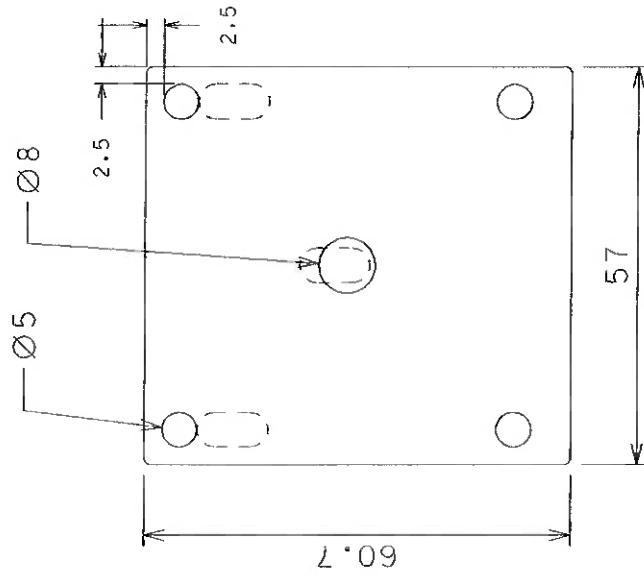


Nota:

Material: Aço 1020

Arredondar cantos

Escola Politecnica da Universidade de Sao Paulo			
Departamento de Engenharia Mecatronica e Sistemas Mecanicos			
PMR2550 - Projeto de Formatura II			
Projeto: Elipsopantomografo		Peca: Eixo Arvore	Ano: 2004
Escala: 1:1		Autor: Eduardo Paes de Almeida	

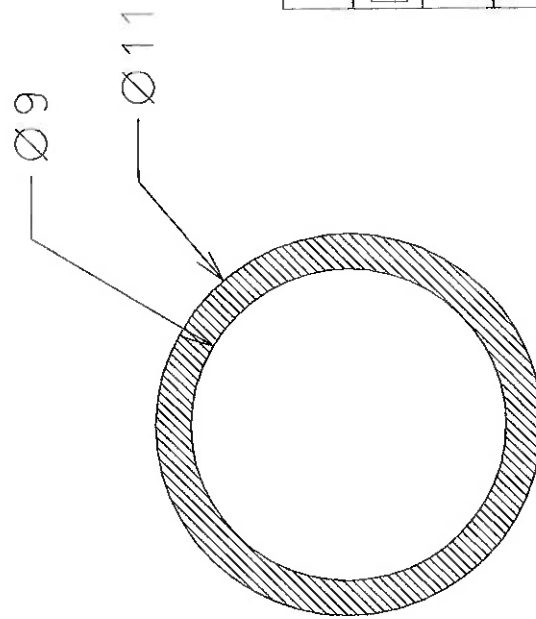
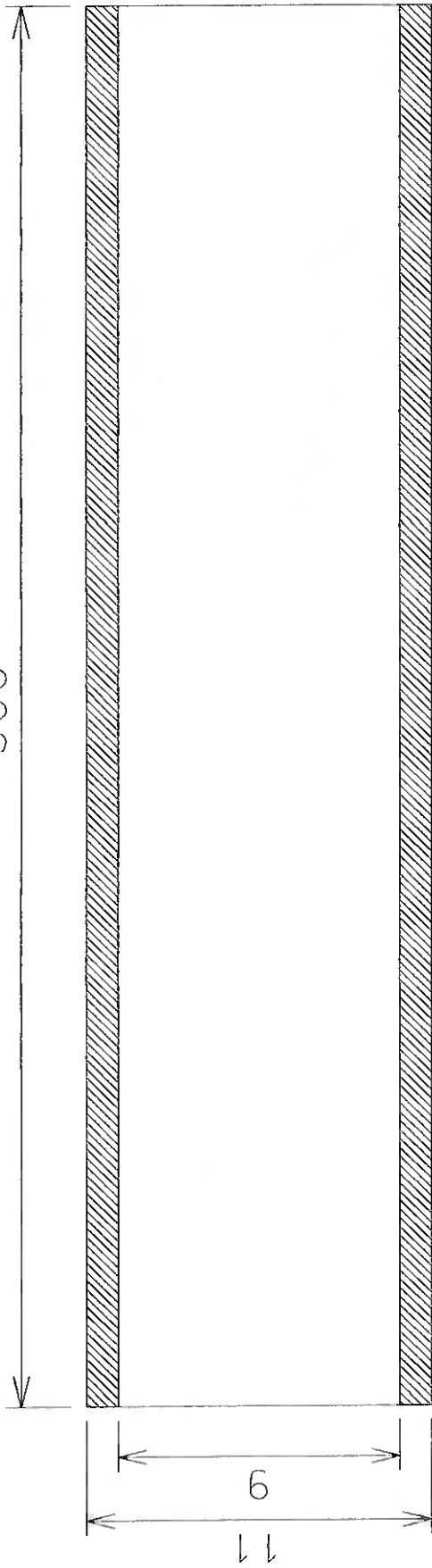


