

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MESA DE COORDENADAS XY PARA APLICAÇÃO EM
MICROENGENHARIA COM CNC
- PROJETO E ANÁLISE -

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUIZ FERNANDO SOARES CAMARGO

FLORIANÓPOLIS, Junho de 1988

MESA DE COORDENADAS XY PARA APLICAÇÃO
EM MICROENGENHARIA COM CNC
- PROJETO E ANALISE -

LUIZ FERNANDO SOARES CAMARGO

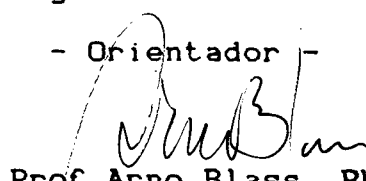
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

"MESTRE EM ENGENHARIA"

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECANICA, AREA DE CONCENTRAÇÃO: FABRICA-
ÇÃO, APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECANICA.

Prof.Dr.-Ing Carlos Alberto Martin

- Orientador -

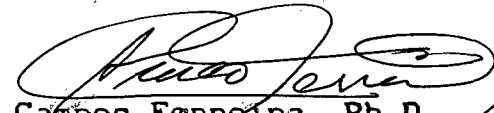

Prof. Arno Blass, Ph.D.

- Coordenador do Curso -

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr.-Ing Carlos Alberto Martin

- Presidente -


Prof. Aureo Campos Ferreira, Ph.D.


Prof. Dr.-Ing Walter Lindolfo Weingaertner


Prof. Nelson Back, Ph.D.

Aos meus pais, Ery e Gessy,

O Exemplo

A minha esposa, Denise,

O Companheirismo

Ao meu filho, Henrique,

O Futuro

AGRADECIMENTOS

- A minha família, principalmente aos meus pais, Ery e Gessy, pelo exemplo e dedicação em todos os instantes da minha vida e deste trabalho;
- A minha esposa Denise, por sua efetiva participação na minha vida e neste trabalho, dando-me apoio e carinho em todos os momentos necessários;
- Ao prof. Carlos Alberto Martin, pela amizade, orientação e dedicação na realização deste trabalho;
- Aos profs. Aureo C. Ferreira, Walter L. Weingaertner e Nelson Back, pela colaboração e participação na banca examinadora desta dissertação;
- Aos estagiários do Laboratório de Hardware do GRUCON, principalmente ao André, Dario, Jairo e Roberto pela valiosa colaboração no desenvolvimento desta dissertação;
- Ao André Noel pela amizade e o companheirismo;
- Aos colegas de curso Marcos Lichtblau, José L. Haubrich e Leonardo C. da Rosa, pela amizade;
- Aos pós-graduandos que passaram pela Engenharia Mecânica da UFSC no mesmo período em que este trabalho foi realizado, pelo coleguismo;
- A UFSC que possibilitou a realização deste trabalho;
- A UFSM e a CAPES pelo apoio financeiro;
- E, finalmente, a todos os que, de uma forma ou de outra, colaboraram para que esta dissertação pudesse ser realizada com efetivo sucesso, o perene e eterno reconhecimento.

INDICE

- RESUMO	viii
- ABSTRACT	ix

CAPÍTULOS

1 - INTRODUÇÃO	
1.1 - Automação Industrial	1
1.2 - Comando Numérico de Máquinas-Ferramenta	2
1.2.1 - Histórico	3
1.2.2 - Aplicação do Comando Numérico em Máquinas - Ferramenta Convencional	4
1.2.3 - Aplicações Não-Convencionais de Comando Numérico	7
1.3 - Justificativas e Objetivos do Trabalho	9
1.4 - Plano de Trabalho	10
2 - REVISÃO DA LITERATURA	
2.1 - Introdução	12
2.2 - Elementos Mecânicos	12
2.2.1 - Guias	13
2.2.2 - Acoplamentos Rotativos	17
2.2.3 - Transmissão Mecânica	20

