

2301603

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE TRAÇÃO DE
FIOS FINOS E CAPILARES DE METAIS NÃO-FERROSOS

Aluno: Edson dos Santos Avancini

Orientador: Ettore Bresciani Fº

TF 87
Av15 p

1987

SUMÁRIO

O presente trabalho referente às disciplinas Projeto Mecânico I e II (PMC 580 e PMC 581), consta da elaboração do projeto de uma máquina de ensaio de tração de fios finos e capilares de metais não-ferrosos.

O desenvolvimento do projeto consta de uma fase inicial onde foi feita uma pesquisa bibliográfica sobre ensaio de tração e conhecimento das máquinas de tração existentes no mercado. A partir dos conhecimentos adquiridos nesta fase foi desenvolvido o projeto, aplicando-se a metodologia ministrada pelo professor Omar M. de Madureira²² na disciplina Metodologia do Projeto - PMC 475.

O projeto utiliza apenas peças e materiais facilmente encontrados no mercado nacional, o que foi um pré-requisito básico na elaboração deste trabalho. A máquina foi desenvolvida a partir de uma arquitetura convencional, porém com outra concepção de projeto, o que foi possibilitado pela utilização de um motor de passo controlado por um microprocessador de 8 Bits.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Ettore pela orientação e conselhos.

Ao Prof. Fernando Nery pelo incentivo e pela ajuda.

Ao colega David Wong pelo auxílio no desenvolvimento
do sistema de controle desta máquina.

I - ÍNDICE

I. ÍNDICE	01
II. INTRODUÇÃO	02
III. ESTUDO DA VIABILIDADE	03
1. Estabelecimento da Necessidade	03
2. Formulação do Projeto	04
3. Síntese das Soluções Propostas	08
4. Exequibilidade Física	20
5. Valor Econômico	20
IV. PROJETO BÁSICO	26
1. Escolha da Melhor Solução/Quadro Comparativo	26
2. Procedimento Teórico	29
3. Seleção de Componentes	41
4. Manutenção	51
5. Sistema de Controle	52
V. CONCLUSÃO	56
VI. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	57

II - INTRODUÇÃO

Segundo SOUZA²⁸, "o ensaio de tração fornece informações sobre a resistência e utilidade de materiais sujeitos a esforços de tração uniaxiais. Com esse tipo de ensaio pode-se afirmar que as deformações promovidas no material são praticamente uniformemente distribuídas em todo o corpo até ser atingida uma carga máxima próxima à carga de ruptura do material".

Esse ensaio visa a obtenção de dados para serem utilizados posteriormente em projetos mecânicos e outros estudos. É a partir desse ensaio que determinamos certas características mecânicas dos materiais, tais como: tensão de ruptura, tensão de escoamento, módulos de resiliência e tenacidade, etc. O conhecimento dessas propriedades é de fundamental importância para se prever o comportamento dos materiais quando utilizados em aplicações práticas.

Do exposto acima, vemos que uma máquina de ensaio de tração pode ser admitida como sendo um dispositivo que serve para "puxar" um corpo de prova uniaxialmente, devendo oferecer confiabilidade e informações a respeito das tensões e deformações durante o ensaio.

Os ensaios de tração devem ser feitos conforme as normas ASTM E84m-4, DIN 50145 ou ABNT 6152.

Para o projeto de nossa máquina tomamos por base a norma DIN 51.221 Part 1: Tensile Testing Machines; General Requirements e DIN 51.221 Part 3: Tensile Testing Machines; Small Tensile Testing Machine. Os dados constantes dessas normas foram utilizados durante o desenvolvimento do projeto, indicando desde características físicas da máquina até características funcionais.

III - ESTUDO DA VIABILIDADE

III.1 - ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE:

Com o desenvolvimento da micro-eletrônica, cresceu muito a utilização de fios finos e capilares de metais não ferrosos. Podemos destacar os fios feitos de ouro e ligas especiais de cobre. Como aplicação típica podemos citar a ligação de "chips" a "lead-frames" em circuitos integrados (figura 01).

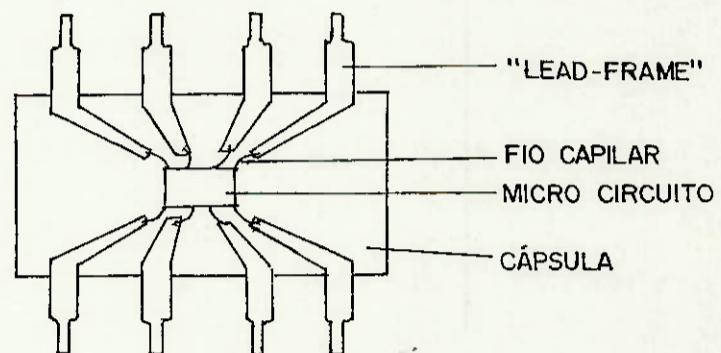


Figura 01: Aplicação de fios capilares em um circuito integrado.

A fabricação e a utilização desses fios exige o conhecimento profundo de suas propriedades mecânicas. Somente assim é possível otimizarmos o processo de obtenção e também utilizarmos esses fios da maneira mais adequada. É neste ponto que se verifica a necessidade deste projeto, conforme veremos a seguir.

As máquinas de ensaio comumente encontradas no mercado ou em instituições de pesquisa, não permitem o ensaio de corpos de prova de pequenas dimensões, uma vez que foram projetadas para ensaios de corpos de prova padronizados, de maiores dimensões. Diversos fatores impedem o ensaio de fios capilares, dentre os quais podemos citar:

- Não possuem, comumente, dispositivos para fixação de corpos de prova de pequenas dimensões;

- Não oferecem precisão suficiente de controle de aplicação de cargas, necessário a ensaios deste tipo;
- Não foram projetadas para atuarem com cargas muito pequenas;
- Não possuem sensibilidade suficiente para cargas muito pequenas.

Por esses motivos, as propriedades mecânicas devem ser obtidas a partir do ensaio de tração de fios feito em máquinas destinadas especialmente a esse fim, as quais devem oferecer condições e recursos que as usuais não oferecem.

As máquinas de maior sensibilidade existentes no mercado nacional são de elevado custo e de difícil aquisição. Sendo assim, torna-se evidente a necessidade e a importância de se projetar e construir uma máquina de ensaio de tração de fios finos e capilares. Projetaremos para fios de metais não ferrosos pois se adequam à grande maioria das aplicações que necessitamos. Essa máquina deverá ser utilizada principalmente para fins didáticos e de pesquisa.

III.2 - FORMULAÇÃO DO PROJETO:

Para atender às necessidades descritas no item III.1, impussemos ao projeto os seguintes pré-requisitos:

- Possibilidade de controlar a velocidade de tracionamento do corpo de prova durante o ensaio;
- Possibilidade de controlar a variação de carga durante o ensaio, conforme as normas de ensaio;
- Capacidade de ensaiar fios finos e capilares de metais não ferrosos;

- Capacidade de receber câmaras de ensaio de temperatura controlada;
- Possibilidade de ser construída por processos de fabricação simples, encontrados em universidades brasileiras;
- Possibilidade de utilização de materiais e equipamentos encontrados no mercado nacional.

Além desses pré-requisitos básicos, procuraremos desenvolver um projeto que nos ofereça fácil construção, fácil operação e confiabilidade. Esses itens são importantes uma vez que imaginamos poder construir essa máquina em universidades e instituições de pesquisa brasileiras.

III.2.1 - Principais características das máquinas comerciais:

As máquinas de ensaio de tração existentes no mercado destinam-se a corpos de prova padronizados (fios, chapas, tarugos, etc.) , não existindo nenhuma a ensaios de fios finos ou capilares. Algumas , como a VERSAT 500 (Panambra) e MEM 500 (Emic), quando possuem os acessórios adequados, podem ser utilizadas para ensaios de fios finos, sendo que, para ensaios de fios capilares deveriam oferecer maior precisão de controles e deslocamentos e alguns dispositivos especiais como célula de carga para cargas muito pequenas (da ordem de grandeza de alguns centésimos de newton de fundo de escala), garras especiais para esse tipo de fio, proteção do corpo de prova contra correntes de ar, etc.

Resta ainda lembrar que essas máquinas possuem capacidade de tração muito acima da que necessitamos, oferecendo diversos recursos extras que não são de nenhuma valia para nós, porém elevam bastante o seu preço.

Faremos a seguir uma síntese das características das máquinas de tração citadas anteriormente, que são as menores encontradas

no mercado nacional, e portanto, as mais próximas da utilização que desejamos. As características citadas foram retiradas dos catálogos das respectivas máquinas e o preço fornecido refere-se à versão básica, desprovidas de acessórios.

MEM 500^s

Fabricante.....Emic - Equipamentos Mecânicos para a Indústria.

Capacidade Máxima.....5000 N

Curso Máximo.....1100 mm

Largura.....1320 mm

Velocidade de Ensaio....5 a 1000 mm/min

Precisão.....0,5%

Outras Características.: Registrador gráfico, sensor de fim de curso e sobrecarga, desligamento automático após ruptura do corpo de prova, limitador de torque, chave Yalle, memória e detecção de picos, pré-carga, acionamento por fusos rotativos com guias independentes da travessa móvel, controlada por servo sistema de velocidade variável.

Preço Aproximado.....1000 OTN

VERSAT 500^{2*}

Fabricante.....Panambra Industrial e Técnica S.A.

Capacidade Máxima.....5000 N

Curso Máximo.....1200 mm

Dimensões.....520 x 540 mm

Velocidade.....5 a 500 mm/min

Precisão de

Deslocamento.....0,1 mm

Outras Características.: Memória de ruptura, acionamento por motor de imã permanente controlado através de tacho gerador, retorno rápido, dispositivo de segu-

rança contra sobrecarga, saída para registrador gráfico, saída para microcomputador, acionamento por fuso de esferas recirculantes.

Preço Aproximado.....1000 OTN

III.2.2 - Determinação quantitativa de algumas características básicas da máquina:

a) Capacidade de tração:

Esta máquina destina-se a ensaios de tração de fios de metais não ferrosos com bitolas variando entre $20\mu\text{m}$ e $1,0 \cdot 10^{-3}\text{ m}$, destinados principalmente ao emprego na indústria eletrônica.

Tomando por base valores retirados do Metals Handbook⁶ para a resistência à tração do ouro puro (99,99% Au), do cobre puro e ainda de algumas ligas de alumínio e de cobre utilizadas na indústria eletrônica, optamos por uma máquina com capacidade de tração de 150 N, sendo que, para um corpo de prova com bitola igual a $20\mu\text{m}$ de ouro puro com 60% de redução, deveremos ter o rompimento com aproximadamente $6,9 \cdot 10^{-2}\text{ N}$. (aproximadamente 7,0 gf). Para esta carga, a menor divisão da escala admitida é de aproximadamente $0,5 \cdot 10^{-2}\text{ N}$.

b) Velocidade de tração:

Uma vez que o ensaio de tração mais comum é feito a 1 pol/min⁴ (25,4 mm/min), poderíamos adotar um valor próximo a esse sem surgirem problemas na maioria das aplicações. No entanto, para termos maior versatilidade, selecionaremos o motor admitindo uma velocidade máxima de ensaio da ordem de 250 mm/min.

c) Comprimento útil do fuso:

Para um corpo de prova padrão de 254 mm, temos um valor $\Delta L/L$ de aproximadamente 50%. Desta forma, o comprimento útil deverá ser maior que 380 mm.

d) Dimensões:

As dimensões da máquina, assim como os controles serão projetados de acordo com as normas DIN 51.221² e ASTM E8M-84³.

III.3 - SÍNTESE DAS SOLUÇÕES PROPOSTAS:

Inicialmente faremos uma descrição sucinta dos subsistemas necessários à máquina e as possibilidades de construção e/ou escolha para cada um deles. Faremos isso para determinarmos algumas características básicas que necessitaremos para podermos simplificar a etapa seguinte, que será a determinação da melhor solução.

III.3.1 - Subsistemas:

a) Subsistema de acionamento:

Temos as seguintes opções possíveis de tipos de acionamentos:

- Hidráulico: É indicado para sistemas mecânicos que necessitem de grande capacidade de carga, o que não é o nosso caso. Devido à dificuldade de se fazer o controle de posição e velocidade³², é desaconselhado para o nosso caso. É ainda de custo bastante elevado quando comparado com outros tipos de acionamento.

- Pneumático: É de custo mais baixo que o hidráulico. Oferece condições de controle um pouco melhores, porém ainda inadequadas para uma máquina de precisão.

- Elétrico: Oferece grande facilidade de controle e operação. Não é de custo muito alto e ainda pode ser facilmente encontrado no mercado nacional nas mais diversas faixas de potência e várias características construtivas. Ocupa pouco espaço e não necessita nenhuma infra-estrutura para seu funcionamento além de instalação elétrica.

- Manual: É totalmente inadequado para uma máquina de

precisão. Dispensa maiores comentários.

- Por ação da força peso: Este tipo de acionamento é encontrado em equipamentos de tração para cargas muito pequenas, no entanto, não se consegue controlar a velocidade do ensaio enquanto este está sendo feito. Também não se consegue controlar as cargas adequadamente. Desta forma não é adequado para o nosso caso.

A partir das características acima mencionadas e dos pré-requisitos básicos citados no item III.2, optamos pelo acionamento do tipo elétrico. Dentro os tipos de motores elétricos, descartamos o uso dos motores assíncronos de corrente alternada, devido à dificuldade de controle de velocidade deste tipo de motor. Nossa escolha baseou-se entre os motores de passo de corrente contínua e os servo-motores de corrente contínua. Optamos pelos motores de passo, que oferecem as seguintes vantagens:

- Baixo custo do motor em relação aos servo-motores de corrente contínua;
- Menor custo do sistema de controle. Sendo controlado por um microprocessador não necessita de sensores de posição (régua ótica ou "encoder") e de velocidade (taco-gerador), podendo trabalhar em malha aberta;
- Não necessita de mudanças na relação de transmissão para fazer mudança de velocidade, a qual é feita mediante alteração do trem de pulsos fornecido ao motor pelo microprocessador;
- É de menor dimensão que os servo-motores de corrente contínua, o que permite maior facilidade de adequação ao espaço físico disponível;
- Grande vida útil pois não possui escovas. As únicas partes que sofrem desgaste são os mancais.

O motor de passo ("step motor"), devido às suas características construtivas não tem um funcionamento suave. A rotação é conseguida através da alteração do campo magnético do estator pela seleção das bobinas que serão energizadas a cada instante. O rotor de imã permanente gira ao entrar em equilíbrio com o campo magnético. Como o número de bobinas é finito, ocorre que entre dois pontos de equilíbrio existe um ângulo discreto (passo) que pode variar entre $0,36^\circ$ e 18° para os motores nacionais. Por causa disso, o motor funciona com pontos de picos de torque.

Corríamos o risco de ter o corpo de prova tracionado através de pulsos, o que invalidaria o ensaio. Para solucionar o problema optamos pela utilização do motor nacional com menor ângulo de passo e maior torque, da Syncro. Com menores ângulos de passo as flutuações no valor do torque diminuem bastante (figura 02), tornando desejável a pulsação para freqüências altas de pulsos.