Nota:

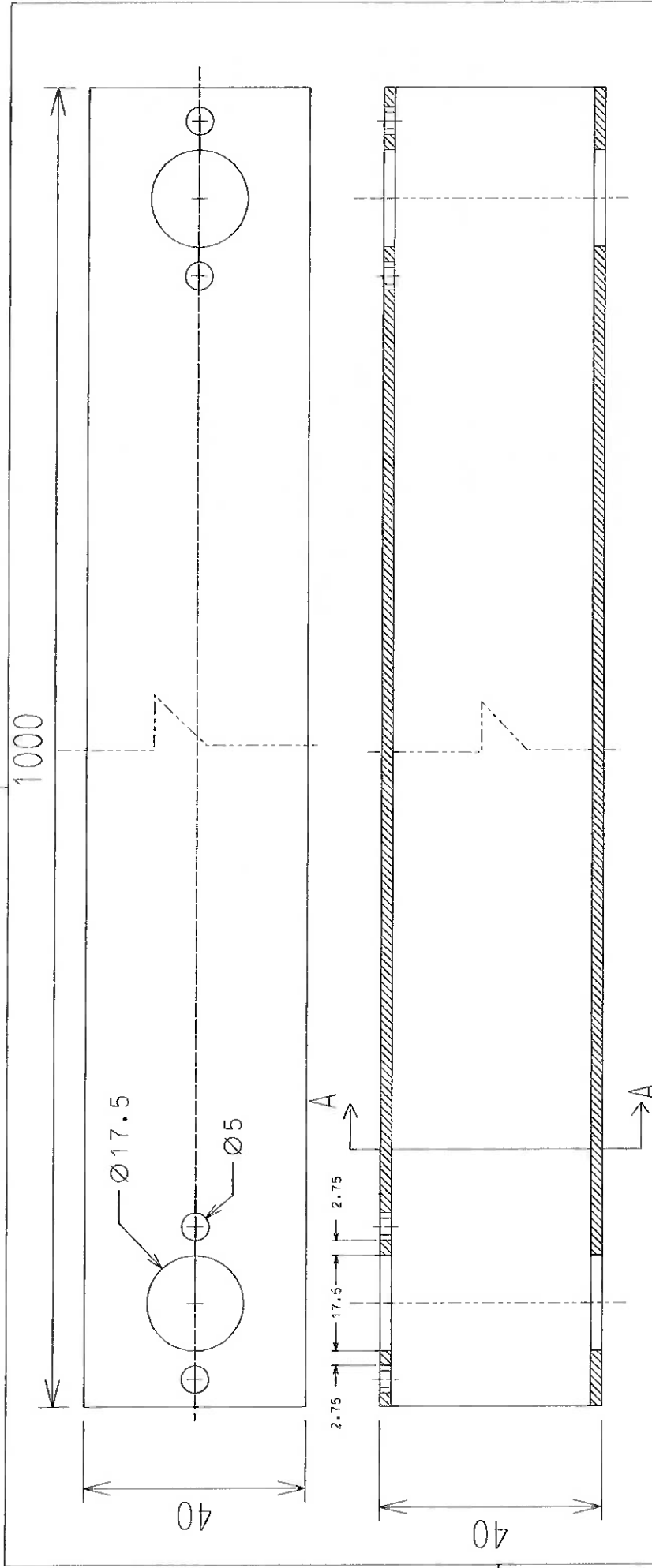
Material: Aço 1020

Escola Politecnica da Universidade de Sao Paulo		
Departamento de Engenharia Mecatronica e Sistemas Mecanicos		
PMR2550 - Projeto de Formatura II		
Projeto: Elipsopantomografo	Peca: Suporte Motor 1	Ano: 2004
Escala: 1:1	Autor: Eduardo Paes de Almeida	