2.3 - Motores de Passo	24
2.3.1 - Princípio de Funcionamento	26
2.3.2 - Operação-Curva de Aceleração e Desaceleração	31
2.4 - Ensaio Dinâmico e Estático	33
2.4.1 - Ensaio Estático	33
2.4.2 - Ensaio Dinâmico	40
3 - EXECUÇÃO E MONTAGEM DO SISTEMA POSICIONADOR	
3.1 - Introdução	45
3.2 - Mesa de coordenadas XY	46
3.2.1 - Transmissão Mecânica	49
3.2.2 - Guias	55
3.3 - Eletro-Eletrônica	58
3.3.1 - Lógica de Passo	58
3.3.2 - Eletrônica de Potência	61
3.4 - Comando Numérico	63
3.4.1 - Ickit KE-85	64
3.4.2 - Expansão	65
3.5 - Interligação dos Conjuntos	65
4 - PROGRAMAÇÃO DO SISTEMA DE COMANDO DO POSICIONADOR	
4.1 - Introdução	68
4.2 - Programação de Comando	69
4.2.1 - Menu	69
4.2.2 - Teste dos Fins de Curso e Zeragem	72
4.2.3 - Intervalo entre pares de pontos de posicionamento	73
4.2.4 - Modo: Absoluto ou Incremental	75
4.2.5 - Entrada Manual de Dados	77

4.2.6 - Rotina de Execução dos Movimentos	79
5 - APLICAÇÃO E ANÁLISE DOS ENSAIOS DINAMICOS E ESTATICOS	
5.1 - Introdução	82
5.2 - Ensaio Estáticos	83
5.3 - Ensaio Dinâmicos	102
5.3.1 - Ensaio Experimentais	102
5.3.1 - Simulação do Sistema Posicionador	109
5.3.3.- Comparação e Análise dos Resultados	118
6 - CONCLUSÃO	123
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	128

RESUMO

Através do projeto e da construção de uma mesa de duas coordenadas ortogonais XY, acionada por motores de passo e comandada por microcomputador dedicado, realizou-se um sistema posicionador de baixo custo, com comandado numérico (CNC), utilizando um alto percentual de nacionalização dos componentes mecânicos envolvidos e obtendo uma mínima complexidade no sistema de comando, pois dispensa realimentação de velocidade e posição.

O elevado custo e complexidade dos CNCs disponíveis no mercado, constituem, hoje, os maiores entraves a sua aplicação em sistemas posicionadores para os quais características estáticas e dinâmicas médias já satisfazem, mas cuja automatização é imprescindível.

O sistema desenvolvido e implantado aqui apresentado constitui, por isso, uma solução nacional para mesas de coordenadas XY, de pequeno porte, que podem ser utilizadas, entre outras aplicações, apenas para exemplificar, na automatização de máquinas de bordar industriais e em furadeiras de circuitos impressos.

Ensaio estáticos e dinâmicos realizados com o conjunto, mostraram que é viável a utilização do protótipo realizado em aplicações que não demandam elevada precisão e alta resolução.

ABSTRACT

Through the project and execution of a two orthogonal coordinates positioner, driven by stepper motors and commanded by attached microcomputer, was realized a low cost's positioning system, with computer numerical control (CNC), using a high percental of nationalization of the concerned mechanical components and obtaining a minimum complexity on the command system, because it dispenses speed and position feedback.

The high cost and complexity of the available CNCs on the local market, are today the biggest restraints to their application in positioning systems in which medium statics and dynamics characteristics still satisfies, but require necessarily automatization.

The system here developed and implemented constitutes a national solution for small size XY positiners, wich can be used in many applications. Only to exemplify, in the automatization of the industrial embroider machine and drilling machine for printed circuits.

Statics and dynamics experiments realized with the system, showed that the utilization of the prototype in applications which do not demand to high precision and resolutions is possible.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 - Automação Industrial

A automação dos processos industriais vem ocorrendo há bastante tempo e tem atingido níveis distintos nas diversas técnicas de produção industrial.

Dependendo das funções que o homem exerce na interligação dos fluxos de informações com os de energia e material, define-se o grau de automação destes processos.

Segundo o Prof. Dolezalek, da Universidade Técnica de Stuttgart /10/, distinguem-se na análise de automação três técnicas a saber:

- Técnica de energia: refere-se à produção, armazenagem, transporte e distribuição da energia elétrica que, pelo caráter contínuo, permite um controle mais simples e um elevado grau de automação de todas as etapas, desde a geração até o consumo.