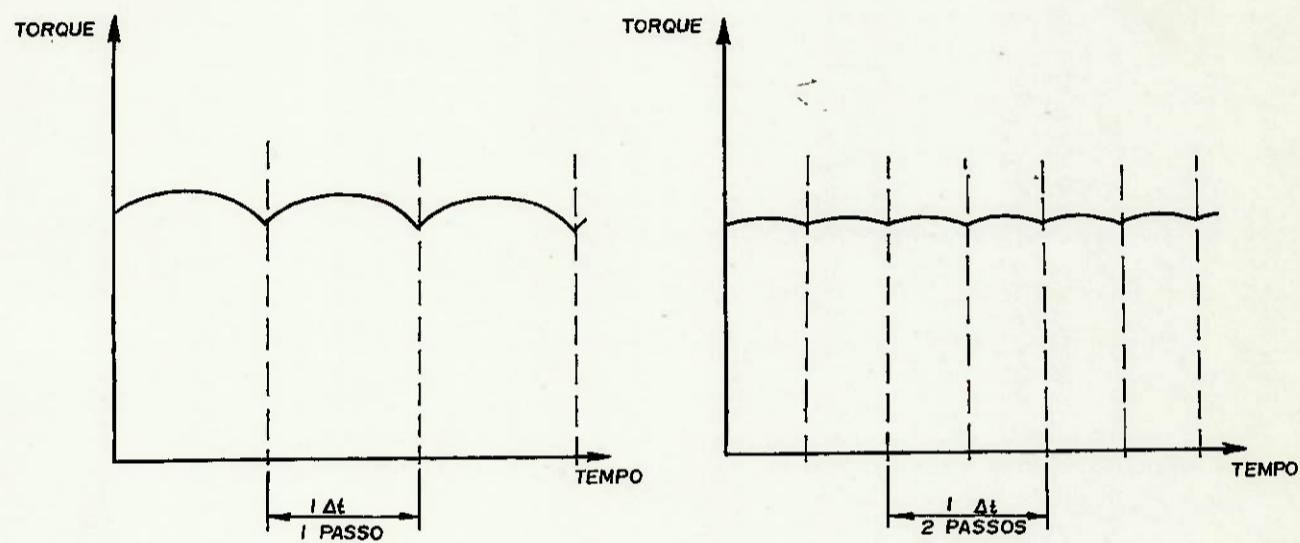


Figura 02 - Curvas do torque em função do tempo para motores de passo com diferentes ângulos de passo.

Trabalharemos com freqüência mínima de pulsos de aproximadamente 1 KHz, além disso procuraremos utilizar transmissão por correia, que atuará como um amortecedor de vibrações entre o motor e o fuso. Não está previsto erro nos ensaios devido aos pulsos do motor, porém caso algo inesperado venha a ocorrer necessitaremos colocar algum outro dispositivo amortecedor posteriormente.

b) Subsistema: Transmissão:

O sistema completo da transmissão compõe-se da transmissão do movimento de rotação do motor aos parafusos de acionamento, os quais transformam o movimento de rotacional para translacional (ver figura 03).

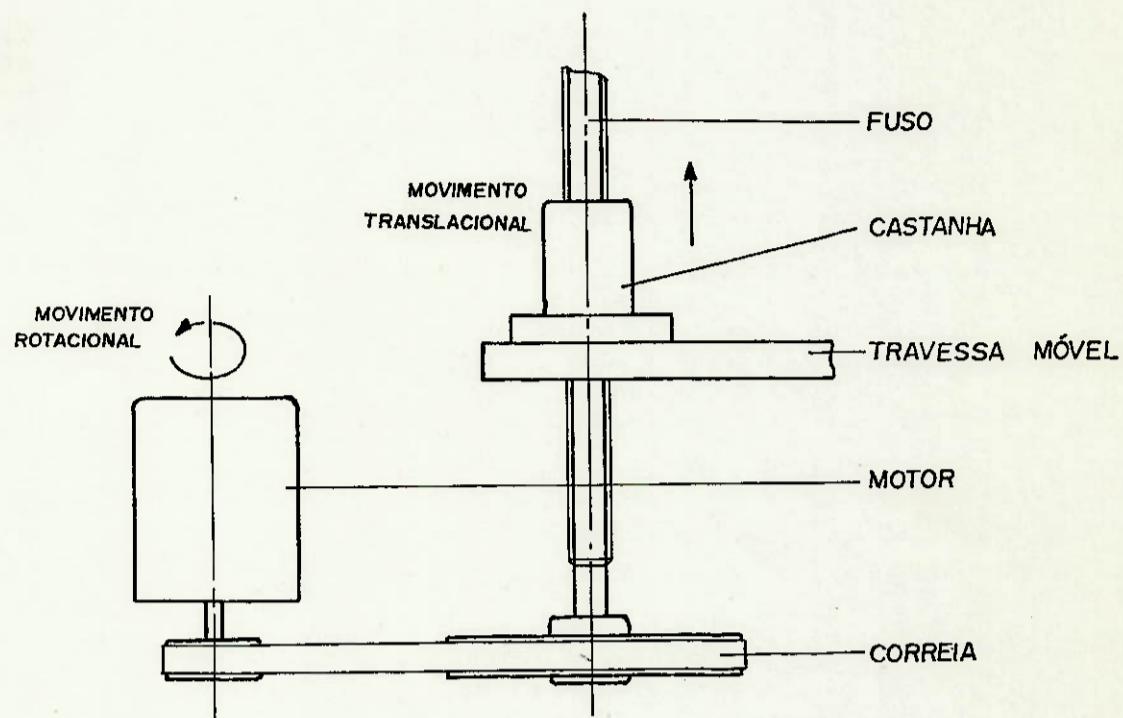


Figura 03 - Esquema simplificado da transmissão escolhida.

Optamos pelo uso de parafusos de acionamento pois eles nos permitem um movimento suave e ainda são responsáveis por parte da redução necessária entre o motor e o parafuso.

A transmissão movimento do motor ao parafuso será feita por meio de correias sincronizadoras, as quais oferecem as seguintes vantagens:

- Baixo custo em relação à engrenagens e correntes e comparável ao custo de outros tipos de correias;
- Garante o sincronismo do movimento com folga desprezível;
- Funcionamento silencioso e suave;
- Polias construídas em fibra de vidro, o que nos é bastante

te útil pois oferecem um baixo momento de inércia;

- Maior capacidade de torque que os demais tipos de correias pois transmitem o movimento por interferência e não por atrito;

- Exigem um pré-tensionamento bastante baixo;

- Dispensam esticador;

- São de baixo custo e podem ser encontradas prontas em qualquer loja especializada em diversos tamanhos padronizados;

- São de fácil manutenção; não necessitam lubrificação.

Poderíamos ter utilizado outros tipos de transmissão, porém consideramos a por polias e correias sincronizadoras as mais adequadas. A seguir descreveremos cada tipo e explicaremos o motivo de não os termos adotado.

- Engrenagens: É de custo maior que os demais tipos de transmissões, possui folga intrínseca à sua construção, transmite vibrações do motor ao parafuso de acionamento, necessita lubrificação constante e ainda possui maior momento de inércia que as polias;

- Correntes: É de custo maior que as correias, possui folgas indesejáveis, transmite vibrações devido ao efeito poligonal, necessita lubrificação constante, não se aconselha trabalhar na posição horizontal e também possui maior momento de inércia que as polias sincronizadoras;

- Cabo de aço: Poderia ter sido utilizado porém oferece maior dificuldade de construção do equipamento, deve-se ter grande cuidado na execução e utilização da máquina para que tenha funcionamento adequado, possui maior possibilidade de falhas que a correia e transmite maior vibração ao fuso que as correias;

- Outras correias: As vantagens da correia sincronizadora sobre as demais já foram descritas.

Para o parafuso de acionamento, fizemos uma análise das opções possíveis e optamos pelo uso de parafusos de esferas recirculantes. Esses parafusos são fabricados no Brasil pela Warner Electric do Brasil. Esse sistema de acionamento nos permite um movimento bastante suave devido ao seu baixo coeficiente de atrito (comparável ao de um rolamento), possui alto rendimento comparado aos parafusos normais³⁴ (aproximadamente 85%) e não apresenta o efeito conhecido por "start-stop" que ocorre em baixas velocidades nos parafusos normais.³³ Esse parafuso pode ser facilmente encomendado com o desenho adequado das extremidades à Warner Electric ou a qualquer de seus representantes.

c) Subsistema: Mecanismo de tração:

O corpo de prova será preso na máquina através de garras, uma ligada à célula de carga e a outra à travessa móvel, sendo que deverão ser ligadas à máquina por meio de juntas com dois graus de liberdade para permitirem que os esforços sejam aplicados uniaxialmente,^{35,6} conforme indicam as normas de ensaio de tração.

As normas serão construídas conforme indica a norma ASTM E8M-84a. O desempenho destas garras só poderá ser analisado depois de construída a máquina. Na figura 04 temos o desenho indicado na norma para garras de tracionamento de fios.

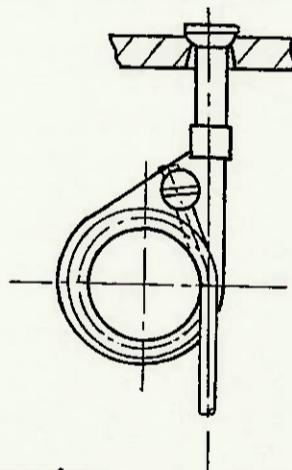


Figura 14 - Desenho esquemático de garra indicado na norma ASTM E8M 84 a.

d) Subsistema: Estrutura:

O único pré-requisito básico para a estrutura é que ela deverá oferecer rigidez suficiente para suportar os esforços sem se deformar, e ainda absorver vibrações indesejáveis.

Quanto à rigidez podemos prever que não teremos maiores problemas, uma vez que as cargas atuantes são mínimas e assim as de formações serão desprezíveis.

As dimensões de trabalho serão escolhidas conforme a norma DIN 51.221.

Inicialmente prevíamos um estudo rigoroso da parte estrutural da máquina, no entanto, devido ao fato de que as cargas atuan tes são muito pequenas, optamos por cálculos simples de resistência dos materiais nas partes onde são previstas as maiores deformações, ainda assim bastante pequenas.

e) Subsistema de controle:

Nesta parte temos a grande vantagem da utilização do motor de passo pois ele será controlado por um microprocessador, a partir de uma programação pré-definida. Pelas características de funcionamento do motor de passo e do microprocessador, poderemos operar a máquina sem a necessidade de uma régua ótica ou "encoder" para monitorar o posicionamento e a velocidade instantânea da travessa.

O motor de passo, conforme foi explicado anteriormente, funciona por pulsos, controlados pelo microprocessador. Desta forma, ao invés de um sensor de posição necessitamos apenas contar o número de pulsos que o motor recebeu e fazer a conversão em desloca mento⁹. Por exemplo: se para um pulso tivermos um deslocamento de 45°, 8 pulsos serão equivalentes a uma volta completa do motor. Co nhecendo a relação de transformação do movimento de rotação do mo tor para a translação da travessa, saberemos quanto a travessa mó vel se deslocou.

Outra grande vantagem dos motores de passo é que o erro

de posicionamento é não cumulativo e a precisão é da ordem de 5%.²³

As medidas da força serão feitas através de uma célula de carga, sendo que o sinal deverá ser amplificado e então convertido de analógico para digital em um conversor A/D, de modo que possa ser compreendido pelo microprocessador.

Segundo a norma ASTM E8M-84, existem cinco procedimentos para a execução do ensaio, a saber:

- Taxa de deformação do corpo de prova;
- Taxa de variação de tensão;
- Tempo decorrido;
- Velocidade constante;
- Porcentagem da velocidade máxima do equipamento.

O microprocessador deverá ser programado para operar nesses modos, devendo ser selecionado o mais adequado para o ensaio desejado. No segundo deles (taxa de variação de tensão constante), os sinais fornecidos pela célula de carga deverão realimentar o sistema, o que nos levará a fazer um tratamento de dados por interrupção.

Utilizaremos também "micro-switches" indicadoras de início e fim de curso para garantir maior segurança do equipamento.

Na figura 05 temos um diagrama funcional do sistema de controle do equipamento.

A saída de resultados poderá ser impressa em impressoras comuns ou então aparecer em um terminal de vídeo. Numa fase inicial utilizaremos impressoras devido à maior facilidade de uso e adaptação ao microprocessador.

Devido às facilidades que propicia o microprocessador, poderemos ter memória de pico de tensão, de velocidade máxima durante o ensaio, etc. Poderemos ainda programar ensaios em modos diferentes daqueles normalizados, caso seja desejado. Para isso basta o desenvolvimento de um programa que indique as características necessárias para o ensaio. Essa possibilidade de operação ainda devirá ser melhor estudada e poderá ser de grande valia para fins de pesquisa.

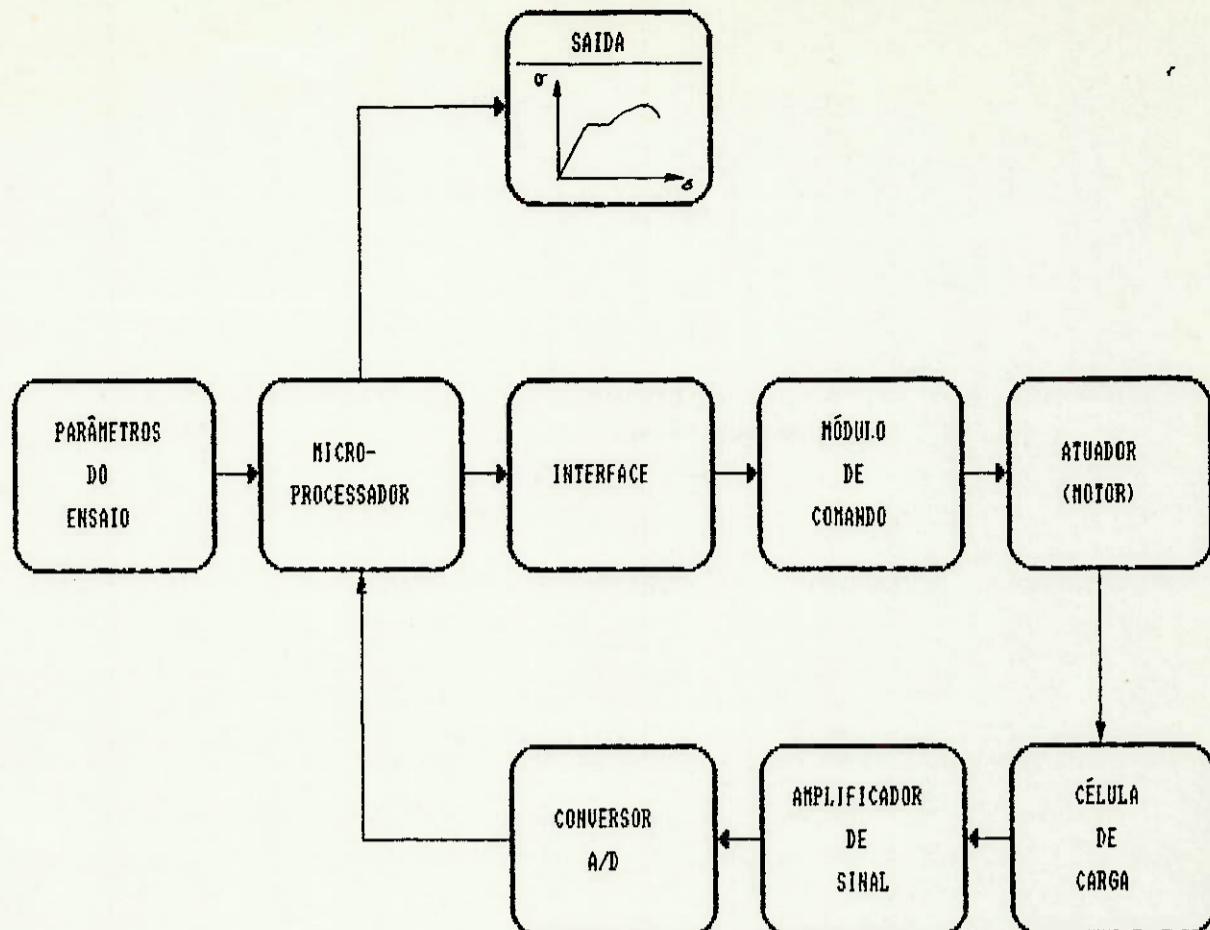


Figura 05 - Diagrama funcional do sistema de controle.

