

ESCOLA POLITECNICA DA UNIVERSIDADE DE SAO PAULO

Departamento de Engenharia Mecânica

PMC-581 - PROJETO MECÂNICO II

Professor coordenador: Omar Moore de Madureira

*Projeto de um robô destinado à inserção de circuitos
integrados em placas de circuito impresso.*

Autor: Emílio Carlos Nelli Silva

Professor orientador: Julio Cesar Adamowski

São Paulo, dezembro de 1990

DEDICATORIA

Aos meus pais, que não mediram esforços para que eu atingisse meus objetivos, e à ESCOLA POLITECNICA da USP pela qual me formei engenheiro.

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600010674

TF-1990
S.38P4

136843
cad

SUMARIO

APRESENTAÇÃO	II
PREFACIO	III
CAPITULO I - ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE	1
CAPITULO II - O MANIPULADOR CARTESIANO (ROBO)	2
II.1 - FORMULAÇÃO DO PROJETO	2
II.1.1 - O processo de inserção	2
II.1.2 - Especificações técnicas do manipulador	3
II.2 - A CONCEPÇÃO DO MANIPULADOR	5
II.3 - PROJETO BASICO	15
II.3.1 - Modelagem matemática das partes do robô	15
II.3.2 - Análise de sensibilidade	26
II.3.3 - Análise de estabilidade	27
II.3.4 - Definição de parâmetros	28
II.4 - PROJETO EXECUTIVO	32
II.4.1 - Problemas de fabricação e montagem	33
II.4.2 - Ensaio de um braço de robô	34
II.4.3 - Problemas de funcionamento do manipulador e modificações realizadas	39

CAPITULO III - GARRAS	42
III.1 - FORMULAÇÃO DO PROJETO	42
III.2 - GARRA MUNIDA DE CELULA DE CARGA	43
III.2.1 - Concepção da garra	43
III.2.2 - Projeto básico	49
III.2.3 - Projeto executivo	56
III.3 - GARRA PNEUMATICA	57
III.3.1 - Concepção da garra	57
III.3.2 - Projeto básico	58
III.3.3 - Projeto executivo	60
CAPITULO IV - CELULA DE CARGA	61
IV.1 - DIMENSIONAMENTO DA CELULA	62
IV.2 - PARAMETROS ESCOLHIDOS	63
IV.3 - FABRICAÇÃO DA CELULA	64
CAPITULO V - DISPOSITIVOS AUXILIARES	65
V.1 - ALIMENTADOR CONTINUO DE CIS	65
V.2 - MESA PARA FIXAÇÃO DA PLACA	66
CONCLUSÃO e COMENTARIOS.....	68

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	69
ANEXOS	71
0 - Esquema em blocos do robô	71
1 - Características dos CIS	72
2 - Curvas de aceleração	73
3 - Cálculo da estrutura	74
4 - Perspectiva do manipulador	75
5 - Desenhos de conjunto e fabricação da estrutura	76
6 - Desenhos de conjunto e fabricação do braço horizontal.....	77
7 - Desenhos de conjunto e fabricação do braço vertical	78
8 - Desenhos de conjunto e fabricação dos "carros"	79
9 - Desenhos de conjunto e fabricação da garra ..	80
10 - Fotos do manipulador e da garra	81

APRESENTAÇÃO

Este trabalho tem por objetivo descrever o projeto da parte mecânica de um robô cartesiano destinado à inserção de circuitos integrados em placas de circuito impresso, desenvolvido pelo formando durante o estágio realizado no departamento de engenharia mecânica (julho/89 - dezembro/90) sob a orientação do professor Julio Cesar Adamowski.

Com a criação da área de mecatrônica no departamento iniciaram-se diversos projetos relacionados com automação (entre eles o AGV - Automated Guided Vehicle, sensor de ultrassom, robô industrial de montagem, etc..) com o objetivo de não só unir os pesquisadores da área, mas também de dar uma oportunidade aos alunos de graduação de aplicar seus conhecimentos adquiridos durante o curso, bem como ampliá-los no desenvolvimento de um projeto, passando por todas as etapas inclusive a fabricação de protótipos.

O objetivo inicial era de se desenvolver um robô altamente flexível que pudesse realizar diversos tipos de tarefas, para ser utilizado com fins didáticos. Porém, tendo em vista a sua flexibilidade, decidiu-se implementá-lo para realizar a tarefa particular de inserir CI's em placas de circuito impresso, uma vez que as máquinas que realizam essa tarefa atualmente possuem uma alta capacidade de inserção, porém uma baixa flexibilidade (montam um único tipo de placa).

Entretanto prevalece o objetivo inicial de utilizá-lo para outras tarefas.

O robô foi desenvolvido em conjunto com o também formando Cláudio Simon (área de computação - engenharia eletrônica), que ficou responsável pelo desenvolvimento do "software" e "hardware" eletrônico, também sob orientação do professor Julio Cesar Adamowski.

PREFACIO

O trabalho que é apresentado é baseado nos relatórios que foram enviados à FAPESP, onde são relatadas, além do projeto, as dificuldades encontradas e as soluções adotadas.

Ao escrever esse trabalho tive por objetivo não só documentar as atividades realizadas, mas também descrever a experiência adquirida, de maneira que alguém que queira aperfeiçoar o projeto ou iniciar um outro similar, possa fazê-lo já contando com alguma experiência e conhecimento sobre os problemas que possam surgir.

O trabalho é adequado também para quem queira adquirir conhecimentos básicos sobre robôs, pois apresenta uma variada gama de informações (tipos de acionamento, dimensionamento de motores de passo, dimensionamento de uma célula de carga, garras, etc...).

O projeto foi desenvolvido seguindo as etapas da metodologia de projeto, ou seja, análise e seleção da melhor solução, projeto básico (inclui modelo matemático e análise dos parâmetros críticos) e projeto executivo (desenhos de conjunto e fabricação, construção do protótipo). Os protótipos serão submetidos a ensaios e testes, e mediante os resultados obtidos será feito um reprojeto visando solucionar os problemas existentes.

Os desenhos de conjunto e fabricação (em anexo) das partes do robô (braço horizontal, vertical, estrutura e garra), foram executados no CATIA (programa de CAD instalado no IBM da USP), entretanto devido ao fato do grande número de usuários e à baixa confiabilidade do sistema resolveu-se manter parte das atividades na prancheta.

Devido ao excesso de trabalho na oficina a garra pneumática e os dispositivos auxiliares ainda não foram fabricados, sendo descrito nesse trabalho apenas o projeto básico dessas partes.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao professor Julio Cezar Adamowski por ter me dado a oportunidade de participar deste projeto, bem como pela ótima orientação e indispensável auxílio de sua ampla experiência e conhecimentos na área de automação industrial, sem os quais não seria possível a execução do projeto.

Agradeço também à todos os professores e técnicos do departamento de engenharia mecânica que me auxiliaram durante o projeto.

CAPITULO I

ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE

Está sendo desenvolvido no LAS (Laboratório de Automação e Sistemas da Escola Politécnica - USP) um robô industrial de montagem destinado a inserção de circuitos integrados em placas de circuito impresso.

Atualmente no Brasil, nas indústrias da área de informática e eletrônica, o processo de inserção é realizado manualmente, o que ocasiona erros na montagem e, portanto perdas na qualidade. O emprego de um robô nessa função proporciona as seguintes vantagens:

- menor tempo de produção
- redução de custos diretos
- maior flexibilidade e versatilidade na produção
(permite a montagem de diferentes configurações de placas)
- ganho de qualidade

As máquinas já existentes no exterior para essa função apresentam uma capacidade de produção muito alta (4500 componentes por hora), porém baixa flexibilidade. O robô que estamos desenvolvendo possui uma capacidade de inserção menor, mas muita flexibilidade, isto é, pode ser utilizado em vários graus de automação:

-indicar simplesmente a posição de inserção, sendo esta feita manualmente por um operário. Neste caso têm-se total aproveitamento do método em utilização (sistema de alimentação de componentes, mesas ou esteiras, etc)

-inserir os CI's automaticamente, o que neste caso exigirá que os métodos de alimentação de componentes e solda sejam modificados, a fim de possibilitar a operação adequada do robô.

CAPITULO II.

O MANIPULADOR CARTESIANO (ROBO)

II.1 - FORMULACAO DO PROJETO

II.1.1 - O processo de inserção

1. Descrição do CI e da placa de circuito impresso

Com relação às características eletrônicas, existem diversos tipos de CIs classificados segundo sua capacidade de processamento, tipos de instruções que pode executar, etc... Entretanto com relação às dimensões físicas, os CIs apresentam basicamente dois tipos de seção transversal e quatro diferentes comprimentos como mostrado no anexo 1.

Os CIs a serem inseridos são do tipo DIP (Dual Inline Package), ou do tipo revestido com cerâmica.

As placas de circuito impresso são geralmente fabricadas com fibra de vidro e revestidas com uma fina camada de cobre, que por meio de um processo envolvendo fotolitografia e corrosão química (conhecido como revelação da placa) dá origem ao circuito eletrônico. A espessura das placas está em torno de 2 mm e seu tamanho é variável.

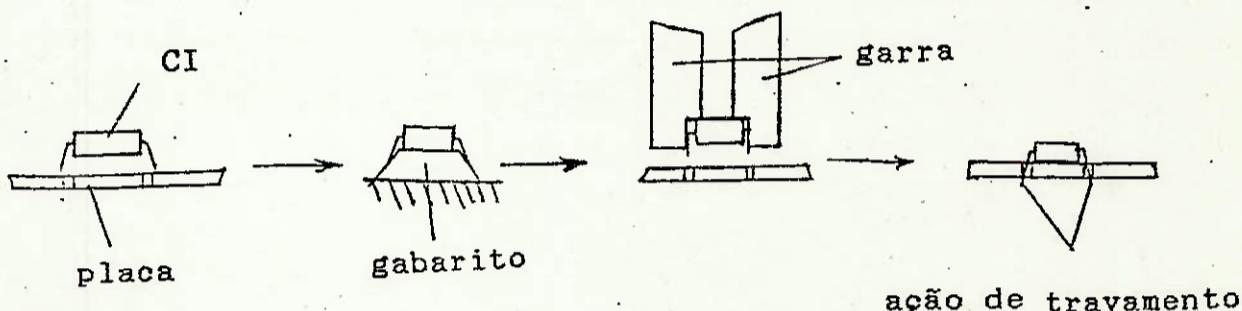
Os CIs podem ser presos na placa diretamente ou por meio de soquetes, que facilitam a sua troca em caso de dano. A utilização de soquetes é mais cara, se limitando a CIs que têm maior tendência de apresentar defeitos durante a fase de testes da placa após a fabricação.

2. Método de inserção

As pernas dos CI's apresentam-se geralmente mais afastadas do que a distância entre os furos na placa ou no soquete. É necessário portanto deformá-las para inserir o CI. Isto é feito de modo que após a inserção as pernas do CI abram, atuando como uma trava, o que mantém fixo o CI na placa (ver fig. 2.1). Assim evita-se que o CI caia quando for passar pelo processo de solda (onde a placa é colocada de cabeça para baixo).

Assim na inserção do CI deve-se seguir as seguintes etapas (ver fig. 2.1):

- pegar o CI no alimentador de componentes;
- colocar o CI num "gabarito" de maneira a garantir que as pernas estejam afastadas de uma distância desejada;
- inserir o CI. Para isso, por motivo já exposto, a garra deve ser capaz de deformar suas pernas. O cálculo da força para deformação é apresentado no capítulo IV.



(fig. 2.1)

II.1.2 - Especificações técnicas do manipulador

As exigências de um robô para uma tarefa de montagem são bem diferentes do que para outras tarefas como por exemplo, pintura, solda, transportar peças ("pick-and-place"), etc.. Um robô que será utilizado para realizar uma montagem, deve ter as seguintes características:

- pelo fato do peso das peças na montagem (no caso CI's) serem normalmente baixos (< 100 g), o robô pode ter uma pequena capacidade de carga.

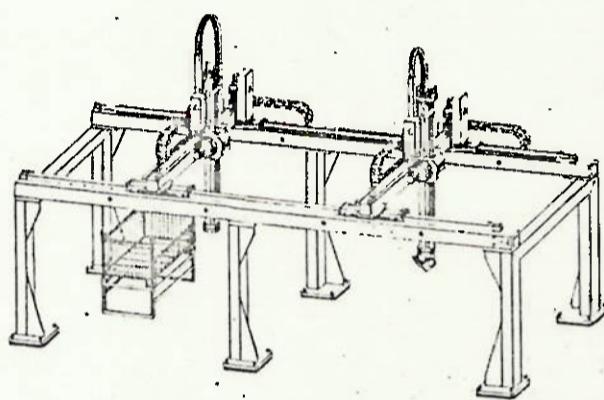
- deve possuir uma alta resolução ($<= 0,1$ mm), que é o menor movimento incremental que pode ser produzido pelo robô, e precisão, que é a habilidade de um robô em posicionar o seu "end effector" - ferramenta especializada do punho do robô - em uma determinada posição do espaço.

- apresentar pequenos tempos de ciclo (=tempo de movimento + tempo de fixação e localização).

- em muitos casos os movimentos necessários na montagem são paralelos aos eixos X, Y e Z, e necessitam de um pequeno volume de trabalho.

- deve ser flexível, o que é conseguido com grande número de graus de liberdade, ou seja a quantidade de coordenadas independentes que determinam a posição de um sistema ou mecanismo. Entretanto a adição de graus de liberdade aumenta o tempo de ciclo e reduz a precisão para um dado arranjo do manipulador e de seu sistema de acionamento e transmissão.

Em operações de montagem ainda não pode ser definida uma direção clara a ser seguida no desenvolvimento de robôs industriais, entretanto o que se observa, é que robôs com eixos translatórios (do tipo cartesiano) são frequentemente utilizados (ver fig. 2.2).



(fig. 2.2)

Além disso, manipuladores cartesianos (com ou sem eixos de revolução no punho) possuem as soluções das equações de transformação e de controle mais simples, e seus eixos prismáticos e ortogonais (de movimentos em linha reta) tornam o cálculo da trajetória, para qualquer orientação da pinça, uma tarefa fácil e rápida. Apresentam, entretanto, a desvantagem de possuirem uma grande estrutura física para um dado volume de trabalho.

Dessa forma levando-se em conta as características acima, escolheu-se para a tarefa de inserção de componentes um manipulador do tipo cartesiano que apresenta 4 graus de liberdade, sendo 3 translações e 1 rotação.

O manipulador tem uma flange que suporta garras intercambiáveis, permitindo o uso de garras mais complexas ou ferramentas, para adequação do robô a diversas tarefas.

O robô portanto é constituído pelo manipulador cartesiano e pelo controlador, que controla e monitora sua operação. O controlador é baseado num microcomputador "IBM PC XT", que se comunica através da via do PC com uma placa microprocessadora dedicada baseada no Z80. Entre a placa Z80 e o manipulador existe a interface de potência dos atuadores e a interface dos sensores (ver anexo 0). Esse controle permite a programação "off-line" por meio de linguagem de alto nível ou mesmo a integração do robô a um sistema CAD/CAM (parte a ser implementada). Ver referências (9) e (10).

Entre as características técnicas desejadas do manipulador, temos:

- volume de trabalho.....: 500x500x200 mm³
- velocidade de operação.....: 500 mm/s
- aceleração máxima.....: 2,5 m/s²
- resolução nos eixos ortogonais.....: 0,1 mm
- resolução angular de giro do punho.....: 0,45°
- carga admitida no punho (incluindo a garra): 0,7 kg
- capacidade de inserção: 600 componentes/hora (estimado)

III.2 - A CONCEPÇÃO DO MANIPULADOR

Para chegar na concepção do manipulador foi feita uma análise de soluções para o problema, a qual será apresentada aqui.

A junta de um manipulador é basicamente constituída de uma fonte de potência mecânica, dispositivo de sensoriamento da posição da junta ("feedback"), transmissão e uma guia (estrutura da junta). No caso de se utilizar motores de passo, o sensoriamento da posição é feito através de um contador (software) de passos, não havendo necessidade do segundo componente. Os passos são muito bem definidos e precisos.

Assim inicialmente é necessário definir o tipo de fonte de potência. Têm-se as seguintes opções:

- dispositivos hidráulicos ou pneumáticos (p.ex.: pistões): são recomendados para altos esforços e onde se necessita uma alta relação potência/peso. O acionamento pneumático apresenta uma baixa rigidez devido à alta compressibilidade do ar, que permite a absorção de impactos. Entretanto devido à baixa rigidez não é recomendado quando se necessita de precisão no posicionamento. Já o hidráulico não apresenta esse problema devido à baixa compressibilidade do fluido. No entanto ambos apresentam a desvantagem de necessitar de compressor, bombas, válvulas, etc...

- motores elétricos: de preferência motores de passo ou de corrente contínua que permitem ter o torque e rotação variados com maior facilidade do que outros motores. Motores trifásicos também podem ter a velocidade controlada variando-se a frequência, entretanto ainda é uma tecnologia muito cara...

Devido à baixa capacidade de carga e a velocidade envolvida optou-se por motores elétricos.

O uso de motores de passo no acionamento, além do baixo custo e disponibilidade no mercado brasileiro, apresenta a vantagem de poder operar em malha aberta, o que facilita o controle para um posicionamento preciso. Entretanto apresenta duas desvantagens:

- uma é a limitação de torque. Se aplicarmos mais corrente, o circuito magnético do motor satura, não aumentando o torque, razão pela qual para se ter um motor que forneça um torque maior, é necessário aumentar a sua massa (o que aumenta o nível de saturação), e portanto seu tamanho será maior. Isso faz com que seja necessário conhecer bem a solicitação de carga que o motor irá sofrer, pois o mesmo não aceita picos de torque (ao contrário do motor DC). Portanto o sistema deve ser "bem comportado" com relação à carga, o que ocorre no caso de um robô cartesiano. Assim os motores de passo (principalmente híbrido e de relutância variável) devem ser dimensionados pelos picos de torque para não perderem o sincronismo.

Uma maneira de se resolver esse problema seria controlar o motor através de um sistema de malha fechada ("feedback") utilizando sensores de posição, o que no entanto encareceria o projeto, além de dificultar o controle dos motores.

- outra desvantagem, é o problema de vibração. Comumente nesses motores, para excitar as fases usam-se sinais retangulares ("full-step" ou "half-step") o que causa oscilações nos motores, devido as bruscas mudanças nas fases excitadas (ocasiona grandes variações de torque dentro de um passo). Para evitar que isto cause vibrações no robô, pode-se usar a técnica de "micro - step", que consiste na excitação das fases com sinais praticamente senoidais, tornando os movimentos mais suaves, minimizando as vibrações mecânicas.

Motores DC são muito utilizados em robôs industriais, entretanto necessitam de um sistema de medição e controle de posição, sendo mais difíceis de controlar que os anteriores. Para altos torques a baixas velocidades exigem engrenagens, o que consiste numa desvantagem devido ao problema de folga ("backlash") no trem de engrenagens.

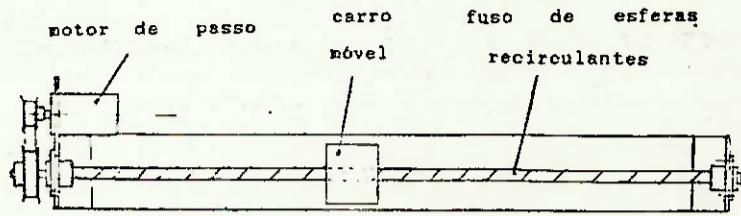
Entretanto escolheu-se motores de passo para o acionamento do robô, pois os torques que agem nos mesmos são bem conhecidos, necessita-se de uma boa precisão de posicionamento, são fáceis de controlar e também pelo fato de serem disponíveis no mercado, ou seja, satisfazem as necessidades do projeto.

Os motores operarão em malha aberta em regime de "micro step" (para evitar vibrações, já comentadas). Entretanto é importante dizer que o "micro step" não está sendo utilizado para aumentar a resolução do motor, pois estamos utilizando motores convencionais e não motores projetados para serem operados em "micro step". Resolução baixa é possível conseguir, o que não se garante é a precisão de posicionamento compatível com a resolução. Por outro lado o erro não é acumulativo e desaparece ao se completar um passo.

Outro problema é a escolha da transmissão que transforma o movimento de rotação do motor em movimento linear nos braços. Temos as seguintes opções:

- fuso de esferas recirculantes
- pinhão - cremalheira
- correias sincronizadoras
- correntes

FUSO DE ESFERAS RECIRCULANTES

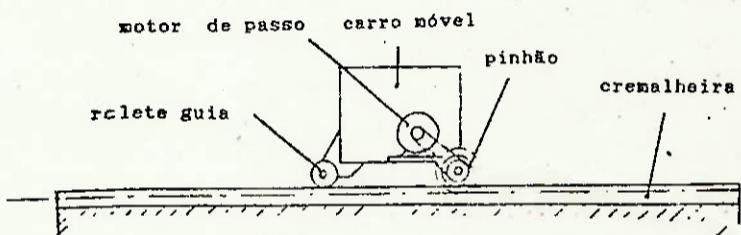


(fig. 2.3)

Neste tipo de acionamento o eixo do motor é disposto longitudinalmente em relação ao eixo de movimentação, sendo que a relação de transmissão é dada pelo próprio passo do fuso (mm/volta) (ver fig. 2.3). São utilizados quando se exigem elevadas precisões de posicionamento.

É inviável fisicamente, pois para atingir a velocidade máxima desejada nos braços (500 mm/s) seria necessário um fuso de passo relativamente grande, não disponível no mercado. Além disso, o diâmetro do fuso deveria ser grande devido ao comprimento e à rotação elevada, o que implicaria num aumento da sua massa.

PINHÃO - CREMALHEIRA



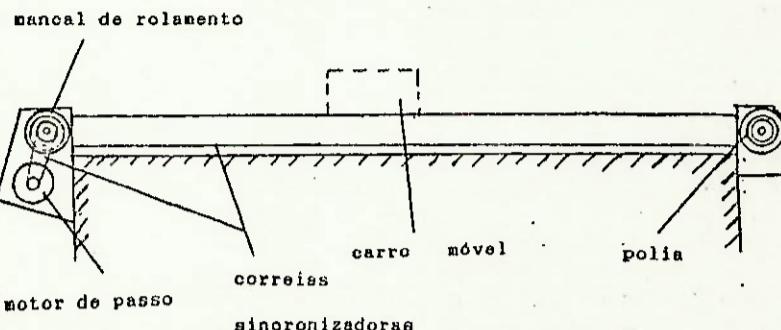
(fig. 2.4)

Nesse sistema uma cremalheira é disposta ao longo de todo o curso, e um pinhão fixado no cursor, faz a transmissão do movimento. Na construção deve-se observar que o motor move juntamente com o cursor, aumentando portanto a inércia da

parte móvel.

Para que não ocorram ruidos e vibrações resultantes das folgas entre os dentes do pinhão e da cremalheira, é necessário que a cremalheira seja fabricada com uma precisão alta, o que faz com que a sua fabricação seja difícil e cara, não sendo portanto vantajosa a sua utilização no caso.

CORREIAS SÍNCRONIZADORAS



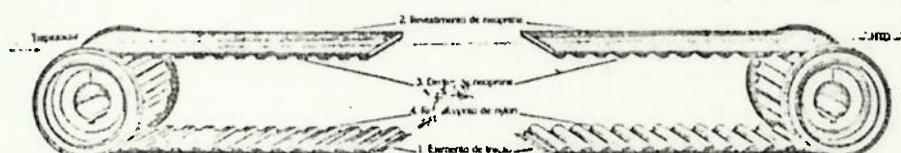
(fig. 2.5)

Consiste basicamente de uma guia linear fixa e um cursor móvel. Essa pode ser uma barra circular de aço retificada ou de um perfil auto-sustentável de alumínio (ver fig. 2.5).

No caso de barra linear retificada, o cursor pode ser um rolamento linear. Essa barra tem que ter uma sustentação externa. Já o perfil de alumínio não precisa de sustentação externa, pois pode ser simplesmente apoiado ou fixado na posição necessária. O seu cursor corre por fora do perfil apoiado sobre roletes.

Atualmente os acionamentos por correias síncronizadoras (ou correias dentadas) ocupam o seu lugar na indústria como meio altamente eficiente comprovado na transmissão de força mecânica. Têm ganho uma vastíssima aceitação no mundo mecânico, substituindo engrenagens, correntes, correias "V" e planas. São utilizadas principalmente na indústria automobilística, mas possuem uma enorme variedade de aplicações, desde aparelhos domésticos até aviões modernos.

Uma correia sincronizadora é composta basicamente por:



(fig. 2.6)

- ELEMENTO DE TRAÇÃO: Cordonéis em espiral, em geral fibra de vidro (ou Kevlar, Poliéster, fios de aço), que são responsáveis por transmitir e suportar a carga. São extremamente resistentes à tração garantindo a rigidez da correia.
- REVESTIMENTO DE NEOPRENE: A parte externa e os dentes da correia são feitos de NEOPRENE. Esta cobertura fina é flexível dando aos elementos de tração a proteção contra sujeira, óleo e umidade.
- DENTES DE NEOPRENE: Os dentes são moldados nas formas trapezoidal e semi-circular. São moldados de forma que o diâmetro da raiz dos dentes coincida com o diâmetro primitivo da polia e de modo que o espaçamento dos dentes da correia não se altere durante a flexão.
- REVESTIMENTO DE NYLON: O revestimento do elemento de atrito da correia é feito com um tecido de nylon forte, resistente ao desgaste e com baixo coeficiente de atrito. Após muito tempo de operação o revestimento torna-se altamente polido e normalmente a duração excede a dos outros componentes da correia.

A correia sincronizadora apresenta as seguintes vantagens:

- ENGRANAMENTO ANTI-DERRAPANTE: Como a transmissão de força não é baseado na fricção, e sim no engrenamento dos dentes da correia e da polia, não há escorregamento, permitindo assim a inversão brusca do movimento (o que é importante num robô).
- AUSENCIA DE LUBRIFICACAO: Pois não há contato de metal

contra metal.

- VELOCIDADE ANGULAR CONSTANTE: Não existe variação de passo como nas correntes, portanto não apresentam vibração.
- FOLGA MINIMA ENTRE OS DENTES DA CORREIA E SULCOS DA POLIA
- PESO LEVE: Alta relação potência/peso, uma vantagem no caso de um robô.
- OPERAÇÃO SILENCIOSA

As correias sincronizadoras normalmente são sujeitas a um baixo tensionamento. Entretanto no caso de um robô, em que ocorre inversões bruscas de movimento, ela deve estar submetida a um alto tensionamento.

Um dos problemas da correia sincronizadora são as deformações que surgem quando sujeito a altos torques. Essas deformações ocorrem principalmente nos dentes, que constituem na limitação da transmissão do torque, pois eles se rompem antes do elemento tensor. Estudos realizados mostram que no dente trapezoidal a transferência de carga desde a superfície do dente da correia ao elemento tensor toma lugar de maneira não uniforme em toda área no interior do mesmo, ou seja, o elastómero (NEOPRENE) é utilizado com baixa eficácia. Concluiu-se após estudos, que o perfil mais adequado para altos torques é o semi-circular.

CORRENTES

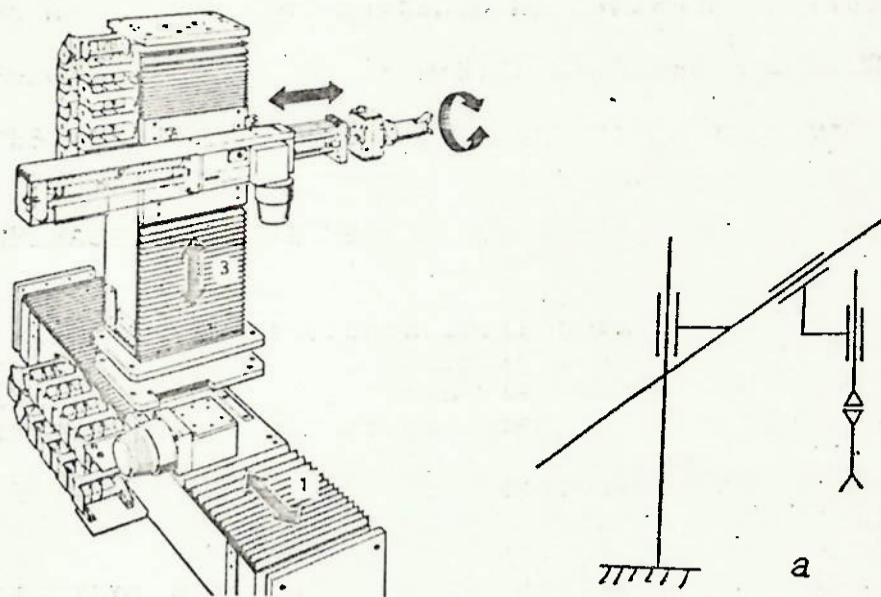
São montadas na mesma configuração que as correias sincronizadoras.

Entretanto essa solução apresenta várias desvantagens em relação a anterior como ruidos, maior peso, necessidade de lubrificação, etc..., não sendo por isso adotada.

Pelas vantagens expostas escolheu-se correias sincronizadoras para transmissão.

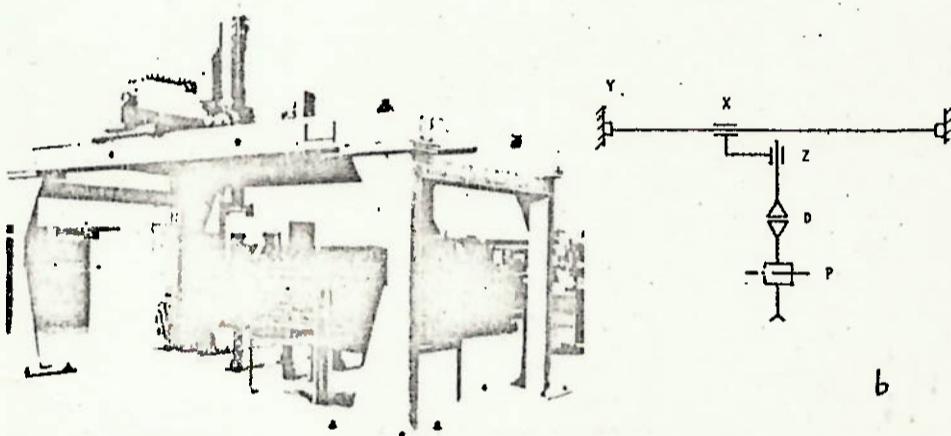
Finalmente o último problema é definir a configuração do manipulador cartesiano.