- Técnica de processo: refere-se à produção de materiais com propriedades físicas e químicas bem definidas, porém, sem forma macrogeométrica determinada - por ex. refinarias de petróleo, fabricas de cimento, etc... - . Também neste caso a automação é relativamente simples e está amplamente difundida.

- Técnica da fabricação: refere-se à produção de peças isoladas que, além de propriedades mecânicas bem definidas, tem, também, uma forma macrogeométrica bem determinada.

Na automatização da fabricação, deve-se distinguir duas situações bem características: a fabricação de lotes grandes de peças e fabricação de lotes médios e pequenos.

Quando se tem a necessidade de trabalhar com lotes grandes de peças, utiliza-se atualmente uma automatização rígida, com a disposição das máquinas em cadeias circulares ou em linhas, do tipo "Transfer" - muito utilizada na indústria automobilística -. Pois nestes casos os fluxos de informação (desenhos, parâmetros de usinagem, etc..) e material, permanecem constantes por longo período de tempo.

E no caso de fabricação de lotes médios e pequenos, em que o fluxo de informação e material muda constantemente, devido a troca das especificações de cada lote de peças, foi muito difícil o processo de automatização, até o advento do Comando Numérico.

1.2 - Comando Numérico de Máquinas-Ferramenta

O comando numérico (NC) de máquinas-ferramenta (MF) caracteriza-se por ser um fluxo de informações do operador à máquina, realizado de forma numérico-digital.

É realizado por um conjunto eletrônico capaz de receber informações por meio de entrada própria, compilar estas informações e transmiti-las em forma de comando à máquina-ferramenta, de modo que esta, sem a intervenção do operador, realize operações em uma seqüência programada.

Um comando numérico consta de uma unidade de recepção de informações que pode ser uma leitora de fitas de papel ou magnética, unidade de disco flexível ou alimentação direta de uma central de computação e de uma unidade calculadora onde estes dados são processados e transmitidos ao sistema de controle dos motores e à interface que conecta o comando à máquina-ferramenta.

Quando a unidade calculadora é um (Micro)Computador programável, passa o sistema a ser denominado de Comando Numérico Computadorizado (CNC).

Integrando-se um NC às máquinas-ferramenta de usinagem formam-se, por exemplo, os tornos NC, as fresadoras NC, os centros de torneamento e os centros de usinagem, bem como máquinas não-convencionais, com funções específicas, tais como soldadoras, máquinas têxteis, etc...

1.2.1 - Histórico

O primeiro esforço organizado para aplicação do comando numérico em máquinas-ferramenta, iniciou-se em 1949, no laboratório de servo-mecanismos do Instituto de Tecnologia de Massachusetts (MIT), associado a U.S. Air Force e Parsons Corporation of Traverse City, de Michigan.

Uma fresadora de três eixos - Hydrotel -, da Cincinnati Milling Machine Company, foi escolhida como protótipo para a experiência. Os controles copiadores foram removidos e a máquina foi aparelhada com equipamento de comando numérico. O resultado deste trabalho, considerado pioneiro no ramo, resultou numa excelente demonstração de praticabilidade, em março de 1952.

Surgiu, a partir daí, uma nova era industrial que revolucionou conceitos consagrados de automação em máquinas-ferramenta,

com a introdução, nestas máquinas, de características de flexibilidade e programação até então desconhecidas.

Mas, nesta época, o método prático de aumentar o rendimento das máquinas existentes, num curto período de tempo, era o de adaptar-se um comando numérico. Tal prática deixou de ser viável quando, em fins deste período, grandes máquinas com comando numérico começaram a ser produzidas, particularmente para aplicações na indústria aeronáutica, devido a complexidade das peças envolvidas na fabricação dos aviões.

Em fins de 1962 todos os maiores fabricantes de máquinas-ferramenta estavam empenhados na fabricação de máquinas de comando numérico.

Aproximadamente vinte anos após as primeiras demonstrações de comando numérico no M.I.T, em Massachussets, nos Estados Unidos da América, a técnica do comando numérico alcançou o Brasil, com a instalação na fábrica da Ford em 1968, de um centro de usinagem horizontal Kearney & Trecker, modelo Milwaukeematic II, destinado, primeiramente à usinagem de caixas de direção hidráulica.