III.3.2 - Arquiteturas propostas:

Inicialmente havíamos planejado fazer uma máquina com duas colunas guia e dois parafusos de acionamento para elevar a travessa móvel. Notamos porém que essa solução implicava na compra de pares de componentes de alto custo, o que poderia ser evitado, também a construção e a montagem poderia ser simplificada. Fizemos então novos estudos, os quais são descritos abaixo junto com a idéia inicial.

SOLUÇÃO 1: Máquina composta de duas colunas-guia com dois parafusos de esferas recirculantes para acionamento da travessa móvel (Figura 06):

Esta máquina necessita de dois parafusos de esferas recirculantes e duas castanhas, assim como dois pares de rolamentos de contato angular para garantir o travamento axial dos parafusos. Esses componentes são de custo elevado e podem ser parcialmente eliminados.

nados através de algumas simplificações que podem ser feitas no projeto.

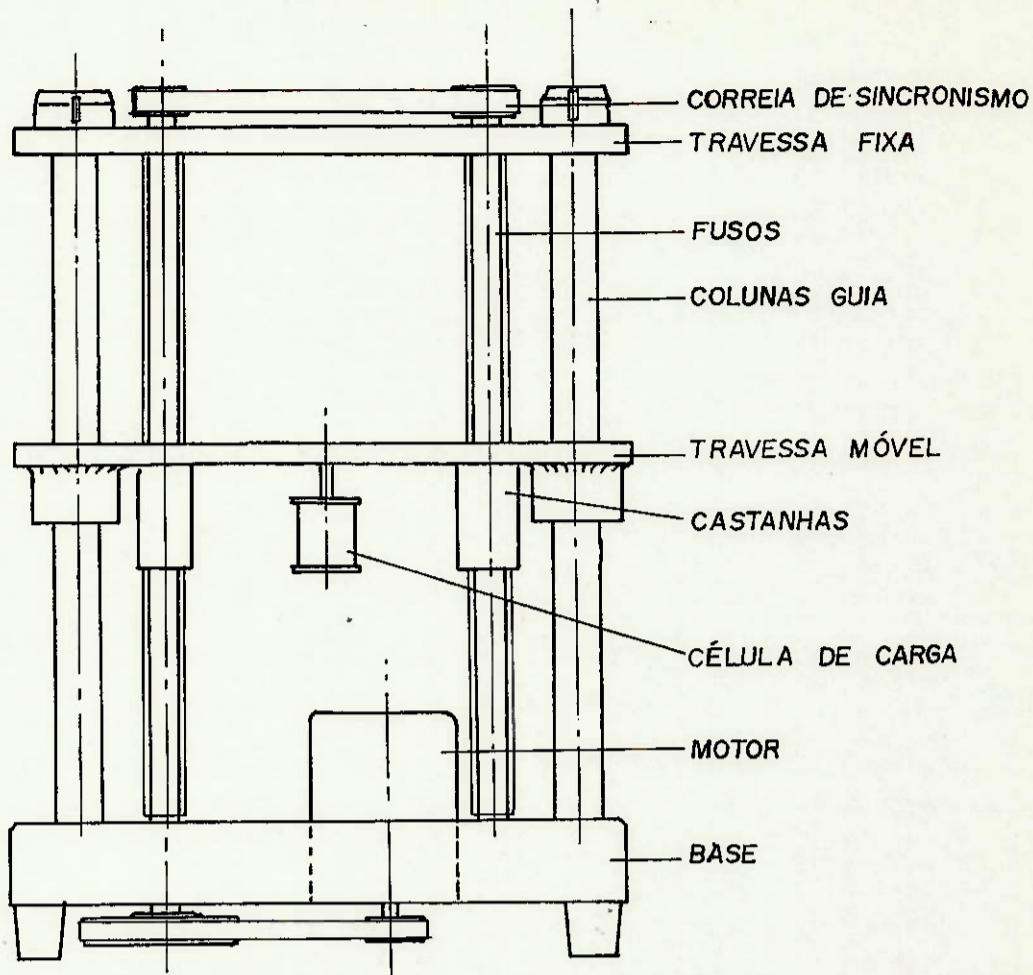


Figura 06 - Esquema simplificado - Arquitetura nº 01.

Outro aspecto importante é o da construção e montagem da máquina. Como temos dois parafusos atuando simultaneamente, devemos garantir uma folga mínima e um perfeito sincronismo entre eles, para que não ocorra o travamento da travessa móvel. Isso nos leva à colocação de um par de polias destinadas apenas a sincronizá-los. Será ainda necessário usinar as peças com qualidade de trabalho refinada e grande cuidado na montagem para garantir um deslocamento suave da travessa.

SOLUÇÃO 2: Máquina composta de uma coluna-guia e um parafuso de esferas recirculantes para acionamento, dispostos paralelamente (Figura 07):

Esta solução foi proposta visando diminuir o custo e facilitar a construção do equipamento. A diminuição do custo é obtida a

través da supressão de um dos conjuntos parafuso/castanha/rolamento/polia, junto com uma diminuição do tamanho da máquina e dê algumas outras peças ligadas ao conjunto de acionamento.

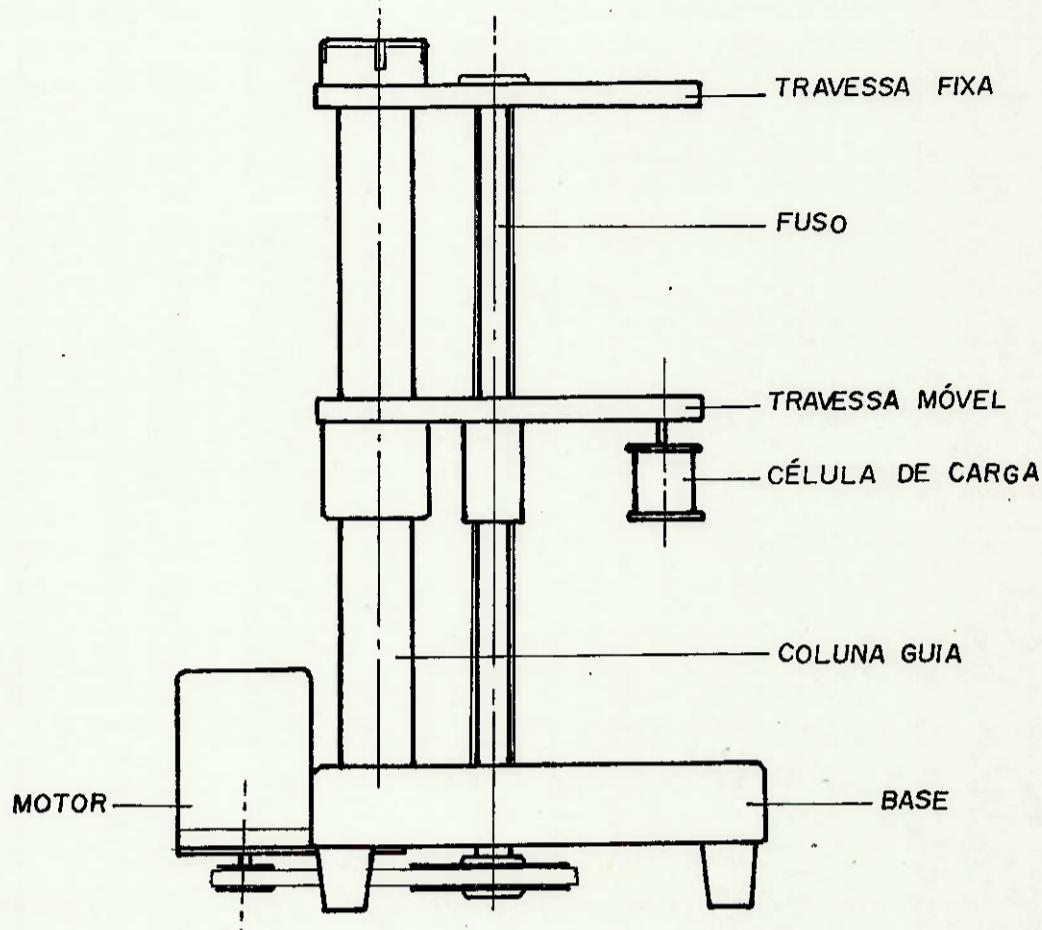


Figura 07 - Esquema simplificado - Arquitetura nº 2.

Os problemas de construção não alteraram muito, pois, com uma única guia aumenta o risco de travamento. Por causa disso optamos pelo uso de uma bucha de esferas recirculantes na travessa móvel. Isso nos forçou a indicar qualidade de trabalho IT 5 ou IT 6 para a coluna. O parafuso de esferas deverá estar perfeitamente paralelo à coluna e, por causa disso, devemos utilizar tolerâncias estreitas na construção da parte superior da máquina e da travessa móvel. Também por causa disso o parafuso deverá estar travado axialmente, o que nos levou à indicação de um par de rolamentos de contato angular.

As folgas nessa concepção de máquina devem ser mínimas para evitar travamento. Isso dificulta a construção e montagem e au-

menta os custos de fabricação.

Outro inconveniente é a pequena rigidez quanto a choques. No caso deles incidirem sobre a travessa móvel ou sobre a tampa superior, podem provocar o desalinhamento do eixo da coluna-guia e do parafuso de acionamento. Isto acarretaria inevitavelmente o travamento da travessa móvel. Por causa disso seríamos obrigados a tomar extremo cuidado na utilização dessa máquina.

SOLUÇÃO 3: Máquina composta de uma coluna-guia com acionamento por meio de parafuso de esferas recirculantes disposto coaxialmente com a coluna-guia, sem bucha (Figura 08):

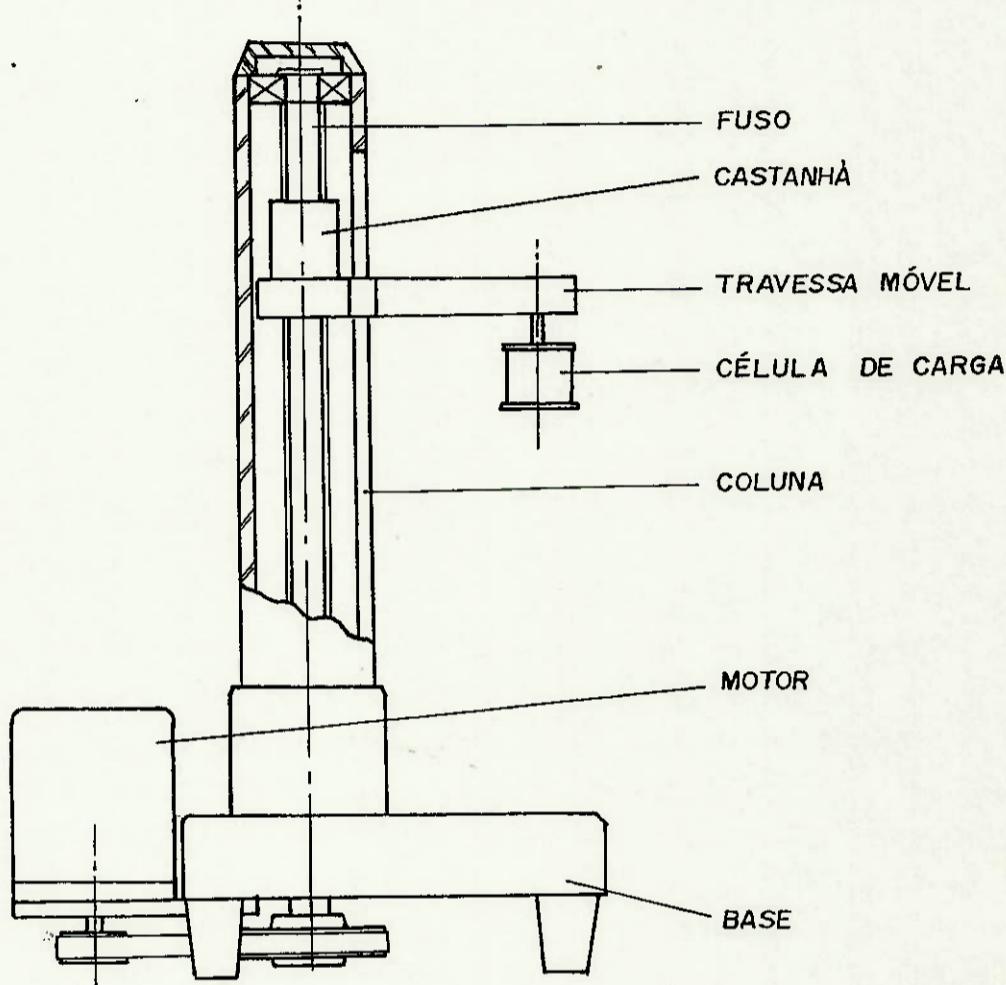


Figura 08 - Esquema simplificado - Arquitetura nº 3.

Essa solução resolveu diversos problemas surgidos nas concepções descritas anteriormente, os quais são descritos abaixo:

- 1 - A própria construção garante a coaxialidade da coluna com o parafuso de acionamento;
- 2 - Não necessita de guia e portanto não corre o risco de

travamento (precisa apenas de uma guia para que a castanha não gire; essa guia é o próprio rasgo);

3 - Menor número de peças;

4 - Peças de construção mais simples;

5 - Pela própria construção, a carga de tração e o peso próprio atuam na mesma direção. Desta forma as folgas nos rolamentos e na castanha não influirão nos resultados.

Devido às características apontadas, vemos que a construção não exigirá a mesma qualidade que nos anteriores. Sendo assim, facilitaremos o trabalho de usinagem das peças e montagem da máquina, sem diminuição da precisão de funcionamento.

III.4 - EXEQUIBILIDADE FÍSICA:

No item anterior analisamos apenas três opções possíveis de serem feitas. Em discussões anteriores surgiram diversas outras formas e concepções, porém, para não extendermos o trabalho inutilmente, julgaremos apenas as três que melhor se adaptaram às características desejadas. Desta forma, sabemos de antemão que o projeto será fisicamente exequível. Analisamos também a possibilidade de usinagem das peças e montagem dos componentes; concluímos também ser possível esta fase do projeto.

III.5 - VALOR ECONÔMICO:

Como são três projetos semelhantes, analisaremos os três detalhadamente.

Primeiramente construiremos três tabelas com o custo do material e mão de obra previstos para cada uma das soluções propostas.