Como especificado inicialmente devemos ter 3 movimentos de translação e 1 de rotação. Temos basicamente 2 tipos de configuração:



Modular construction of an assembly robot. (Illustration courtesy of Bosch.)

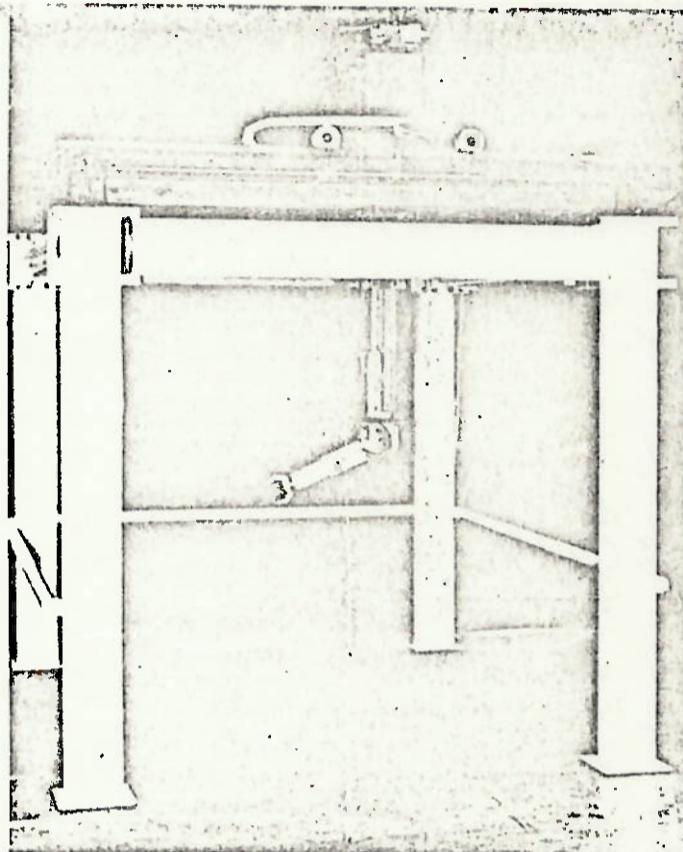
(fig. 2.6)



Example of a gantry type workpiece-handling robot. (Photo courtesy of DÜRR.)

(fig. 2.7)

A configuração a apresenta o problema de possuir uma grande inércia a ser movimentada no eixo Z, que é crítico, pois deve-se vencer a aceleração da gravidade. Isso exigiria grandes esforços para o acionamento, o que acarretaria problemas de rigidez, agravados pela própria configuração do manipulador (apoiado numa única base). Por isso optou-se pela configuração b, onde a inércia a ser movimentada no eixo Z é bem menor, além de se apresentar como uma configuração mais rígida, pelo fato de estar biapoiado, sendo essa a configuração mais utilizada em geral (fig. 2.8).



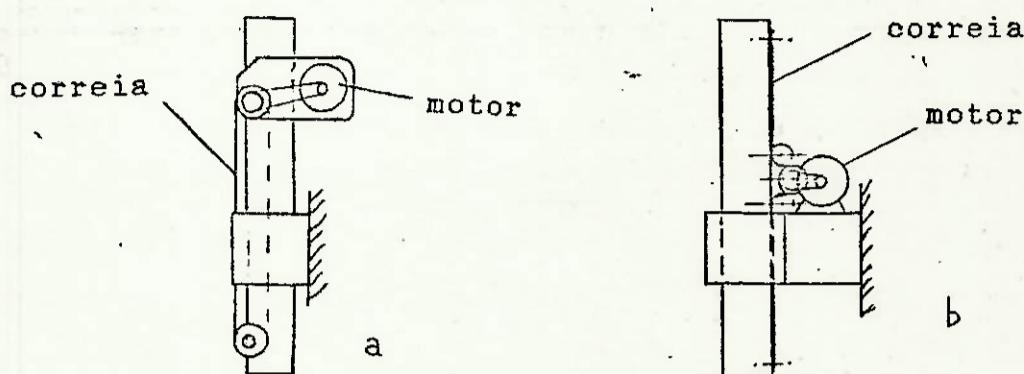
Cartesian coordinate robot. (Courtesy of GCA.)

(fig. 2.8)

Com relação à disposição dos motores, temos que os movimentos do braço vertical serão acionados cada um por um motor e uma correia sincronizadora, enquanto que o movimento do braço horizontal sobre a estrutura será acionado por dois motores e duas correias, cada uma em uma extremidade do braço, uma vez que este encontra-se biapoiado. Neste último

caso poderia se utilizar um único motor de maior potência acionando as duas correias por meio de um eixo de grande comprimento, entretanto como não há problema de sincronismo dos motores escolheu-se a primeira solução por ser de construção e montagem mais simples. No entanto essa questão voltará a ser discutida mais adiante.

No caso do braço vertical a montagem do motor pode ser feita de duas maneiras como mostrado na fig. 2.9:



(fig. 2.9)

A segunda solução apresenta a vantagem do motor não mover o seu próprio peso. Entretanto essa solução necessita de uma boa fundação onde será fixado o motor (no caso sobre o "carro", que é constituído por chapas de alumínio), podendo apresentar problemas de rigidez, escolhendo-se por isso a primeira solução de execução mais rígida e simples. No entanto a segunda solução pode também ser experimentada.

Dessa forma adotou-se a seguinte solução para o manipulador cartesiano:

O manipulador é composto dos seguintes elementos: estrutura, braço horizontal, braço vertical e punho.

Os movimentos nos três eixos cartesianos são: deslocamento do braço horizontal sobre a estrutura (eixo Y), deslocamento do braço vertical ao longo do braço horizontal (eixo X), deslocamento do braço vertical em relação ao braço horizontal (eixo Z) e movimento de rotação do punho em torno do eixo Z.

A transmissão do movimento de rotação dos motores para o movimento linear dos braços é feito por correias sincronizadoras. Todos os movimentos são acionados por uma correia, com exceção do braço horizontal que é acionado por duas correias, cada uma fixada em uma extremidade do braço e acionada por um motor de passo. O braço horizontal é suportado na estrutura, correndo numa das extremidades sobre uma guia linear cilíndrica, e na outra possue três roletes (rolamentos revestidos com anéis de poliacetal) que deslizam sobre uma guia linear plana. O braço vertical está ligado ao horizontal por meio de dois "carros" que possuem roletes no seu interior, permitindo assim o deslize do braço vertical na direção horizontal e vertical. Pelo interior do braço vertical passa um eixo, na extremidade do qual é presa a garra, permitindo assim a sua rotação. Maiores detalhes do manipulador podem ser vistos na figura e nos desenhos dos anexos 4, 5, 6, 7 e 8.

II.3 - PROJETO BÁSICO

II.3.1 - Modelagem matemática das partes do robô

Será apresentado agora os modelos e equações matemáticas utilizados para dimensionar as peças do robô.

Notação usada:

g - aceleração da gravidade

a_{max} - aceleração máxima ($2,5 \text{ m/s}^2$)

α - ângulo de passo do motor

v_{max} - velocidade máxima dos braços

R_i - raio primitivo da polia i

W_i - velocidade angular da polia i

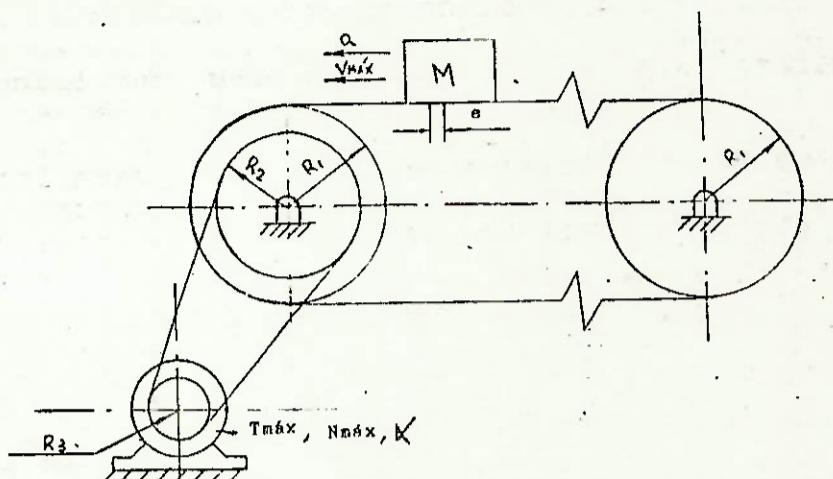
Como no robô a aceleração máxima é relativamente elevada as forças iniciais resultantes são muito maiores que as demais forças (atrito, resistência do ar, etc...), merecendo portanto principal atenção.

A inércia das polias e eixos é pequena face à inércia dos

braços, sendo por isso desprezada nos cálculos.

Inicialmente será feito a análise cinemática, e da resolução do acionamento por correias, que é idêntico para os braços e a estrutura.

Esquema simplificado do acionamento:



(fig. 2.10)

ANALISE CINEMATICA DO ACIONAMENTO

Sendo v_{\max} a velocidade máxima dos braços, temos que a rotação máxima do motor (n_{\max}) deverá ser:

$$\omega_1 = v_{\max}/R_1$$

$$\omega_1 = \omega_2 \text{ (polias 1 e 2 são solidárias)}$$

$$R_3 \cdot \omega_3 = R_2 \cdot \omega_2$$

$$R_3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\max} = R_2 \cdot v_{\max}/R_1 \text{ (não há escorregamento)}$$

$$n_{\max} = (v_{\max} \cdot R_2) / (2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot R_1) \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

$$N_{\max} = (2 \cdot \pi \cdot n_{\max}) / \alpha = (v_{\max} \cdot R_2) / (\alpha \cdot R_3 \cdot R_1) \text{ (passos/s)}$$

(1)

ANALISE DA RESOLUÇÃO DO ACIONAMENTO

Considerando que a resolução desejada no posicionamento seja ' e ', e sendo α o ângulo de passo do motor, temos:

Na polia 1 :

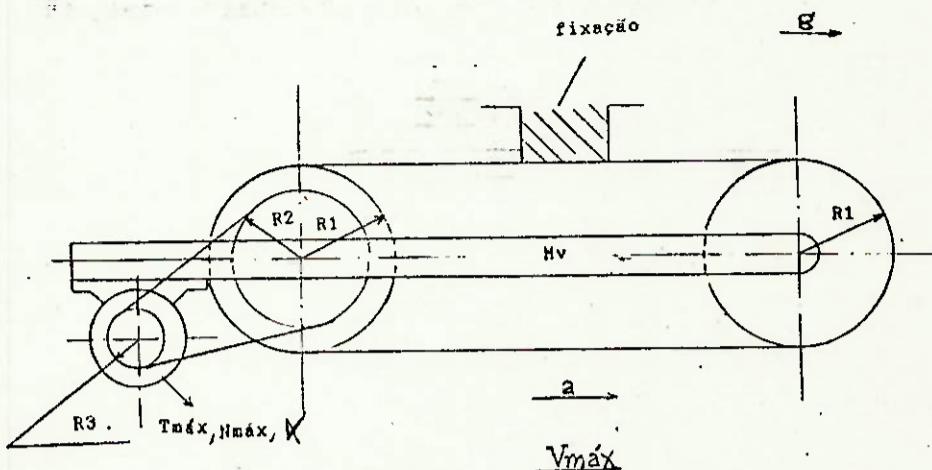
$$\alpha_1 = e/R_1 \text{ e } \alpha_2 = \alpha_2 \text{ (polias 1 e 2 são solidárias)}$$

$$\text{e para o motor : } \alpha_2 \cdot R_2 = \alpha \cdot R_3$$

$$e = (\propto * R_1 * R_3) / R_2 \quad (2)$$

BRAÇO VERTICAL

Esquema simplificado do braço:



(fig. 2.11)

- Força inercial:

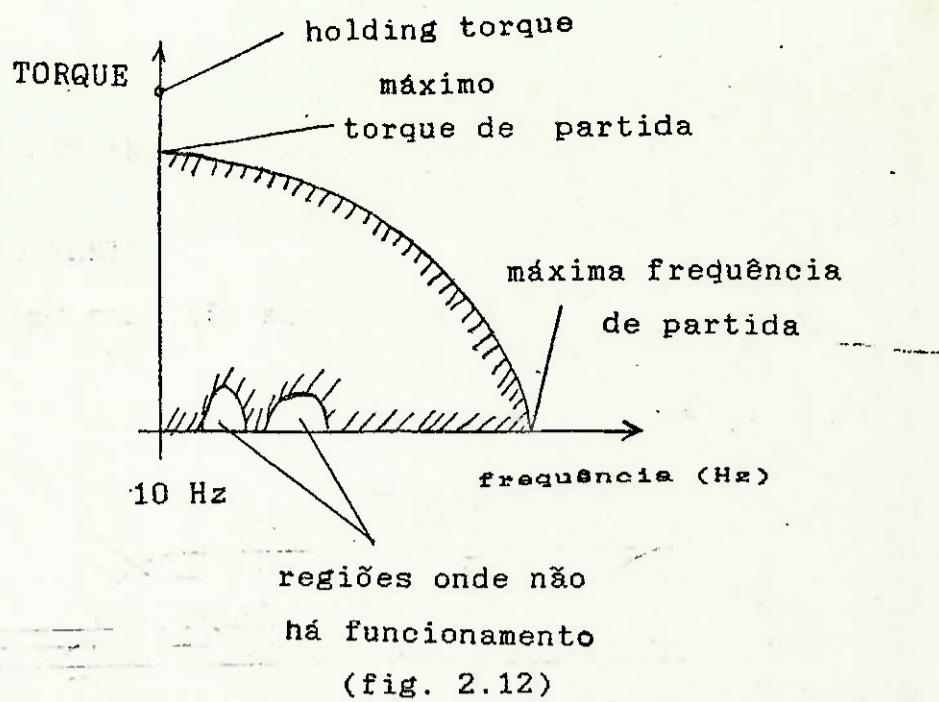
A força máxima que deve agir na correia do braço vertical para acelerá-lo, vale:

$$F_{v\max} = M_v * (a_{\max} + g) \quad (3)$$

onde: M_v - massa do braço vertical

Para dimensionarmos o motor é necessário inicialmente conhecermos a sua curva de torque.

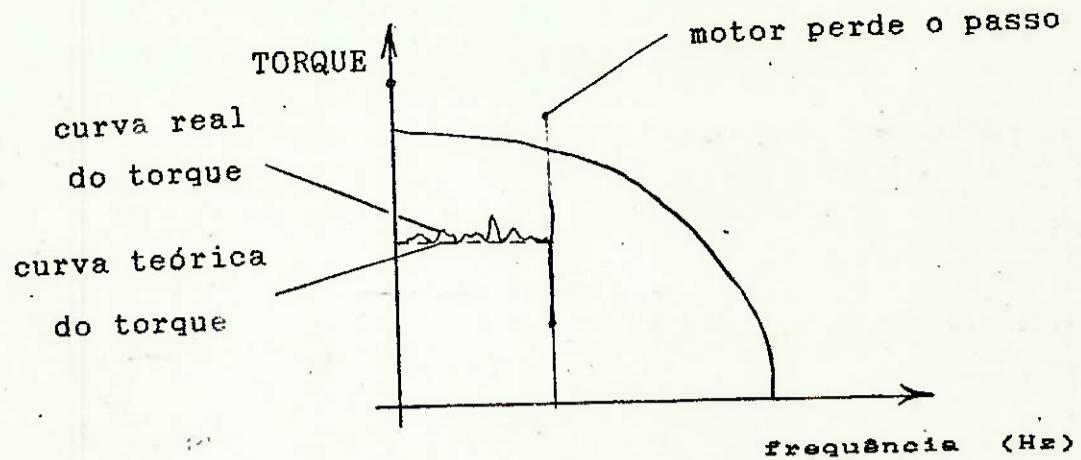
Pelo fato de ser um motor servocontrolado, ele não apresenta somente uma curva, mas sim uma região de funcionamento, como mostra a fig. 2.12. A escolha do motor é feita considerando-se o seu "holding torque", que é o torque indicado na curva para $n=0$ (rotor parado).



O seu controle é feito da seguinte forma:

E forneceido ao motor uma certa tabela de deslocamentos, que contém os valores de deslocamentos que devem ser atingidos num certo intervalo de tempo (por exemplo 1 passo em tantos segundos). Dessa maneira estabelece-se a velocidade e aceleração que devem ser impostas pelo motor. Esta tabela controla o envio de pulsos, que irão acionar as fases do motor (maior detalhes de funcionamento ver referência (3)). Pelo fato de ser sincrono, o motor fará o possível para seguir esta tabela, bem como para se manter na velocidade final após a aceleração. Isso significa que haverá variações no torque aplicado em torno do torque necessário para acelerar o braço, bem como para mantê-lo numa certa velocidade, conforme ocorram variações na carga aplicada (aumento do atrito, presença de obstáculos, etc...). Entretanto essa variação no torque é limitada pela curva da fig. 2.12, pois caso o valor do torque supere esta curva, o motor perde o sincronismo, sendo necessário realizar o RESET da placa que controla os motores e reinicializar novamente o sistema.

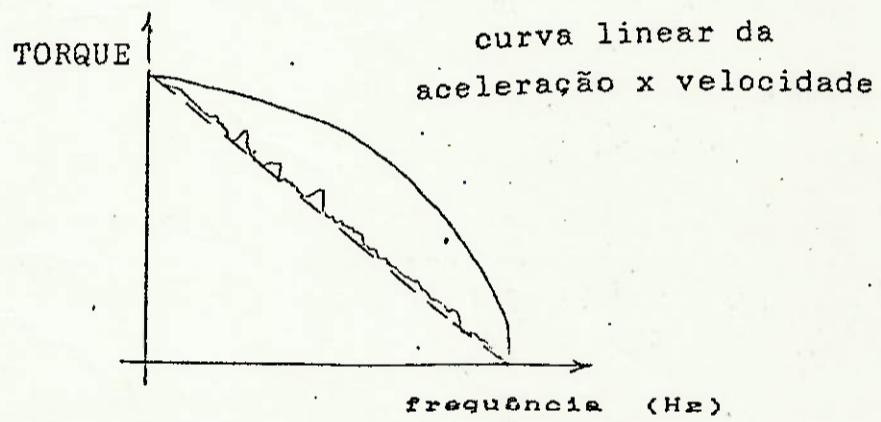
No caso de ser fornecido uma curva de aceleração constante, o motor teria um comportamento semelhante ao mostrado abaixo:



(fig. 2.13)

Dessa forma determinado o torque necessário para acelerar a carga, devemos multiplicá-lo por um fator K (1,5 - 2,2) para obter o "holding torque", que será bem maior que o torque de trabalho, o que dá uma segurança com relação aos "picos" de torque.

Entretanto no caso do braço vertical, caso se queira utilizar uma curva de aceleração constante, o "holding torque" seria muito grande resultando num motor grande, o que não seria interessante. Para se otimizar isto, pode-se utilizar uma curva de aceleração inversamente proporcional a velocidade (o que resulta numa variação exponencial da velocidade com o tempo) como mostrado na fig. 2.14.



(fig. 2.14)

Dessa forma pode se admitir o "holding torque" igual ao torque necessário para acelerar o braço e vencer seu peso e

atritos, devendo-se entretanto estar ciente que a aceleração não será constante, diminuindo com o tempo.

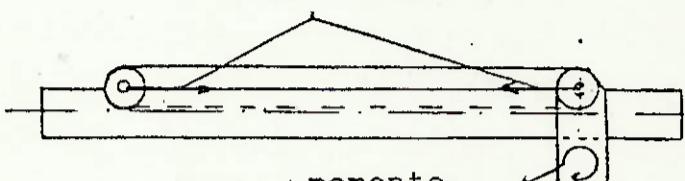
Assim o "holding torque" do motor do braço vertical, considerando o atrito nos mancais de rolamento das polias e do "carro" (acrescido de 10%), vale:

$$T_{holding} = 1,1 * M_v * (a_{max} + g) * R_1 * R_3 / R_2 \quad (4)$$

- Esforços que agem no braço vertical:

O braço vertical como mostra a figura 2.15, está sujeito à compressão devido a tensão na correia, e a momentos fletores, que surgem pelo fato dos centros das polias estarem deslocados do centro de inércia de área do braço, e devido ao torque reativo do motor.

tensão na correia



(fig. 2.15)

Entretanto para efeito de simplificação de cálculo, esses efeitos não foram considerados.

BRAÇO HORIZONTAL

Esquema simplificado de acionamento (ver fig. 2.10)

- Força inercial:

A máxima força inercial que age na correia é:

$$F_{inicial} = M * a_{max} \quad (5) \text{ onde:}$$

M - soma da massa do braço vertical (M_v) e dos dois "carros".

Portanto o "holding torque" do motor, considerando o atrito nos mancais de rolamento das polias e dos "carros" (acrescendo mais 10%) e o fator $K=1,8$, será:

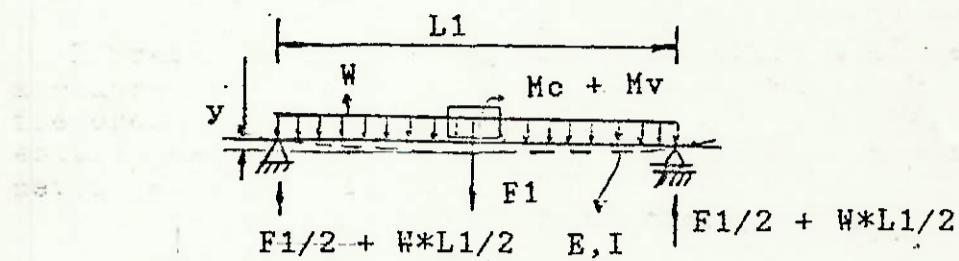
$$T_{holding} = 1,1 * 1,8 * M * a_{max} * R_1 * R_3 / R_2 \quad (6)$$

- Estudo das forças que agem no braço horizontal:

- Flexão: A força F_{vmax} é transmitida para o braço

horizontal provocando uma flexão no mesmo, sendo que a situação crítica ocorre quando o braço vertical se encontra no centro do braço horizontal.

O braço horizontal é guiado por uma guia cilíndrica numa das extremidades, e possui roamentos que deslizam sobre uma guia linear plana (deixando livre essa extremidade). Portanto pode ser modelado como uma estrutura isostática, como mostrado abaixo:



$W \rightarrow$ peso distribuição do braço horizontal

(fig. 2.16)

A deformação no meio do braço será:

$$y_{\max} = (F_1 * L_1^3) / (48 * E * I) + (5 * W * L_1^4) / (384 * E * I) \quad (7)$$

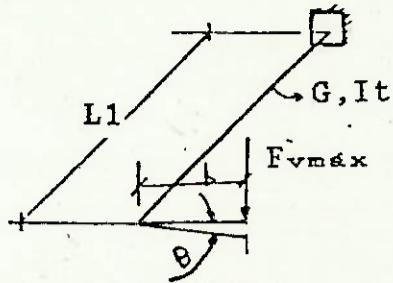
onde: $F_1 = M_v * a_{\max} + M * g$ e $W = (M_h * g) / L_{braço}$

L_1 - comprimento entre apoios do braço

M_h - massa do braço horizontal

- Torção: Pelo fato do braço vertical estar deslocado em relação ao centro de inércia do braço horizontal, a força $F_{v\max}$ ocasiona um momento de torção no mesmo.

Admitindo que o braço esteja engastado para torção em uma das extremidades (guia cilíndrica), e considerando que a situação crítica ocorra quando o braço vertical se encontra na extremidade oposta, temos:



(fig. 2.17)

O momento torçor é:

$$M_t = F_{v\max} \cdot b = Mv \cdot (a_{\max} + g) \cdot b$$

e, portanto a deformação angular na extremidade da barra vale:

$$\theta = M_t \cdot L_1 / (G \cdot I_t) \quad (8) \quad \text{e } I_t = 4 \cdot A^2 / (\oint ds/t)$$

onde: G - módulo de elasticidade transversal

- Outros esforços: Assim como no braço vertical, também está sujeito à compressão devido à tensão na correia e a momentos fletores. Entretanto para efeito de simplificação não serão considerados.

E importante ressaltar que os modelos que foram, e que serão apresentados constituem apenas uma tentativa de se representar a realidade, estando entretanto um pouco longe dela, pois como será comentado em capítulos posteriores enfrentou-se alguns problemas de rigidez de montagem e folgas, que fazem com que nem sempre se tenha um engastamento ou apoio simples perfeito como admitido no modelo. Entretanto o cálculo realizado com o modelo, permite nos dar uma idéia da ordem de grandeza da deformação envolvida.

ESTRUTURA

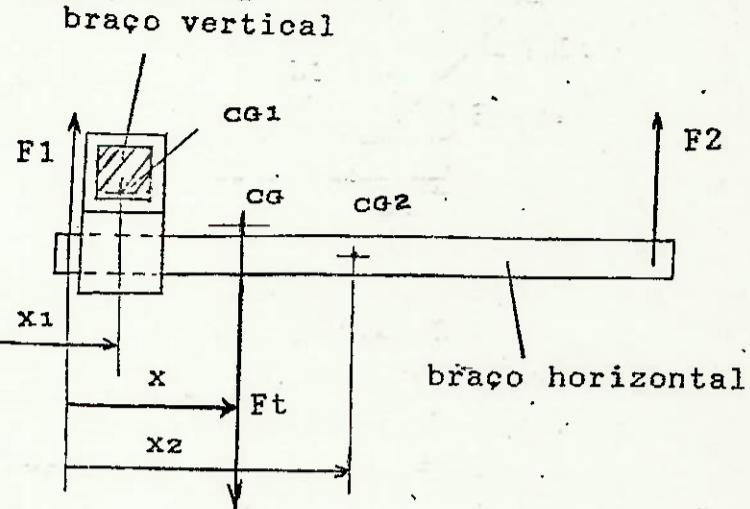
A estrutura sobre a qual corre o braço horizontal tem a forma segundo o desenho mostrado no anexo 5.

- Força inercial:

O braço horizontal é acionado por duas correias, o que faz com que a força inercial se distribua entre as duas.

A força inercial máxima que age na correia, ocorre quando o braço vertical estiver na extremidade próximo a ela, o que

faz com que o C.G. do sistema braço horizontal e vertical se aproxime dessa extremidade aumentando a parcela da força nessa correia (ver fig. 2.18).



(fig. 2.18)

Assim pela fig. 2.18 $F_t = F_1 + F_2$ e sendo:

$$F_2 = F_1 \cdot x / (L - x) \Rightarrow F_1 = F_t \cdot (1 - x/L)$$

$$\text{onde } x \text{ vale: } M_t \cdot x = M \cdot x_2 + M_h \cdot x_1$$

$$\text{e admitindo } x_2 = 0 \text{ e } x_1 = L/2 \Rightarrow x = M_h \cdot L / 2 \cdot M_t$$

e dado que $F_t = M_t \cdot a_{max}$, temos que:

$$F_{max} = M_t \cdot a_{max} \cdot (1 - M_h / 2 \cdot M_t) \quad (9)$$

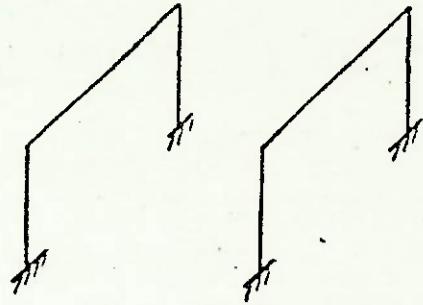
onde: M_t é a massa das partes móveis ($M_t = M + M_h$)

Portanto o "holding torque" do motor, considerando atrito nos mancais das polias e guias dos braços (10%) e fator K = 1,8 será:

$$T_{holding} = 1,1 \cdot 1,8 \cdot F_{max} \cdot R_1 \cdot R_3 / R_2 \quad (10)$$

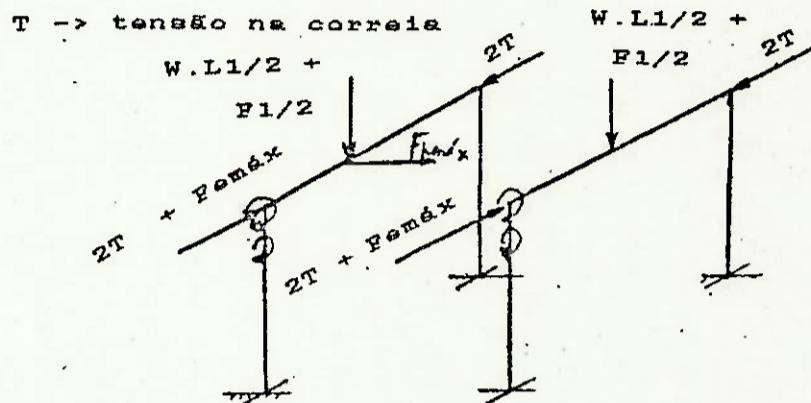
- Estudo dos esforços que agem na estrutura:

A estrutura pode ser modelada como sendo constituída por 2 pórticos com as extremidades engastadas (fig. 2.19).



(fig. 2.19)

As forças que agem na estrutura são: forças inerciais (devido a aceleração das partes móveis), peso dos braços, tensão das correias e torques devido aos motores (fig. 2.20).