Em 1971 é produzida no Brasil a primeira máquina com NC, um torno, pela indústria Romi, com comando Slo-Syn.

A partir deste período, com crescimento muito rápido, obteve-se um aumento substancial da fabricação e utilização das máquinas com comando numérico no Brasil. / 31,32 /

1.2.2 - Aplicação do comando numérico em máquinas-ferramenta convencionais

O comando numérico foi desenvolvido para ser utilizado primeiramente em máquinas-ferramenta de usinagem convencionais, tais como: Furadeiras, Tornos, Fresadoras, Retíficas, etc...

Nestes tipos de máquinas é necessário que o comando realize o movimento composto de dois ou mais eixos de acordo com uma trajetória pré-determinada e para isto é indispensável que se tenha um controle de velocidade e posição./1/

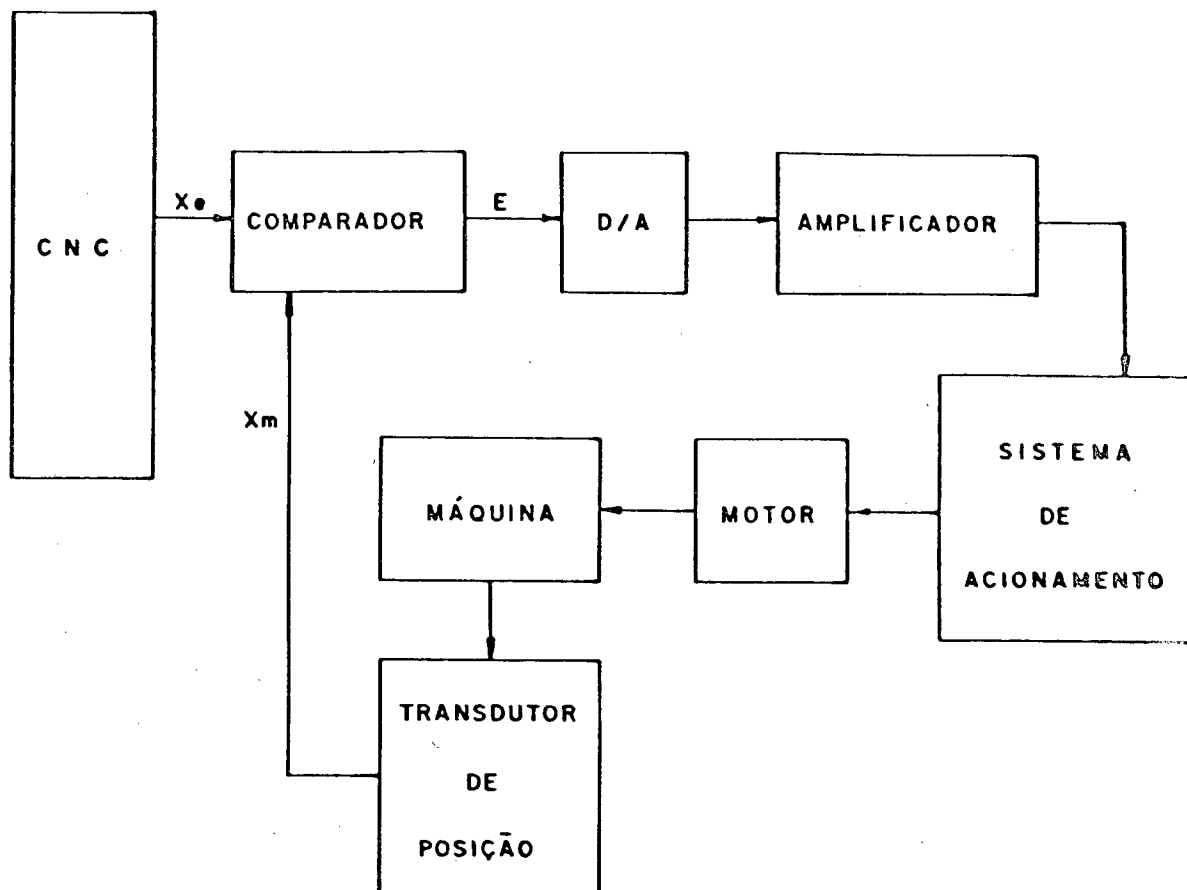


Fig. 1.1 - Malha de controle de posição.