III.5.1 - Tabelas de custos previstos:

PEÇA / DISCRIMINAÇÃO	QTD	PREÇO Cz \$	UNIT Cz \$	PREÇO Cz \$	TOT Cz \$	PREÇO OTN
Rolamento 6000	2	1.45	60	291,60	291,60	0,795
Rolamento 6001 2Z	1	1.45	60	145,60	145,60	0,397
Rolamento 7201 B	2	761,60	1.	523,20	4,155	
Retentor 01423 BR	1	50,00		50,00	50,00	0,136
Polia sincronizadora POWERGRIP 18XL037	2	546,00		1.092,00	2,979	
Correias sincronizadoras 160 XL 037	2	181,00		362,00	0,987	
Polia sincronizadora POWERGRIP 60 XL 037	2	1.143,00		2.286,00	6,236	
Bucha de esferas INA KH 5070	1	3.033,21		3.033,21	8,274	
Retentor INA G 50x62x5	2	308,08		616,16	1,681	
Porca de fixação KM 1	2	25,00		50,00	50,00	0,136
Porca de fixação KM 8	2	88,00		176,00	0,480	
Parafuso de esferas recirculantes RM 1605 A	1	8.087,00		8.087,00	22,060	
Castanha RM 1605 A	1	12.933,00		12.933,00	35,279	
Aço ARNT 1020	30	26,00/Kg		780,00	2,128	
Aço ABNT 1045	10	30,00/Kg		300,00	0,819	
Diversos	-	-		1.000,00	2,728	
Não de obra / Ferramentaria	90h	500,00/h		45.000,00	122,726	
TOTAL				77.725,77	211.977	

Tabela 01 - Custos previstos para a solução nº 01.

PEÇA / DESCRIÇÃO	QTD	PREÇO UNIT CZ \$	PREÇO TOT CZ \$	PREÇO OTN
Rolamento 6000	4	145,60	582,40	1.589
Rolamento 6001 2Z	2	145,60	291,20	0,794
Rolamento 7201 B	4	761,60	3.046,40	8,316
Retentor 01423 BR	1	50,00	50,00	0,136
Polla sincronizadora POWERGRIP 18XI.037	4	546,00	2.184,00	5,953
Correias sincronizadoras	3	200,00	600,00	1,637
Porca de fixação KM 1	4	25,00	100,00	0,237
Porca de fixação KM 4	4	50,00	200,00	0,546
Parafuso de esferas recirculantes RM 1605 A	2	8.100,00	16.200,00	44,191
Castanha RM 1605 A	2	12.933,00	25.860,00	70,558
Nylon	0,3	350,00/Kg	186,00	0,507
Aço inoxidável	18	170,00/Kg	2.800,00	7,638
Aço ABNT 1020	35	26,00/Kg	940,00	2,546
Diversos	-	-	1.000,00	2,728
Não de obra / Ferramentaria	130	500,00/m	65.000,00	177,194
TOTAL		119010,00	324,624	

Tabela 02 - Custos previstos para a solução nº 2.

PEÇA / DESCRIÇÃO	QTD	PREÇO UNIT CZ\$	PREÇO TOT CZ\$	PREÇO QTN
Rolamento 6001 2Z	2	145,60	291,60	0,795
Rolamento 6000	2	145,60	291,60	0,795
Polia sincronizadora POWERGRIP 18 XL 037	2	546,60	1.092,00	2,979
Polia sincronizadora POWERGRIP 60 XL 037	2	1.143,00	2.286,00	6,236
Correia sincronizadora POWERGRIP 160 XL 037	2	181,00	362,00	0,987
Porca de fixação KM 1	2	25,00	50,00	0,136
Parafuso de esferas recirculantes RM 2505 A	1	9.915,00	9.915,00	27,054
Castanha RM 2505 A	1	15.466,00	15.466,00	42,200
Aço ABNT 1020	23	26,00/Kg	555,00	1,514
Aço ABNT 1045	13	30,00/Kg	390,00	1,064
Diversos	-	-	1.000,00	2,728
Mão de obra / Ferramentaria	65h	500,00/h	32.500,00	88,636
TOTAL		64.199,20	175,087	

Tabela 03 - Custos previstos para a solução nº 3.

OBS.: Os preços foram pesquisados em junho e julho de 1987. Devido à grande variação motivada pela inflação, indicamos também a cotação em OTN's.

A relação das firmas pesquisadas na tomada de preços segue abaixo:

Produtos Prontos:

- Fusão Comércio e Importação de Ferramentas
Rua Florêncio de Abreu, 297 - Fone: 229.4133
- Rollingberg Comércio de Acessórios Industriais LTDA
Rua Vitória, 96 - Fone: 221.0299
- Diva Borrachas LTDA
Rua Florêncio de Abreu, 607 - Fone: 228.5155
- Brastrela Importação e Exportação LTDA
Rua Ricardo Cavattou, 276 - Fone: 260.9211
- Revenda Warner Eletric do Brasil LTDA
Fone: 229.3566
- Antunes Freixo Importadora S.A.
Rua Florêncio de Abreu, 297 - Fone: 228.6011
- Abecom Comércio e Produtos de Borracha LTDA
Rua Vinte e Um de Abril, 1161 - Fone: 291.1322
- Anel-Ret Comércio e Importação LTDA
Rua Florêncio de Abreu, 373 - Fone: 228.2211

Materiais Plásticos:

- Plastireal Plásticos Industriais LTDA
Rua Florêncio de Abreu, 149 - Fone: 227.0855
- Dayco do Brasil - Divisão de Plásticos Industriais
Rua Marquês de São Vicente, 1205 - Fone: 826.7744
- Plastidutra Plásticos Industriais LTDA
Avenida Rio Branco, 324 - Fone: 270.3922
- Giganplast Plásticos Industriais
Rua Anhaia, 885 - Fone: 220.1777

Aços e Outros Metais:

- Siderinox Comércio e Indústria LTDA
Avenida D. Pedro I, 1515 - Diadema - Fone: 456.5599
- Guelfi Aços Indústria e Comércio de Aços Especiais LTDA
Rua Mello Peixoto, 1777 - Fone: 294.2122
- Atlasfer Aços LTDA
Rua Agostinho Gomes, 2325 - Fone: 273.0023
- Aços Itamarati Comércio e Distribuidora LTDA
Rua Sd. José Pires Barbosa Filho, 91 - Fone: 941.0866

IV - PROJETO BÁSICO

IV.1 - ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO - QUADRO COMPARATIVO:

Para a determinação da melhor solução faremos um quadro comparativo com as notas ponderadas de cada opção para diversas características da máquina. Essa ponderação será feita através de um peso que será determinado de acordo com a relevância da mesma. Serão analisadas apenas aquelas onde possa ocorrer diferenças devido ao tipo de construção ou componente utilizado. As demais serão consideradas equivalentes com respeito ao desempenho.

IV.1.1 - Características verificadas / Fator de ponderação (peso):

a) Tolerância de deslocamento:

A norma DIN 51 221¹² parte 3 exige uma variação máxima de proximadamente 1% da máxima extensão ou 0,5 mm.

Calcularemos a deformação máxima para a solução nº 3. Esta máquina, devido à inexistência de uma guia terá a maior deformação da travessa móvel, já que possui seção menor que as demais. Verificaremos então que todas respeitam a norma com apreciável folga. Caso isso não se verifique, o que é bastante improvável, deveremos analisar novamente os pré-requisitos básicos e então fazer um novo estudo das soluções possíveis.

Para esse item demos peso 10 por ser de fundamental importância para o resultado do ensaio.

b) Preço do equipamento:

Encontrar uma solução que oferecesse vantagens de custo foi um dos motivos que nos levou a desenvolver este projeto, conforme foi citado no item III.1 - Estabelecimento da Necessidade. Por causa disso, atribuímos um peso relativamente alto a este item: 8.

Nesta análise serão comparados apenas os preços do conjunto mecânico pois o controle eletrônico será o mesmo qualquer que seja a solução escolhida.

c) Facilidade de manutenção:

Não são esperados problemas de manutenção da parte mecânica. O número de peças é bastante reduzido e as velocidades e rotações também, o que diminui bastante a possibilidade de falhas. Daremos a nota tomado por base a facilidade de se fazer um eventual reparo. Peso 4.

d) Facilidade de montagem:

Aqui analisaremos o tempo necessário e os equipamentos necessários para se fazer a montagem de cada máquina. Peso 6.

e) Compaçidade:

Sendo uma máquina destinada a uso laboratorial, o espaço utilizado por ela deverá ser minimizado. Também é esperado um custo menor de material e mão de obra para um equipamento pequeno. Peso 5.

f) Rigidez:

É de grande importância para a confiabilidade do ensaio. Como todas fornecem resultados confiáveis, a avaliação será feita com base nos cuidados necessários na montagem e efeitos de eventuais choques que a máquina possa sofrer. Peso 8.

g) Facilidade de construção:

Este item também é de grande importância, tendo sido considerado um pré-requisito básico para o desenvolvimento do trabalho. Um melhor projeto implica em maior facilidade de usinagem das peças, menor custo de fabricação e maior facilidade de montagem. Esses fatores podem determinar a possibilidade de fazer usinagem em oficinas próprias de escolas e instituições de pesquisa ou então de contratar serviços de terceiros. Peso 10.

h) Capacidade de tração:

Todas permitem tracionar os 150 N propostos. A primeira solução, caso seja necessário, pode ter sua capacidade aumentada através da adoção de um motor de maior potência. Não podemos afirmar isso das outras soluções pois elas possuem apenas um parafuso de acionamento e portanto menos rigidez (isso poderá se tornar sensível no caso do aumento da carga de tração). Peso 6.

i) Facilidade de operação:

Os comandos serão iguais para todos, porém, nas soluções 2 e 3 temos maior mobilidade para a colocação dos corpos de prova nas garras. Peso 6.

IV.1.2 - Quadro comparativo:

CARACTERÍSTICAS	MÁQUINA 1		MÁQUINA 2		MÁQUINA 3		PESO P
	NOTA N	NxP	NOTA N	NxP	NOTA N	NxP	
Tolerância de deslocamento	10	100	10	100	9	90	10
Preço	5	40	8	64	10	80	8
Facilidade de manutenção	9	36	8	32	10	40	4
Facilidade de montagem	8	48	6	36	10	60	6
Compacticidade	7	35	8	40	10	50	5
Rigidez	10	80	8	64	7	56	8
Facilidade de construção	8	80	8	80	10	100	10
Capacidade de tração	10	60	9	54	9	54	6
Facilidade de operação	9	54	10	60	10	60	6
TOTAL.		533		530		590	63

Quadro 01 - Resultados obtidos por máquina.

Dos resultados do quadro 01 obtemos as seguintes médias para as soluções possíveis:

Solução 1: média = 8,46

Solução 2: média = 8,41

Solução 3: média = 9,37

Como vemos a solução número 3 foi a que obteve a maior média. Partiremos agora para o estudo teórico da solução adotada para

o dimensionamento final de alguns componentes e ainda a seleção de outros que serão necessários ao equipamento.

IV.2 - PROCEDIMENTO TEÓRICO:

IV.2.1 - Determinação da carga total a ser elevada:

Somente serão analisadas as cargas dos componentes. O valor da carga de tração não será calculado neste item, mas somente para o dimensionamento do motor na partida e durante o ensaio.

Alguns componentes terão suas massas calculadas a partir de dimensões provisórias, enquanto outros têm suas massas fornecidas pelo fabricante. No item IV.2.6 será feita a verificação das dimensões adotadas para a travessa móvel.

Cargas:	castanha ³⁵	2,8 N	Dados dos fabricantes
	célula de carga ³⁶	2,0 N	
	travessa	1,7 N	
	garra	0,8 N	
	TOTAL	7,5 N	

Dimensões propostas aproximadas para a travessa móvel foram adotadas para os cálculos dimensionais, podendo sofrer ligeiras modificações no desenho final. Na figura 09 estão definidas algumas dimensões preliminares.

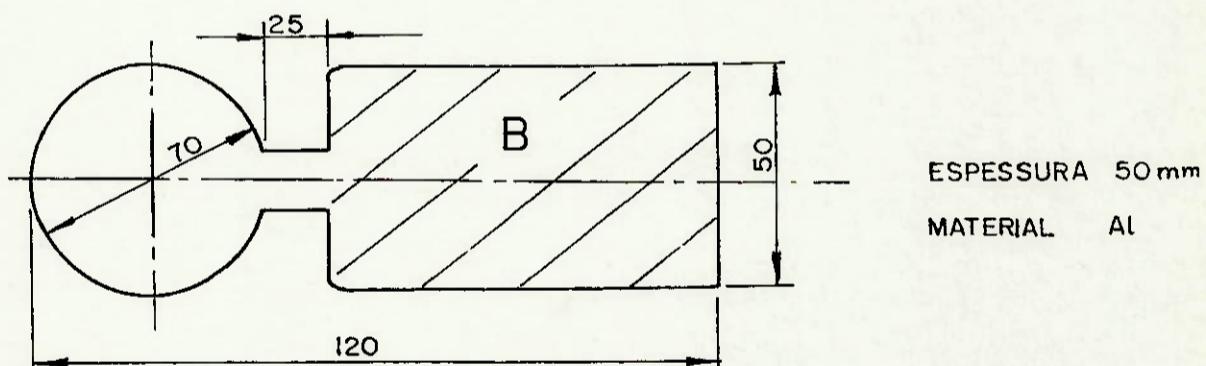


Figura 09 - Dimensões aproximadas da travessa móvel.

Volume aproximado da travessa:

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot (70^2 - 50^2) \cdot 20 + (120-95) \cdot 40 \cdot 25 = 62700 \text{ mm}^3$$

Sabemos que a massa é dada por: $m = \rho \cdot V$

onde: ρ = massa específica do alumínio = $2,7 \text{ g/cm}^3$;

V = volume calculado.

Portanto o peso total é de aproximadamente 1,7 N

IV.2.2 - Momento devido à carga:

Na figura 10 temos um esquema da travessa móvel da máquina. A partir desse esquema podemos calcular a carga de flexão sobre o fuso.

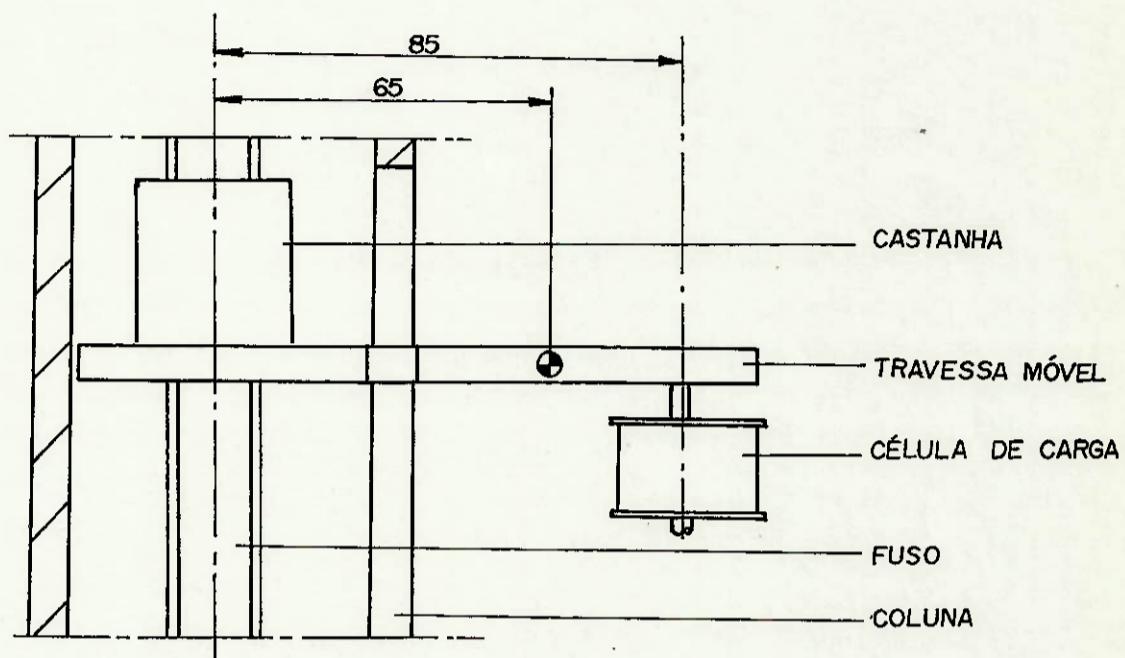


Figura 10 - Esquema da travessa móvel.