(fig. 2.20)

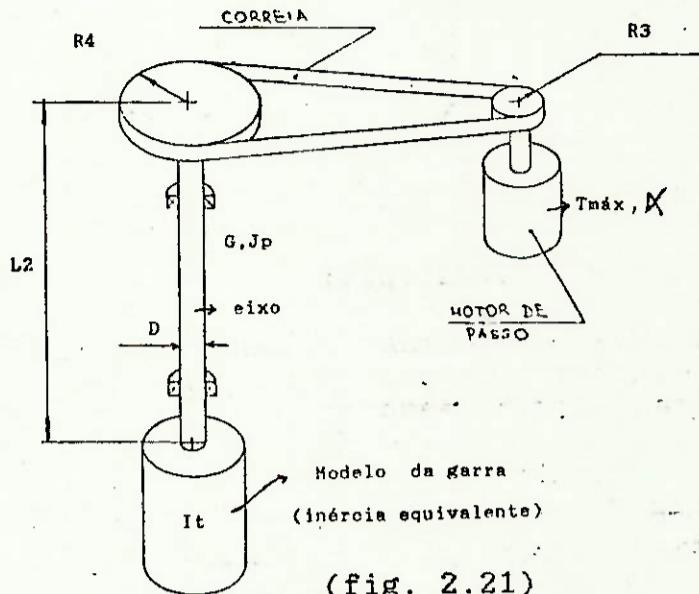
Entretanto para efeito de simplificação, não foram levados em conta os torques devido aos motores e torques devido ao deslocamento dos centros das polias. Além disso as demais forças, com exceção de $F_{h\max}$, estão aplicadas numa direção em que o pórtico apresenta maior rigidez, não constituindo portanto um caso crítico. Isso já não acontece com $F_{h\max}$, que está aplicada numa direção em que a rigidez do pórtico é menor. Assim no dimensionamento levou-se em conta somente a força $F_{h\max}$.

Fixando-se uma deformação máxima pode-se determinar o momento se inércia (I) da seção da estrutura.

No dimensionamento utilizou-se a teoria da mínima energia de deformação aplicada a estruturas hiperestáticas, que pode ser encontrado na referência (1).

EIXO DO PULSO

Esquema de acionamento simplificado:



(fig. 2.21)

- Resolução no giro do pulso:

Sendo α o ângulo de passo do motor, a resolução r será:

$$\alpha * R_3 = r * R_4 \quad (\text{não há escorregamento})$$

$$r = \alpha * R_3 / R_4 \quad (11)$$

- Torque inercial:

O torque máximo que deve agir sobre a garra para acelerá-la, vale:

$$T_{\max} = I_t * \theta_{\max} \quad \text{onde:}$$

I_t - inércia da garra (por simplificação desprezou-se a inércia das polias e do eixo que são bem menores).

θ_{\max} - aceleração angular máxima (suposta constante)

Portanto o torque nos motores, considerando os atritos nos mancais (30%), vale:

$$T_{motor} = 1,3 * I_t * \theta_{\max} * R_3 / R_4 \quad (12)$$

e o "holding torque" considerando $K=1,8$, vale:

$$T_{holding} = 1,8 * T_{motor} \quad (13)$$

- Estudo dos esforços no eixo:

Como as forças axiais são desprezíveis, não é necessário o dimensionamento por flambagem, sendo a situação crítica a deformação devido ao momento torçor.

Fixando-se a deformação angular máxima que o eixo deve apresentar, podemos calcular seu diâmetro:

$$\theta_{\max} \geq T_{motor} * L_2 / (G * J_p) \text{ onde:}$$

$$J_p = \pi * D^4 / 32 \Rightarrow D^4 \geq T_{motor} * L_2 * 32 / (G * \theta_{\max} * \pi) \quad (14)$$

II.3.2 - Análise de sensibilidade

Neste item tem-se por objetivo determinar como o projeto é afetado pela variação dos seus parâmetros. Estabelece-se portanto, quais os parâmetros críticos, ou seja, aqueles aos quais o projeto é mais sensível.

Conforme as eqs. 4, 6, 10, verifica-se que quanto maior a massa a ser acelerada, maior será o torque necessário no motor, e consequentemente maior será seu tamanho e peso. Além disso, maior serão as reações devido às forças inerciais nos braços e estrutura.

Outro parâmetro que também influi no torque é a relação dos raios das polias ($R_1 * R_3 / R_2$). Nota-se que esse parâmetro deveria ter o seu valor pequeno, contribuindo assim para diminuir o torque e a resolução. Entretanto pela eq. 1 seria necessário aumentarmos N_{\max} (rotação do motor) para atingirmos a velocidade máxima desejada, o que não seria interessante por limitações do motor. Portanto a relação $R_1 * R_3 / R_2$ não deve ser muito pequena.

Conclui-se portanto que a massa das partes móveis e a relação $R_1 * R_3 / R_2$ são os parâmetros críticos do sistema.

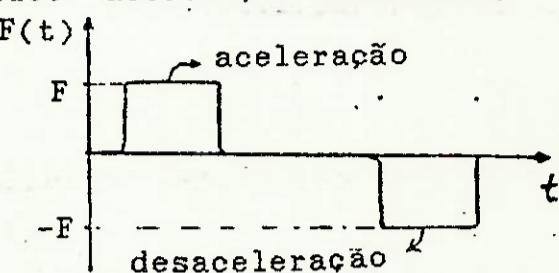
Para o eixo do pulso, verifica-se pela eq. 12 que para termos um baixo torque no motor, devemos ter uma baixa inércia na garra (I_t) e uma relação $R_3 / R_4 < 1,0$ (o que também diminui a resolução).

II.3.3 - Análise da estabilidade

Neste item tem-se por objetivo discutir um fator importante na garantia da estabilidade do manipulador, que é a rigidez dos braços, estrutura e correias.

Se analisarmos a variação das reações, devido a aceleração das partes móveis (forças iniciais), que aparecem na estrutura e braços, temos um gráfico do tipo:

(caso critico: aceleração constante)



(fig. 2.22)

Dessa forma para resistir a essas variações bruscas de força, os braços e a estrutura devem ser suficientemente rígidos, apresentando pequenas deformações, para evitar possíveis vibrações que prejudicariam a estabilidade no posicionamento da garra. Além disso, deve-se procurar reduzir ao máximo as reações. Isso é feito reduzindo-se a inércia das partes móveis.

Para a realização de testes no manipulador foram utilizadas curvas de aceleração constante, que foram calculadas a partir de curvas de deslocamento quadráticas. Entretanto pretende-se implementar outras curvas de deslocamento, como por exemplo, cicloidal, polinomial, que apresentam um $dF/dT = 0$, para $T = 0$ e quando se atinge a velocidade final. Dessa forma procura-se reduzir o problema de vibrações, reduzindo-se as variações bruscas da força no tempo. Algumas das curvas de velocidade que serão testadas estão apresentadas no anexo 2.

Levando-se em conta estes dois fatores (inércia e rigidez) pode-se discutir o tipo de material a ser utilizado nos braços. Se considerarmos a inércia, o material indicado é o alumínio, pois possui baixo peso específico ($\rho_A = 26,6 \text{ KN/m}^3$), entretanto possui um módulo de elasticidade baixo ($E = 71 \text{ GPa}$). Se considerarmos a rigidez, o aço seria o indicado, pois possui um módulo de elasticidade alto ($E = 207 \text{ GPa}$), entretanto possui alto peso específico ($\rho_{Ae} = 76,5 \text{ KN/m}^3$). Porém se observarmos as relações $\rho_{Ae}/\rho_A = 2,88$ e $E_{Ae}/E_A = 2,92$, nota-se que são praticamente iguais, o que aparentemente mostra que seria indiferente o uso de um ou

outro material (o que se ganha em rigidez, se perde em peso, e vice-versa). Entretanto não é interessante termos uma estrutura ou peças com paredes muito finas (o que aconteceria se utilizássemos aço), devido a problemas como flambagem por exemplo. Por isso escolheu-se alumínio, para obter peças com paredes mais grossas, evitando assim, o problema acima. Além do que o alumínio é mais fácil de ser usinado e trabalhado.

Pela eq.7 vê-se que para aumentarmos a rigidez do braço horizontal deve-se procurar reduzir ao máximo a distância L1 e escolher uma seção que possua um valor alto para I.

O braço horizontal, também está sujeito a um momento torçor. Para obtermos uma alta rigidez a torção deve-se, além de reduzir o comprimento L1, utilizar um tubo de seção fechada, pois o mesmo resiste mais a torção do que uma seção aberta.

Assim para os dois braços serão utilizados tubos de alumínio fechados de seção quadrada.

Com relação à estrutura, além de ser rígida, deve ser relativamente pesada em relação às demais partes, a fim de possuir uma certa inércia, garantindo assim a estabilidade do robô no solo. Por isso escolheu-se aço como material para a estrutura (alto módulo de elasticidade e alto peso específico). A estrutura é constituída de tubos de aço de seção quadrada, que garantirão a rigidez necessária.

No eixo do pulso, para que se tenha precisão no posicionamento angular da garra, devemos ter também pequenas deformações angulares, o que é conseguido, como se vê na eq.14, reduzindo-se o máximo possível o comprimento L2 e calculando-se um diâmetro adequado. Escolheu-se aço para material (alto módulo de elasticidade transversal - G).

II.3.4 - Definição dos parâmetros

Neste item são apresentados os parâmetros calculados. Os cálculos que foram realizados são iterativos, apresentando-se somente os resultados finais obtidos.

As massas estimadas para cada parte valem :

- Braço vertical: (curso 200 mm)

E constituído por um tubo de alumínio quadrado, de comprimento estimado em 500 mm, com 2 mm de parede e 61 mm

de lado, que consiste numa medida adequada para o lado, pois permite a montagem no tubo da transmissão por correias junto com os mancais (a correia escolhida possue 25,4 mm de largura). O braço possue 2 motores: um cujo torque máximo é 8 Kgf.cm e massa 930 g, e outro cujo torque máximo é 0,76 Kgf.cm e massa 200 g (aciona o eixo do pulso).

O braço possui uma garra, cujo peso máximo é estimado em 0,7 Kg. Considerando-se ainda a massa das flanges, rolamentos (total de 7 neste braço), polias, etc.,(ver desenho de conjunto no anexo 6) a massa estimada resultou em:

$$M_v = 4,8 \text{ Kg}$$

- Braço horizontal: (curso 500 mm)

E constituido por um tubo de alumínio quadrado, de comprimento estimado em 1000 mm, com 2 mm de parede e 61 mm de lado (por razões já expostas). Possue um motor cujo torque máximo é 5 Kgf.cm e massa 600 g. Considerando-se ainda flanges, rolamentos(total de 4), polias, etc., (ver desenho de conjunto no anexo 5) a massa estimada resultou em:

$$M_h = 3,8 \text{ Kg}$$

- Estrutura:

E constituída por tubos quadrados de aço soldados, de lado 63,5 mm e 2 mm de parede. Possue 2 motores cujos torques máximos valem 5 Kgf.cm e massas 600 g. Considerando-se ainda, flanges, rolamentos (total de 8), polias,etc.. (ver desenho de conjunto no anexo 4) a massa estimada resultou em:

$$M_e = 21 \text{ Kg}$$

- "Carros"

São constituidos por chapas de alumínio parafusadas em colunas também de alumínio. Possuem 24 rolamentos, entre outras peças (ver desenho de conjunto no anexo 7).

Assim a massa dos "carros" que deslizam sobre os braços, foi estimada em 1,7 Kg.

Portanto, o peso estimado do robô é:

$$M_{robô} = 31,3 \text{ Kg}$$

$$e: M = 1,7 + Mv = 6,5 \text{ Kg}$$

$$Mt = M + Mh = 10,3 \text{ Kg}$$

Para a escolha dos raios das polias foi construída a tabela abaixo, e feitas as seguintes considerações:

- São utilizadas as mesmas polias nas transmissões dos braços e da estrutura.
- As polias 2 e 3 devem consistir numa redução $\Rightarrow R2/R3 > 1,0$, e para evitar um ângulo de abraçamento grande na polia 2 devemos ter $R2/R3 \leq 2,0$
- Devido às limitações da correia escolhida o raio R2 deve ser $\geq 15,2 \text{ mm}$.
- Por limitações geométricas do projeto : $R1 \leq 20,0 \text{ mm}$
 $R2 \leq 17,0 \text{ mm}$
- O ângulo de passo dos motores é $0,9^\circ$ (operando em "half step"). A resolução desejada ($0,1 \text{ mm}$) pode ser atingida com o motor em "quarter step".
- Os raios apresentados abaixo foram retirados do catálogo (6)

TABELA

R1 (mm)	R2 (mm)	R3 (mm)	N _{máx} (pass/s)	e (mm)	torque dos motores (Kgf.cm)		
					braço vert.	braço horiz.	estr.
1 15,2	17,0	11,3	1575	0,16	6,70	3,31	4,29
2 15,2	14,6	9,7	1573	0,16	6,71	3,31	4,28
3 15,2	11,3	8,1	1468	0,17	7,19	3,58	4,62
4 15,2	14,6	11,3	1349	0,19	7,82	3,85	4,99
5 18,2	12,1	8,1	1312	0,19	8,04	4,00	5,17
6 15,2	12,1	9,7	1310	0,19	8,05	4,00	5,17
7 15,2	9,7	8,1	1259	0,20	8,38	4,10	5,39

Devido à limitação da rotação do motor (já comentada), a decisão fica entre as opções 5, 6 e 7. Entretanto a opção 7 exige um torque alto no motor do braço vertical, sendo por isso eliminada. Entre 5 e 6 escolheu-se a opção 6 por possuir a polia 1 (que é a maior) com raio menor. Assim:

$$R1 = 15,2 \text{ mm} ; R2 = 12,1 \text{ mm} ; R3 = 9,7 \text{ mm}$$

O torque necessário no motor do braço vertical é um pouco maior do que o estimado (8Kgf.cm), o que aparentemente levaria à escolha de um motor com torque maior. Entretanto

isso não seria vantagem, pois um recálculo nos mostra que o ganho na relação torque/inércia (massa) é muito pequeno, além do que o motor seria maior não compensando portanto. Mantém-se portanto o motor escolhido, limitando-se entretanto a aceleração máxima do braço vertical a um valor menor que $2,5 \text{ m/s}^2$. Para os demais acionamentos manteve-se os motores escolhidos, que já levam em conta a variação de carga que podem provocar a perda de sincronismo do motor ("picos" de torque, já comentados).

Mediante os resultados obtidos, obtém-se as deformações nos braços e estrutura.

Sendo:

$$E_{A1} = 71 \text{ GPa} \quad E_{\text{aço}} = 207 \text{ GPa}$$

$$G_{A1} = 26,2 \text{ GPa} \quad G_{\text{aço}} = 79,3 \text{ GPa}$$

temos:

- Braço horizontal: Pela eq.7, utilizando-se coeficiente de segurança $s = 1,2$ (devido a preocupação com a rigidez do braço), temos:

$$s*F_1 = 90,8 \text{ N} ; s*w = 44,7 \text{ N}$$

$L_1 = 700 \text{ mm}$ (distância entre apoios estimada)

$$I = 274:153 \text{ mm}^4, \text{ portanto}$$

$$y_{\max} = 0,041 \text{ mm} \text{ (aceitável)}$$

e pela eq.8, temos:

$$s*M_t = 7,08 \text{ N.m} ; b = 100 \text{ mm} \text{ (estimado)}$$

$$I_t = 410.758 \text{ mm}^4, \text{ portanto}$$

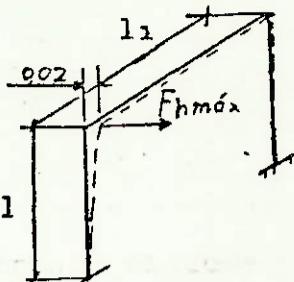
$$\theta = 4,6 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

e a deformação linear na ponta vale: $y = b*\theta = 0,046 \text{ mm}$ (aceitável)

- Estrutura: Utilizando-se $s = 2,0$:

$$s*F_{h\max} = 32,06 \text{ N}, \text{ o caso crítico ocorre quando esta}$$

força esta aplicada na extremidade do pórtico (fig. 2.23).



(fig. 2.23)

Limitou-se $l \leq 0,47$ m e $l_1 \leq 0,68$ m. O cálculo realizado encontra-se no anexo 3.

- Eixo do pulso: A inércia da garra é estimada em $I_t = 1260$ Kg.mm^2 .

p Adotou-se para raio das polias a relação : $R_3/R_4 = 0,5$, e escolhendo-se para R_3 o valor mínimo no catálogo, tem-se:

$$R_3 = 8,1 \text{ mm} \quad \text{e} \quad R_4 = 16,2 \text{ mm} \Rightarrow r = 0,45^\circ \quad (\alpha = 0,9^\circ)$$

Assim estimando-se o comprimento em 500 mm, a aceleração angular em $3\pi/2 \text{ rad/s}^2$, e adotando $s = 1,2$ temos:

$$D \geq 6,3 \text{ mm} \quad \text{escolheu-se } D = 7 \text{ mm}$$

II.4 - PROJETO EXECUTIVO

Neste item têm-se por objetivo apresentar alguns critérios utilizados no projeto dos conjuntos e das peças do robô. Entre eles temos:

- massa: É um parâmetro crítico, portanto procurou-se evitar o superdimensionamento das peças, bem como peças inúteis, colocando somente o essencial. No caso da estrutura não se teve essa preocupação por motivos já expostos.

- rigidez: Outro parâmetro crítico. Reduziu-se ao máximo a distância entre apoios do braço horizontal (razão pela qual o motor se encontra do lado externo do tubo), a altura da estrutura e o comprimento do eixo do pulso, aumentando-se portanto a rigidez dessas partes. As demais peças, principalmente flanges, foram providas de dobras para terem suas rigidez aumentadas.

- fabricação: Como todas as peças são obtidas por processos de usinagem, procurou-se simplificar ao máximo as peças para facilitar e agilizar a usinagem. Isso foi conseguido mantendo-se contato com os técnicos durante o projeto das peças.

Os rolamentos dos roletes foram revestidos com anéis de Delrin (poliacetal) com a finalidade de evitar ruidos, e no caso daqueles que correm sobre o tubo de alumínio, o desgaste do mesmo.

Maiores detalhes podem ser observados nos desenhos de conjunto e fabricação nos anexos 4, 5, 6, 7 e 8.

II.4.1 - Problemas de fabricação e montagem

O principal problema apresentado foi o fato de não se conseguir soldar a estrutura de aço com precisão. Isso exigiu que fossem feitos vários ajustes posteriores nas fixações das peças na estrutura, para garantir o alinhamento das partes do robô. Alterou-se portanto a posição dos furos de fixação da guia linear plana e das flanges na estrutura.

Outro problema está relacionado com a deformação percebida nos mancais, ao se tensionar a correia. Para evitar que as deformações que ocorrem nos dentes da correia, e as folgas entre o dente e o sulco da polia, alterem a precisão e a repetibilidade do movimento (com as inversões bruscas), as correias devem estar altamente tensionadas. A tensão necessária está em torno de 15 kgf (não há precisão na medição), o que ocasiona aproximadamente 30 kgf de reação no mancial. Entretanto, observou-se que a deformação não ocorre no eixo (o mesmo está até superdimensionado com relação à rigidez para essa carga), mas sim nas flanges laterais de alumínio que suportam os mancais (fig. 2.24). Essa deformação faz com que a correia seja ligeiramente deslocada para a extremidade do eixo.

As flanges estão presas ao tubo por apenas três parafusos. Uma solução seria aumentar a espessura da chapa, bem como aumentar o número de parafusos que fixam as flanges no tubo, o que não seria possível devido à falta de espaço, além do que aumentaria o peso do braço. Concluiu-se portanto, que a utilização da polia em balanço não constitue uma boa solução, sendo melhor talvez utilizar o eixo biapoiado, existindo entretanto um problema de espaço para a montagem dos mancais. Essa solução pode ser tentada numa outra versão do manipulador.

No caso das flanges da estrutura o problema foi resolvido utilizando-se chapas mais espessas (#3 mm) de aço e com dobrões para aumentar a rigidez.

Outra dificuldade consiste em se garantir a perpendicularidade entre o braço vertical e horizontal, uma vez que a união dos "carros" (ver desenho no anexo 2) é feita por parafusos. Uma solução consiste em se usinar uma flange intermediária onde seriam fixos os dois "carros", garantindo-se assim a perpendicularidade na usinagem dessa flange (tolerância de perpendicularidade: 0,01 mm).

II.4.2 - Ensaio de um braço do robô

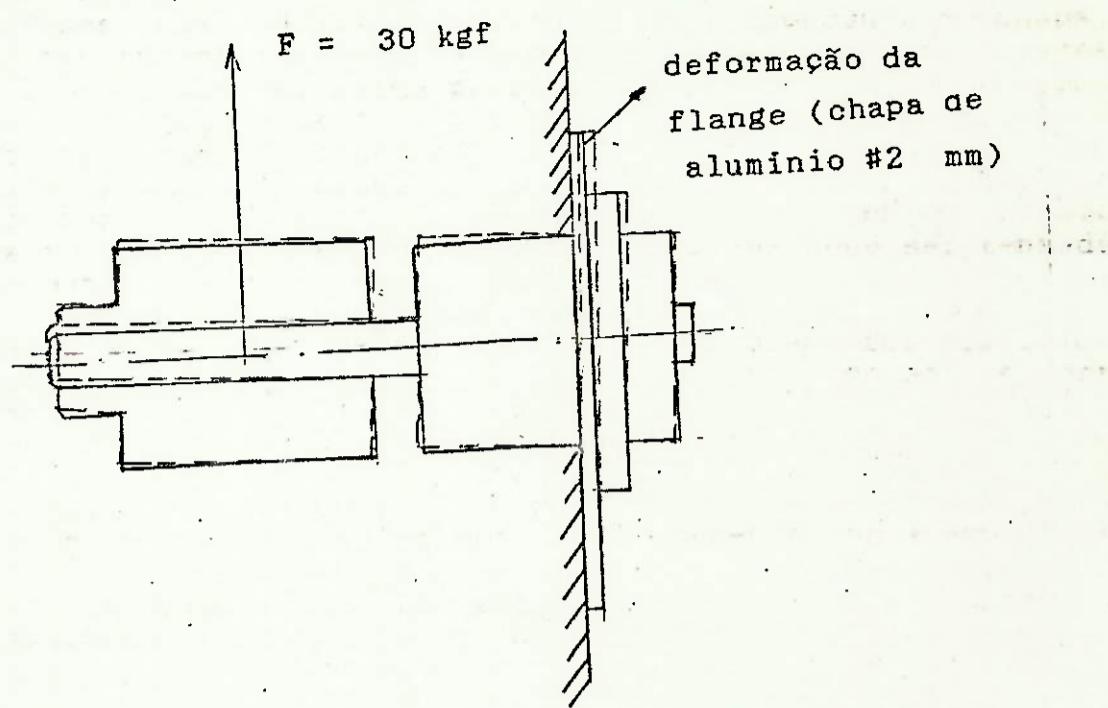
Um fator importante no projeto é a rigidez das correias, principalmente dos dentes. Durante as inversões bruscas de movimento os dentes se deformam, o que pode dar origem a oscilações, alterando a precisão.

Outro problema é a repetibilidade do movimento. O mecanismo de acionamento apresenta folgas (principalmente entre os dentes da correia e sulcos da polia). Dessa forma, ao ocorrer a inversão do movimento, podemos ter uma alteração no posicionamento do "carro", devido a essas folgas.

Além disso, devido a um problema enfrentado na montagem da transmissão por correia no tubo, optou-se por cortar a correia e unir suas extremidades num fixador localizado dentro do "carro". Essa união também apresentará folgas, que podem influir na precisão do mecanismo.

Para evitar esses problemas, as correias devem trabalhar altamente tensionadas, como já comentado.

Assim o ensaio teve por objetivo obter a solução real,



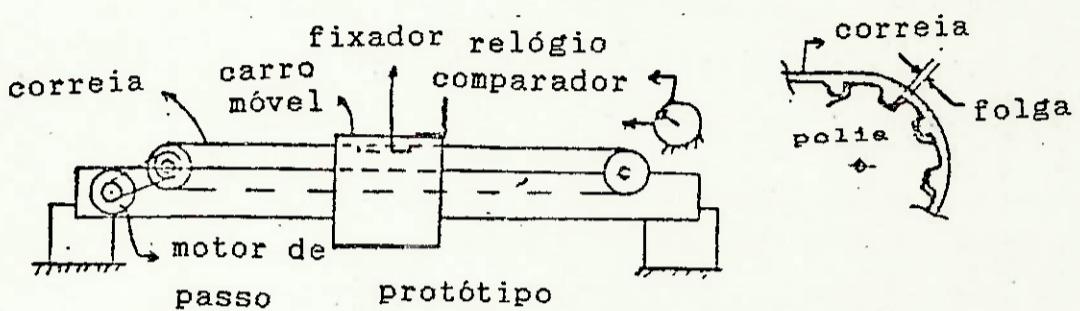
(fig. 2.24)

bem como analisar a precisão e repetibilidade do acionamento por correias dentadas sujeitas à um alto tensionamento (cerca de 15 kgf), bem com avaliar o desempenho da parte eletro-eletrônica. Verificou-se também se o corte da correia afetaria o desempenho do acionamento.

Para isso construiu-se um protótipo de um dos braços que será descrito abaixo.

Descrição do equipamento

O conjunto é constituído por:



(fig. 2.25)

- um protótipo de um braço do manipulador que possui uma correia dentada acionada por um motor de passo, e está munido de um relógio comparador. A correia por sua vez aciona um "carro" que corre (por meio de rolamentos radiais de esferas) sobre o tubo (braço).

O braço (tubo de alumínio) apresenta um rasgo, de maneira a permitir a montagem da correia sem ser necessário cortá-la.

O relógio comparador possui uma resolução de leitura de 0,01 mm e 20 mm de curso.

O motor é movimentado em micro-passo, sendo que cada passo do motor ($1,8^\circ$) corresponde a 64 micro passos.

Para uma resolução do motor de "full-step" ($1,8^\circ$), o acionamento apresenta uma resolução teórica de 0,382 mm. Considerando que a resolução de leitura obtida na medição é 0,01 mm, adotaremos 0,38 mm para resolução teórica.

- parte eletro-eletrônica constituída por um "driver", placa controladora, micro IBM-PC e "software" detalhados nas referências (9) e (10).

Foram realizados dois ensaios:

- O primeiro teve por objetivo medir a repetibilidade do movimento, que consiste em se verificar se o "carro" partindo de uma posição inicial marcada pelo relógio comparador, retorna a essa mesma posição após completar um ciclo (ir e voltar).

- O segundo tem por objetivo medir a resolução real bem como a precisão do acionamento.

1º) Procedimento experimental

- Aplica-se uma tensão de aproximadamente 15 kgf na correia.

- Movimenta-se o "carro" algumas vezes para retirar a acomodação das correias.

- Movimenta-se o "carro" como já descrito acima. Para cada ciclo lê-se a diferença no relógio comparador. Ao longo do ensaio varia-se a velocidade e aceleração

- Acrescenta-se um peso de 3 kgf no "carro" (o que aumentará a força de inércia e portanto a força na correia) e procede-se novamente como no item anterior.

- Após isso, cortou-se a correia (unindo-a por meio do fixador) e repetiu-se o procedimento.

Resultados obtidos

A repetibilidade do acionamento apresentou-se muito boa (variação da ordem de 0,01 mm), não se alterando com a variação da velocidade, aceleração e a inércia, bem como com o corte da correia.

2º) Procedimento experimental

- Procede-se como nos dois primeiros itens do ensaio anterior.

- Encosta-se o "carro" no pino do relógio comparador e anota-se o valor inicial de leitura.

- Aciona-se o motor passo a passo lendo-se o deslocamento do "carro" no relógio.

- Após isso, cortou-se a correia e repetiu-se o procedimento.

Resultados obtidos

- Realizaram-se 28 medições, cujos resultados são apresentados na tabela abaixo:

TABELA

n - número de passos

rr - resolução medida

rt - resolução teórica ($rt = 0,4 \text{ mm}$)

ep - erro de passo ($ep = rr - rt$)

xt - deslocamento teórico ($xt = n * rt$)

xr - deslocamento medido

ea - erro acumulado ($ea = xr - xt$)

unidade - mm

n	x_t	x_r	e_a	r_r	e_r
1	0,38	0,37	-0,01	0,37	-0,01
2	0,76	0,75	-0,01	0,38	0,00
3	1,14	1,12	-0,02	0,37	-0,01
4	1,52	1,50	-0,02	0,38	0,00
5	1,90	1,87	-0,03	0,37	-0,01
6	2,28	2,25	-0,03	0,38	0,00
7	2,66	2,62	-0,04	0,37	-0,01
8	3,04	2,99	-0,05	0,37	-0,01
9	3,42	3,38	-0,04	0,38	0,01
10	3,80	3,78	-0,02	0,40	0,02
11	4,18	4,16	-0,02	0,38	0,00
12	4,56	4,55	-0,01	0,39	0,01
13	4,94	4,94	0,00	0,39	0,01
14	5,32	5,32	0,00	0,38	0,00
15	5,70	5,69	-0,01	0,37	-0,01
16	6,08	6,07	-0,01	0,38	0,00
17	6,46	6,46	0,00	0,39	0,01
18	6,84	6,84	0,00	0,38	0,00
19	7,22	7,21	-0,01	0,37	-0,01
20	7,60	7,61	0,01	0,40	0,02
21	7,98	8,00	0,02	0,39	0,01
22	8,36	8,39	0,03	0,39	0,01
23	8,74	8,78	0,02	0,39	0,01
24	9,12	9,15	0,03	0,37	-0,01
25	9,50	9,54	0,04	0,39	0,01
26	9,88	9,92	0,04	0,38	0,00
27	10,26	10,29	0,03	0,37	-0,01
28	10,64	10,67	0,03	0,38	0,00

- Portanto a resolução variou de min 0,37 à máx 0,40 o que fornece uma amplitude de 0,03 mm.

- O erro acumulado foi de apenas 0,03 mm em 10,67 mm.

- A resolução real média vale: $r = 0,38$ mm, igual portanto a resolução teórica. Este valor será utilizado nos cálculos de posicionamento dos braços do manipulador.

- A precisão pode ser calculada em termos de desvio padrão da resolução:

$$s = 0,00934 \text{ mm}$$

Com o corte da correia os resultados obtidos não sofreram alteração.

Conclusão

Conclui-se que uma tensão elevada na correia garante uma boa repetibilidade e precisão, bem como o corte da correia e sua posterior união não alteram o desempenho do acionamento.

Após o término da montagem todo o conjunto, manipulador cartesiano já implementado com a parte eletrônica (robô cartesiano) foi submetido à testes de funcionamento, cujos problemas encontrados são relatados abaixo.