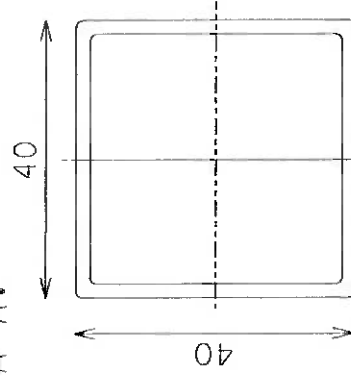
300



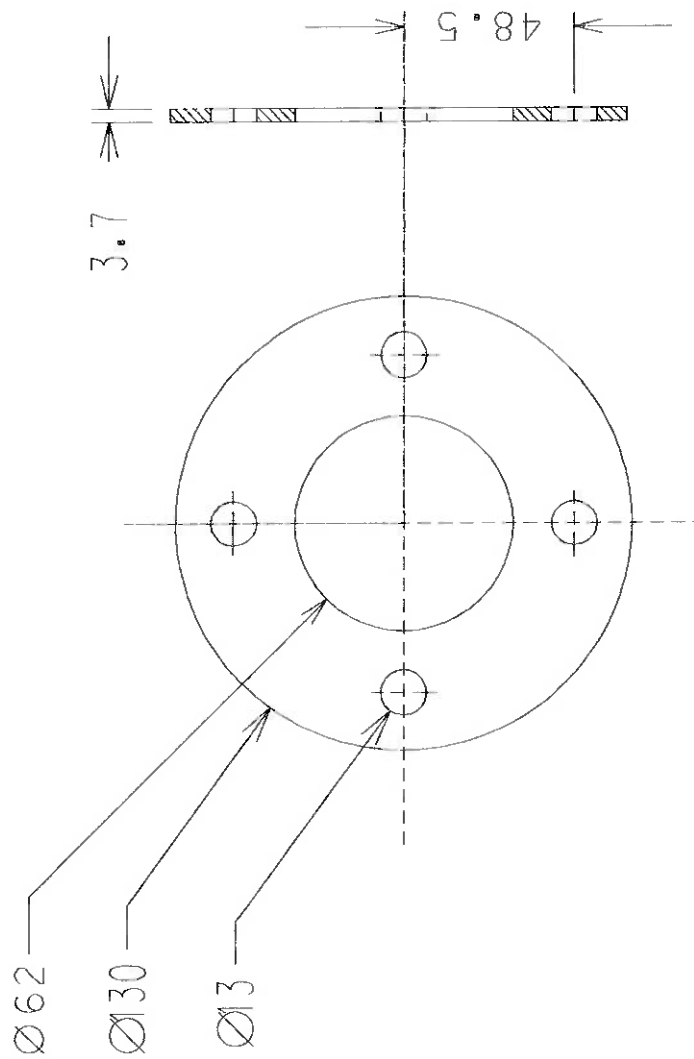
Escola Politecnica da Universidade de Sao Paulo	
Departamento de Engenharia Mecatronica e Sistemas Mecanicos	
PMR2550 - Projeto de Formatura II	
Projeto: Elipsopantomografo	Peca: Haste Ano: 2004
Escala: 5:1	Autor: Eduardo Paes de Almeida



Corte A-A:



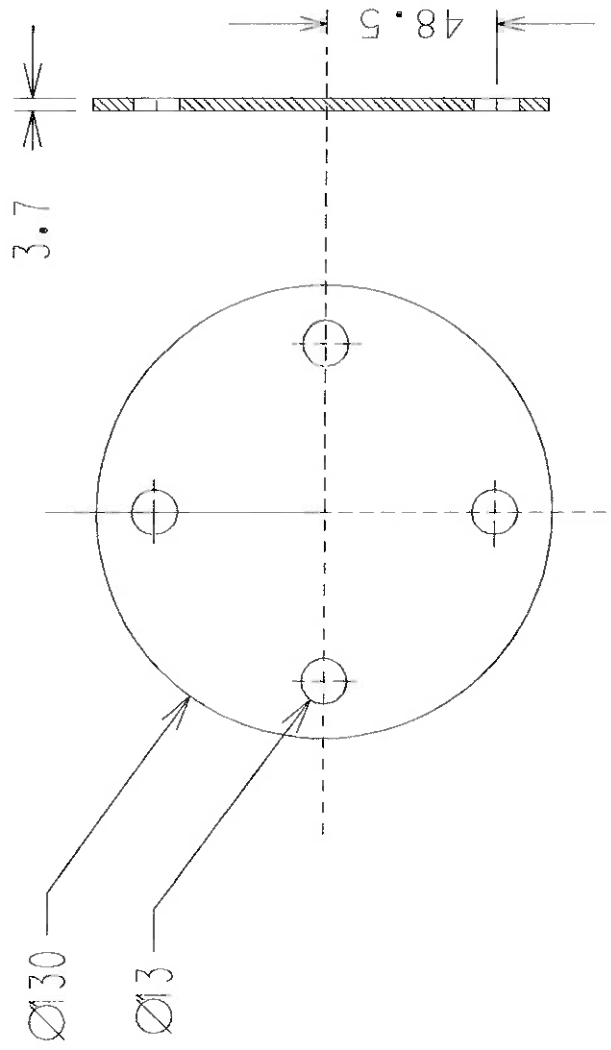
Escola Politecnica da Universidade de Sao Paulo	
Departamento de Engenharia Mecatronica e Sistemas Mecanicos	
PMR2550 - Projeto de Formatura II	
Projeto: Elipsopantomografo	Peca: Braco Ano: 2004
Escala: 1:1	Autor: Eduardo Paes de Almeida



Nota:

Material: Aço 1020

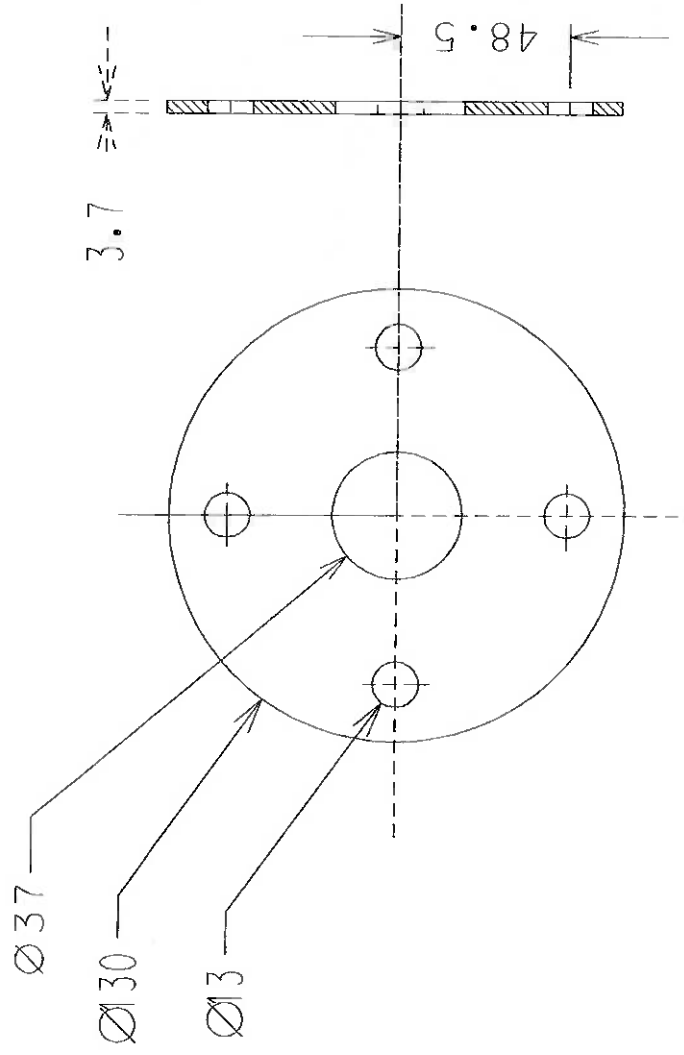
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos		
PMR2550 – Projeto de Formatura II		
Projeto: Elipsopantômetro	Peca: Base 5	Ano: 2004
Escala: 1:2	Autor: Eduardo Paes de Almeida	



Nota:

Material: Aço 1020

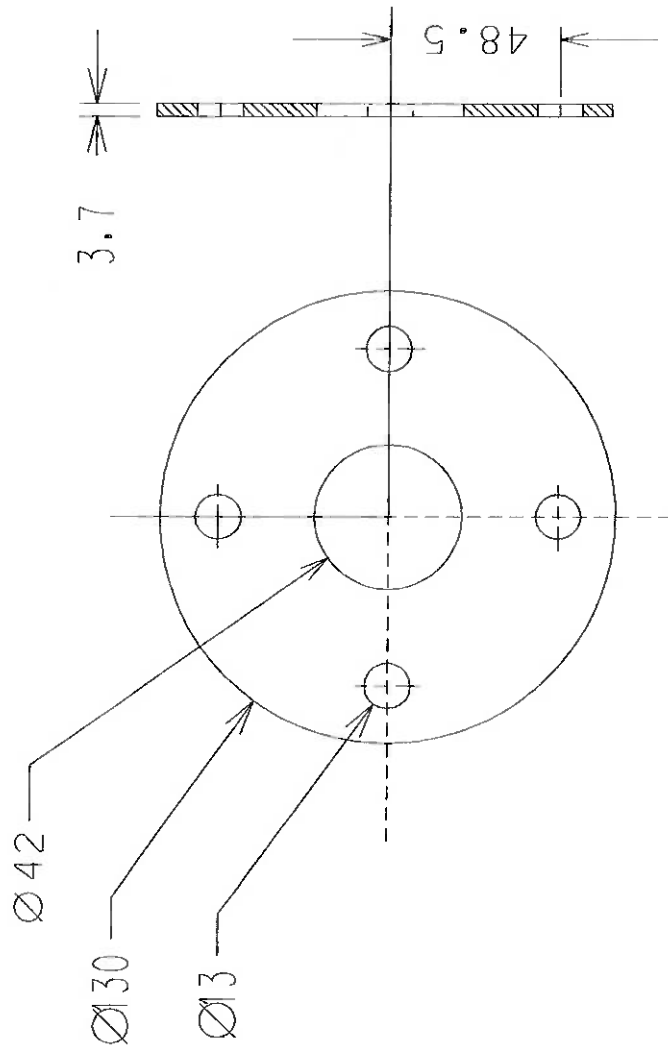
Escola Politecnica da Universidade de Sao Paulo			
Departamento de Engenharia Mecatronica e Sistemas Mecanicos			
PMR2550 - Projeto de Formatura II			
Projeto: Elipsopantomografo	Peca: Base 4	Ano: 2004	
Escala: 1:2	Autor: Eduardo Paes de Almeida		



Nota:

Material: Aço 1020

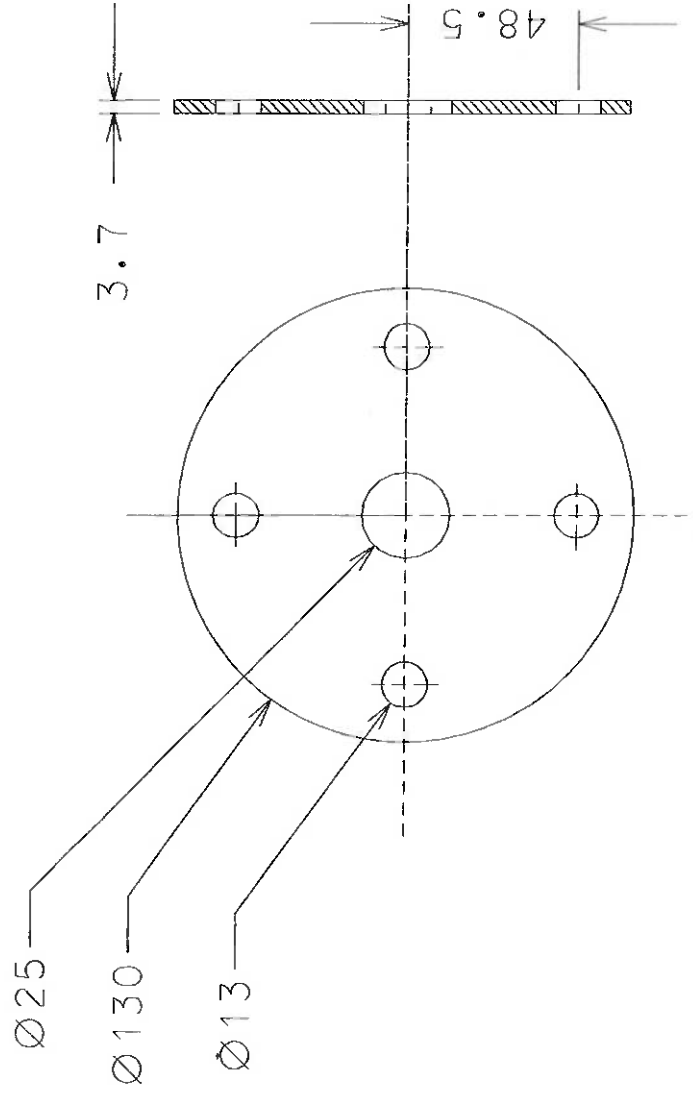
Escola Politecnica da Universidade de Sao Paulo			
Departamento de Engenharia Mecatronica e Sistemas Mecanicos			
PMR2550 - Projeto de Formatura II			
Projeto: Elipsopantomografo		Peca: Base 3	Ano: 2004
Escala: 1:2		Autor: Eduardo Paes de Almeida	