As cargas responsáveis pelo momento torsor serão:

- o peso próprio de B (região hachurada da figura 09);
- o peso do conjunto garra/célula de carga;
- a carga de tração.

Então temos:

$$M = (150+2,8) \cdot 0,085 + 1,0 \cdot 0,065 = 13,05 \text{ N};$$

esse valor será o valor do produto $P \cdot c$ utilizado no item IV.2.4.

OBS: A distância entre o eixo de simetria do fuso e o centro de ação da força de tração foi adotada respeitando a norma DIN 51221-3.

IV.2.3 - Comprimento entre apoios do parafuso de esferas recirculantes:

As dimensões adotadas foram baseadas nas dimensões dos componentes necessários mais o curso útil necessário para o ensaio. A figura 11 mostra as dimensões aproximadas.

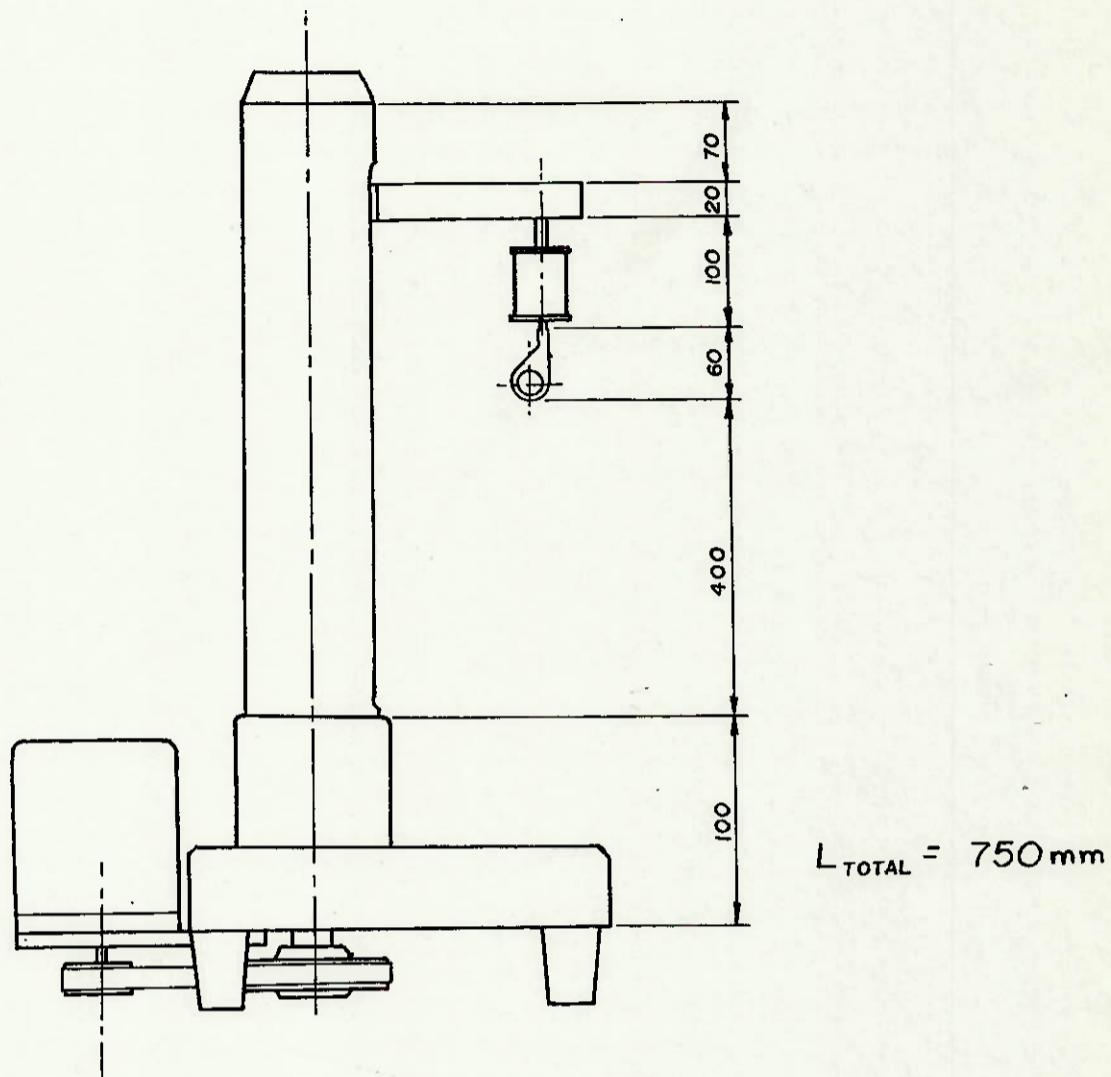


Figura 11 - Cotas necessárias para a máquina.

IV.2.4 - Reações de apoio:

O fuso será apoiado em um rolamento de esferas, portanto só temos reações normais e axiais. Devido à construção, o rolamento superior não estará sujeito a esforços axiais.

A força de tensionamento da correia será desprezada. Isso pode ser feito porque ela é aplicada bastante próxima ao rolamento; e principalmente, devido ao fato de correias sincronizadoras requi-

sitarem um pré-tensionamento muito baixo, sendo da ordem de apenas 1,0 N em nosso caso.

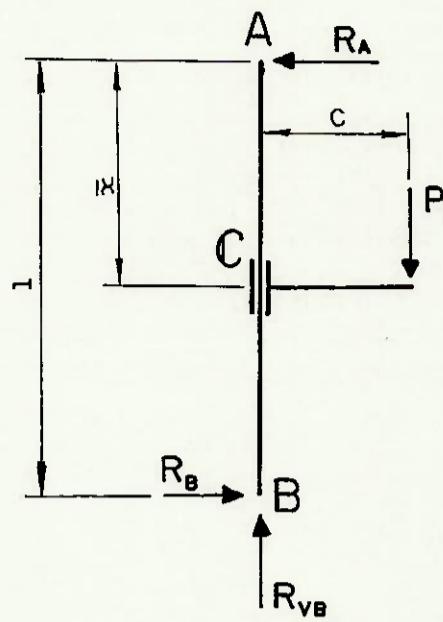


Figura 12 - Esquema das forças atuantes:

Das equações da estática temos:

$$\begin{aligned}\Sigma F_V &= 0 \Rightarrow R_{VB} = P \\ \Sigma F_H &= 0 \Rightarrow -R_A + R_B = 0 \\ \Sigma M_A &= 0 \Rightarrow P \cdot c = R_B \cdot l \Rightarrow R = \frac{P \cdot c}{l} = R_A\end{aligned}$$

Podemos então traçar os diagramas de esforços, conforme mostrado na figura 13.

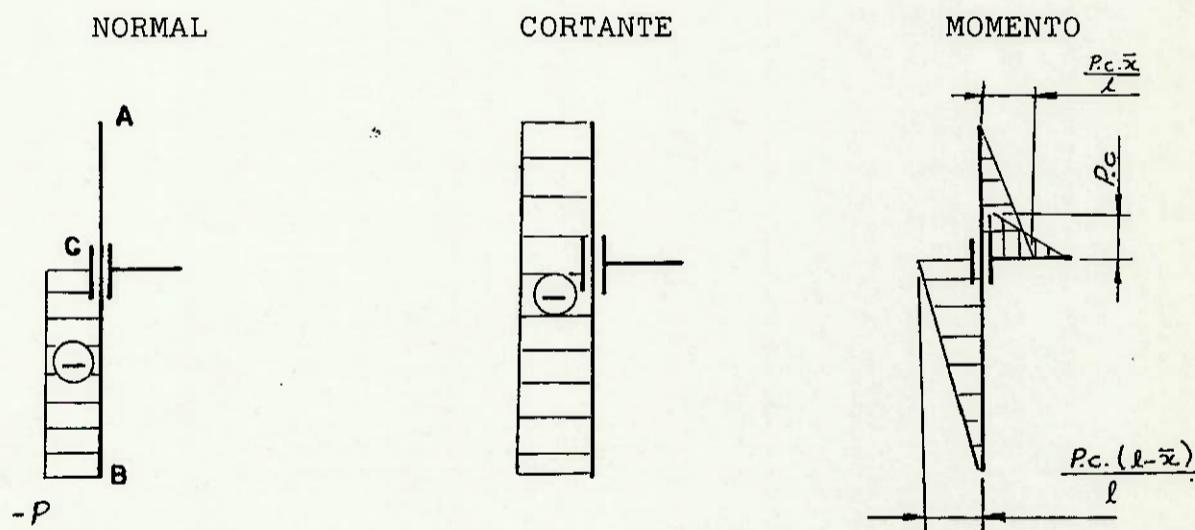


Figura 13 - Diagrama de esforços internos.

Equação da linha elástica:

Consideramos o fuso como sendo um cilindro de diâmetro igual ao diâmetro da base da rosca.

Sabemos que:

$$-V''(x) \approx \frac{M(x)}{E(x) \cdot I(x)}$$

onde:

$$\left. \begin{array}{l} E(x) = \text{constante} = E \\ I(x) = \text{constante} = I \end{array} \right\} E \cdot I = \text{constante}$$

Para o trecho 1: Ax (até a castanha):

$$M(x) = \frac{P \cdot c}{l} \cdot x$$

e portanto:

$$\frac{P \cdot c \cdot x}{E \cdot I \cdot l} = -V''(x)$$

integrando duas vezes essa equação obtemos:

$$(1) \quad V_1'(x) = -\frac{P \cdot c}{2 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot x^2 + \alpha_1$$

$$(2) \quad V_1(x) = -\frac{P \cdot c}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot x^3 + \alpha_1 \cdot x + \beta_1$$

Para o trecho 2:

$$V_2''(x) = (P \cdot c - \frac{P \cdot c \cdot x}{l}) \cdot \frac{1,0}{E \cdot I}$$

De modo análogo ao anterior:

$$(3) \quad V_2'(x) = -\frac{P \cdot c \cdot x^2}{E \cdot I \cdot 2 \cdot l} + \frac{P \cdot c}{E \cdot I} \cdot x + \alpha_2$$

$$(4) \quad V_2(x) = -\frac{P \cdot c \cdot x^3}{E \cdot I \cdot 6 \cdot l} + \frac{P \cdot c \cdot x^2}{E \cdot I \cdot 2} + \alpha_2 \cdot x + \beta_2$$

Com as condições de contorno abaixo determinamos os valores das constantes de integração.

- i) $V_1(0) = 0;$
- ii) $V_2(1) = 0;$

$$\text{iii)} \quad v(\bar{x}) = v_2(\bar{x})$$

$$\text{iv)} \quad v'(\bar{x}) = v'_2(\bar{x})$$

onde \bar{x} é a posição onde se encontra a castanha.

Escolhemos o ponto \bar{x} na posição mais elevada que a castanha possa se posicionar. Neste ponto temos a maior carga de tração e a condição crítica de operação do eixo. Adotando um eixo de comprimento $l = 0,75\text{m}$ e $\bar{x} = 0,68\text{m}$ temos:

Para simplificarmos as expressões chamaremos o produto $\frac{P \cdot c}{E \cdot I}$ de δ .

De (i) temos:

$$v(0) = -\delta \cdot \frac{0^3}{6 \cdot 1} + \alpha_1 \cdot 0 + \beta_1 = 0 \Rightarrow \beta_1 = 0$$

De (ii) temos:

$$v_2(1) = 0 \Rightarrow v_2(0,75) = 0$$

$$-\delta \cdot \frac{1^3}{6 \cdot 1} + \frac{1^2}{2} \cdot \delta + \alpha_2 \cdot 1 + \beta_2 = 0 = -\delta \cdot \frac{1^2}{3} + \alpha_2 \cdot 1 + \beta_2 = 0$$

ou,

$$(5) \quad -\delta \cdot \frac{0,75^2}{3} + \alpha_2 \cdot 0,75 + \beta_2 = 0 \Rightarrow \delta \cdot 0,1875 + \alpha_2 \cdot 0,75 + \beta_2 = 0$$

De (iii) temos:

$$-\delta \cdot \frac{\bar{x}^3}{6 \cdot 1} + \alpha_1 \cdot \bar{x} = -\delta \cdot \frac{\bar{x}^3}{2} + \alpha_2 \cdot \bar{x} + \delta \cdot \frac{\bar{x}^2}{2} + \beta_2$$

ou,

$$(6) \quad 0,68 \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) - 0,2312 \cdot \delta = \beta_2$$

De (iv) temos:

$$-\delta \cdot \frac{x^2}{2 \cdot 1} + \alpha_1 = -\delta \cdot \frac{x^2}{2 \cdot 1} + \delta \cdot x + \alpha_2 \Rightarrow \alpha_1 - \alpha_2 = \delta \cdot x$$

ou,

$$(7) \quad \alpha_1 - \alpha_2 = 0,68 \cdot \delta$$

Substituindo (7) em (6):

$$(8) \quad 0,68 \cdot (0,68 \cdot \delta) - 0,2312 \cdot \delta = \beta_2 \Rightarrow \beta_2 = 0,2312 \cdot \delta$$

Substituindo (8) em (5):

$$(9) \quad 0,1875 \cdot \delta + \alpha_2 \cdot 0,75 + 0,2312 \cdot \delta = 0 \Rightarrow \alpha_2 = -\frac{1,6748}{3} \cdot \delta$$

Substituindo (9) em (7):

$$\alpha_1 - \left(-\frac{1,6748}{3} \cdot \delta \right) = \delta \cdot 0,68 \Rightarrow \alpha_1 = \frac{0,3652}{3} \cdot \delta$$

Assim as equações (1), (2), (3) e (4) ficam:

$$(1') \quad \left[v_1'(x) = \delta \cdot \left(\frac{-x^2}{2 \cdot 1} + \frac{0,3652}{3} \right) \right]$$

$$(2') \quad \left[v_1(x) = \delta \cdot \left(-\frac{x^3}{6 \cdot 1} + \frac{0,3652}{3} \cdot x \right) \right]$$

$$(3') \quad \left[v_2'(x) = \delta \cdot \left(-\frac{x^2}{2 \cdot 1} + x - \frac{1,6748}{3} \right) \right]$$

$$(4') \quad \left[v_2(x) = \delta \cdot \left(-\frac{x^3}{6 \cdot 1} + \frac{x^2}{2} - \frac{1,6748}{3} \cdot x + 0,2312 \right) \right]$$

IV.2.5 - Cálculo do diâmetro mínimo do eixo:

Sabemos que o ângulo máximo de inclinação admissível para os rolamentos de esferas é de 0,002327 rad (8 minutos). Admitiremos que não existe inclinação devido à construção e toda a inclinação a consegue devido à carga. Essa aproximação é falsa, no entanto ela servirá para determinarmos o diâmetro mínimo do eixo e ainda qual a tolerância de posição admissível.