II.4.3 - Problemas de funcionamento do manipulador e modificações realizadas

O principal problema ocorrido está relacionado com a rigidez à torção do braço horizontal. Logo após a montagem, simulando-se manualmente o funcionamento, o braço horizontal se deformava ocasionando vibrações (na extremidade do braço vertical) resultantes das acelerações e desacelerações. Essa deformação foi atribuída a dois motivos, basicamente: os "rasgos" realizados nas extremidades do tubo com o objetivo de reduzir a sua massa, alteraram significativamente sua rigidez; além disso notou-se que o rolamento axial da guia linear cilíndrica apresentava uma deformação quando se torcia o tubo.

Para resolver esses problemas:

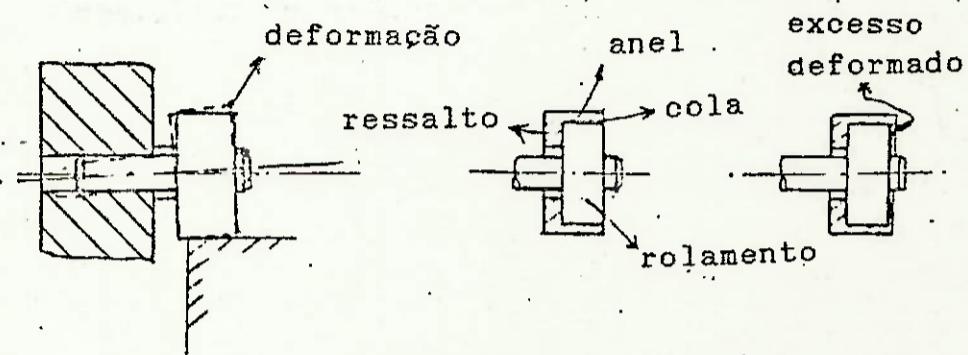
- usinou-se outro tubo sem os "rasgos" e com uma espessura maior;
- decidiu-se utilizar dois rolamentos axiais na guia linear cilíndrica ao invés de um;
- aumentou-se a distância entre os roletes que correm sobre a guia linear plana;

Com isso aumentou consideravelmente a rigidez do conjunto com relação à torção.

Um segundo problema estava relacionado com a fixação dos anéis de revestimento de Delrim nos rolamentos, colocados para evitar o desgaste do tubo de alumínio. Pelo fato de ser difícil garantir o alinhamento dos rolamentos e devido à deformação do conjunto rolamento-eixo (ocorrendo provavelmente no engastamento do eixo na coluna de alumínio

- fig. 2.26), alguns anéis se desprendiam dos rolamentos com o movimento do "carro", dando origem a folgas (entre os roletes e o tubo) provocando um pequeno "jogo" no braço vertical. Para evitar o desprendimento dos anéis, tentou-se, inicialmente utilizar um adesivo anaeróbico (loctite ou "super bonder") com o objetivo de tirar a folga existente entre o anel e o rolamento, bem como usinar um anel com ajuste mais forçado e com um ressalto. Entretanto, ambas as tentativas não tiveram sucesso.

Decidiu-se por usinar um anel com largura um pouco maior que a do rolamento, e posteriormente realizar uma deformação à quente do excesso garantindo assim a fixação do anel (fig. 2.26). Além disso retirou-se o anel de revestimento dos rolamentos que correm sobre a guia linear plana, uma vez que ai não há problemas de desgaste.



(fig. 2.26)

Após essas modificações o problema foi resolvido, desaparecendo as folgas.

Para a implementação do conjunto do robô (integração da parte mecânica, "hardware" digital, "hardware" analógico e "software") foi necessário colocar alguns dispositivos adicionais no manipulador. Entre eles temos:

-Para evitar que ocorrendo uma falta de energia o braço vertical sofra um impacto com o "carro" (devido à parada dos motores) danificando-o, instalou-se um freio do tipo normalmente fechado. Consiste numa catraca que é travada por um dente acionado por um solenóide. Quando o solenóide está ligado a catraca está livre, somente travando com o desligamento do solenóide devido à falta de energia. Contudo, para se desengatar o dente é necessário movimentar o braço vertical, inicialmente para cima. Esse sistema no entanto, ainda não garante o travamento do braço vertical no caso em que se realiza a operação de "RESET" da placa que controla os motores, bem como quando há um erro no

"software" (p.ex.: especificação de uma coordenada não atingível pelo robô), situações muito comuns durante a depuração do sistema, onde não ocorre falta de energia.

- Os sucessivos impactos gerados pela queda do braço vertical podem causar danos, principalmente às chapas laterais do "carro" (alumínio #2 mm).

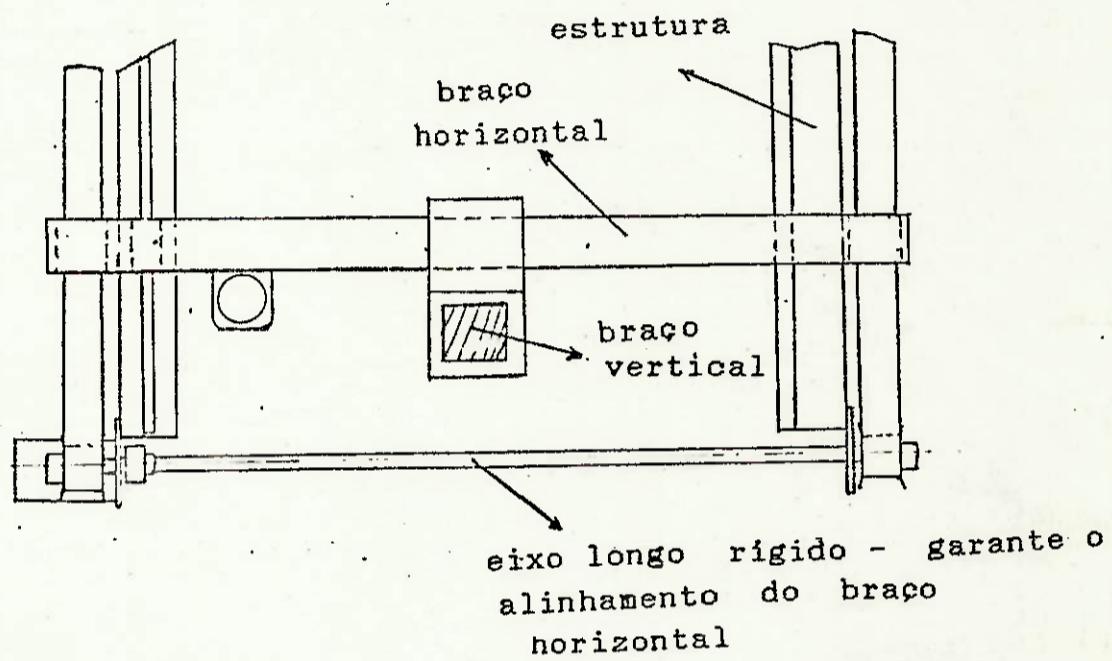
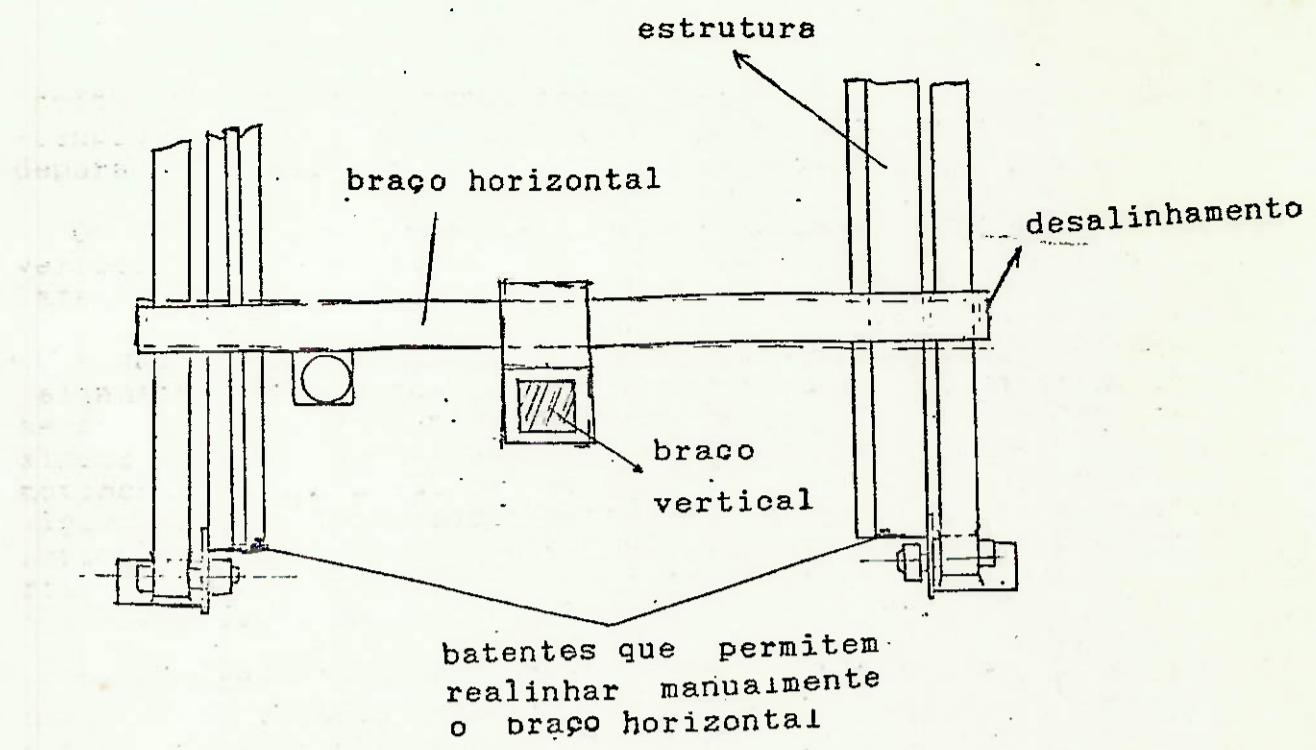
- Outro problema é garantir que o braço horizontal esteja "alinhado" com relação ao acionamento dos dois motores, ou seja, um acionamento não pode estar adiantado ou atrasado de alguns passos em relação ao outro, pois isso ocasionaria a movimentação do braço de maneira inclinada. Isso ocorre se alguém movimentar manualmente a extremidade do braço horizontal do lado da guia linear plana, uma vez que os rolamentos axiais da outra extremidade não garantem a rigidez nessa direção (desenho em anexo).

Para garantir esse alinhamento foram colocados dois batentes de referência no final de curso do braço horizontal (um de cada lado), de maneira que se o controlador detectar um desalinhamento (sensores fotoelétricos) a posição inicial do braço horizontal deve ser ajustada manualmente.

Outra solução seria utilizar um único motor de maior potência e um eixo para transmitir o movimento para o outro lado da estrutura, o que garantiria a rigidez do alinhamento. Contudo depois dos testes verificou-se que a solução com dois motores funciona muito bem a menos do incoveniente da realização esporádica do ajuste do braço horizontal, na inicialização do sistema.

- O manipulador foi dotado ainda, de microchaves de fim de curso (sensores fotoelétricos) e cabos unidos em forma de fitas ("flat cable") para passagem de sinais elétricos para os motores e sensores. Uma das extremidades do cabo está presa à uma estrutura, e a outra está presa à uma outra estrutura que se desloca em relação à primeira.

- Para testar o manipulador foi projetada uma garra provisória, que constitue numa pinça de dois dedos acionada por um solenóide e sem nenhum sensoriamento de força.



SOLUÇÃO ALTERNATIVA

CAPITULO III

GARRAS

III.1 - FORMULACAO DO PROJETO

Devido à grande variedade de geometria dos componentes eletrônicos o processo de inserção desses componentes na placa é bastante complexo. Além disso, muito dos componentes têm uma compliância mecânica elevada (baixa rigidez) devido aos tipos de terminais usados para a conexão elétrica. Dessa maneira é necessário diversas garras para inserir os componentes.

Portanto, para simplificação, optou-se por inicialmente desenvolver uma garra que permite inserir somente circuitos integrados com encapsulamento tipo DIP (Dual Inline Package). A inserção será feita em um testador de circuitos integrados que possue um soquete do tipo ZIF (Zero Insertion Force) onde não é necessário deformar as pernas do CI, como já comentado no inicio do capítulo II.

Essa garra (GARRA munida de célula de carga) consiste numa pinça de dois dedos que será acionada por um motor de passo. Deve possuir as seguintes características técnicas:

- o mecanismo de "abre-fecha" dos dedos não deve apresentar folgas
- distância máxima entre os dedos: 70 mm
- peso máximo da garra: 0,7 Kg
- altura máxima: 140 mm

A pinça é munida de uma célula de carga em um dos dedos que opera em malha fechada com o acionamento de maneira a controlar a força de inserção.

Como já visto, para inserir o CI na placa ou no soquete a garra deve ser capaz de deformar as pernas do CI, o que não era possível com a garra anterior. Dessa forma desenvolveu-se uma outra garra (GARRA PNEUMÁTICA), que consiste numa pinça de dois dedos acionada por um pistão pneumático que garante uma maior força de aperto do CI. Apresenta as mesmas características técnicas da anterior, com exceção da distância entre os dedos que é menor, devido a necessidade de se garantir uma distância fixa entre as pernas do CI durante a inserção (e como já mostrado existem basicamente duas distâncias entre pernas).

III.2 - GARRA MUNIDA DE CELULA DE CARGA

III.2.1 - Concepcão da garra

Mostremos agora a análise de soluções realizada para a escolha do acionamento e do mecanismo "abre-fecha" dos dedos.

a) Acionamento

Temos três tipos de acionamentos possíveis: pneumático, hidráulico e elétrico.

Os dois primeiros, especialmente o hidráulico são recomendados para altos esforços e onde se necessita uma alta relação potência/peso, o que não é o caso. Além disso, necessitam de compressor, bomba, válvulas, etc..não constituindo portanto a solução adequada.

Assim, devido a pequena força estimada para a colocação do CI no soquete (5 N), optou-se por acionamento elétrico.

Nesse tipo de acionamento temos três opções: solenóides, motores de passo e motores DC.

Solenóides têm a desvantagem de possuir um pequeno curso com a força variando bruscamente nesse curso, não sendo portanto um boa solução para acomodar diferentes dimensões de CIs.

Assim optou-se por motor de passo devido ao seu baixo

custo, e pelo fato de já termos experiência com esse tipo de acionamento.

Pelo fato de operar em malha fechada, motor DC também constitui numa boa solução que será tentada numa outra versão da garra.

b) Mecanismo de "abre-fecha" dos dedos

Pelas características técnicas o mecanismo de "abre-fecha" dos dedos deve ser capaz de acomodar várias dimensões de CIs, bem como não deve apresentar folgas de maneira a garantir uma fixação segura do CI.

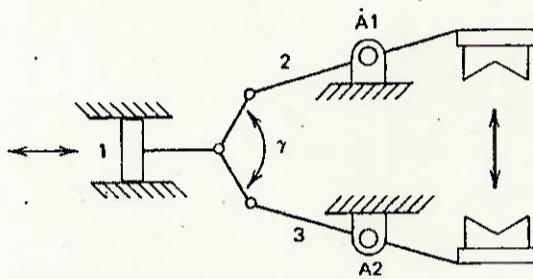
Entre as soluções possíveis temos:

- Movimento pivotante
- Movimento linear ou de translação

Movimento pivotante

E o mais comum utilizado nas garras de robôs industriais.

Um exemplo desse mecanismo é apresentado na fig. 3.1.

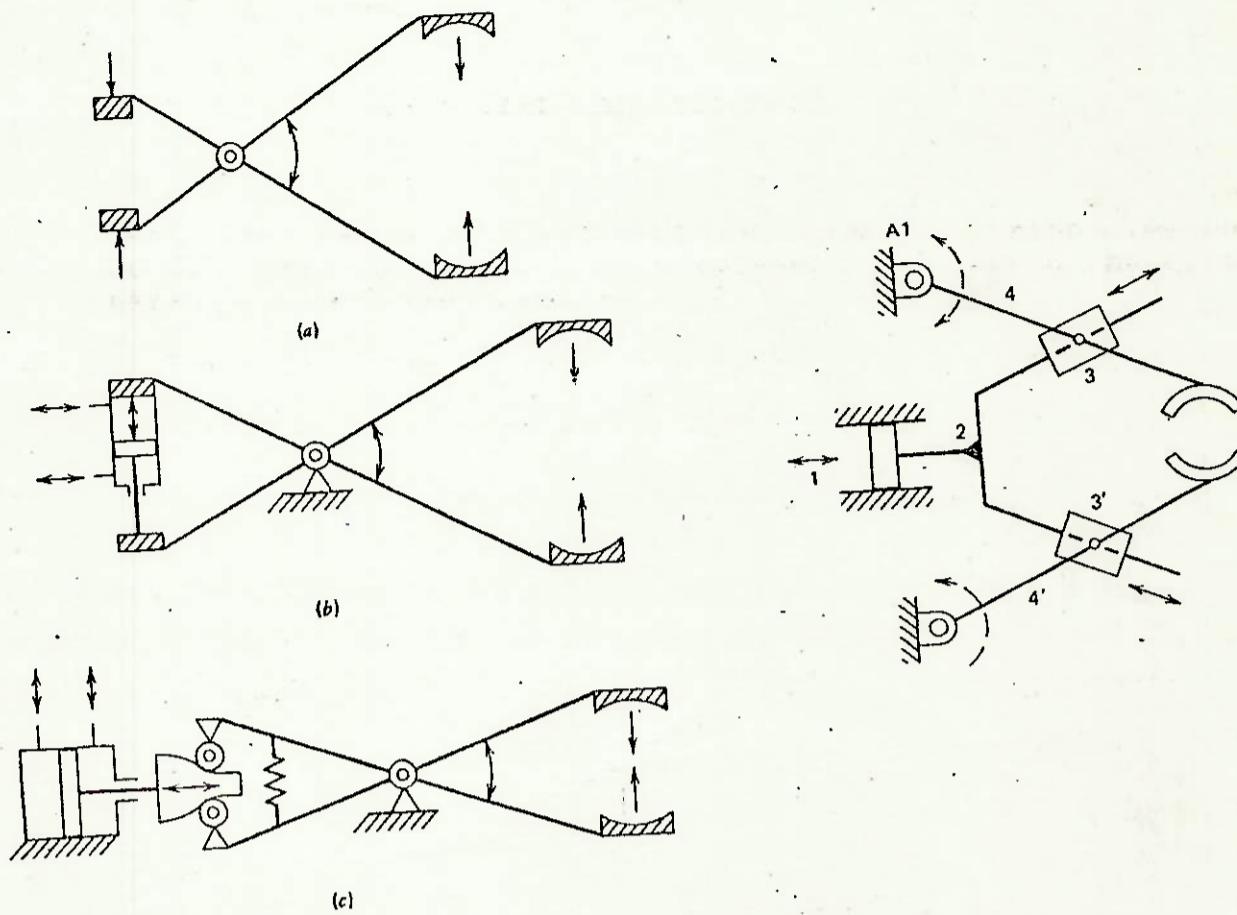


(fig. 3.1)

Quando o pistão é empurrado para a direita as barras 2 e 3 giram em torno das articulações fixas A1 e A2, aproximando os dedos. Movimentando-se o pistão para esquerda o objeto é liberado.

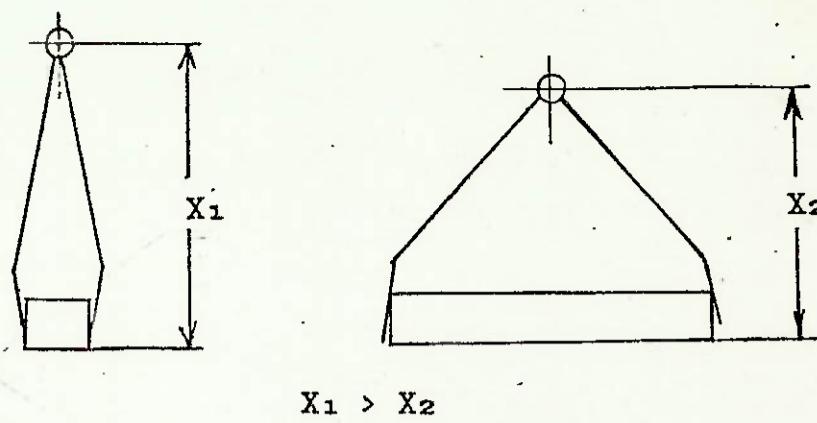
As figuras abaixo apresentam outras variações desse

mecanismo.



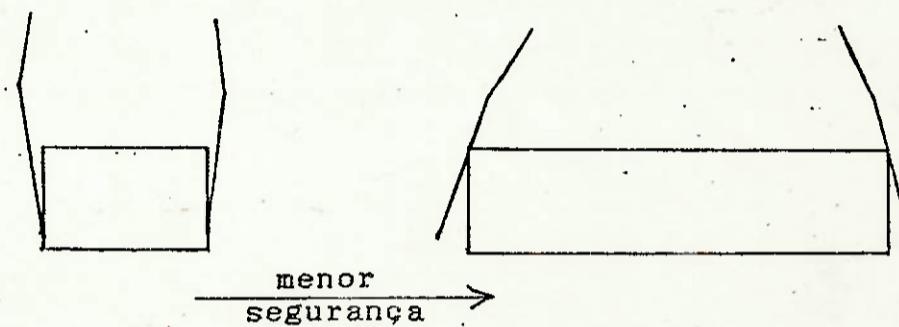
(fig. 3.2)

Entretanto não constitue uma boa solução, pois além do fato de normalmente se utilizar pistões (pneumáticos ou hidráulicos) para o seu acionamento, apresentam a desvantagem de como mostra a figura abaixo variar a distância x com a variação do comprimento da peça a ser pega. Isso complicaria o "software" de controle do robô para pegar os CIS, principalmente no caso em que o curso pode chegar até 70 mm (fig. 3.3).



(fig. 3.3)

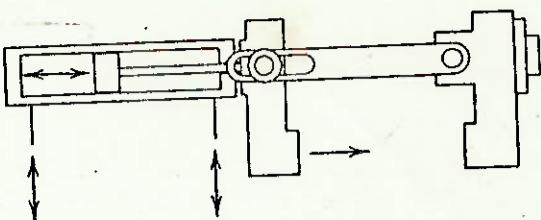
Além disso essa variação da dimensão da peça também afeta a segurança com que ela é presa (fig. 3.4).



(fig. 3.4)

Movimento linear ou de translação

Consiste basicamente em dois dedos que se movem linearmente. A fig. 3.5 apresenta uma garrra simples desse tipo, acionada por um pistão.

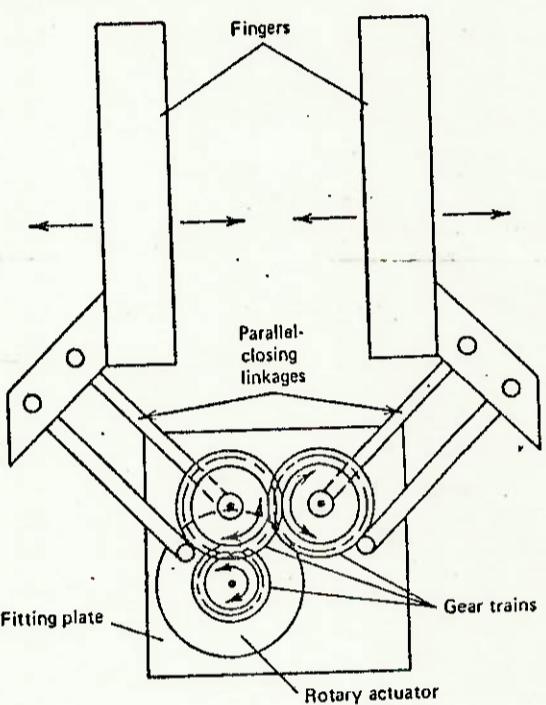


(fig. 3.5)

Esse tipo de mecanismo é recomendado para peças retangulares de grande variedade de tamanho, sendo muito mais seguro que o mecanismo pivotante.

Normalmente é acionada por atuadores rotativos (motores elétricos) tendo-se as seguintes soluções:

- Mecanismo pantográfico acionado por engrenagens



Translational gripper including parallel-closing linkages driven by a rotary actuator and gears.

(fig. 3.6)

Apresenta também a desvantagem de variar a distância x com a dimensão da peça, não constituindo uma boa solução.

- Pinhão-cremalheira e fuso de esferas recirculantes (fig. 3.7)

Ambas as formas constituem uma boa solução, pois não

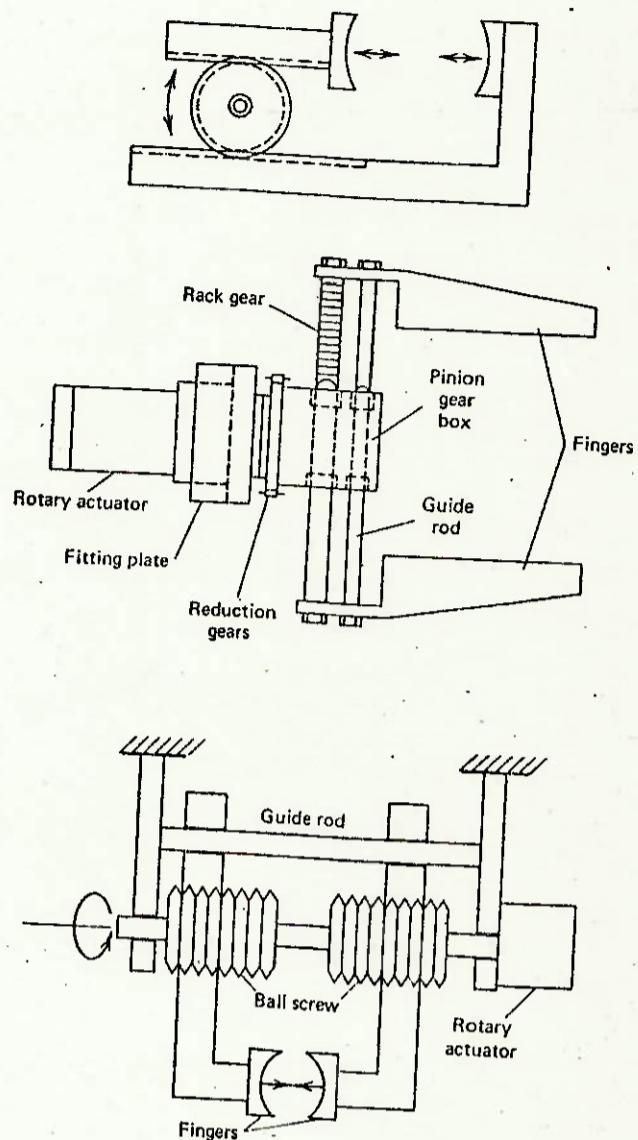
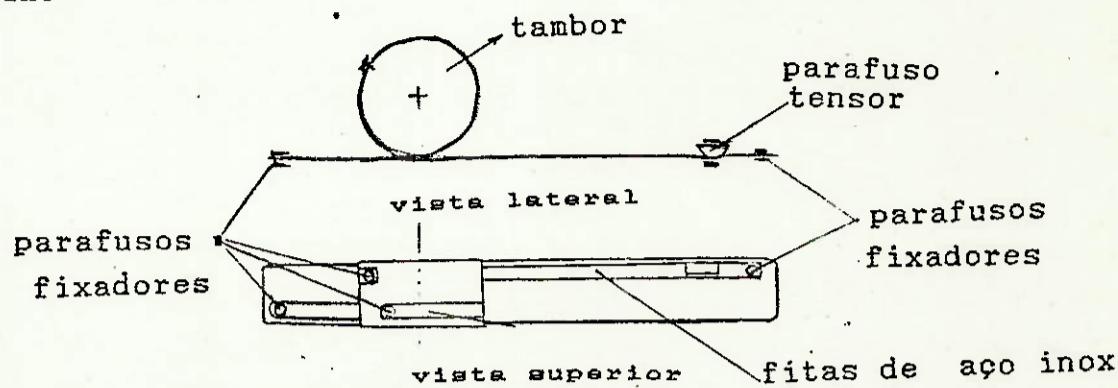


fig. 3.7

apresentam o problema acima, além de permitir um posicionamento preciso dos dedos. Contudo o pinhão-cremalheira para que não apresente folga deve ser usinado com grande precisão, o que dificulta sua escolha.

Entretanto optou-se por usar um mecanismo que consiste em fitas de aço inox que se enrolam em um tambor, como mestrado abaixo:



(fig. 3.8)

Trata-se de uma transmissão pouco usada atualmente, e que têm a vantagem de possuir uma alta rigidez, além de não apresentar folgas, garantindo assim uma fixação segura do CI.

Configuração dos dedos

Pelo fato de um dos dedos constituir uma célula de carga, e portanto ser pouco rígido, é necessário que o outro dedo fique fixo para constituir uma referência, impedindo assim que se perca a "centragem" do CI, quando este for pêgo.

Os dedos apresentam uma configuração simples, prendendo os CIs apenas por atrito. Assim os dedos devem aplicar uma força que seja suficiente para reter a peça por atrito com gravidade, aceleração ou qualquer outra força que possa ocorrer durante o trabalho. Nas extremidades dos dedos existem borrachas que servem para aumentar o coeficiente de atrito, bem como proteger o CI contra danos e arranhões.

O método de atrito para segurar o CI resulta num desenho mais simples, sendo facilmente adaptável a uma maior variedade de componentes eletrônicos.

III.2.2 - Projeto básico

1 - Modelagem matemática das principais partes

Serão apresentados agora os modelos e equações utilizados para dimensionar a garra.

Notação usada:

g - aceleração da gravidade ($9,8 \text{ m/s}^2$)

a_{\max} - aceleração máxima dos braços ($2,5 \text{ m/s}^2$)

m - massa do CI

μ - coeficiente de atrito entre o CI e o dedo

T_{\max} - torque máximo do motor

N - força normal (de aperto)

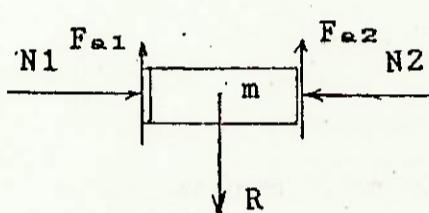
e - espessura da fita

b - largura da fita

s - coeficiente de segurança

- Torque mínimo necessário para prender o CI

As forças externas que agem no CI são: peso, força de inércia, força de aperto e força de atrito.