O controle de posição é realizado basicamente através de um transdutor de posição (régua eletro-óptica, inductosyn, etc...). O CNC (fig. 1.1) calcula o trecho a ser percorrido e o informa a um comparador binário. O sinal do comparador, após passar no conversor D/A e ser amplificado aciona o motor e este, através do eixo, movimenta o carro. Cada mudança de posição do carro é informada ao comparador através de um sistema de medição de posição.

O comparador testa a posição real do carro e a posição desejada (programada). Caso esta posição desejada ainda não tenha sido atingida, o motor permanece em movimento. Quando for atingida a referida posição, o comparador envia um sinal de saída ao motor, e este pára imediatamente. Através de uma nova informação emitida pelo processador, é então reiniciado o processo. Assim, caracteriza-se uma malha de controle de posição.

Na malha de velocidade (fig. 1.2), há necessidade de dois elementos: um para medir a velocidade, geralmente um tacogerador, e outro para comandar um atuador que imponha ao acionamento do eixo do servomotor a referência de velocidade, em geral o CNC.

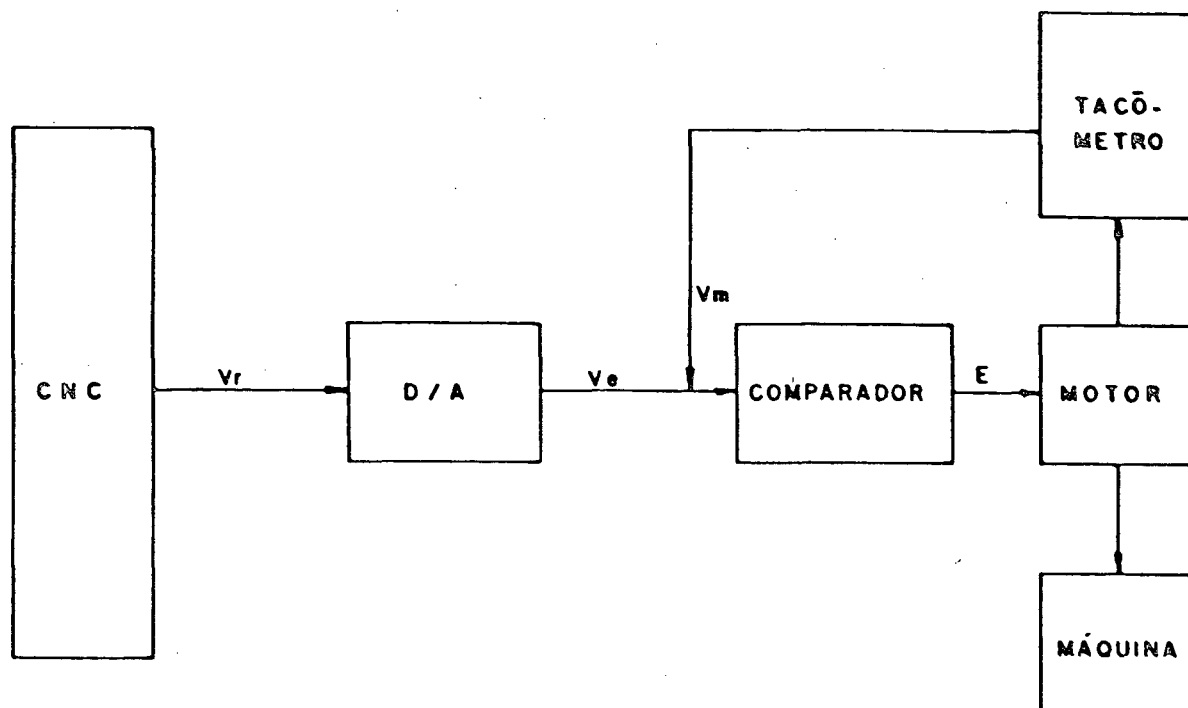


Fig. 1.2 - Malha de controle de velocidade.