Imporemos então as condições limites e determinaremos o valor mínimo admissível para o diâmetro do eixo (parafuso de acionamento):

$$v_1'(0) = \delta \cdot \left(\frac{0,3652}{3} \right) \leq 0,002327 \Rightarrow \delta \leq 0,019$$

$$v_2'(1) = \delta \cdot \left(-\frac{0,75^2}{2 \cdot 0,75} + 0,75 - \frac{1,6748}{3} \right) \leq 0,002327$$

$$\Rightarrow \delta \leq 0,0127$$

$$\text{Sabemos que } \delta = \frac{\text{P.c}}{\text{E.I}}$$

onde: $E = E_{\text{aço}} = 2,1 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$;

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{4}$$

Portanto, temos a seguinte expressão para o diâmetro D:

$$\delta = \frac{13 \cdot 64}{2 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot D} \Rightarrow D^4 \geq 0,0187 \text{ m} \Rightarrow D \geq 17 \text{ mm}$$

A Warner Electric³⁵ fornece parafusos de esferas recirculantes de diâmetro do fundo de rosca igual a 21 mm e passo de 5 mm. Para esses valores obtemos um valor de δ igual a 0,006485.

Substituindo o valor obtido de δ , verificamos que a máxima inclinação esperada para o fuso nos mancais é de 0,00188 rad. Então temos uma folga de 0,00045 rad (aproximadamente 1,6 minutos) como tolerância de posição, isto é, o ângulo formado entre o eixo de simetria do parafuso de acionamento e o do mancal do rolamento não deve exceder 0,00045 rad.

IV.2.6 - Deformação da travessa móvel devido à carga de tração:

As dimensões da travessa foram determinadas através do desenho inicial (croquis). As que necessitamos para o cálculo estão indicadas na figura 14.

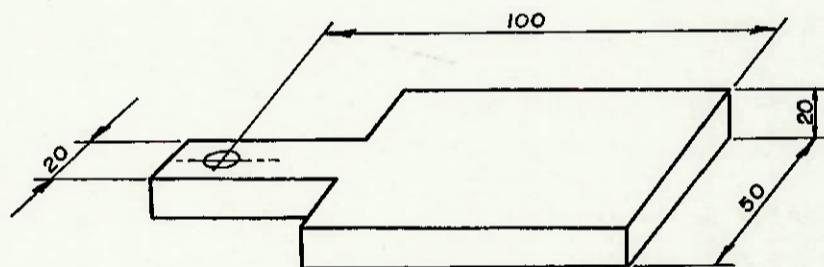


Figura 14 - Desenho esquemático da travessa móvel.

Para simplificarmos os cálculos, imaginamos a placa com largura constante igual a 20 mm. Desprezamos o peso próprio por ser desprezível em face aos demais esforços.

Na figura 15 temos os diagramas de esforços solicitantes para uma barra engastada carregada na extremidade, que é similar ao tipo de carregamento que temos.

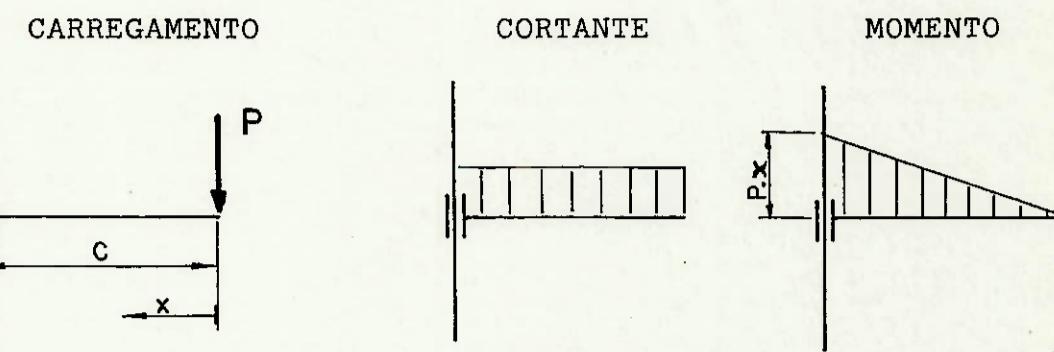


Figura 15 - Diagrama de esforços e carregamento da travessa móvel.

De modo análogo ao feito no item IV.2.4 faremos a dedução da equação da linha elástica para podermos determinar a deformação o corrida na travessa quando sujeita à carga de ensaio. A orientação de x será feita conforme o indicado na figura 15.

$$-\frac{M(x)}{E \cdot I} = V'' ; \quad \text{onde} \quad \begin{cases} M = P \cdot x \\ P \text{ é o carregamento} \end{cases}$$

$$(10) \quad V'(x) = -\frac{P \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot I} + A$$

$$(11) \quad V(x) = -\frac{P \cdot x^3}{6 \cdot E \cdot I} + A \cdot x + B$$

Como a ligação entre a castanha e o parafuso não permite rotação perpendicularmente ao eixo do parafuso, temos como condição de contorno o ângulo de inclinação nulo para $x = c$. A outra condição de contorno é o deslocamento nulo desse mesmo ponto, assim temos:

$$V(x=0,1) = 0 \quad (I)$$

$$V'(x=0,1) = 0 \quad (II)$$

Estimando uma carga de tração máxima em torno de 150 N, obtemos os valores das constantes A e B das equações 10 e 11.

Da condição de contorno II:

$$V'(0,1) = 0 \Rightarrow -\frac{150.0,1^2}{2.E.I} + A = 0$$

e daí tiramos o valor da constante A:

$$(12) \quad A = \frac{3}{4.E.I}$$

Substituindo (12) em (11):

$$-\frac{150.0,1^3}{6.E.I} + \frac{3}{4.E.I} \cdot 0,1 + B = 0$$

e daí tiramos o valor da constante B:

$$(13) \quad B = \frac{1}{20.E.I}$$

Substituindo (13) na equação (11) obtemos a expressão da linha elástica:

$$V(x) = -\frac{150.x^3}{6.E.I} + \frac{3}{4.E.I} \cdot x + \frac{1}{20.E.I}$$

Para o ponto extremo da travessa ($x=0$) temos:

$$V(0) = \frac{1}{20.E.I}$$

onde:

E: é o módulo de elasticidade do material;

I: é o momento de inércia da seção. Em nosso caso utilizamos o valor obtido para a seção crítica.

Sendo a seção crítica um retângulo de base igual a 0,025 m e altura igual a 0,02 m temos:

$$I = \frac{0,025 \cdot 0,02^3}{12} = 1,667 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

e o produto E.I fica:

$$E.I = 7 \cdot 10^{10} \cdot 1,667 \cdot 10^{-8} = 1166,7 \text{ Nm}^2$$

OBS: Para esse cálculo utilizamos o módulo de elasticidade do alumínio, porém deveremos utilizar o duralumínio na confecção da travessa pois assim poderemos diminuir as dimensões e aumentar a resistência.

Com esses dados obtemos o valor do deslocamento máximo da ponta da travessa (onde estará ligada a garra):

$$V(0) = \frac{1}{20 \cdot 1166,7} = 4,29 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,043 \text{ mm}$$

OBS: Com o uso de duralumínio esse valor ainda deverá diminuir.

IV.2.7 - Erro causado pela inclinação da travessa:

Neste item consideraremos apenas a inclinação causada pela carga de tração. A inclinação devido à folga na castanha é provocada pelo peso próprio do conjunto da travessa móvel e portanto não se alterará durante o ensaio, e então não influirá nos resultados.

Na figura 16 mostramos esquematicamente a influência da deformação do parafuso de açãoamento no erro de posicionamento para a condição de carregamento máximo da máquina.

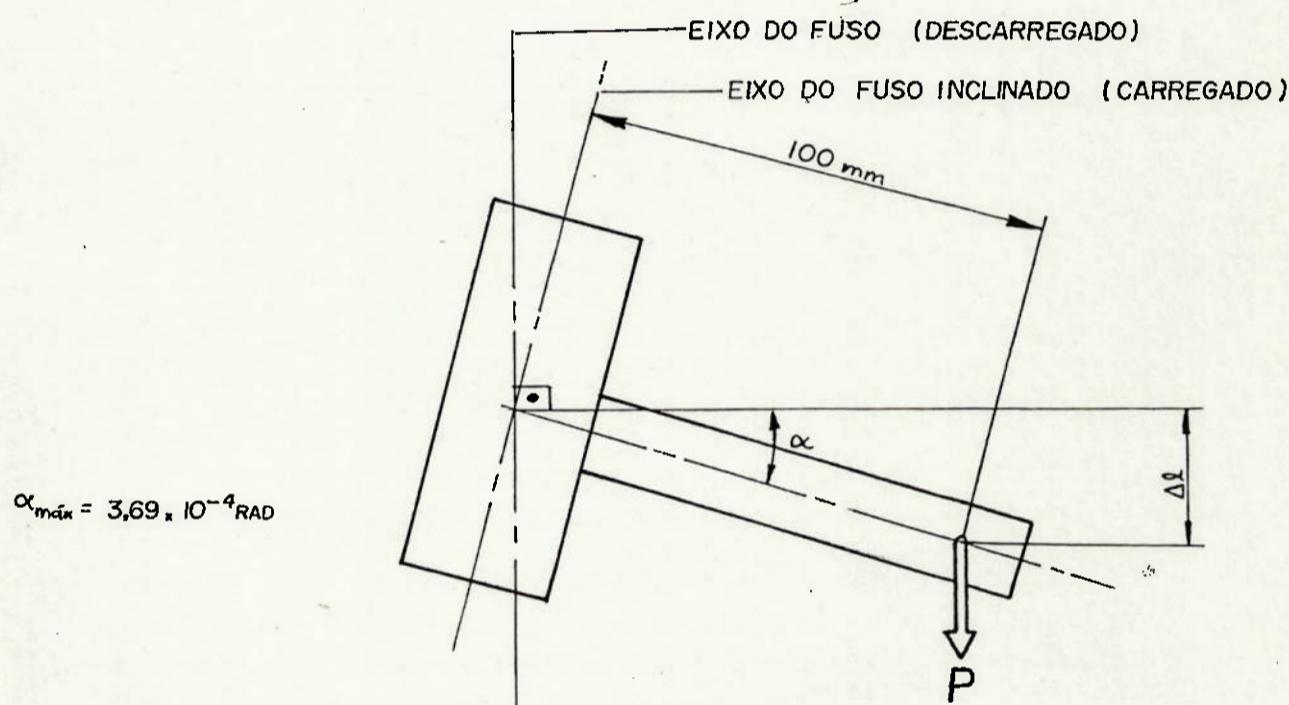


Figura 16 - Erro devido à inclinação do parafuso.

Com as equações (1') e (3') podemos determinar a inclinação do parafuso na região onde está a travessa e consequentemente a inclinação da travessa nesse ponto, já que pode ser considerado um

engastamento.

O ângulo máximo de inclinação do parafuso é $3,69 \cdot 10^{-4}$ rad. Para esse ângulo, o erro causado na extremidade da travessa é dado por:

$$\text{sen } \alpha = \frac{\Delta l}{100} \Rightarrow \Delta l = 100 \cdot \text{sen} 3,69 \cdot 10^{-4} = 0,037 \text{ mm}$$

IV.2.8 - Erro causado pelo escorregamento do motor na partida:

Como o sistema trabalhará em malha aberta, sem sensoreamento de posição, esse tipo de erro deverá ser considerado, já que é comum aos motores de passo.

A determinação do valor máximo admitido para o escorregamento do motor é feita através do manual técnico fornecido pelo fabricante. Em nosso caso, para um motor de 1000 passos por rotação, o escorregamento permitido é de 10^{30} passos. Isso equivale a $1/100$ rotação do motor, o que se transformará em $1/1100$ rotação do parafuso de açãoamento. Para um passo de 5mm isso equivale a aproximadamente 0,0045 mm.

IV.2.9 - Erros acumulados:

Segundo a norma DIN 51221 parte 3, a soma de todos os erros não deve exceder 0,5 mm, ou então 1% do deslocamento máximo da travessa. A soma dos erros esperados para este projeto é mostrada a seguir, onde verificamos se respeitam a norma.

A deformação máxima prevista para a garra é de 0,010mm. Esse valor foi admitido como sendo máximo que poderemos ter para garantir que a máquina respeite a norma. Na realidade esse valor poderia ser maior, porém agimos a favor da segurança limitando-o abaixo do que seria necessário. Isso pode ser bastante útil para compensar eventuais falhas de construção ou algum outro imprevisto.

A garra é dimensionada a partir do deslocamento permitido, por isso, emprega-se tamanhos diferentes tamanhos de acor-

do com a carga máxima esperada para o ensaio. Garras superdimensionadas, de massa excessiva, podem se tornar empecilhos para a execução de ensaios de corpos de prova muito pequenos.

A relação dos erros e intensidades de cada um está indicada no quadro abaixo:

- Deformação da travessa	0,043 mm (item IV.2.6)
- Inclinação da travessa	0,037 mm (item IV.2.7)
- Deformação das garras	0,010 mm (previsto)
- Escorregamento na partida	0,0045mm (item IV.2.8)
- Tolerância de fabricação do fuso	0,200 mm (catálogo) ³⁵
TOTAL	0,2945 mm

Com esse valor calculamos o erro percentual:

$$\text{Erro percentual} = \frac{0,2945}{(500 - 0,2945)} = 0,06\%$$

Vemos portanto que em nenhum dos dois casos a norma é desrespeitada.

IV.3 - SELEÇÃO DE COMPONENTES:

IV.3.1 - Seleção do motor:

Uma vez que já decidimos o tipo de motor a ser utilizado, vamos agora selecionar o mais adequado.

Devido às características do ensaio (cargas bastante baixas e velocidades também baixas), a condição crítica de funcionamento para o motor será no instante da partida, quando deverá vencer a inércia dos componentes da transmissão e do conjunto de tração. A seleção é feita então pela determinação do torque mínimo que o motor deverá ter para que o escorregamento não exceda o mínimo permitido.

Inicialmente consideramos as cargas de inércia que atuarão contra o movimento do motor. Essas cargas são:

- Massa do conjunto de tração;
- Polias;
- Parafuso de acionamento;
- Rotor;

Inércia do rotor:

O valor do momento de inércia do rotor é fornecido pelo próprio fabricante. Tomamos o momento de inércia do motor de maior torque fabricado pela Syncro, o qual provavelmente usaremos. O valor fornecido no catálogo³⁰ é 1,2 Kg.cm².

$$J_{\text{rotor}} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ Kg.m}$$

Inércia das polias:

Como não possuímos os dados reais, supomos que toda a massa se concentre em uma região próxima à borda da polia, desta forma estamos fazendo o cálculo a favor da segurança. Dos dados do catálogo temos:

- Massa da polia maior: $m_{\text{pg}} = 495 \text{ g.}$
- Diâmetro esterno : $D_{\text{pg}} = 96,5 \text{ mm.}$
- Momento de inércia : para ambas polias $J = \frac{m \cdot (R_2^2 + R_1^2)}{2}$

onde: m = massa em Kg;

R_1 = raio interno em m;

R_2 = raio externo em m.