(fig. 3.9)

No CI temos:

$$N_1 = N_2 \text{ e admito } F_{a1} = F_{a2} = F_a$$

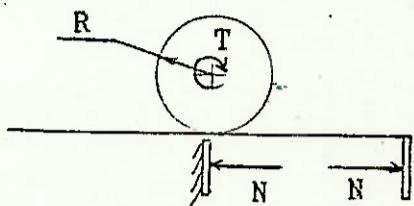
Assim pelo equilíbrio de forças no CI:

$$2*F_a = R \Rightarrow F_a = R/2 \quad (1)$$

onde: R - resultante das forças de inércia

e devemos ter: $F_a \leq \mu * N \quad (2)$

Sendo o mecanismo como mostrado abaixo:



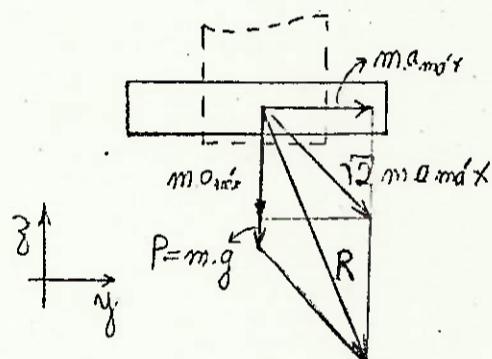
(fig. 3.10)

o torque no motor vale: $T = N*r \quad (3)$

Portanto das eqs. 1, 2 e 3 temos:

$$R/2 < (\mu * T)/r \Rightarrow T \leq (R*r)/2*\mu \quad (4)$$

O maior valor da resultante ocorrerá quando o CI estiver ssendo acelerado com a_{max} em 2 eixos ortogonais, como mostrado na fig. 3.11:



(fig. 3.11)

$$R = m * \sqrt{(g^2 + 2*a_{max}^2 + 2*g*a_{max})} \quad (5)$$

Admitindo que a fita se enrole em 3/4 da circunferência do tambor, podemos obter o seu raio:

$$(3*\pi*D)/4 = c_{fita} \Rightarrow D = (c_{fita}*4)/(3*\pi) \quad (6)$$

onde c_{fita} - curso da fita

Portanto, substituindo as eqs. 5, 6 em 4 obtemos T_{min} .

- Dimensionamento da fita

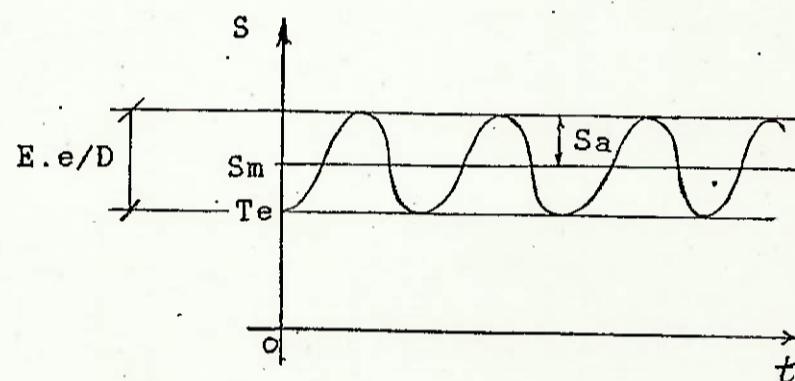
Pelo fato da fita se enrolar e desenrolar no tambor, estará sujeita à fadiga.

Se analisarmos as tensões que agem na fita durante o seu ciclo de trabalho, temos:

- antes de tocar no CI agem na fita a tensão de flexão resultante do enrolamento e uma pré-tensão necessária para eliminar as folgas do mecanismo. Dentre essas somente a primeira é responsável pela fadiga na fita. Assim temos:

$$S_{fita} = S_t + (E_{fita}*e)/D \quad (7)$$

, sendo o gráfico de S x t (tempo) do tipo de uma tensão variada:



(fig. 3.12)

- ao prender o CI teremos agindo na fita a pré-tensão de tração, a tensão de flexão e a tensão de tração resultante da força de aperto, ou seja:

$$S_{fita} = N/S_{fita} + (E_{fita}*e)/D + S_t$$

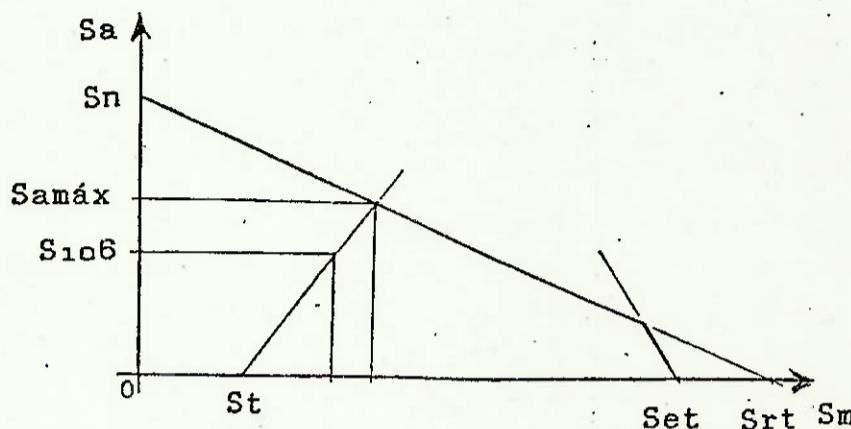
e sendo $N_{\max} = T_{\max}/r$ $S_{fita} = b \cdot e$, temos que:

$$S_{fitamáx} = T_{\max}/(b \cdot e \cdot r) + (E_{fita} \cdot e)/D + S_t \quad (8)$$

Devemos dimensionar a fita por resistência à fadiga e por rigidez, bem como verificar a sua resistência à tração.

a) Resistência à fadiga

Utilizando-se a eq. (7) e realizando-se o dimensionamento por fadiga segundo o critério de GOODMAN modificado (referência (2)), temos que o diagrama de GOODMAN para o caso é do tipo:



(fig. 3.13)

$$\text{e as equações são: } S_m = S_t + S_a/2$$

$$S_a + (S_n/S_{rt}) \cdot S_m = S_n$$

com S_{rt} (ver gráfico) dependendo do tipo de material utilizado e:

$$S_n = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_f \cdot K_o \cdot S'_n \quad \text{e} \quad S'_n = 0,5 \cdot S_{rt} \quad (\text{p/acos}),$$

onde os coeficientes K_s levam em conta o acabamento superficial, dimensão da fita, confiabilidade do material, temperatura, concentração de tensões, etc..., e a resistência à tração do material, devendo ser escolhidos segundo a referência (2).

Assim segundo as equações acima temos que S_{\max} (ver gráfico acima) vale:

$$S_{\max} = S_n \cdot (1 - S_t/S_{rt}) / (1 + S_n/(2 \cdot S_{rt})) \quad \text{e portanto:}$$

$$S_{106} = S_{\max}/s \quad (s \rightarrow \text{coeficiente de segurança})$$

onde S_{10^6} é a resistência à fadiga do material para 10⁶ ciclos.

Assim, sendo: $S_a = E \cdot e / (2 \cdot D) \Rightarrow E \cdot e / (2 \cdot D) < S_{10^6} \Rightarrow$

$$e < (2 \cdot S_{10^6} \cdot D) / E_fita \quad (9)$$

b) Resistência à tração

Devemos ter:

$$S_{fitamáx} \leq S_{adm} \quad \text{e} \quad S_{adm} = S_{rt} / s$$

onde S_{rt} - resistência à tração do material

c) Rigidez

Considerando que a fita de comprimento L está sujeita à tração, sua rigidez é dada por:

$$K_{fita} = (E_{fita} \cdot S_{fita}) / L = (E_{fita} \cdot b \cdot e) / L \quad (10)$$

Admitindo torque máximo e fixando a máxima deformação ($\delta_{máx}$), temos:

$$F_{máx} / K_{fita} \leq \delta_{máx} \quad \text{e sendo } F_{máx} = T_{máx} / r$$

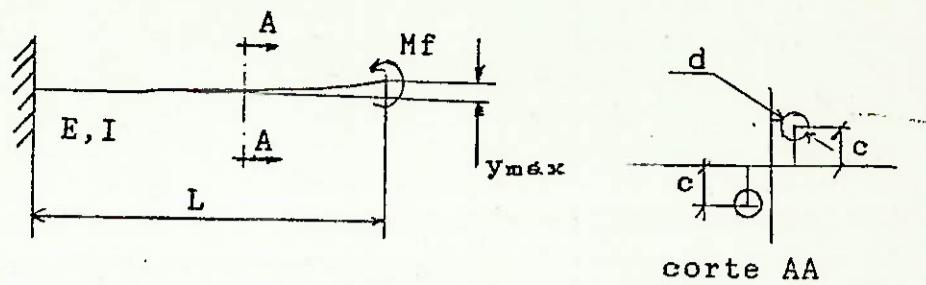
devemos ter :

$$e \geq (T_{máx} \cdot L) / (r \cdot E_{fita} \cdot b \cdot \delta_{máx}) \quad (11)$$

- Dimensionamento da guia do dedo

Como um dos dedos se move, estando o outro fixo, podemos modelar a guia como estando engastada numa das extremidades e livre na outra, sendo que a situação crítica de deformação ocorrerá quando uma peça de dimensão máxima possível (70 mm) estiver sendo presa pelos dedos, com força máxima.

Decidiu-se utilizar 2 guias como mostra a figura .



(fig. 3.14)

Assim temos que a flecha máxima vale:

$$y = (N \cdot x \cdot L^2) / (2 \cdot E_{guia} \cdot I_{eq}) \quad (12)$$

$$\text{e } I_{eq} = 2 \cdot (\pi \cdot d^4 / 64 + \pi \cdot d^2 \cdot c^2 / 4)$$

Fixando $y < y_{max}$ e calculando y para diversos valores de d , obtemos o d ótimo.

2 - Análise de parâmetros

Entre os parâmetros críticos temos o diâmetro do tambor (D) e a espessura e da fita. Pela eq.(9), vemos que quanto menor o valor de D para um certo e , maior será a tensão de fadiga (flexão no caso) na fita, sendo necessário portanto diminuir a sua espessura para reduzir a fadiga. Contudo pela eq.(10) a rigidez da fita diminui com a diminuição de sua espessura o que não é desejável. Portanto deve-se adotar um valor de e , que se possível satisfaça as duas condições (resistência à fadiga e alta rigidez), ou se necessário afete somente a primeira, uma vez que o problema de fadiga não é tão crítico quanto o de rigidez.

Além destes, temos o diâmetro d das guias e a distância c entre seus centros, que devem garantir a rigidez necessária do conjunto. Observa-se que com um valor de d pequeno, podemos aumentar a rigidez, aumentando o valor de c .

3 - Definição de parâmetros

- Torque necessário para prender o CI

Pela eq.(5), estimando-se a massa do CI em 15 g, temos:

$$R = 0,19 \text{ N}$$

e pela eq.(6), sendo $c_{fita} = 70 \text{ mm}$ temos:

$D = 30 \text{ mm}$
portanto pela eq.(4), admitindo-se $\mu = 0,25$ (borracha-plástico), temos:

$$T_{\min} = 0,0057 \text{ N.m}$$

que é bem menor que $T_{\max} = 0,0745 \text{ N.m}$

- Dimensionamento por fadiga

Sendo o material adotado aço inox, temos:

E_{aço inox} = 190 GPa; S_{rt} = 585,65 MPa; s = 1,5

estimando-se S_t em 100 MPa e para o cálculo de S₁₀₆ adotou-se:

K_a = 0,9 ; K_b = 1 ($e < 7,6 \text{ mm}$) ; K_c = 1 - 0,08*5,997 = 0,520 ($R = 0,999999999$) ; K_d = 1 ; ($T < 71^{\circ}\text{C}$) ; K_f = 1 (não há entalhe) ; K_o = 1, temos:

S_n = 137,04 MPa e portanto: S_{amáx} = 101,74 MPa =>

S₁₀₆ = 67,82 MPa e pela eq.(9): $e \leq 0,022 \text{ mm}$

- Resistência à tração

Adotando-se b = 5 mm, T_{max} = 0,0745 N.m, s = 1,2 e estimando-se S_t em 100 MPa, temos:

$$S_{ritmáx} = 430 < S_{adm} = 488 \text{ MPa} \quad \text{OK}$$

Rigidez

Considerando $L_{fita} = 100$ mm; $b = 5$ mm; $s = 1,5$ e fixando $\delta_{max} < 0,02$ mm, temos:

$$e > 0,04 \text{ mm}$$

Portanto adotou-se $b = 5$ mm e $e = 0,05$ mm pois, além de garantir a rigidez necessária encontra-se disponível no mercado. A resistência à fadiga foi diminuída, entretanto como já dito não constitui um problema crítico.

- Dimensionamento da guia do dedo

Sendo $N = F_{max} = 5$ N; $x = 60$ mm; $L = 90$ mm (x, L estimados pelo desenho de conjunto); $E_{aço} = 200$ GPa

temos pela eq.(12) para $c = 3$ mm e $d = 4$ mm:

$$y_{max} = 0,01 \text{ mm} \quad \text{OK}$$

Adotou-se portanto $c = 3$ mm e $d = 4$ mm.

III.2.3 - Projeto executivo

No projeto da garra deslocou-se o centro de rotação da mesma em relação ao eixo do robô (eixo do braço vertical), com o objetivo de compensar o desbalanceamento gerado pelo fato de um dos dedos estar fixo (movendo-se o outro).

No projeto das peças levou-se em conta a inércia (peso máximo 0,7 Kg) e rigidez (principalmente nas guias) provendo-se algumas peças com dobras.

Com relação à fabricação, como todas as peças são obtidas por processos de usinagem, procurou-se simplificar ao máximo as peças para facilitar e agilizar o processo. Isso foi conseguido mantendo-se contato com os técnicos durante o projeto das peças.

No caso das guias do dedo, por exemplo, utilizou-se pinos extratores de aço nitretado (temperados e retificados) já disponíveis no mercado, o que facilitou a obtenção de uma peça precisa e bem acabada.

Maiores detalhes podem ser vistos no desenho de conjunto

no anexo 8.

Na fabricação e montagem, o único problema encontrado foi a dificuldade de alinhar as guias, que pelo fato de estarem desalinhadas dificultam o movimento de abrir e fechar dos dedos.

III.3 - GARRA PNEUMATICA

III.3.1 - Concepção da garra

Devido à alta força necessária para deformação, optou-se por utilizar um cilindro pneumático para o acionamento do dedo.

Por motivos já expostos no item III.2.1, a garra será do tipo translacional, apresentando um movimento linear nos dedos. Um dos dedos ficará fixo, o que facilita manter uma referência, bem como torna mais simples o mecanismo de acionamento pois necessita de somente um pistão.

O pistão a ser escolhido deve apresentar as seguintes características:

- dupla ação: pois deve vencer pelo menos o atrito das guias no avanço e retorno.

- deve ser dotado de amortecimento nas posições finais (bem como se possível, válvulas reguladoras de velocidade) para evitar que o impacto cause oscilações no braço vertical do robô.

- curso: 15 - 30 mm : suficiente para fixar as duas larguras básicas de CIs existentes (ver cap. I).

- força máxima de retorno: $> F_{dmin}$ (força mínima para deformação da perna do CI), que deve ser conseguida com uma pressão de 6 bar.

- diâmetro máximo: 16 mm

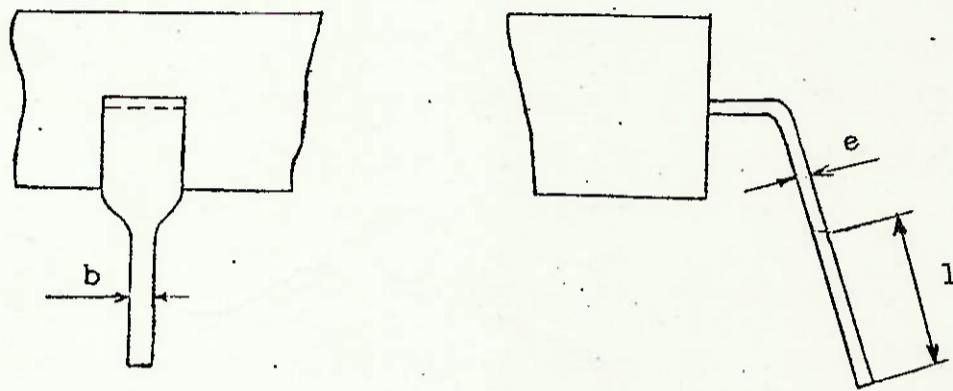
O pistão será controlado por uma válvula solenóide, que será acionada, através de um circuito de potência, por um microcomputador do tipo "IBM PC XT". A válvula solenóide pode ser tanto do tipo CC como AC.

III.3.2 - Projeto básico

E de fundamental importância para a escolha do pistão a determinação ou estimativa da força necessária para deformar uma perna do CI.

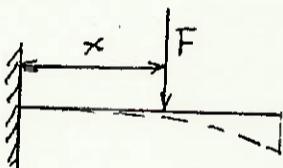
Como mostrado na fig. 3.15, a perna do CI apresenta-se inicialmente com uma seção larga, que vai se reduzindo até uma dimensão que permanece constante. Dessa forma a seção inicial apresenta-se muito mais rígida que a outra, bem como a força necessária para deformá-la plasticamente é bem maior, podendo ser modelada como um engastamento.

Assim, admitindo que somente deformar-se-á o comprimento da perna com a seção mais fina, obtemos um modelo simples de uma viga engastada como mostra a fig. 3.16. Entretanto o cálculo deve ser feito de maneira a determinar a força necessária para deformá-la plasticamente, uma vez que como se observa na prática, a sua deformação elástica é da ordem de 0,1 mm (bem menor do que o necessário).



(fig. 3.15)

Assim temos:



(fig. 3.16)

$l = 3 \text{ mm}$; $x = 1,5 \text{ mm}$ (valor estimado); $e = 0,279 \text{ mm}$;
 $b = 0,5 \text{ mm}$; (valores de e , b , e l retirados da referência (14)).

Portanto a força necessária para a deformação vale:

$$S_{esc} = M * c / I;$$

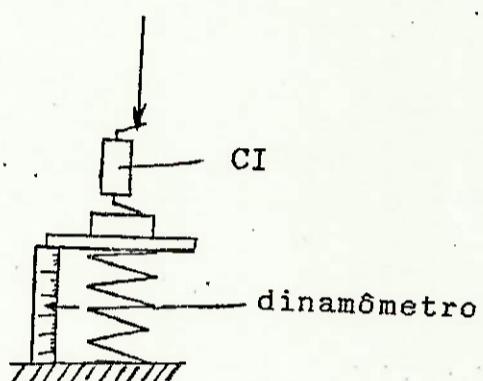
onde: $M = F_{dmin} * x$; $c = e/2$; $I = b * h^3 / 12$; \Rightarrow

$$F_{dmin} = S_{esc} * b * e^2 / (6 * x) \quad (13)$$

Admitindo que o material da perna seja latão de $S_{esc} = 400 \text{ MPa}$, temos substituindo os valores na eq.13:

$$F_{dmin} = 1,72 \text{ N} = 177 \text{ gf};$$

Realizando-se medições dessa força por meio de um dinamômetro segundo o esquema da figura abaixo, obteve-se um valor em torno de 180 gf, o que mostra ser razoável o modelo acima.



(fig. 3.17)

Assim: $F_{dmin} = 180 \text{ gf/perna}$

Admitindo, que o maior CI a ser inserido tenha 28 pernas (14 de cada lado), o pistão deverá garantir uma força de:

$$F_{pistão} = 14 * 0,18 = 2,52 \text{ Kgf},$$

que deve ser conseguida com uma pressão de 6 bar.
 Portanto:

$$A_{pistão} = 2,52 / 6 = 0,42 \text{ cm}^2 \Rightarrow$$

$d_{pista\ominus min} = 7,3 \text{ mm.}$

Devido ao pequeno comprimento das guias não é necessário verificar sua rigidez.

III.3.3 - Projeto executivo

As pernas ao serem deformadas estarão "solidárias" ao dedo da garra. Dessa forma garantindo que a abertura entre os dedos seja igual à distância entre os furos na placa (ou soquete), garante-se que o CI seja inserido. Assim foi colocado um limitador de curso regulável na guia do dedo, que garante, após o fechamento do mesmo, a abertura necessária para a inserção (ou seja: 7,62 mm e 15,24 mm).

O CI ainda encontra-se apoiado sobre um ressalto do dedo, o que evita que seu corpo perca o paralelismo em relação ao plano da placa quando o mesmo for comprimido.

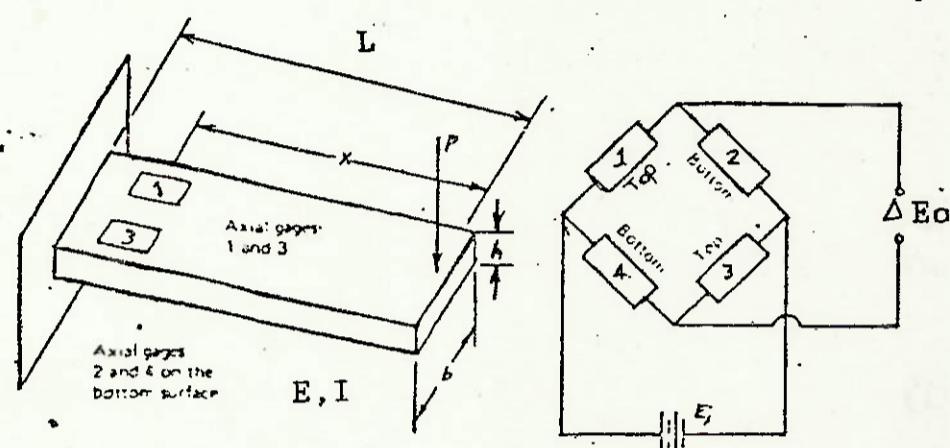
Maiores detalhes sobre a garra podem ser vistos no esboço no anexo 9.

CAPITULO IV

CELULA DE CARGA

A garra será provida de uma célula de carga, que operará em malha fechada com o motor, controlando a força de inserção.

A célula de carga constituir-se-á no próprio dedo (móvel) sendo por isso do tipo mostrado abaixo.



(fig. 4.1)

Consiste numa lámina engastada numa das extremidades, com 4 "strain-gages" fixos próximos ao engastamento (2 na parte superior e 2 na parte inferior), ligados segundo uma ponte de Wheatstone esquematizada na fig.(4.1).

A tensão gerada na ponte é amplificada, e quando medida pode-se determinar a força de inserção multiplicando-se a tensão por uma constante (C).

IV.1 - DIMENSIONAMENTO DA CELULA

No dimensionamento da célula devemos levar em conta a sua precisão e a sua rigidez.

A precisão depende da sensibilidade da célula e da sua faixa de medição de força (fundo de escala).

A sensibilidade pode ser medida pela variação de tensão ocorrida na ponte de Wheatstone para uma dada força aplicada. Portanto mais sensível será uma célula quanto maior for a variação de tensão fornecida, para uma pequena força aplicada.

Em geral, essa variação de tensão (ΔE_o) é expressa em relação à tensão de entrada fornecida na ponte (E_i), podendo ser calculada da seguinte forma:

Temos que: $S = E * E = M * c / I$, expressão válida somente para o regime elástico do material, onde:

E - módulo de elasticidade do material da célula;

E - deformação.

e:

$M = P * x$; $c = h/2$; $I = b * h^3 / 12$ que substituindo, temos:

$$E = 6 * P * x / (b * h^2 * E)$$

Para um strain-gage temos que: $\Delta R/R = F * E$, onde F é o gage factor ou sensibilidade.

Pode-se demonstrar que:

$$\Delta E_o/E_i = - \Delta R_1/(4 * R_1) + \Delta R_2/(4 * R_2) - \Delta R_3/(4 * R_3) + \Delta R_4/(4 * R_4)$$

Sendo os quatro gages idênticos, temos que:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$$

e de acordo com a disposição dos gages na célula, temos que:

$$E_1 = -E_2 = E_3 = -E_4 = E \Rightarrow \Delta R_1/R_1 = -\Delta R_2/R_2 = \Delta R_3/R_3 = -\Delta R_4/R_4 = F * E, \text{ e portanto substituindo na equação acima:}$$

$$\Delta E_o/E_i = 4 * F * E / 4 = F * E \Rightarrow$$

$$\Delta E_o/E_i = F \cdot P \cdot x \cdot (h/2) / (E \cdot I) \text{ (mV/V)} \quad (13) \text{ ou}$$

$$P = C \cdot \Delta E_o; \text{ e } C = E \cdot b \cdot h^2 / (6 \cdot F \cdot x \cdot E_i);$$

onde:

F - "gage factor" do "strain gage";

P - carga aplicada;

x - distância do "strain gage" ao ponto de aplicação da força;

h - espessura da lâmina;

b - largura da lâmina;

I - momento de inércia da seção da lâmina;

e: $(\Delta E_o/E_i)_{\max} = 6 \cdot F \cdot P_{\max} \cdot x / (E \cdot b \cdot h^2)$, define o fundo de escala, que em geral vale 2mV/V.

Assim uma célula altamente precisa é aquela que possue uma alta sensibilidade e uma pequena faixa de medição de força.

Outro fator importante é a rigidez, que é dada por:

$$y_{\max} = (L^3 / 3 \cdot E \cdot I) \cdot P_{\max} \quad (14)$$

onde L - comprimento da lâmina

E importante que a célula de carga seja suficientemente rígida de maneira a não sair da região linear do material, o que implicaria na não validade das equações acima.

Entretanto se tivermos uma célula muito rígida, pela eq. (13) vemos que a relação $\Delta E_o/E_i$ diminui, diminuindo portanto a sensibilidade. Para compensar o aumento de rigidez seria necessário utilizar "strain gages" com um "gage factor" maior, e portanto mais sensíveis, porém mais caros também.

Deve-se, assim buscar uma solução ótima que atenda da melhor maneira os dois critérios.

IV.2 - PARAMETROS ESCOLHIDOS

Considerando que a célula de carga deve ser do tamanho do dedo, temos as seguintes limitações de dimensão:

$L \leq 40 \text{ mm}$; $b \leq 16 \text{ mm}$;

Após uma série de tentativas chegou-se aos seguintes valores para a célula:

$P_{\max} = 5,0 \text{ N}$ (fundo de escala)

$F = 2,02$

$x = 26 \text{ mm}$

$L = 32 \text{ mm}$

$b = 16 \text{ mm}$

material: lâmina de aço $h = 0,50 \text{ mm}$ ($E_{\text{aço}} = 207 \text{ GPa}$)

o que nos fornece: $y_{\max} = 1,58 \text{ mm}$

e uma sensibilidade de: $\Delta E_{\text{o}}/E_{\text{i}} = 1,90 \text{ mV/V}$

e $C = 2,628/E_{\text{i}}$ (N/mV)

Verificando a tensão máxima que age na base da célula, obtemos:

$S = 195 \text{ MPa}$

, menor portanto que $S_{\text{escamamento}} = 270 \text{ MPa}$

IV.3 - FABRICAÇÃO DA CELULA

Para a fabricação da célula utilizou-se uma fita de aço ABNT 1070, de largura igual à exigida, e que foi cortada (no comprimento), desejado. Entretanto devido ao próprio processo de corte da fita (tesouras rotativas), a mesma apresentava tensões internas que provocam uma pequena deformação em forma de hélice na lâmina obtida, agravado mais ainda quando se realizava o corte do seu comprimento na guilhotina. Essas tensões, com o tempo vão sendo liberadas podendo alterar a medição da célula.

Para amenizar o problema realizou-se o corte da fita no seu comprimento, bem como os furos necessários para sua fixação na garra por meio de eletroerosão, o que resultou numa deformação bem menor da lâmina.

Entretanto para se resolver o problema seria necessário adquirir uma chapa do material (aço 1070) grande o suficiente para que no seu centro não hajam tensões induzidas. Assim por eletroerosão executar-se-ia o corte de todo o corpo da lâmina, evitando-se assim a presença de tensões induzidas.

CAPITULO V

DISPOSITIVOS AUXILIARES

Neste capítulo são apresentados todos os dispositivos necessários para permitir a inserção automatizada dos CIs na placa. Entre esses dispositivos temos:

- alimentador contínuo de CIs;
- mesa para fixação da placa;
- dispositivo de fixação da placa na mesa.

V.1 - ALIMENTADOR CONTÍNUO DE CIs

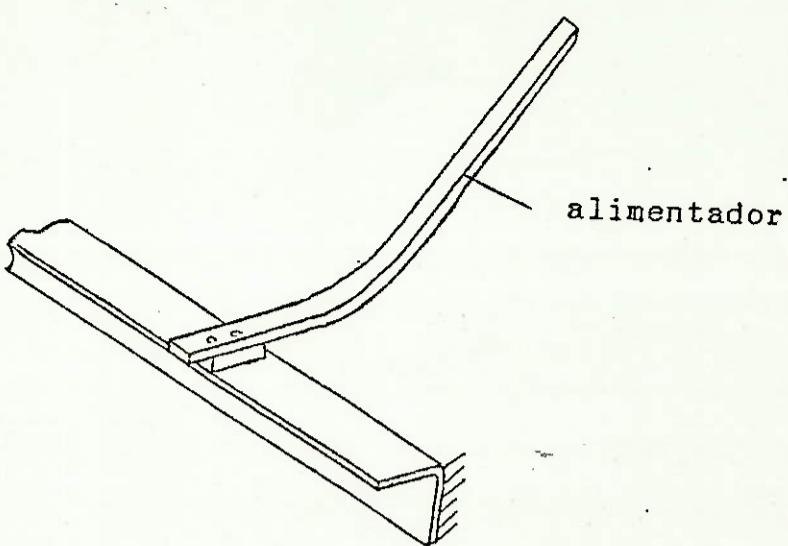
A alimentação dos CIs deve ser feita de maneira contínua, sendo que devemos ter um alimentador para cada tipo de CI (2 tipos básicos - já apresentados no capítulo I).