O CNC, por sua vez, fornece ao acionamento do servomotor um sinal proporcional à velocidade de avanço desejada. Esta é com-

parada com o sinal atual de velocidade do motor, enviada pelo tacômetro. A diferença entre estes sinais é o erro de velocidade, que irá, dependendo do seu sinal (+/-), aumentar ou diminuir a velocidade atual, até a velocidade programada (desejada). Quando este erro for igual a zero tem-se o eixo do servomotor girando na velocidade programada.

1.2.3 - Aplicações não-convencionais de comando numérico

O comando numérico teve sua fase inicial dedicada às máquinas-ferramenta convencionais e, nestes casos, acarretou sistemas muito complexos e de alto custo. No entanto, existem aplicações específicas que não necessitam estas complexidades e não comportam tais custos, já que podem operar com precisões e resoluções menos rígidas e apertadas.

Quando for dispensável uma supervisão de velocidade durante o processo, pode-se utilizar o CNC como simples posicionador, sem que haja necessidade do controle da velocidade de deslocamento, bastando, para isso, que o CNC consiga posicionar o eixo no ponto desejado. Este tipo de solução pode ser aplicada à furadeiras, prensas viradeiras, guilhotinas e todos os tipos de operações que não requeiram usinagem durante o percurso.

Pode-se, neste caso, utilizar para o posicionamento de cada eixo da máquina, um motor de corrente alternada de duas velocidades ou dois motores de corrente alternada, acoplados ao sistema posicionador via redutor de velocidade (motoredutor), para se ter duas velocidades de movimentação do eixo: uma rápida e outra lenta. Esta é uma solução menos onerosa pois tem um controle mais simples do que a que utiliza servomotores de corrente contínua. No entanto, esta solução não consegue equiparar-se, em termos de resolução e velocidade à aplicações com servomotores.

Outro sistema muito utilizado em máquinas não-convencionais, é o comando numérico com motores de passo. Este tipo de motor é atuado por pulsos e, por sua construção, sabe-se qual o movimento produzido a cada pulso fornecido ao acionamento deste tipo de motor. Pode-se, portanto, trabalhar sem realimentação de posição: cada pulso enviado pelo CNC ao acionamento irá representar um certo avanço no eixo da máquina e, sabendo-se o número de pulsos enviados, fica determinada a posição. Da mesma forma, não é necessário se ter uma realimentação de velocidade, pois esta será determinada pela freqüência destes pulsos enviados. Este tipo de aplicação, no entanto, só é possível para cargas de baixa inércia em sistemas de pequena potência, podendo-se obter, neste caso, tempos de posicionamento bastante curtos para pequenos percursos. Em função de não necessitar realimentação de velocidade e posição, estes comandos com motores de passo são bem menos onerosos que os que utilizam motores de corrente contínua.

Este tipo de aplicação não-convencional de comando numérico está se desenvolvendo cada vez mais. Algumas destas aplicações são as seguintes:/14/

- Máquinas de corte ou riscagem de vidro: o CNC deve ter dois eixos de controle com supervisão de velocidade e funções de interpolação linear e circular, comuns aos CNCs atuais. Porém, as particularidades deste tipo de aplicação exige relativamente baixa precisão nos movimentos; erros da ordem de 01 (um) a 05 (cinco) décimo de milímetros são aceitáveis;

- Prensas viradeiras: neste tipo de aplicação se tem o posicionamento de dois eixos (encosto e curso da faca) de uma prensa viradeira que determina o comprimento da aba de uma chapa a ser dobrada e o ângulo da dobra;

- Posicionador para solda TIG: o CNC comanda o processo de solda TIG em vários pontos de uma peça através de um posicionador de coordenadas XY que movimenta a tocha. O CNC faz baixar a tocha até a posição de solda do primeiro ponto e dá o comando para execução da solda;

- Máquina de bordar industrial: o CNC posiciona o bastidor de bordado em dois eixos e sincroniza este movimento ao de descida e subida da agulha, podendo, ainda, comandar a troca automática de cores de linha, corte da linha, etc...