Para a polia maior temos:

$$J_{\text{pg}} = \frac{0,495 \cdot [(0,0965/2)^2 + (0,0765/2)^2]}{2} = 9,4 \cdot 10^{-4} \text{ Kg.m}^2$$

Para a polia pequena temos os seguintes dados:

- Massa da polia menor: 77 g.
- Diâmetro externo : 28,6 mm.

Da equação do momento de inércia temos:

$$J_{pp} = \frac{0,077 \cdot [(0,0286/2)^2 + (0,0086/2)^2]}{2} = 8,6 \cdot 10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

OBS: Os valores do diâmetro interno foram adotados.

Esses valores não podem ser usados para todas as polias utilizadas. Na figura 17 vemos um esquema da transmissão da máquina. Essa transmissão foi escolhida para que tenhamos na travessa a velocidade de 25,4 mm/min com 1000 passos por segundo (1 rps) no motor. Como vemos foi necessário fazer duas reduções, sendo assim teremos acelerações angulares diferentes em cada eixo. Por causa disso utilizamos a inércia refletida das polias no dimensionamento do motor.

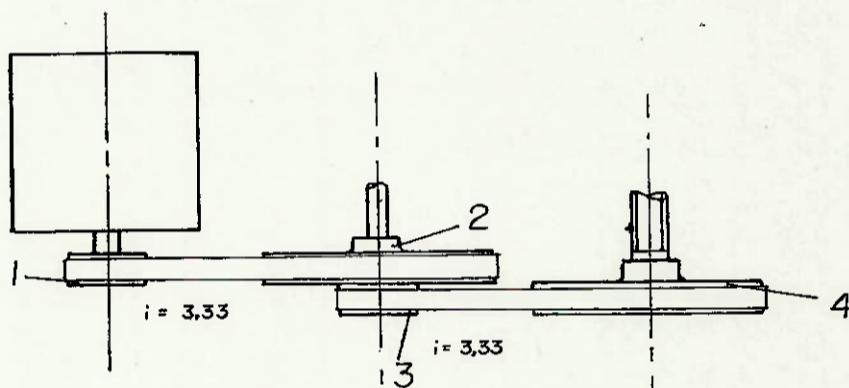


Figura 17 - Esquema simplificado da transmissão.

A inércia refletida ao motor é dada por:

$$J_r = \frac{J}{i^2}$$

onde:

J = inércia em relação ao eixo de rotação da polia;

i = relação de transmissão entre o motor e a polia.

A inércia refletida de 2 e 3 fica:

$$J_{r_{2,3}} = \frac{J_2 + J_3}{3,33^2} = \frac{9,4 \cdot 10^{-4} + 8,6 \cdot 10^{-6}}{11,11} = 8,5 \cdot 10^{-5} \text{ Kg.m}^2$$

A inércia refletida de 4 fica:

$$J_r = \frac{J}{i^2} = \frac{9,4 \cdot 10^{-4}}{11,11^2} = 7,6 \cdot 10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

A inércia total das polias será a soma das inércias de cada uma delas, então:

$$J_{tp} = J_i + J_{r_{2,3}} + J_{r_4}$$

$$J_{tp} = 8,6 \cdot 10^{-6} + 8,5 \cdot 10^{-5} + 7,6 \cdot 10^{-6} = 1,01 \cdot 10^{-4} \text{ Kg.m}^2$$

Inércia do conjunto de tração:

O conjunto de tração é composto pela travessa móvel, célu-
la de carga e garra. Apesar de ter uma massa considerável, a veloci-
dade é tão pequena e a redução tão grande que será desprezível, no
entanto calculamos esse valor apenas para nos certificarmos.

Para uma carga em deslocamento linear acionada por um fuso,
temos o momento de inércia dado pela expressão a seguir:

$$J = Q \cdot P^2 \cdot 0,0025$$

onde:

Q é a carga dada em N (ver item IV.2.1);

P é o passo dado em metros;

Para obtermos a inércia refletida fazemos do mesmo modo
que para as polias. Substituindo valores na equação acima temos:

$$J_r = \frac{7,5 \cdot 0,005^2 \cdot 0,0025}{11,11^2} = 3,8 \cdot 10^{-9} \text{ Kg.m}^2$$

Como pudemos constatar esse valor é desprezível quando com parado aos demais.

Inércia do fuso (parafuso de acionamento):

O momento de inércia do parafuso de acionamento é obtido a partir da equação para um cilindro. Essa é uma aproximação pois o fuso não é um cilindro perfeito, porém em nada altera o resultado. Utilizaremos como raio o raio médio da rosca.

$$J_{fr} = \frac{m \cdot R^2}{2 \cdot i^2}$$

onde:

m é a massa do parafuso;

R é o raio médio do parafuso;

i é a relação de transmissão entre o fuso e o motor;
e o índice "r" indica ser a inércia refletida.

Substituindo valores temos:

$$J_{fr} = \frac{[(\pi \cdot 0,023^2 / 4) \cdot 7800 \cdot 0,75] \cdot 0,023^2}{2 \cdot 11,11^2} = 5,2 \cdot 10^{-6} \text{ Kg.m}^2$$

IV.3.1 - Torque necessário para a partida:

Para a determinação do torque necessário para a partida, de modo que o escorregamento não ultrapasse o limite máximo admissível, utilizamos a fórmula a seguir:^{2.31}

$$T = J_t \cdot \frac{V}{\Delta t} \cdot \frac{2\pi}{n^{\circ} \text{ passos/rotação}}$$

onde:

J_t é o momento de inércia total a ser vencido;

t é o número de passos que se pode atrasar/ V ;

V é o número de passos do motor por rotação na saída.

então:

$$T = 2,3 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1000 \cdot 2\pi}{0,01 \cdot 1000} = 0,145 \text{ N.m (14,5 N.cm)}$$

Se adotarmos 2500 passos/segundo para a partida, substituindo na equação do torque necessário, obtemos o valor de 90 N.cm. Esse valor está de acordo com a curva de torque do motor Syncro código 8.21.0XX-X, de 0,36° de ângulo de passo. Esse motor é o mais potente fabricado no Brasil. Se quisermos partir com velocidade maior devemos utilizar o artifício de rampas de aceleração. No entanto, esse valor é adequado para a maioria dos ensaios. A velocidade durante o ensaio pode ser maior (aproximadamente $4,167 \cdot 10^{-3}$ m/s ou 250 mm/min) pois o torque do motor é necessário apenas para vencer a resistência da carga de tração e perdas no sistema mecânico.

IV.3.2 - Velocidade máxima de ensaio:

Conforme já foi dito, a velocidade máxima de ensaio será de aproximadamente $4,2 \cdot 10^{-3}$ m/s (cerca de 250 mm/min). Para garantir que isso seja possível devemos verificar se o motor tem torque suficiente a essa velocidade.

Como foi definido, o motor deverá permitir que a travessa se desloque a $4,2 \cdot 10^{-4}$ m/s a 1000 passos/segundo, portanto, para uma velocidade dez vezes maior deverá operar a 10000 passos/segundo. Vamos agora verificar qual o torque necessário nessa velocidade e qual o torque que o motor fornece.

(a) Torque de atrito:

É dado pela equação²⁵:

$$T = P \cdot \mu \cdot D / 2$$

onde:

P é a carga sobre o mancal;

μ é o coeficiente de atrito do mancal;

D é o diâmetro do furo do rolamento.

Supondo um rolamento com diâmetro interno de 20 mm e um

coeficiente de atrito igual a 0,003 para rolamentos de esferas²⁹, temos:

$$T = 157,5 \cdot 0,003 \cdot 0,01 = 0,0047 \text{ N.m}$$

O mancal intermediário tem carga praticamente desprezível e portanto não o consideramos.

(b) Torque de tração:

Faremos os cálculos para a condição crítica de funcionamento, ou seja, carga máxima sendo tracionada com a velocidade máxima.

Torque no parafuso de acionamento²⁵:

$$T_p = P \cdot [D/2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)]$$

onde:

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{\text{passo}}{\pi \cdot D}$$

D é o diâmetro médio do parafuso.

Assim temos:

$$T_p = 157,5 \cdot \left(\frac{0,023}{2} \cdot \frac{0,005}{\pi \cdot 0,023} \right) = 0,125 \text{ N.m}$$

O momento necessário para o motor depende da relação de transmissão e do rendimento do sistema mecânico.

$$T_m = \frac{T_p}{i \cdot \eta}$$

O rendimento é da ordem de 75% pois os rendimentos dos componentes são 96%, 85%⁷ e 98%²⁵ referentes à correia, fuso de esferas e mancal de rolamento respectivamente. Como temos mais de um mancal e duas correias, o resultado será aproximadamente 75%. Então obtemos para o torque o seguinte valor:

$$T_m = \frac{0,125}{0,75 \cdot 1,11,11} = 0,015 \text{ N.m}$$

O momento torçor total será a soma do momento devido à carga de tração com o momento devido ao atrito.

$$\begin{aligned}
 \text{Torque de tração} &= 0,015 \text{ N.m} \\
 \text{Torque de atrito} &= 0,0047 \text{ N.m} \\
 \text{Torque total} &= 0,0197 \text{ N.m}
 \end{aligned}$$

Na figura 18 vemos a curva de torque do motor escolhido. Como podemos observar, para a posição de 10000 passos/segundo, o torque fornecido é de aproximadamente 20 N.cm (0,2 N.m), suficiente portanto para a nossa necessidade. Na realidade esse valor está superdimensionado, no entanto isso é bom para evitar que o motor trabalhe no limite de sua capacidade e também para permitir que a máquina aceite pequenas sobrecargas inesperadas. Para cargas pequenas o ensaio poderá ser feito a velocidades bem maiores do que a determinada para a carga máxima.

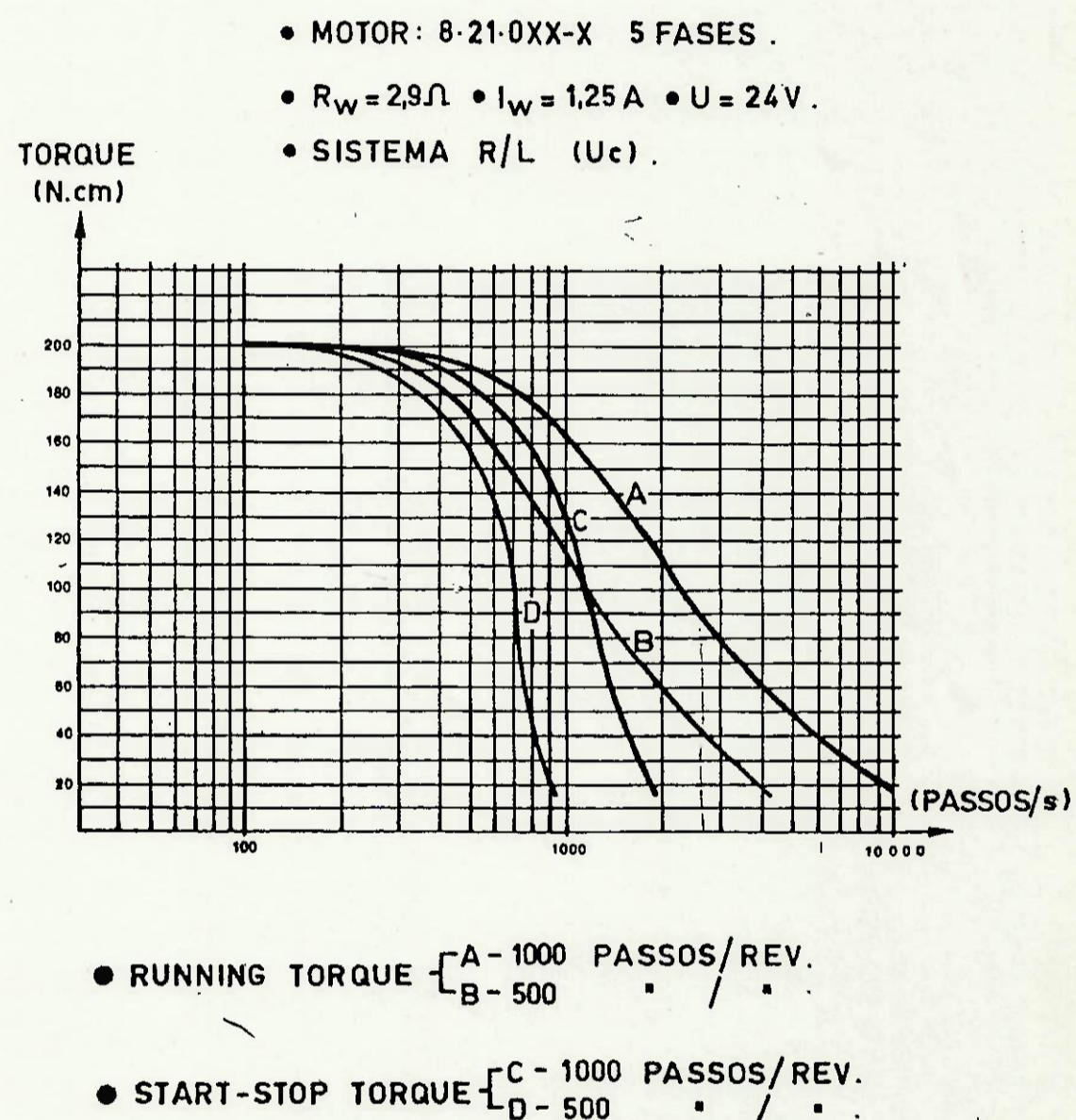


Figura 18 - Curva de torque do motor Syncro 8.21.0XX-X.

IV.3.3 - Verificação do conjunto CASTANHA/FUSO:

O diâmetro do parafuso de acionamento foi determinado no item IV.2.5, pela determinação da deformação máxima admissível. Faremos agora a verificação quanto à vida desse componente.

A vida em milhões de rotações é determinada de modo análogo à vida de rolamentos.^{34,35}

$$L = \left(\frac{C}{F_m} \right)^3$$

onde:

L é a vida em milhões de rotações;

C é a carga dinâmica;

F_m é a força média sobre o parafuso.

Para o parafuso de esferas recirculantes RM 2505 A, fabricado pela Warner Electric do Brasil, o valor de C é 10000 N.⁵ A força média foi determinada a partir do gráfico de esforços que atuam sobre o parafuso. Esse gráfico (Figura 19) foi feito supondo ensaios contínuos que atinjam a carga máxima, portanto o valor obtido será equivalente à mínima vida prevista para o fuso. No diagrama de esforços vemos uma região onde ocorre o ensaio e uma região de carregamento constante, referente ao retorno da travessa à posição inicial após a ruptura do corpo de prova.