Entre as soluções possíveis temos:

- sistema de alimentação constituído por solenóides e pistões pneumáticos;
- alimentação por gravidade (rampa).

Optou-se pelo segundo, por ser uma solução mais simples e adequada para o problema, com a única desvantagem que este deve ser realimentado manualmente após um certo número de inserções.

O alimentador deve garantir que o CI que está para ser pego se encontre sempre na mesma posição. Além disso deve-se aterrizar o alimentador para evitar que cargas eletrostáticas danifiquem o CI. A fig. 5.1 mostra um esboço da solução adotada, que consiste numa tira de alumínio #2 mm dobrada em forma de uma rampa.

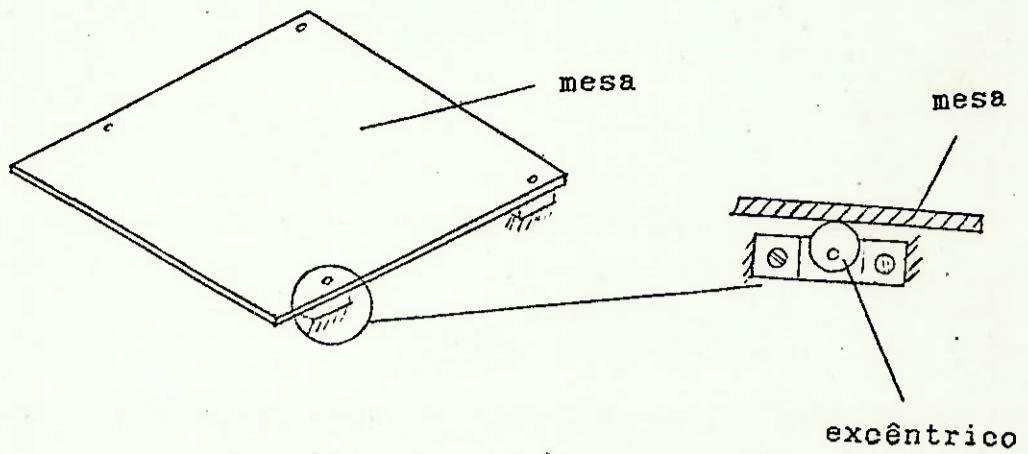


(fig. 5.1)

V.2 - MESA PARA A FIXACAO DA PLACA

Uma característica importante da mesa é que ela esteja alinhada com os movimentos X e Y do manipulador. Para resolver esse problema, apoiou-se a mesa sobre quatro suportes fixos na estrutura, cada um deles permitindo uma regulagem da altura por meio de um excêntrico.

Outro fator importante, é que ao contrário do que se poderia pensar não é necessário ter uma mesa rígida, pois uma vez que a placa ficará suspensa, e sendo esta feita basicamente com fibra de vidro, a placa apresentará uma baixa rigidez, não apresentando vantagem em se ter uma mesa com alta rigidez. A mesa será constituída por uma chapa #3 mm. Um esboço da montagem pode ser visto na fig. 5.2.



(fig. 5.2)

O alinhamento da mesa com o plano XY é feito utilizando-se o braço vertical do robô.

CONCLUSAO E COMENTARIOS

Os dispositivos acima, bem como a garra pneumática ainda estão sendo fabricados. Provavelmente até a implementação definitiva do robô para a realização da inserção, surgirão alguns problemas.

Certamente essa primeira versão do robô ainda não pode ser considerada perfeita, mas consistiu num primeiro protótipo, que permitiu a aquisição de conhecimentos e experiência que poderão ser utilizados no futuro aperfeiçoamento do projeto, resultando numa nova versão do robô com características superiores à atual.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

I - Livros

- (1) Feodosiev, V. J. - "Resistencia de Materiales" - Editorial Mir, Moscou, 1980
Capítulo V - "Desplazamientos en barras originadas por cargas arbitrarias" - pg. 179-204
Capítulo VI - "Cálculo por el método de las fuerzas de sistemas hiperestáticos compuestos por barras." - pg. 208-242
- (2) Shigley, Joseph Edward - "Elementos de Máquinas" - LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, Rio de Janeiro, 1984 - vols. 1 e 2.
- (3) Kenjo, Takashi - "Stepping motors and their microprocessor controls" - Clarendon Press, Oxford, 1984.
- (4) Mason, Matthen T. and Salisbury Jr. - "Robot Hands and the Mechanics of Manipulators" - J, Kenneth, 1985 - Massachusetts Institute of Technology
- (5) Nof, Shimon Y - "Handbook of Industrial Robotics" - ed. by S.Y.Nof, New York, John Wiley, 1985 - chapters 7 and 8.
- (6) Groover, Mikell P , Mitchell Weiss, Roger N. Nagel, Nicholas G. Odrey - "Robótica - Tecnologia e Programação" - Mc Grall-Hill, 1988

II - Artigos

- (7) "A study on transmission characteristics of toothed belt drives" - Masanori Kagotani, Toshio Aida, Tomio Koyama, Susumi Sato, Takeshi Koshio 02/86
- (8) "Toothed belt drives - past, present and future" - Tomyo Koyama and Kurt M. Marshek 05/86

III - Relatórios

- (9) Simon, Cláudio - "Robô industrial de montagem" - 1º. relatório semestral - FAPESP, (nº 88/3626-4), 08/89.
- (10) Simon, Cláudio - "Robô Industrial de Montagem" - 3º. relatório semestral - FAPESP, (nº 88/3626-4), 07/90.
- (11) Silva, Emilio Carlos Nelli - "Robô Industrial de Montagem" - 1º. relatório semestral - FAPESP, (nº 89/2302-3), 02/90.
- (12) Silva, Emilio Carlos Nelli - "Robô Industrial de Montagem" - 2º. relatório semestral - FAPESP, (nº 89/2302-3), 08/90.
- (13) Alves, Valter F. Arruda - "Robô Industrial de Montagem" - Relatório Científico - FAPESP, (nº 89/0962-6), 08/90.

IV - Manual de componentes eletrônicos

- (14) The TTL Data Book for Design Engineers - The Engineering Staff of TEXAS INSTRUMENTS INCORPORATED Semiconductor group - Second Editon - chapter 4, pages 4.4 - 4.8.

V - Catálogos

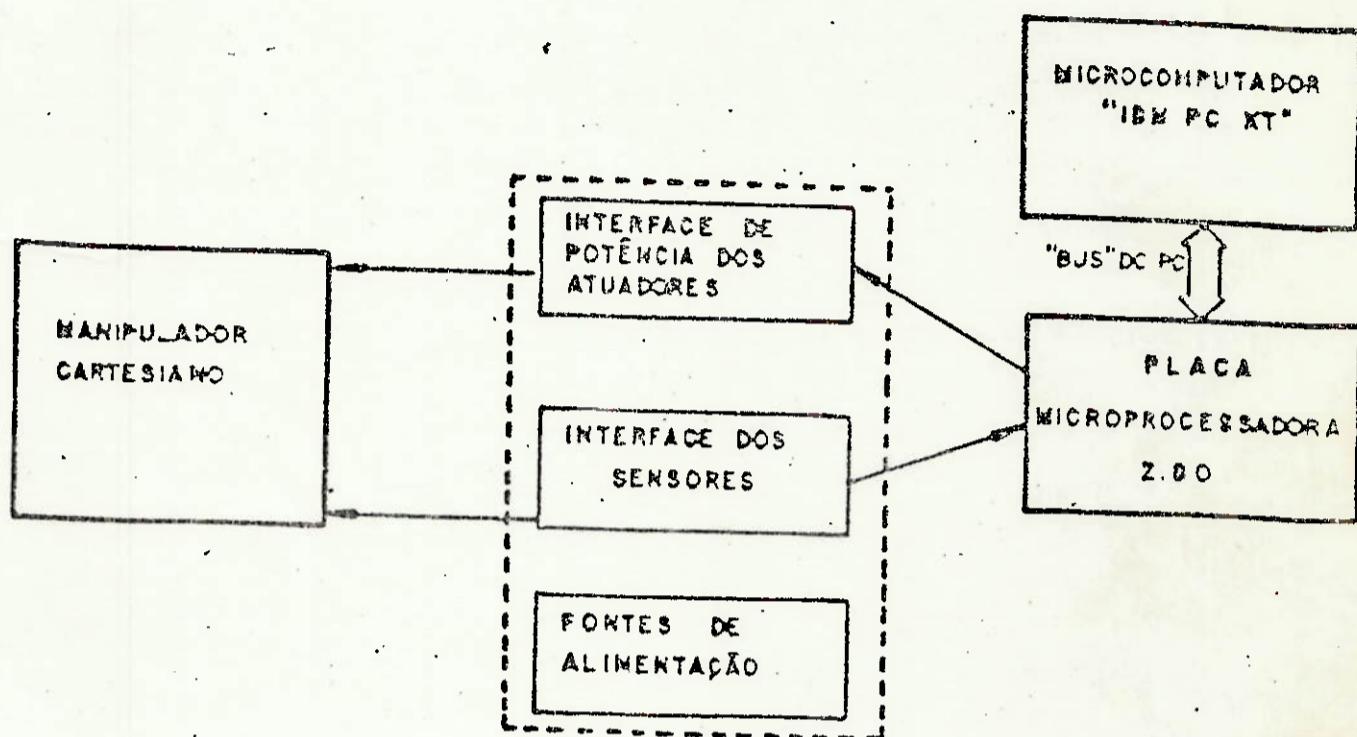
- (15) "Correias e polias sincronizadoras" - UNIROYAL
- (16) "Stepping motor" - NMB Minebea Co. Ltd
- (17) "Catálogo geral de rolamentos" - SKF
- (18) "Guias lineares" - INA

Introdução

Anexo 0

Esquema em blocos do robô.

Esquema em blocos do robô



*circuitos integrados usados
na sequência*

Anexo 1

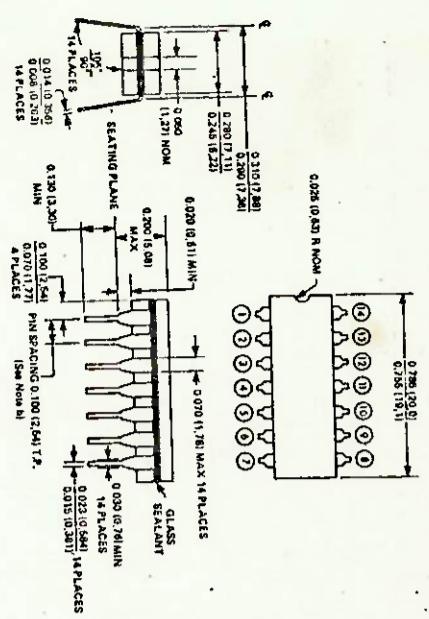
Características dos CIs

TTL INTEGRATED CIRCUITS MECHANICAL DATA

J ceramic dual-in-line package

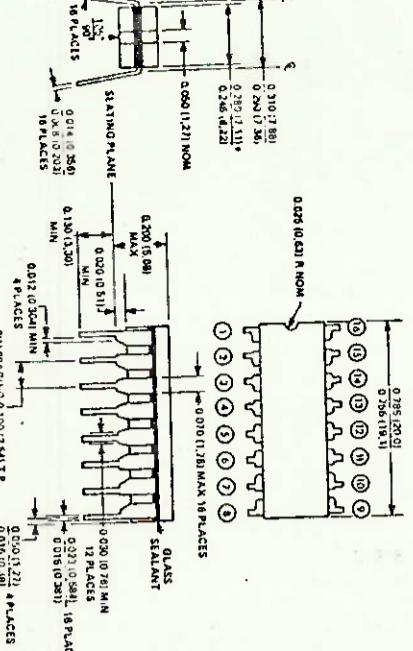
These hermetically sealed dual-in-line packages consist of a ceramic base, ceramic cap, and a 14-, 16-, 20-, or 24-lead frame. Hermetic sealing is accomplished with glass. The packages are intended for insertion in mounting-hole rows on 0.300 (7.62) or 0.600 (15.24) centers. Once the leads are compressed and inserted, sufficient tension is provided to secure the package in the board during soldering. Tin-plated ("bright-dipped") leads (-00) require no additional cleaning or processing when used in soldered assembly.

14-PIN J CERAMIC



Falls within JEDEC TO-116 and MO-001AA dimensions

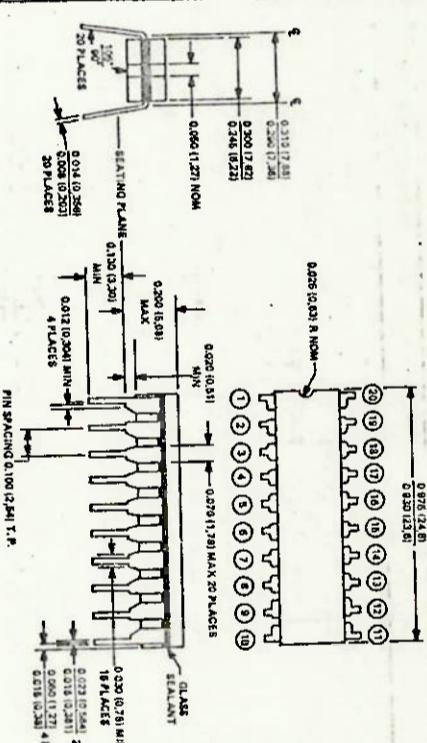
16-PIN J CERAMIC



*For memories of 64 bits and up and a few MSI/LSI products in Series 54/74 and Series 54S/74S that are derived from memory circuit bars, this maximum is 0.300 (7.62). All other dimensions apply without modification.

J ceramic dual-in-line packages (continued)

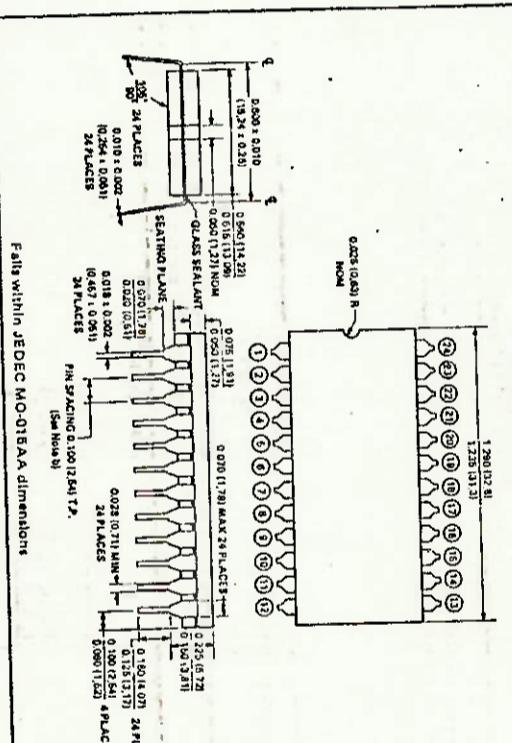
20-PIN J CERAMIC



20-PIN J CERAMIC

41

24-PIN J CERAMIC



Falls within JEDEC MO-015A dimensions

NOTES: a. All dimensions are shown in inches (and parenthetically in millimeters for reference only). Inch dimensions govern.

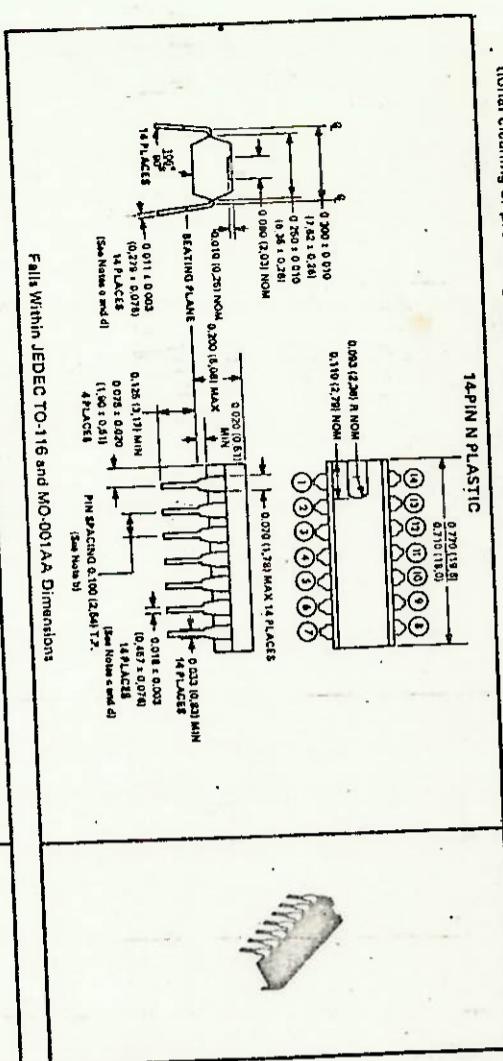
b. Each pin centerline is located within 0.010 (0.26) of its true longitudinal position.

TTL INTEGRATED CIRCUITS MECHANICAL DATA

N plastic dual-in-line packages (continued)

Plastic bag-in-box packages

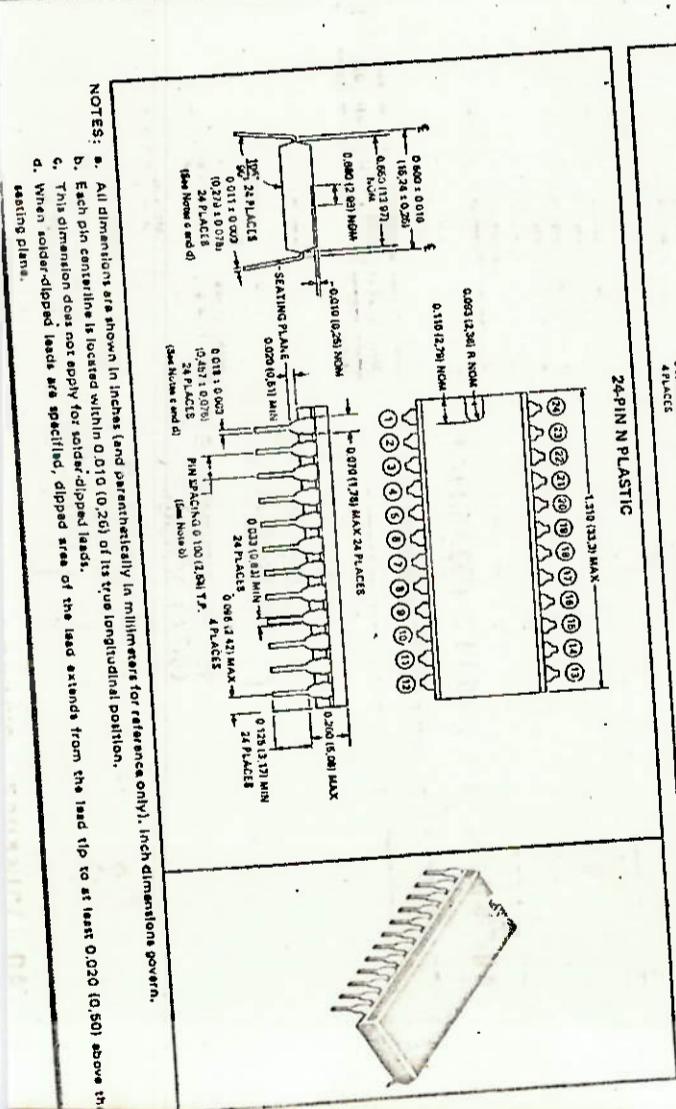
dastic dual-in-line packages. These dual-in-line packages consist of a circuit mounted on a 14-, 16-, 20-, or 28-lead frame and encapsulated within an electrically nonconductive plastic compound. The compound will withstand soldering temperature with no deformation and circuit performance characteristics remain stable when operated in high-humidity conditions. The packages are intended for insertion in mounting hole rows on 0.300 (7.62) or 0.600 (15.24) centers. Once the leads are compressed and inserted, sufficient tension is provided to secure the package in the board during soldering. Leads require no additional cleaning or processing when used in soldered assembly.



in inches (and parenthetically in millimeters for reference) in the original position.

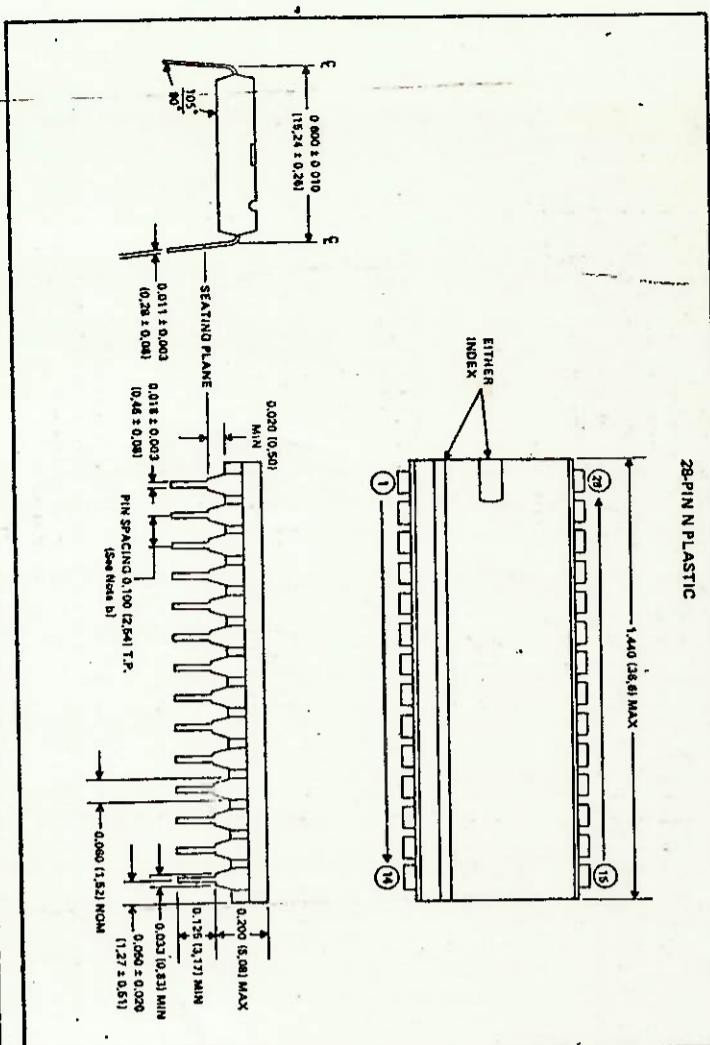
- NOTES:**

 - a. All dimensions are shown in inches.
 - b. Each side centerline is located within 0.010 (0.25) of its true longitudinal position.
 - c. This dimension does not apply for solder-dipped leads.
 - d. When solder-dipped leads are specified, dipped area of the lead extends from the lead tip to at least 0.020 (0.50) above the lead surface.



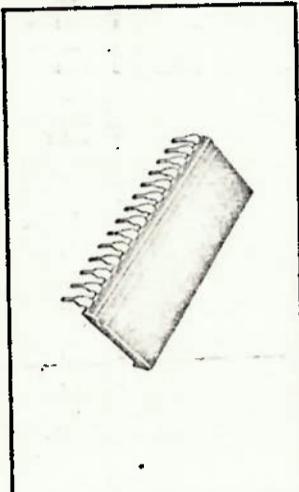
TTL INTEGRATED CIRCUITS MECHANICAL DATA

N plastic dual-in-line packages (continued)



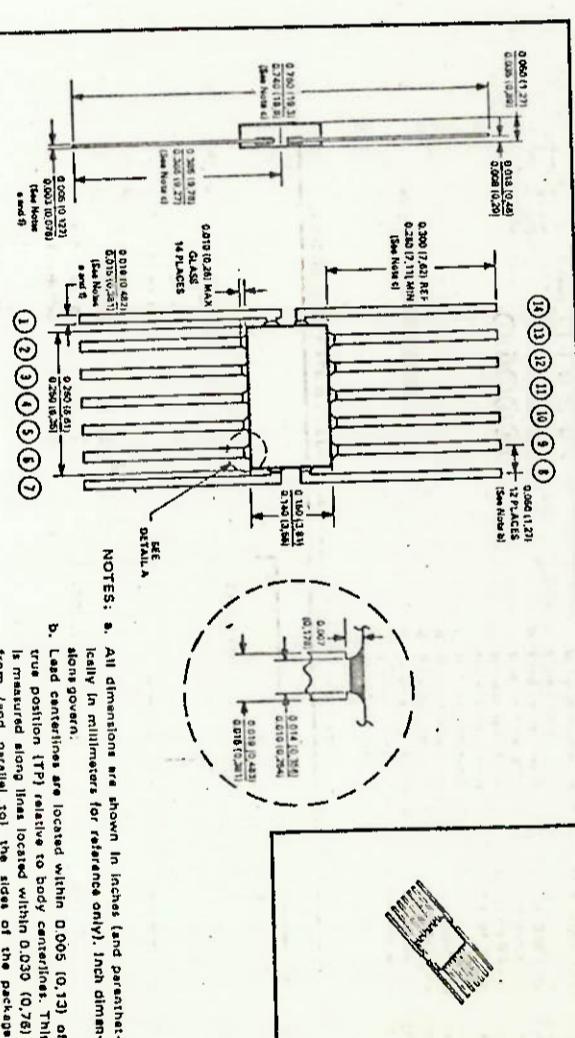
NOTES:

- a. All dimensions are shown in inches (and parentheses) in millimeters (for reference only). Inch dimensions govern.
- b. Each pin centerline is located within 0.010 (0.26) of its true longitudinal position.
- c. This dimension does not apply for solid-clip lead.
- d. When solid-clip lead are specified, clipped area of the lead extends from the lead tip to at least 0.020 (0.50) above the seating plane.



THE INTEGRATED CHIROSIS MECHANISM

This hermetic package features glass-to-metal seals and welded construction. Package body and leads are gold-plated F-15# glass-sealing alloy. Approximate weight is 0.1 gram.



Falls within TO-84 dimensions

CIRCUIT SUBSTRATE IS IN ELECTRICAL CONTACT WITH THE BUS.

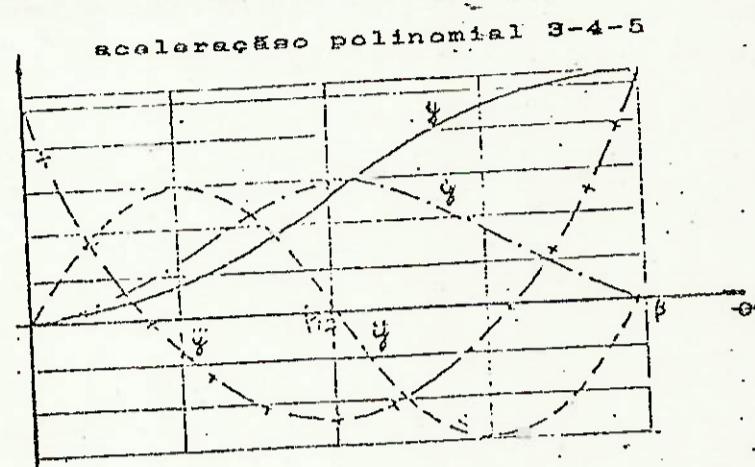
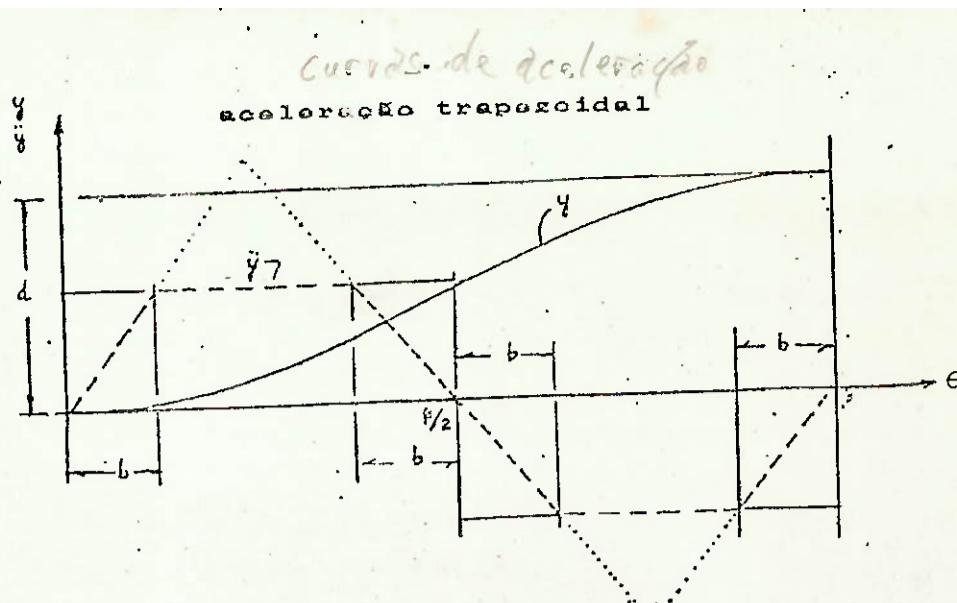
T package leads

Gold-plated F-15† leads require no additional cleaning or processing when used in soldered or welded assembly. Solder-dipped leads are also available. Formed leads are available to facilitate planar mounting of networks on flat circuit boards. Circuits can be removed from Mach-Pak carriers with lead lengths up to 0.300 (7.62).