Nota:

Material: Aço 1020

Escola Politecnica da Universidade de Sao Paulo			
Departamento de Engenharia Mecatronica e Sistemas Mecanicos			
PMR2550 - Projeto de Formatura II			
Projeto: Elipsopantomografo		Peca: Base 2	Ano: 2004
Escala: 1:2		Autor: Eduardo Paes de Almeida	



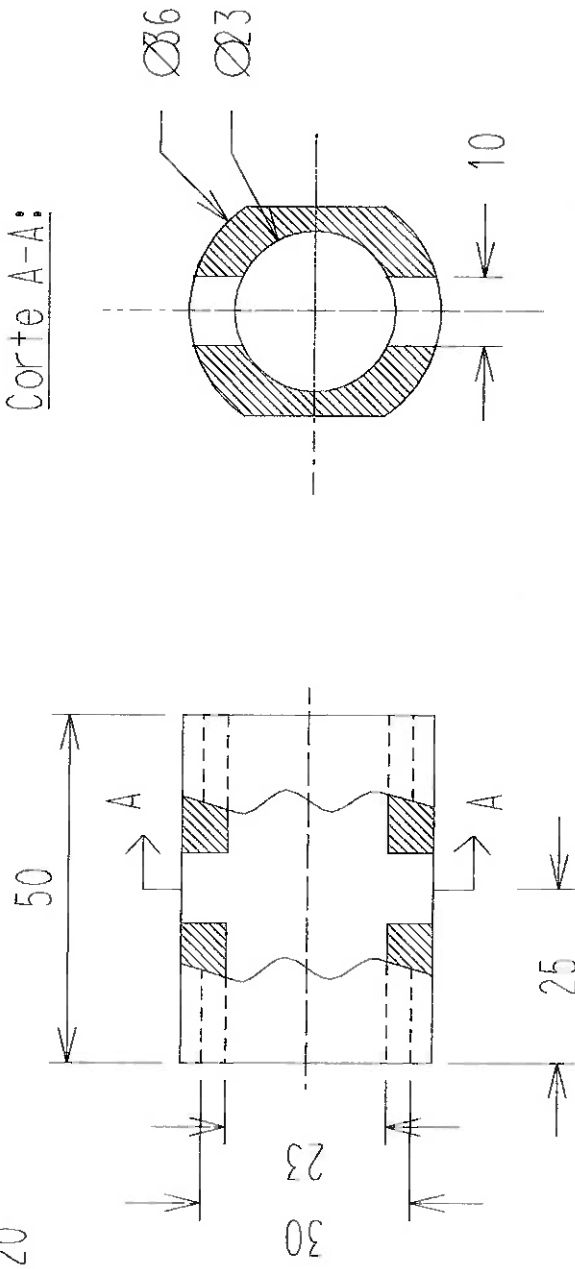
Nota:

Material: Aço 1020

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo			
Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos			
PMR2550 – Projeto de Formatura II			
Projeto: Elipsopantomógrafo	Peca: Base 1	Ano: 2004	
Escala: 1:2	Autor: Eduardo Paes de Almeida		

Nota:

Material: Aço 1020



Corte A-A:

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo		
Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos		
PMR2550 – Projeto de Formatura II		
Projeto: Elipsopantógrafo	Peca: Acoplamento 1	Ano: 2004
Escala: 1:1	Autor: Eduardo Paes de Almeida	