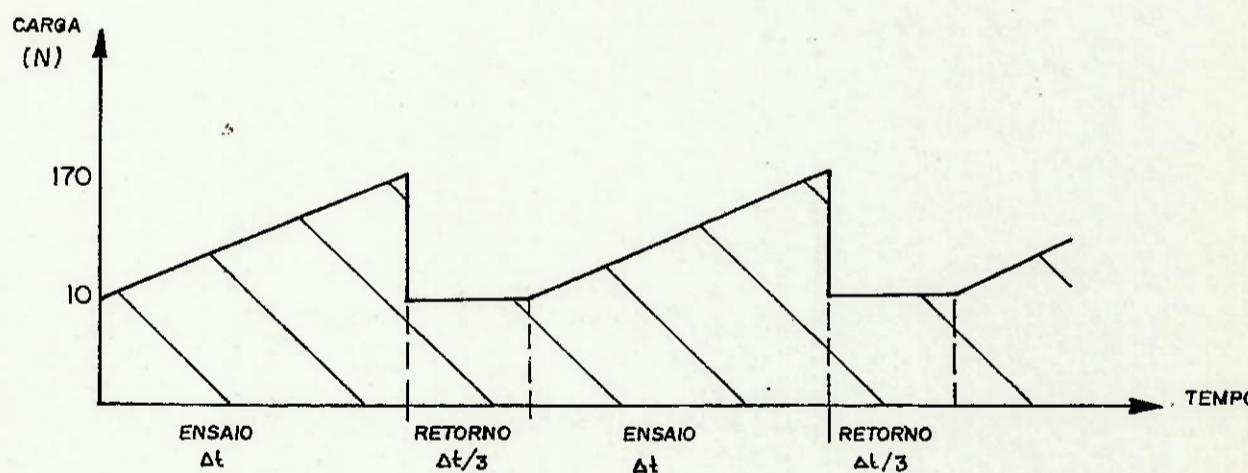


Figura 19 - Diagrama de cargas atuantes sobre o parafuso de acionamento.

A força média será então dada pela área média da figura.

$$F_m = \frac{[(160+10)/2] \cdot \Delta t + (10/3) \cdot \Delta t}{\Delta t \cdot (1 + 1/3)} = 66 \text{ N}$$

Substituindo valores na expressão obtemos uma vida prevista de $3,5 \cdot 10^2$ rotações. Tomando por base o valor de 250 rotações para cada ensaio, vemos que a vida prevista da máquina é de $1,4 \cdot 10^{10}$ ensaios. Se utilizarmos o critério de cálculo pela carga estática, já que trabalhamos com rotações muito baixas, obteremos um valor ainda maior. Portanto, o fato da máquina trabalhar sem o auxílio de uma bucha guia não será relevante. Sabemos que em condições de operação menos favorável a vida diminui, mesmo assim vemos que essa diminuição por maior que seja não nos será sensível.

IV.3.3 - Rolamentos:

Os rolamentos são calculados de modo análogo ao utilizado para o cálculo da vida do parafuso de acionamento, visto no item IV.3.2.

Sendo as cargas atuantes nos rolamentos da mesma ordem de grandeza ou menores do que aquelas que atuam no fuso, não faremos aqui a seleção dos mesmos. Se assim fizéssemos, encontrariíamos rolamentos de diâmetros muito pequenos, muito menores do que o diâmetro do fuso, ou do eixo intermediário, o que não é aconselhado. Por causa disso, optamos selecionar os rolamentos pelo diâmetro dos eixos. No exemplo dado abaixo vemos que nossa afirmação é verdadeira.

EXEMPLO: Se utilizássemos o menor rolamento existente no catálogo da FAG¹⁶ no parafuso de acionamento, obteríamos uma previsão de vida de aproximadamente 325.000 rotações na pior condição de operação. Esse valor é equivalente a cerca de 1.300 ensaios.

A utilização de rolamentos explica-se pela facilidade de

montagem que se consegue, são peças de baixo custo e diminuem a quantidade de peças que seriam necessárias construir, caso se optas se por outra solução, como o uso de buchas.

IV.3.4 - Correias:

As correias foram selecionadas de acordo com o catálogo NIROYAL 001/86. A correia selecionada é de passo XL para serviços leves. A potência transmitida por esse acionamento é de 0,01 HP. Como a redução necessária é de 1:11,11, optamos pela utilização de dois pares de polias iguais, fazendo a redução em dois passes.

As polias escolhidas foram:

18 XL 037 com 29,11 mm de diâmetro primitivo;
60 XL 037 com 97,03 mm de diâmetro primitivo.

A correia selecionada foi do tipo 160 XL 037 de 406,40 mm de comprimento primitivo.

IV.4 - MANUTENÇÃO:

Devido à grande simplicidade da máquina, não é esperada a ocorrência de problemas de funcionamento, basta apenas tomar alguns cuidados para o bom funcionamento do equipamento.

IV.4.1 - Transmissão:

Os rolamentos do parafuso de acionamento serão do tipo selados, não necessitando de manutenção nem lubrificação. Aconselhamos fazer a troca dos mesmos a cada 5 anos, quando a graxa que o lubrifica deverá estar em condições desfavoráveis. Caso o rolamento venha a apresentar falhas (ruídos) antes desse período, deverá ser trocado imediatamente.

Os rolamentos do eixo intermediário não serão selados, e portanto deverão ser engraxados regularmente. O período de engraxa-

mento variará de acordo com a frequência de utilização do equipamento. Aconselhamos a fazer a lubrificação pelo menos uma vez por mês, usando para isso graxas especiais para rolamentos.

As correias não necessitam de manutenção. Quando se verificar que estão em má condição de uso deverão ser trocadas. O único cuidado que elas exigem é estarem limpas, isentas de corpos estranhos que poderão danificá-las, e de graxa ou óleo que diminui a eficiência da transmissão, podendo provocar o escorregamento da correia sobre a polia.

O parafuso de esferas deverá ser lubrificado junto com os rolamentos e ser mantido livre de poeira. Não requer nenhum cuidado extra.

A parte eletrônica, composta pelo painel de controle, chaves de fim de curso e fiação deverão ser mantidas limpas e freqüentemente verificado o estado das ligações.

IV.5 - SISTEMA DE CONTROLE:

O sistema de controle desta máquina é composto basicamente de um microprocessador de 8 Bits, um módulo de comando para o acionamento do motor de passo e a célula de carga (ver figura 05).

O microprocessador usado, um 8085[®], é o responsável pelo comando das operações. É nele que é determinada a velocidade que o motor deve ter, e então enviado um sinal para o módulo de comando, que por sua vez o traduzirá em pulsos para o motor.

Temos anexo um esquema completo do sistema de controle da máquina, composto de uma célula de carga, uma fonte de alimentação (que não é mostrada na figura) e de uma placa com a configuração básica de um microcomputador de 8 Bits. A fonte será do tipo 5V,1A -

+12V/-12V, 300mA, facilmente encontrada em lojas especializadas em artigos eletrônicos. O módulo de comando é fabricado pela Syncro Eletromecânica LTDA, fabricante do motor.

A seguir temos uma breve descrição do sistema de controle e de seus componentes principais.

IV.5.1 - Organização de memória:

A capacidade de memória é de 24 KByte, composta por duas EPROM (27C64) e uma RAM (6264), cada uma com 8 KByte de capacidade. Essa configuração permite expansão para até 64 KByte, porém acreditamos que não será necessário.

Os ports de entrada e saída das memórias estão indicados na figura, assim como as ligações com o microprocessador.

IV.5.2 - Ports de E/S:

Os ports NSEL 20, 40 e 60 já foram mencionados (fazem a comunicação memória/microprocessador). Restam ainda os seguintes ports a serem comentados:

NSEL CO: Tem a função de fazer a leitura para a configuração inicial do sistema. A configuração inicial é opcional, podendo não existir. Porém, para permitir maior facilidade de operação para pessoas que não conhecem bem o equipamento, isso será de grande utilidade. É para esse fim que foram indicados os circuitos integrados (CI) 74LS244 e 74LS373.²³

NSEL 60 a 65: Servem para a configuração e envio de dados de controle para o módulo de comando. A configuração é feita pelo C.I. 8155, que recebe os dados de controle do microprocessador e envia para o módulo de comando após configurados.

NSEL 80 e 81: Servem para a configuração do canal de comunicação se

rial e envio de dados pelo canal (padrão RS-323A) a 3 fios (C.I. 8251). É através deste C.I. que fazemos a ligação do sistema de controle com a impressora para a impressão de resultados. Esse C.I. deve ser programado para fazer a comunicação do microprocessador com a impressora (configuração) e para informar à impressora o formato de impressão no qual os resultados sairão.

NSEL EO: Esse port serve para a configuração do conversor analógico digital (A/D) - ADC 0801.²⁴ Serve para fazer a comunicação entre o conversor e o microprocessador. Essa função é feita por interrupção do 8085 para tratamento dos dados já convertidos. Após tratados os dados, o microprocessador envia um sinal ao conversor A/D, que então envia um novo dado convertido.

IV.5.3 - Amplificadores operacionais:

São amplificadores LF 356 de banda larga para resposta rápida a mudanças. Esses amplificadores atuam como proteção do conversor A/D. Devem receber alimentação compatível com a célula de carga.

IV.5.4 - Célula de carga:

As células de cargas escolhidas para ensaio de tração de fios finos foram as fabricadas pela Kratos²⁵, que oferecem as melhores características técnicas entre as de fabricação nacional. Encontramos dessas células com diversas capacidades. O modelo mais adequado para o nosso caso é o MM, o qual é oferecido com capacidade variando de 1 a 20 Kgf (os valores acima desse não são de nosso interesse). Para ensaios de tração de fios capilares, não existe até agora nenhuma célula de carga nacional com sensibilidade suficientemente alta para cargas tão pequenas. Portanto, para esses en-

saios necessitaremos importar uma célula de carga ou então desenvolver uma especialmente para isso. Por hora, a máquina fica destinada apenas a ensaios de fios finos. Aconselhamos a compra de células de carga com capacidades de 10 , 50 e 200 N. Essas já são suficientes para se fazer grande número de ensaios com diversos tamanhos de corpos de prova.

V - CONCLUSÃO

A máquina projetada será bastante compacta, de baixo preço, de fácil construção e controle. Esses foram pré-requisitos básicos para a elaboração deste trabalho, e portanto acreditamos ter alcançado o objetivo visado.

A grande vantagem deste projeto consiste na utilização do motor de passo trabalhando em malha aberta. Isso nos permite trabalhar sem a necessidade de sensores de velocidade e de posição, o que diminui o custo do sistema de controle e ainda o torna muito mais simples. A ausência desses sensores nos faz desprezar as folgas no fuso e em outras partes passíveis de havê-las. O peso próprio das peças as mantém anuladas. Antes do início do movimento de tração começar, zera-se o contador de pulsos. Assim, a posição zero corresponde também à folga zero, e por isso pudemos aplicar uma nova filosofia no dimensionamento dos componentes, a saber:

As máquinas tradicionais eliminam as folgas através de construções mais elaboradas e utilização de guias precisas, limitando assim as deformações do fuso e a inclinação da travessa. Em nosso caso, devido a impossibilidade de colocação de guia interna, permitimos a inclinação da travessa, porém dimensionamos de forma que essas deformações não interferissem nos resultados e nem na vida dos componentes. Os movimentos de peças devido a folgas são compensados a cada início de ensaio, quando a pré-carga é aplicada e o contador de pulsos é zerado, conforme explicado acima.

A fase seguinte deste projeto é a construção das peças e posterior montagem. Feito isso será necessário o desenvolvimento e implementação do "soft-ware" de comando, isso deverá demandar um certo tempo até que o controle seja totalmente ajustado.

VI - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1 - AGOSTINHO, O. L. et alii. Tolerâncias, ajustes, desvios e análise de dimensões. São Paulo, Ed. Edgard Blücher, 1977.

2 - AIRPAX. Stepper Motor Handbook. 1982. p.10-13.

3 - AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. Standard Methods for Tension Testing of Metallic Materials, ASTM E 8M-84a, Philadelphia, 1984.

4 - AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. Standard Methods of Testing: Fine Round and Flat Wire for Electron Devices and Lamps, ASTM F 219-79, Philadelphia, 1979.

5 - AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. Standard Practices for Load Verification of Testing Machines, ASTM E4 - 83a, Philadelphia, 1983.

6 - AMERICAN SOCIETY FOR MATERIALS. Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Pure Metals, Metals Handbook. 9 ed. M. Park, 1979. v.2.

7 - A NACIONALIZAÇÃO do Fuso de Esferas. Revista Máquinas e Metais, julho, 1986. p. 35-38.

8 - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Determinação das Propriedades Mecânicas à Tração, NBR 6152. Rio de Janeiro, 1980.

9 - ASTROSYN. Technical Data - Application of Stepping Motor. NMB Japan Co., n.7.18, Tokio, Japão.

10 - BRESCIANI Fº, E. Seleção de Materiais Metálicos. Campinas, Ed. da Universidade de Campinas, 1985.

11 - CHIAVERINI, V. Tecnologia Mecânica. São Paulo, Ed.

McGraw-Hill, 1977. v.1.

12 - DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. Tensile Testing Machines, DIN 51.221 Part 1,3. Berlin, 1980.

13 - DIETER, G. E. Metalurgia Mecânica. Rio de Janeiro, Ed. Guanabara Dois, 1981.

14 - DOBROVOLSKI, V. et alii. Elementos de Máquinas. Moscou, Ed. Mir, 1980. p.369-371.

15 - EMIC EQUIPAMENTOS MECÂNICOS PARA A INDÚSTRIA. Máquinas Universais de Ensaio, Catálogo Técnico. São Paulo.

16 - FAG ROLAMENTOS. Catálogo Técnico 41000 PB.

17 - GOMES, M. R. et BRESCIANI F^a, E. Propriedades e Usos de Metais Não-Ferrosos. São Paulo, Associação Brasileira de Metais - ABM, 1985. p.1.

18 - HANNA, L. Fusos de Esferas: Eles Dão Confiabilidade às Máquinas. Revista Máquinas e Metais, p.36, julho, 1986.

19 - INTEL. Component Data Catalog. Jan. 1981.

20 - INTEL. 8085 User's Manual. 1980.

21 - KRATOS CÉLULAS DE CARGA. Catálogo Técnico MM.

22 - MADUREIRA, O. M. Metodologia do Projeto. São Paulo, EPUSP/DEM.

23 - NATIONAL SEMI-CONDUCTORS. Linear Data Handbook. 1983.

24 - NATIONAL SEMI-CONDUCTORS. Data Acquisition Handbook 1983.

25 - NIEMANN, G. Elementos de Máquinas. São Paulo, Ed.
Edgard Blücher, 1971. V.II.

26 - PANAMBRA INDUSTRIAL E TÉCNICA. Versat 500 - Pantec,
Catálogo Técnico. São Paulo.

27 - PLASTICS TECNOLOGY - Manufacturing Handbook and
Buyer's Guide. Bill Publication, V.30, jun.1984. p.434-435.

28 - SOUZA, S. A. de. Ensaios Mecânicos de Materiais Me-
tálicos. 5 ed. São Paulo, Ed. Edgard Blücher, 1982. p.3.

29 - SKF ROLAMENTOS. Catálogo Geral de Rolamentos. São
Paulo, 1985.

30 - SYNCRO ELETROMECÂNICA. Catálogo Técnico do motor 8-
21-0XX.X. São Paulo.

31 - SYNCRO ELETROMECÂNICA. Motor de Passo: Característi-
cas e aplicações. São Paulo.

32 - THIBAUT, R. Automatismos Pneumáticos e Hidráulicos.
Rio de Janeiro, Ed. L. Técnicos e Científicos, 1979. p.6.

33 - TRANSROLL. Ball Screws, Catálogo Técnico nº 2990E2.

34 - WARNER ELETRIC, BRAKE & CLUTCH Co. Anuário 1978.

35 - WARNER ELETRIC DO BRASIL. Parafusos de Esferas Re-
circulantes Séries RM e R - B.53-p-7771.

36 - ZAMPESE, B. Manuais de Rolamentos. São Paulo, Ed. do
Gremio Politécnico, 1980.