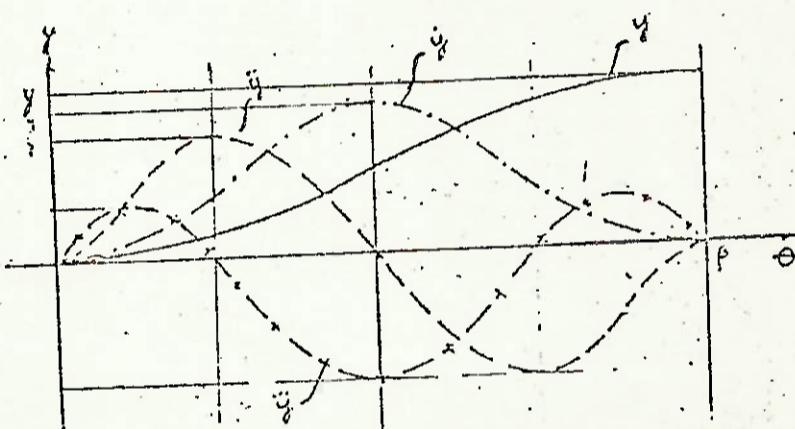
4 *Effect of annealing time on the mechanical properties of an iron-nickel-cobalt alloy containing nominally 63% iron, 20% nickel, and 17% cobalt*

Anexo 2

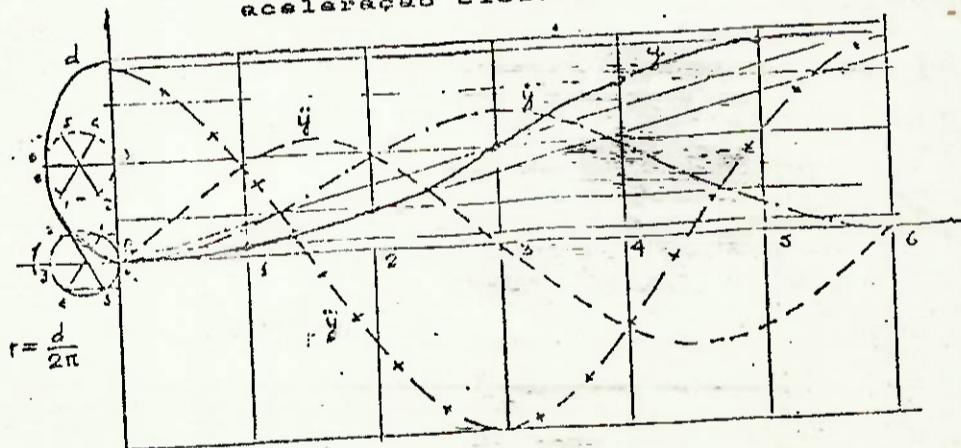
Curvas de aceleração



aceleração polinomial 4-5-6-7



aceleração polinomial 4-5-6-7



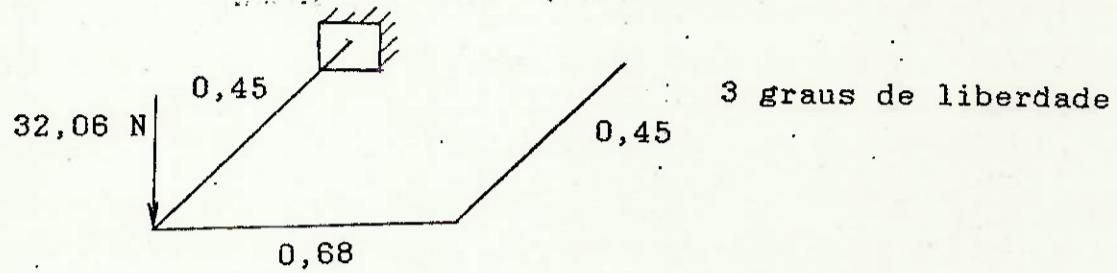
Anexo 3

Cálculo da estrutura

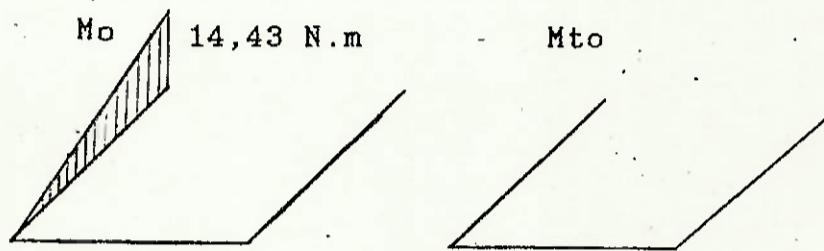
CALCULO DA ESTRUTURA

Adotando-se $l = 0,45 \text{ m}$ e $l_1 = 0,68 \text{ m}$ e admitindo para a seção da barra $E*I/G*It = 1,74$ (estimado), temos que utilizando a teoria da minima energia de deformação aplicada a estruturas hiperestáticas:

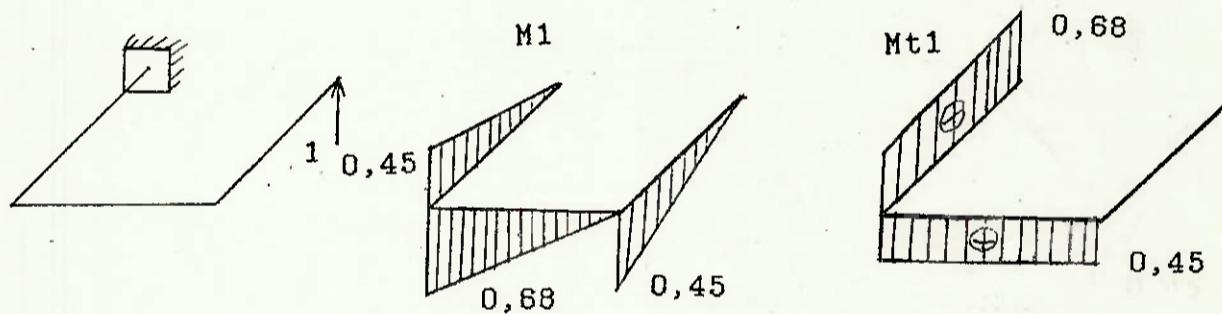
Isostática fundamental



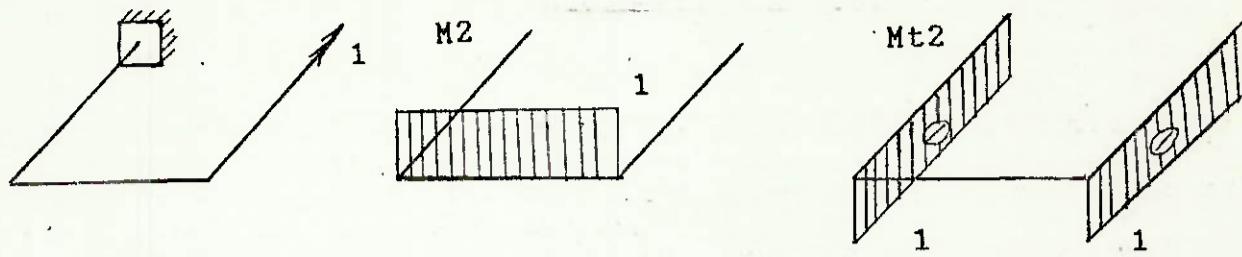
Caso 0



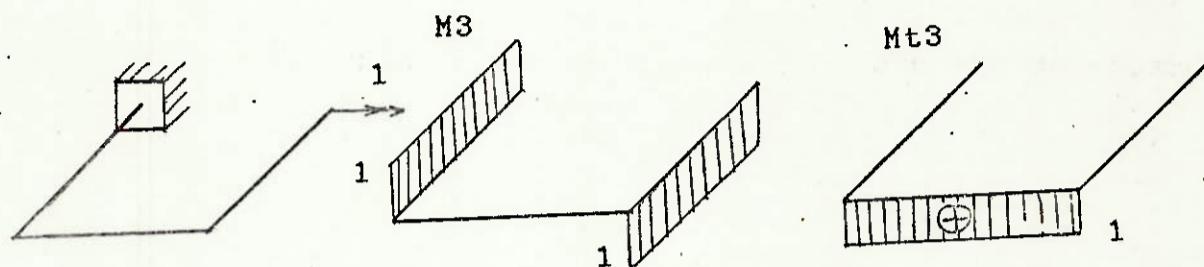
Caso 1



Caso2



Caso3



Assim:

$$(1/E*I) * \int M_0 * M_1 \, dx = (1/E*I) * (14,43 * 0,45 * 0,45) / (2 * 3) =$$

$$(1/E*I) * 0,487 ;$$

$$(1/G*It) * \int M_{t0} * M_{t1} \, dx = 0 ; \quad (1/E*I) * \int M_0 * M_2 \, dx = 0 ;$$

$$(1/G*It) * \int M_{t0} * M_{t2} \, dx = 0 ;$$

$$(1/E*I) * \int M_0 * M_3 \, dx = (1/E*I) * (14,43 * 0,45 / 2) =$$

$$(1/E*I) * 3,247 ;$$

$$(1/G*It) * \int M_{t0} * M_{t3} \, dx = 0 ;$$

$$(1/E*I) * \int M_1^2 \, dx = (1/E*I) * ((2 * 0,45 * 0,45 * 0,45 * 2) / (2 * 3) +$$

$$(0,68 * 0,68 * 0,68 * 2) / (2 * 3)) = (1/E*I) * 0,1656 ;$$

$$(1/G*It) * \int M_{t1}^2 \, dx = (1/G*It) * (0,68 * 0,45 * 0,68 + 0,45 * 0,68 * 0,45) = (1/E*I) * 0,602 ;$$

$$(1/E*I)* \int M_1*M_2 dx = (1/E*I)*(-0,68*0,68*1/2) = \\ -(1/E*I)*0,231 ; (1/G*It)* \int Mt_1*Mt_2 dx = (1/G*It)*(-0,68*0,45) = -(1/E*I)*0,5324 ;$$

$$(1/E*I)* \int M_1*M_3 dx = (1/E*I)*(2*0,45*0,45*1/2) = \\ (1/E*I)*0,2025 ;$$

$$(1/G*It)* \int Mt_1*Mt_2 dx = (1/G*It)*(0,45*0,68*1) = \\ (1/E*I)*0,5324 ;$$

$$(1/E*I)* \int M_2^2 dx = (1/E*I)*(1*0,68*1) = (1/E*I)*0,68 ;$$

$$(1/G*It)* \int Mt_2^2 dx = (1/G*It)*(2*0,45*1*1) = \\ (1/E*I)*1,566 ;$$

$$(1/E*I)* \int M_2*M_3 dx = 0 ; (1/G*It)* \int Mt_2*Mt_3 dx = 0 ;$$

$$(1/E*I)* \int M_3^2 dx = (1/E*I)*(0,45*1*1,2) = (1/E*I)*0,90 ;$$

$$(1/G*It)* \int Mt_3^2 dx = (1/G*It)*(1*0,68*1) = (1/E*I)*1,183 ;$$

Dessa forma obtemos o sistema linear:

$$0,7676*X - 0,7634*Y + 0,735*Z = -0,487$$

$$-0,7634*X + 2,2460*Y + 0,000*Z = 0$$

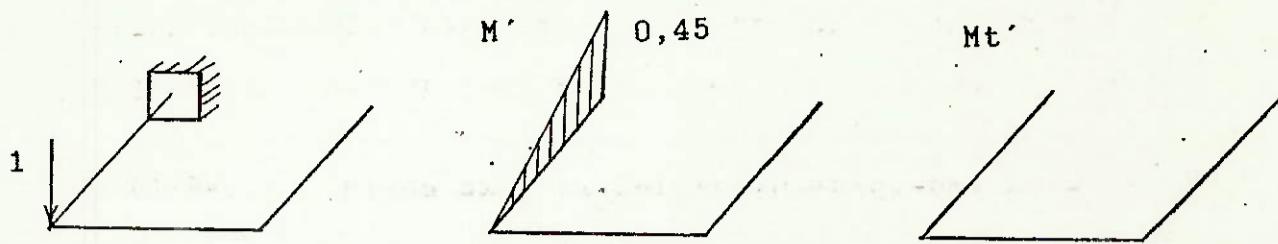
$$0,7350*X + 0,0000*Y + 2,083*Z = -3,247$$

que resolvido nos dá:

$$X = 2,647 ; Y = 0,90 ; Z = -2,493 ;$$

Assim temos:

Caso barra



e portanto a deformação vale:

$$y = (1/E*I) * \int M * M' dx + (1/G*It) * \int Mt * Mt' dx = \\ (1/E*I) * ((14,43 * 0,45 * 2 * 0,45) / (2 * 3)) + \\ (2,647 * 0,45 * 0,45 * 0,45) / (2 * 3) - (2,493 * 0,45 * 0,45 * 1) / 2 = \\ (1/E*I) * 0,7618$$

Assim fixando-se uma deformação mínima na extremidade de 0,015 mm e sendo o material escolhido aço, temos que o momento de inércia da seção será:

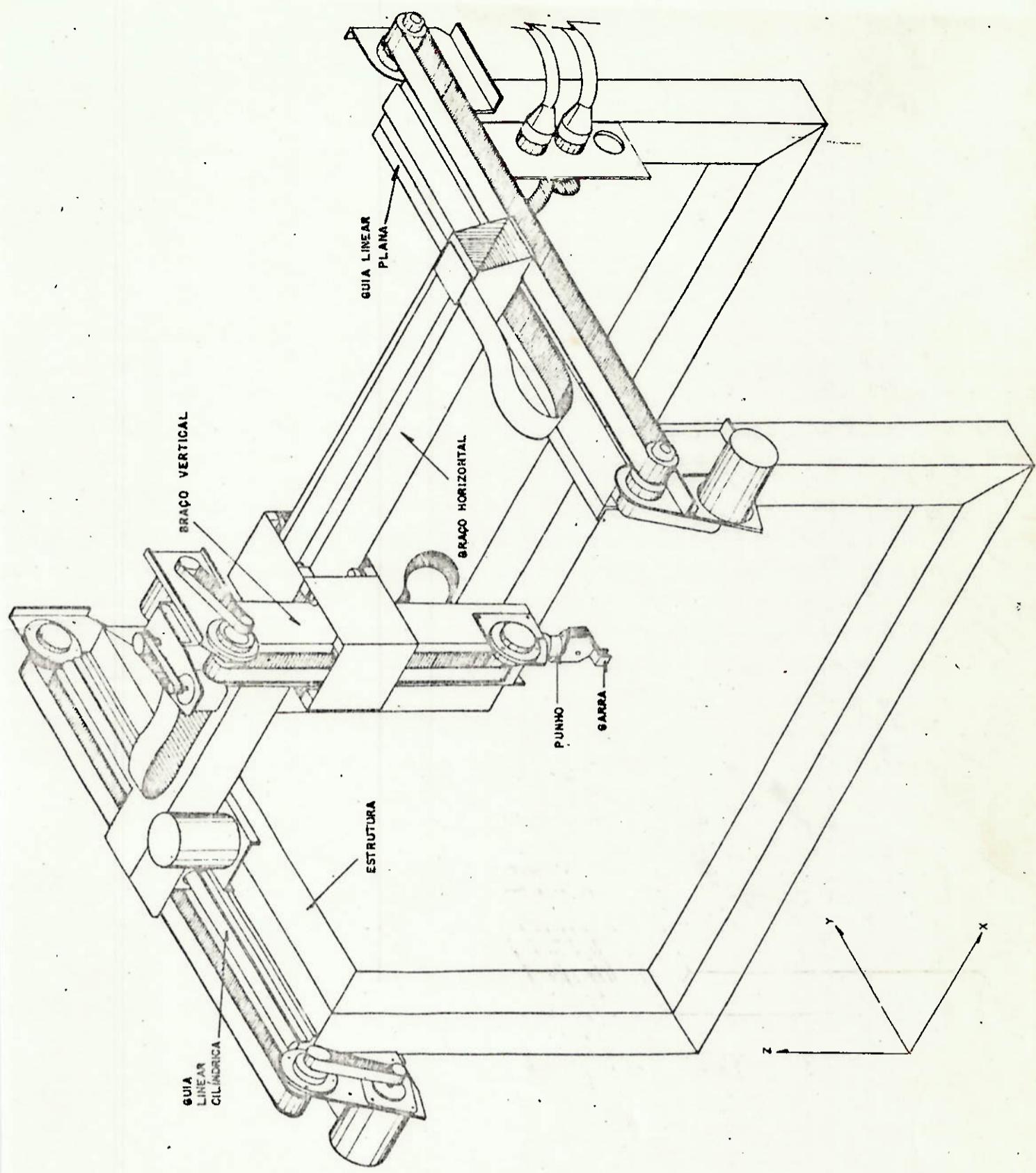
$$0,7618 / (207 * 10^8 * I) \leq 0,015 * 10^{-3} \Rightarrow I \geq 24,53 \text{ cm}^4$$

Escolheu-se um tubo quadrado de lado 63,5 mm e parede 2 mm e $I = 29,64 \text{ cm}^4$, o que nos fornece uma deformação de :

$$y_{\max} = 0,014 \text{ mm} ;$$

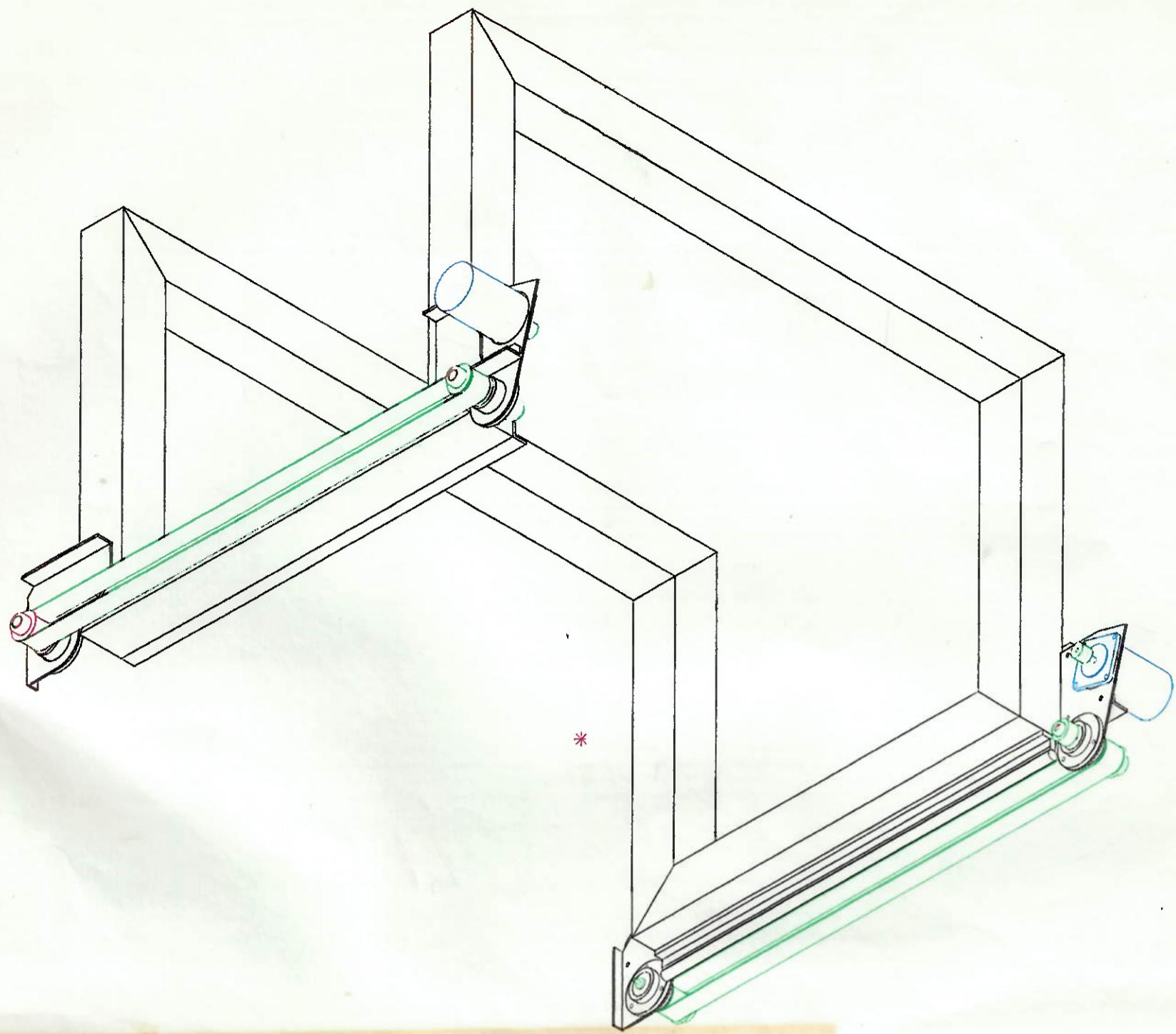
Anexo 4

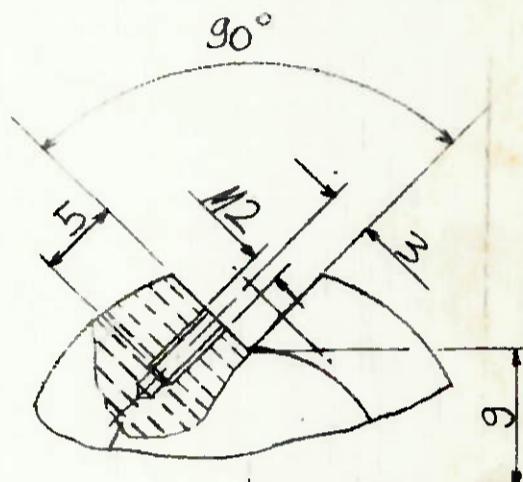
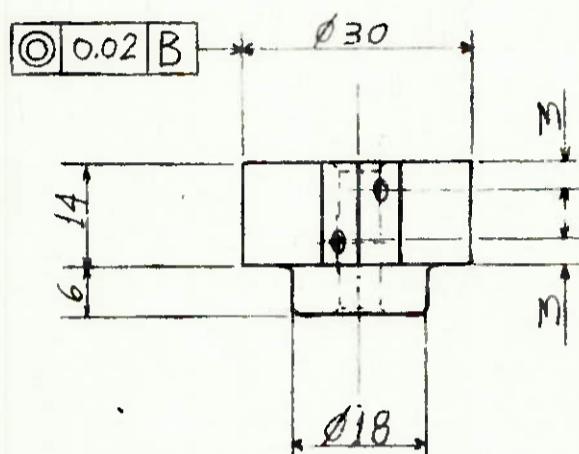
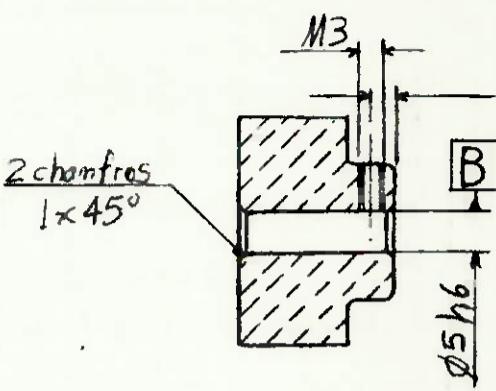
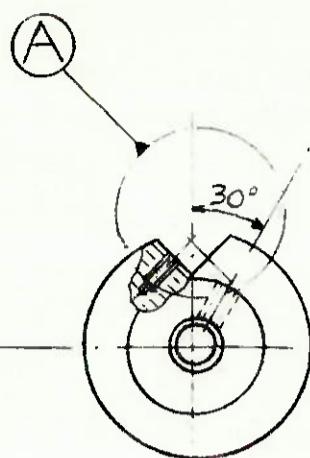
Perspectiva do manipulador



Anexo 5

Desenhos de conjunto e fabricação da estrutura





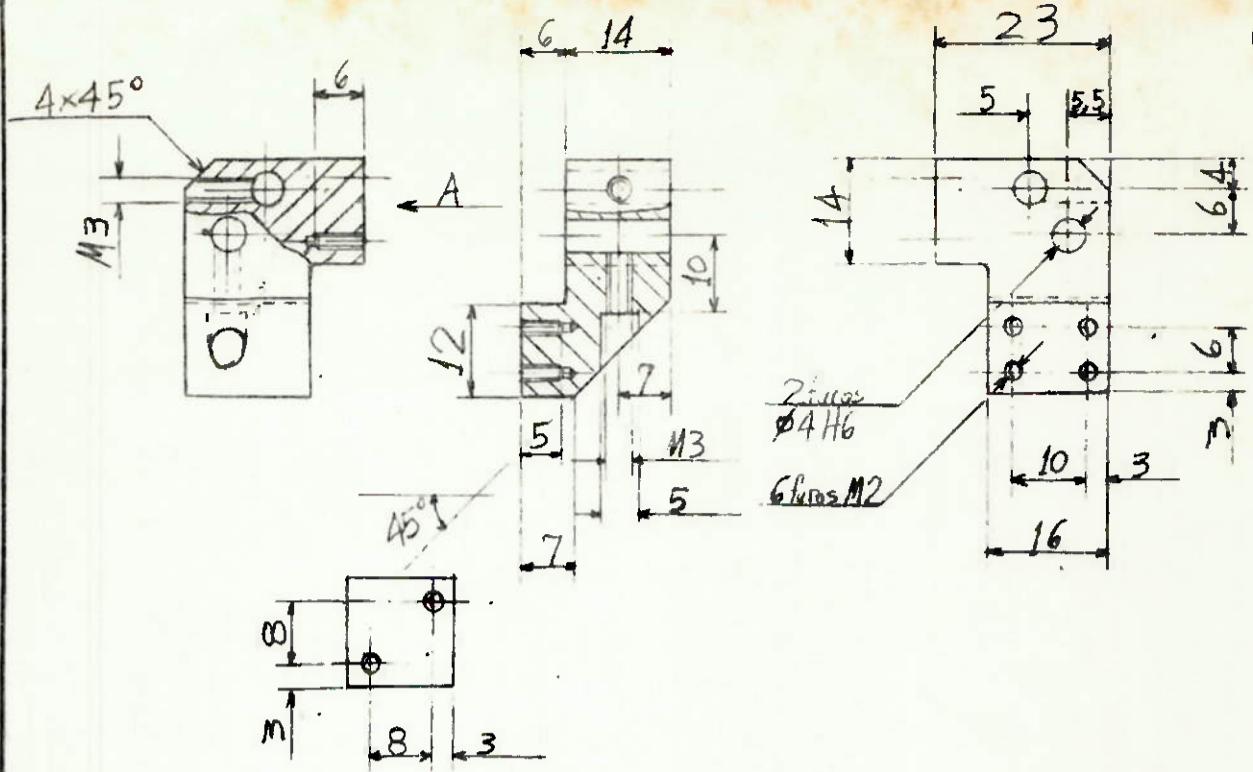
2:1
detalhe A

material: Alumínio
tolerâncias não especificadas: ±0,1

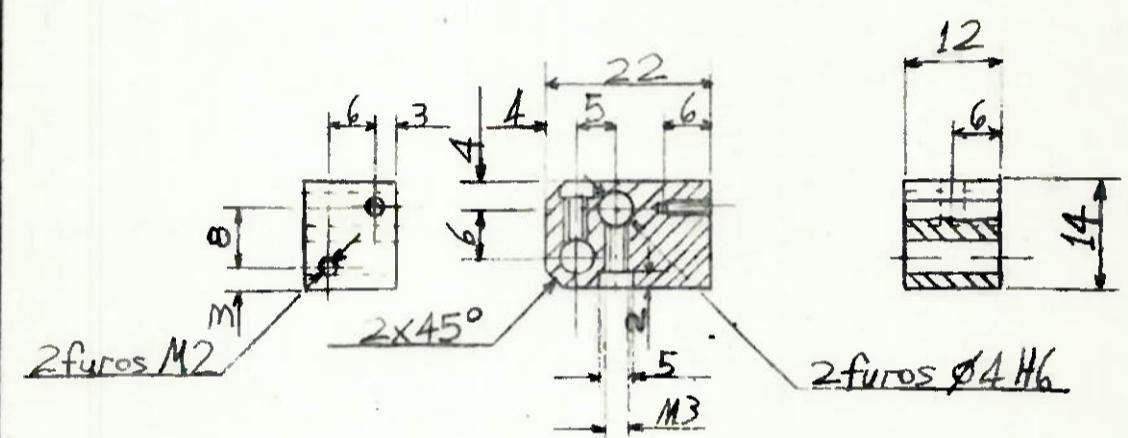
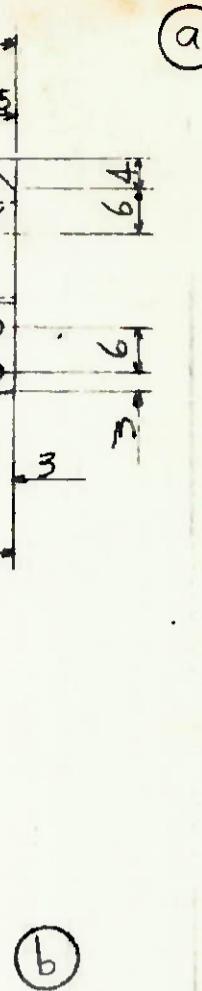
		Quant.: 1	
med./Prf.	Verif.	data	
1 Emílio	Emílio	11/08/90	
2			
3			

Título: Tambor do acionamento

Escala: 1:1 EPUSP



VISTA A



material:
a, b → alumínio

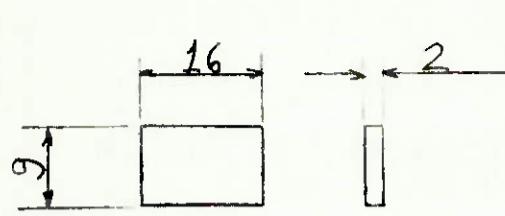
Tolerâncias não especificadas: ±0,1

		Quant.:
		a → 1 b → 1
nº des/Proj.	verof.	data
1	Emílio	Emílio
2		
3		

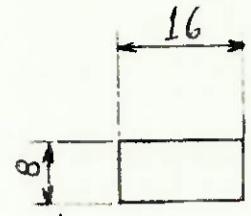
Título:
a → dedo móvel
b → batente

Escala:	1:1	EPUSP
---------	-----	-------

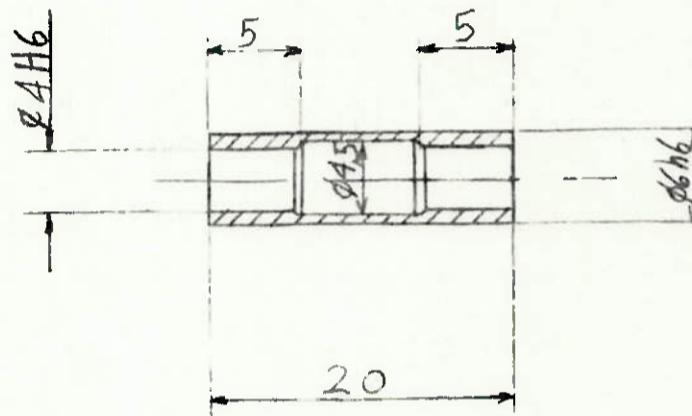
(a)



(b)



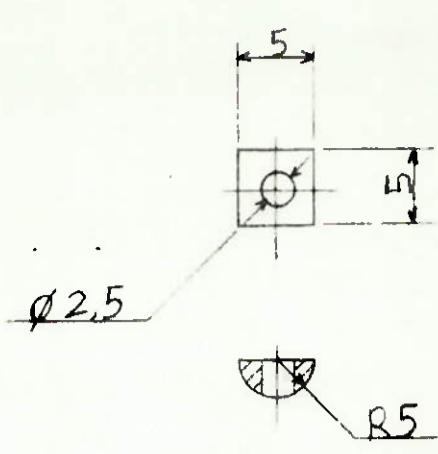
(c)



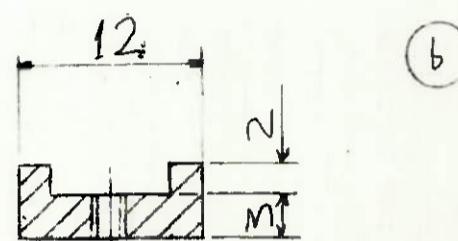
$a, b \rightarrow$ borracha
material: $c \rightarrow$ latão

tolerâncias não especificadas: $\pm 0,1$

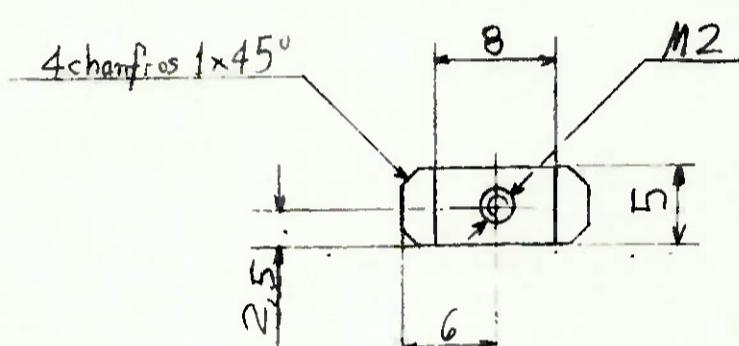
nº des.	Prj.	verif.	data		Quant.:
1	Emílio	Emílio	10/06/90		$a-1; c-2$
2					$b-1$
3					
Título: a - almofada-dedo fixo b - almofada-côlula de carga c - bucha				Escala: 1:1	EPUSP



(a)



(b)



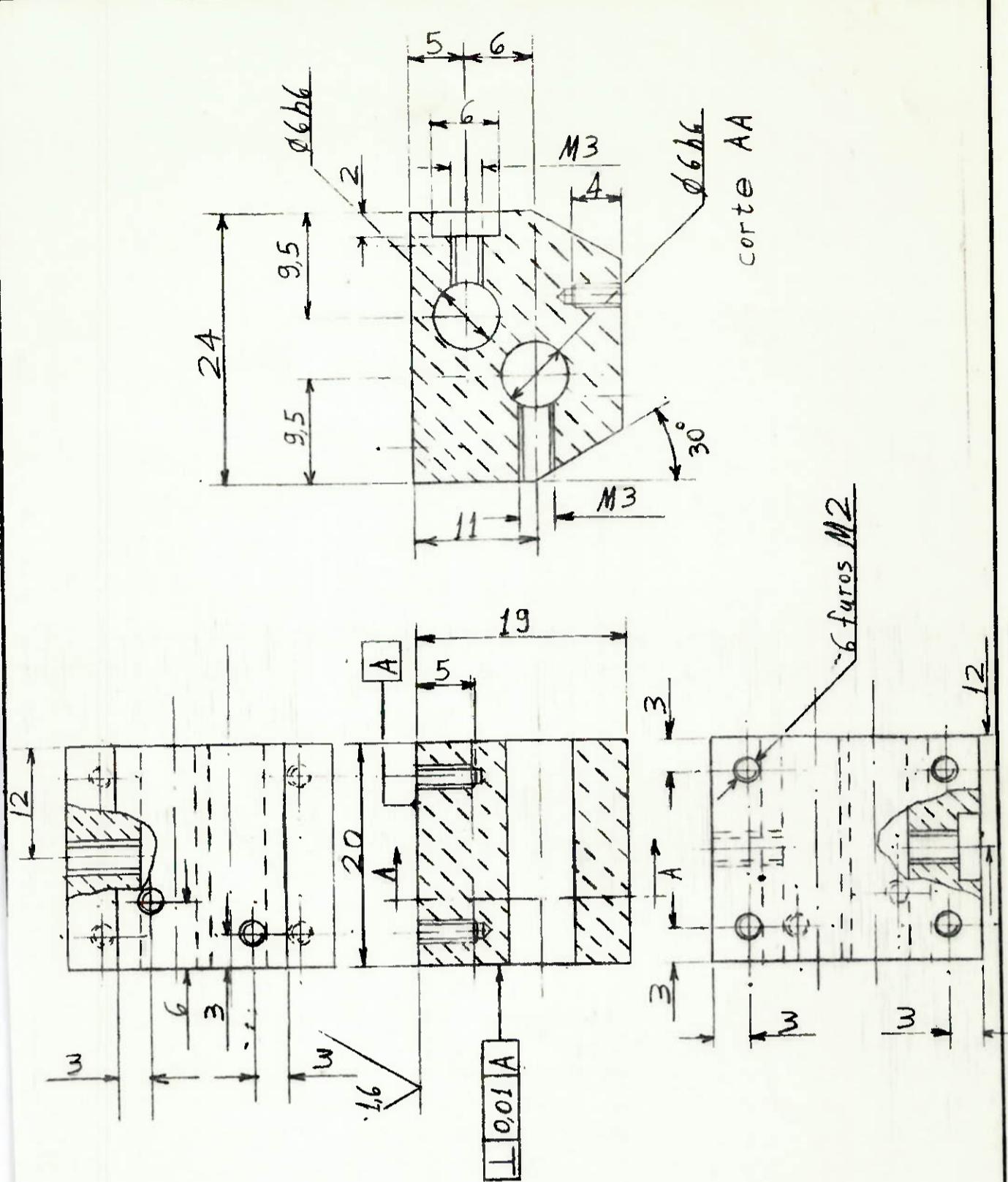
material:
a, b → alumínio

tolerâncias não especificadas: ±0,1

				Quant.:
nº	des/Prod.	verif.	data	
1	Emílio	Emílio		a-1 b-1
2				
3				

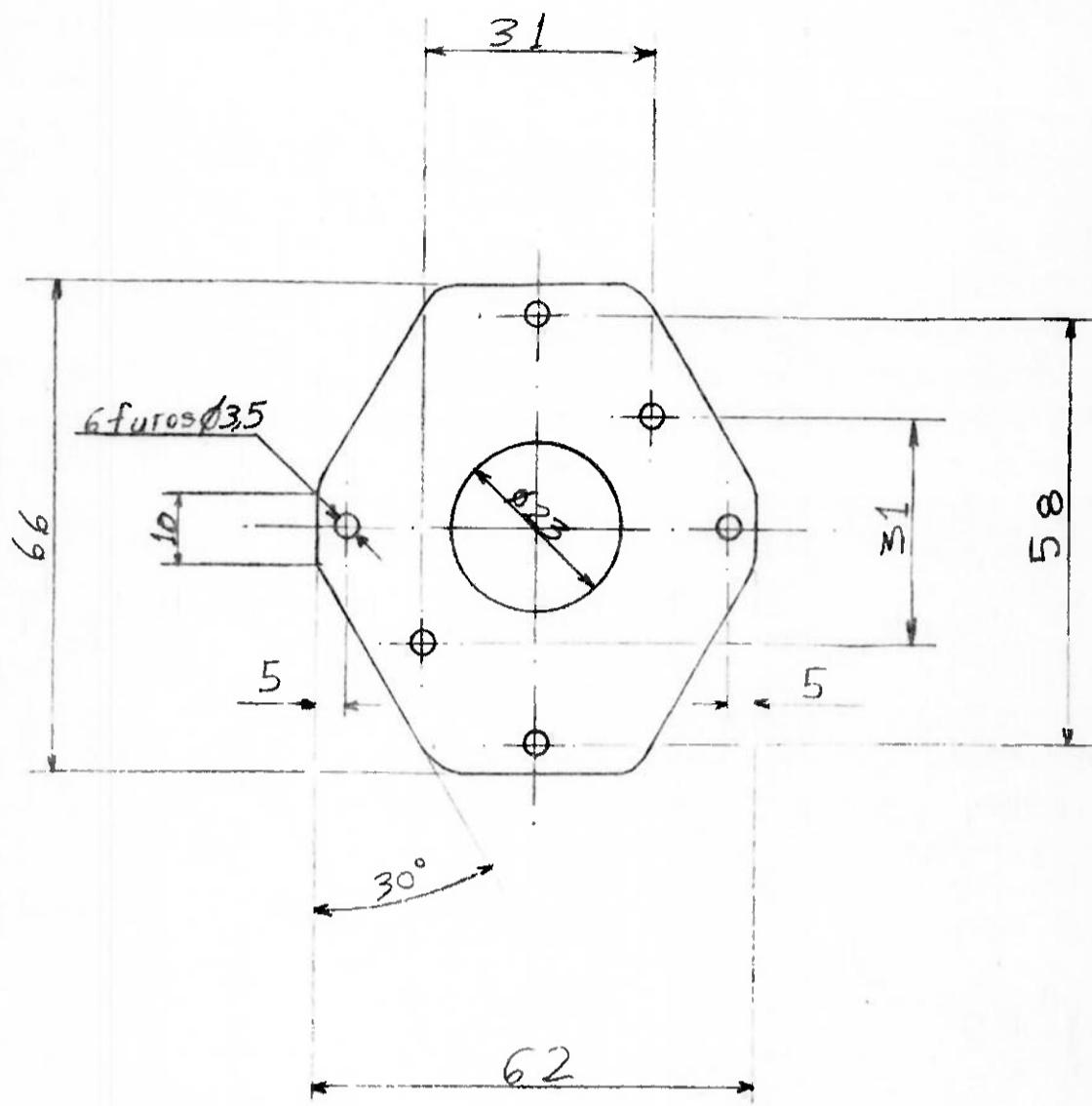
Título:
a - arruela de aperto
b - parca

Escola: 2:1	EPUSP
----------------	-------



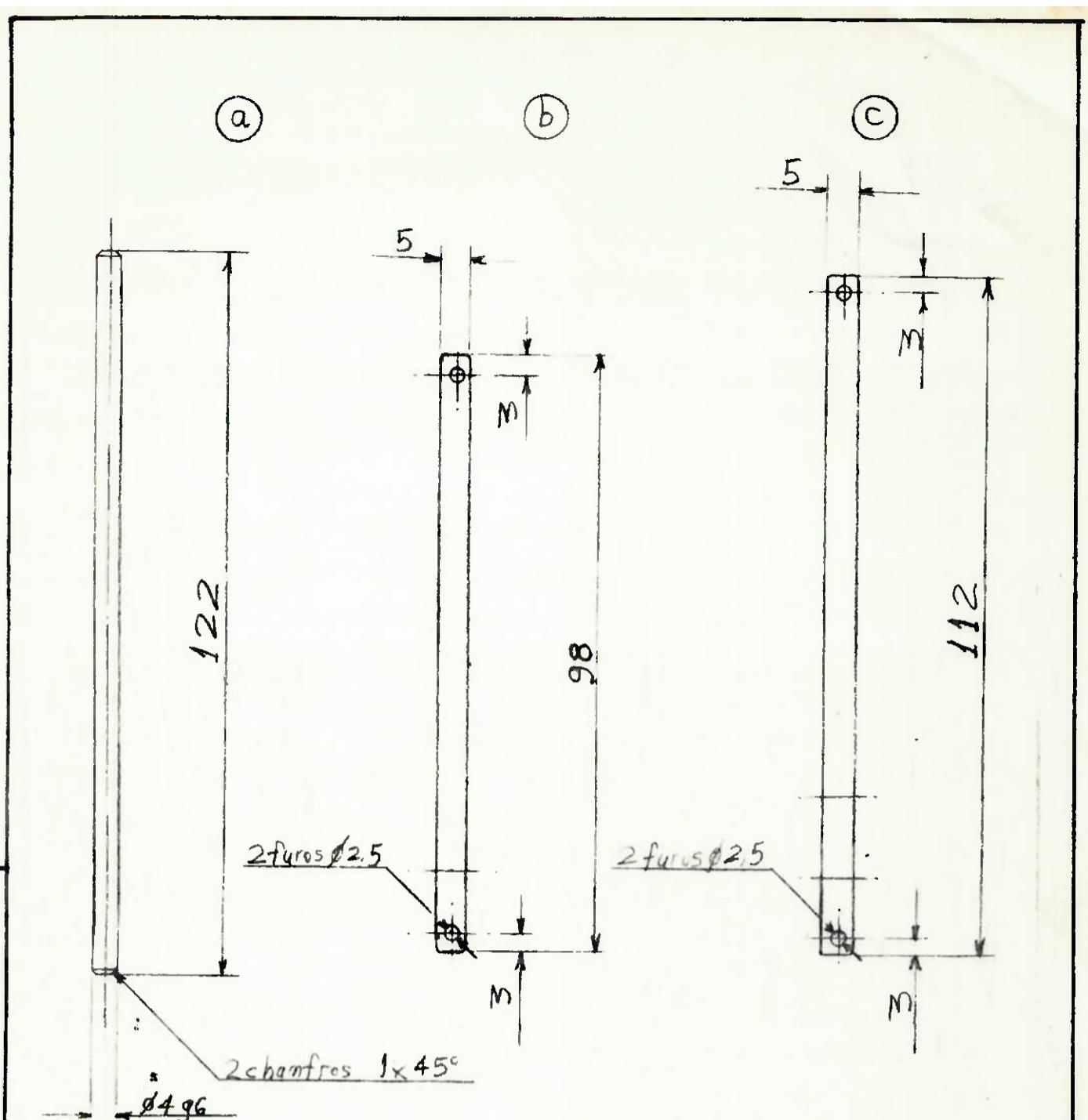
material: Alumínio
tolerâncias não especificadas: ±0,1

		Quant.: 1
nº dos/Drai	Verif.	data



material: chapa de Alumínio #2 mm
tolerâncias não especificadas: $\pm 0,1$

des/Prd.	verif.	data	Quant.: 1
Emílio	Emílio	10/08/90	
Título: flange do motor			Escala: 1:1 EPUSP



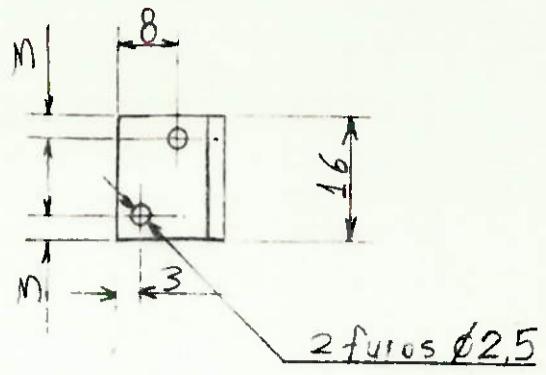
material: a-pino extrator nitratado DIN 1530 - TIPO A
 b,c → fita de aço

inox # 0,05 mm
 tolerâncias não especificadas: ± 0,1 mm

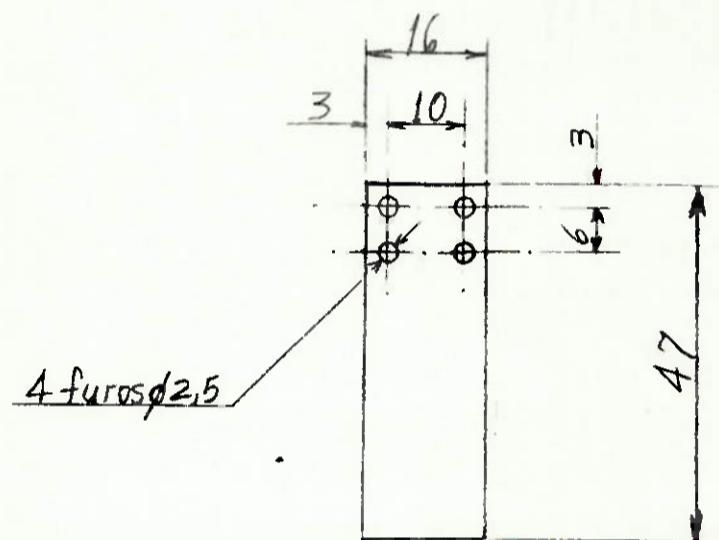
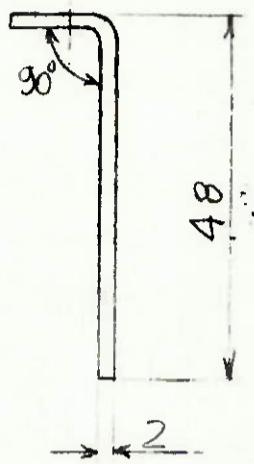
			Quantidade: a-2 b,c-1 cada
nº	des/Ari.	Verifi	data
1	Emílio	Emílio	10/08/90
2			
3			

Título: anguia do dedo
 b,c → fitas de aço inox

Escala: 1:1 EPUSP



(a)



(b)

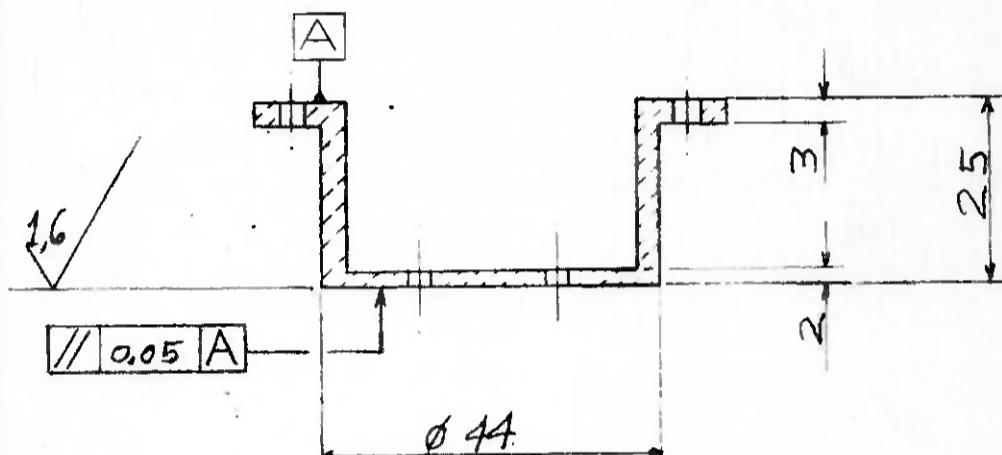
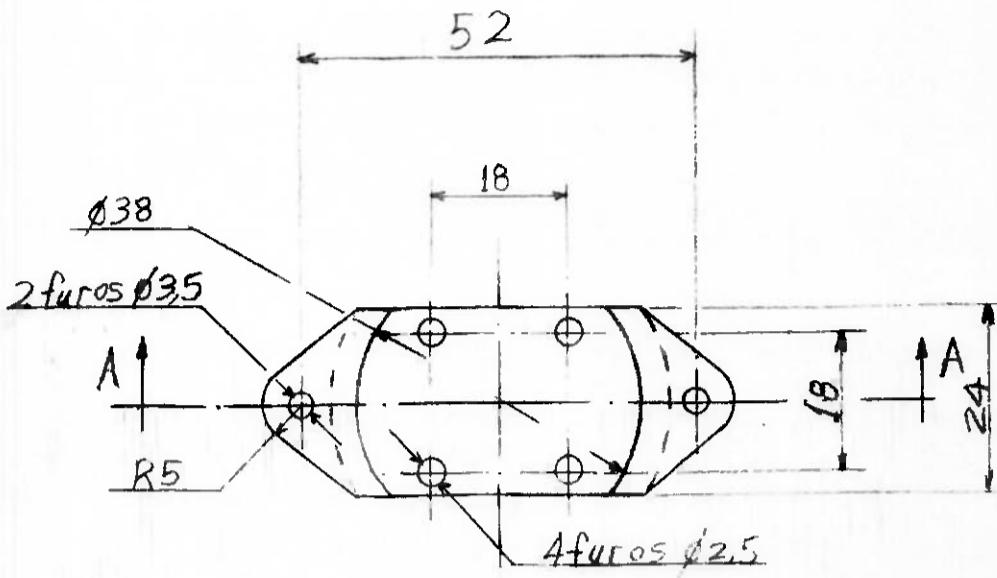
material:
a - chapa de Al #2 mm
b - fita de aço inox
0,35 mm

tolerâncias não especificadas: $\pm 0,1$

			Quantidade:
no	des/Proj.	Verif.	data
1	Emilio	Emilio	11/08/00
2			
3			

Título:
a - dedo fixo
b - célula de carga

Escala:	1:1	EPUSP
---------	-----	-------



corte AA

material: Alumínio
tolerâncias não especificadas: $\pm 0,1$

		Quantidade: 1
nr des/Prod.	Verif.	data
1	Emílio	Emílio 10/08/90
2		
3		

Título: Suporte da guia

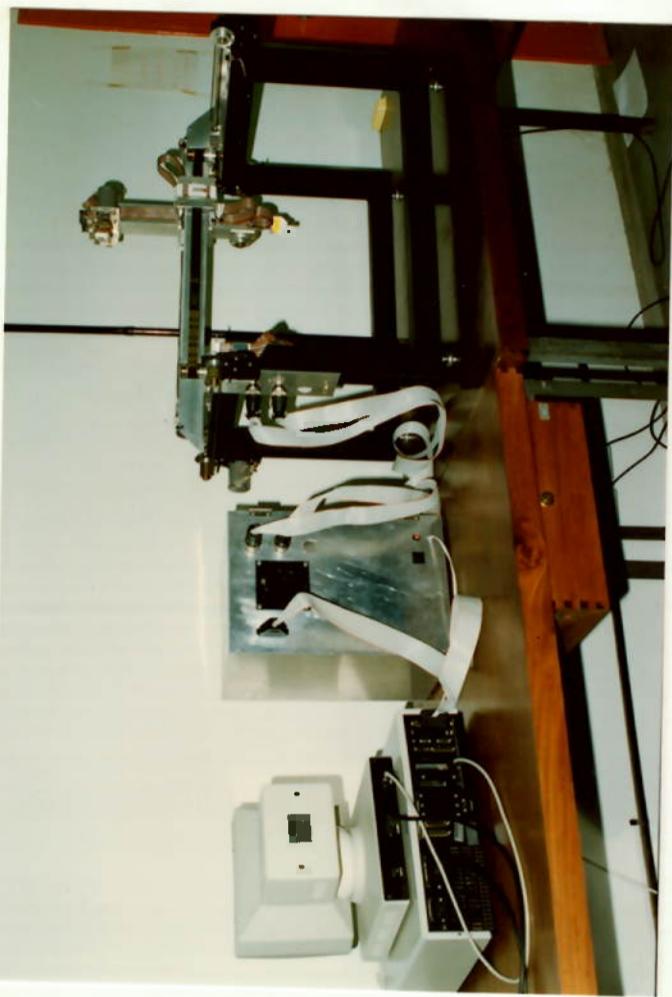
Escala: 1:1 EPUSP

Anexo 10

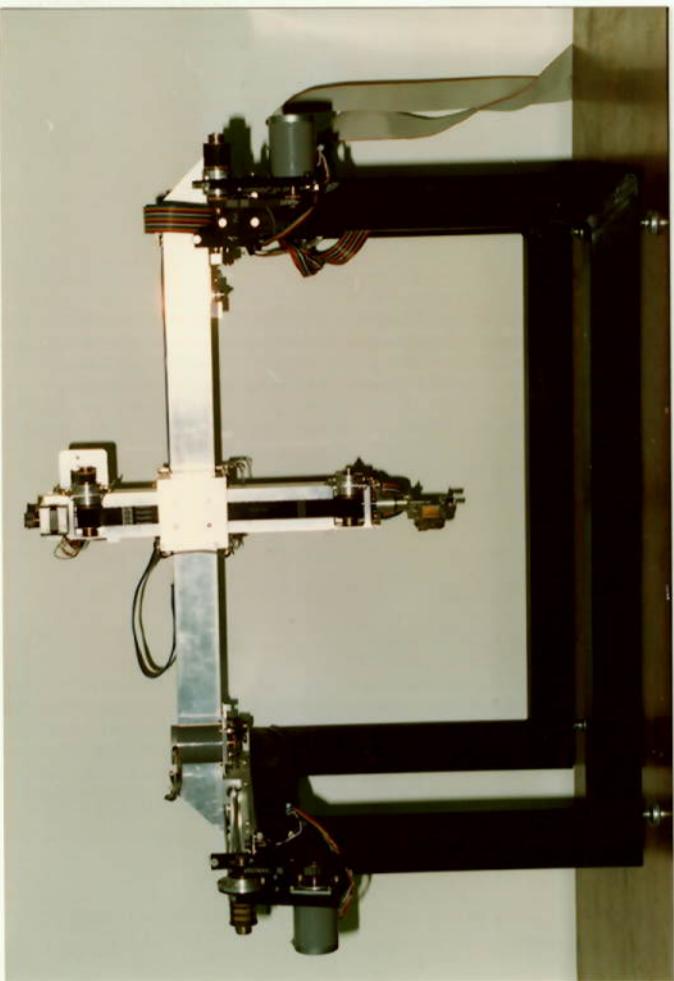
Fotos do manipulador e da garra



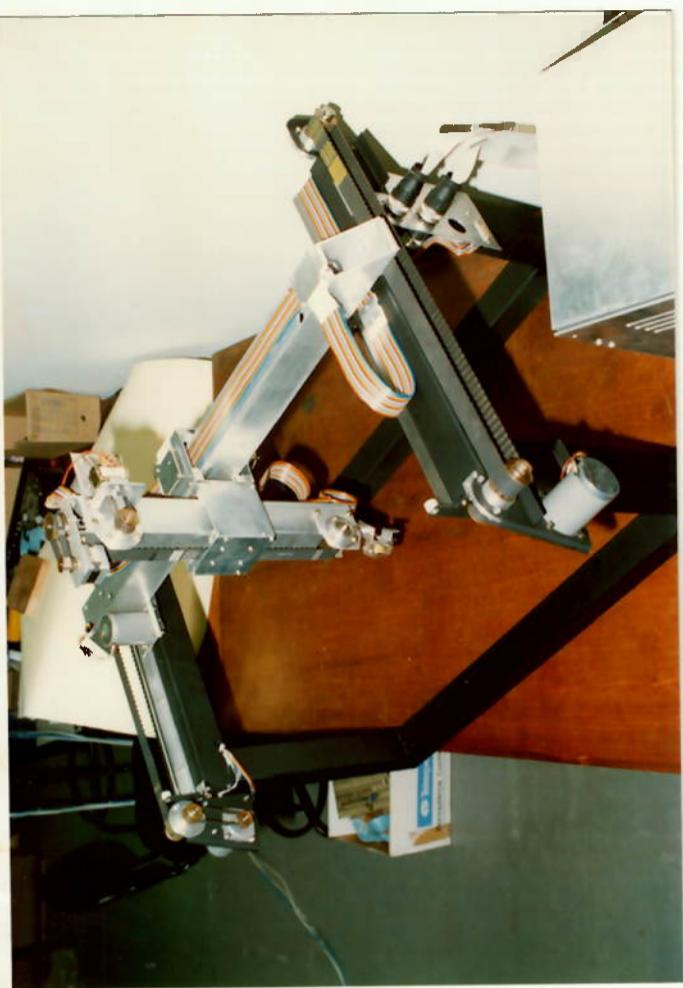
1) Manipulador cartesiano implementado com a parte eletrônica (vista frontal)



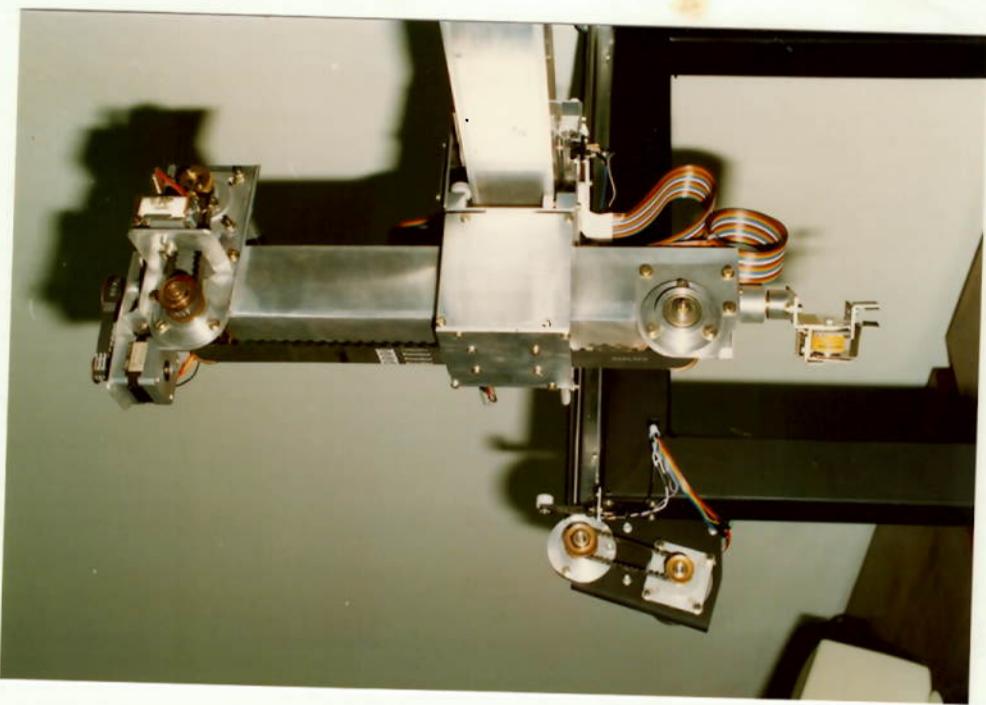
2) idem (vista traseira)



3) Manipulador cartesiano



4) Detalhe do freio (polia superior) e da união dos braços ("carros")



5) Detalhe do freio , união dos braços e anionda