1.3 - Justificativas e Objetivos do Trabalho

No Brasil, é dada uma ênfase maior para os sistemas com comando numérico, onde se utilizam servomotores de corrente contínua, e, por isto, necessitam trabalhar em malha fechada, tornando-os mais caros. E, por serem utilizados em máquinas de certa precisão, necessitam, normalmente, elementos mecânicos importados de precisão correspondente, tais como: fuso de esferas recirculantes, rolamentos, transdutores de posição, etc...

É por demais oportuno e urgente, então, que se desenvolvam sistemas aplicáveis em áreas específicas e não-convencionais, com menores custos de fabricação e manutenção.

Por isso, desejou-se construir um sistema composto por uma mesa de coordenadas XY, acionada por motores de passo em malha aberta, comandados por um microcomputador dedicado.

Por um lado, procurou-se produzir um sistema com alto índice de nacionalização, por isso com baixo custo, e, por outro lado, com precisão e resolução suficientes para ser utilizado como posicionador em um sistema para furação de circuitos impressos ou

mesmo um posicionador de um bastidor de máquina de bordar industrial com CNC.

1.4 - Plano de Trabalho

Para alcançar os objetivos propostos no item 1.3, realizam-se as seguintes etapas (explicadas sucintamente aqui e com detalhes nos capítulos que seguem).

1.3.1 - Revisão da literatura

No capítulo 2 efetua-se um estudo da literatura sobre elementos mecânicos e motores de passo. Procura-se, também, colocar os conceitos, vantagens e desvantagens dos principais elementos mecânicos utilizados em máquinas-ferramenta com comando numérico, tais como: guias, transmissão mecânica, etc... Realiza-se ainda a apresentação do estado da técnica, sobre comandos e acionamentos de motores de passo (Stepping Motors).

Ainda com o objetivo de aplicação no mecanismo desenvolvido, conceitua-se, também, os ensaios estáticos (ensaio de posicionamento, retilineidade, paralelismo e ortogonalidade) e ensaios dinâmicos (obtenção da resposta no domínio-tempo).

1.3.2 - Execução e montagem do sistema posicionador

No capítulo 3, descreve-se a execução e montagem do conjunto mecânico, com o detalhamento de suas particularidades, bem como a descrição da eletrônica que consta da lógica de passo e da eletrônica de potência.

Apresenta-se, ainda, a interligação do microcomputador dedicado de comando com esta eletrônica, definindo-se os parâmetros que este comandará.

1.3.3 - Programação do sistema de comando do posicionador

Para a movimentação dos carros da mesa de coordenadas é preciso efetuar a programação do microcomputador, de maneira que este execute programas-peça.

Este "software" (capítulo 4), programado em linguagem "Assembler-80/85", implementa o comando do sistema, os cálculos matemáticos, a armazenagem dos dados e a interação operador-máquina.

1.3.4 - Aplicação e análise dos resultados dos ensaios estáticos e dinâmicos

Com o objetivo de determinar e comprovar as condições obtidas com o mecanismo projetado e executado e, ainda, possibilitar uma futura otimização, realizaram-se ensaios estáticos e dinâmicos, cuja descrição e análise se encontram no capítulo 5.

CAPÍTULO II

REVISÃO DA LITERATURA

2.1 - Introdução

É oportuno destacar, inicialmente, que na literatura clássica existente não são encontradas muitas referências sobre mesas de coordenadas de pequeno porte, sendo que apenas raros catálogos de produtos estrangeiros dão notícias de algumas concepções destes tipos de equipamentos.

Diante de tais dificuldades, um levantamento dos elementos mecânicos comumente utilizados em máquinas-ferramenta com CNC, se torna imprescindível para a determinação de uma concepção própria que seja compatível com as condições especificadas na proposta de trabalho.

Da mesma maneira, um estudo da literatura clássica que informa sobre os motores de passo (stepping motors) e seus acionamentos é indispensável para a sua utilização de acordo com o estado-da-técnica.

2.2 - Elementos Mecânicos

Na concepção de um equipamento mecânico é necessário, antes de mais nada, uma análise e comparação de seus principais

elementos, já que, como se sabe, são eles que determinam as suas características básicas.

De outra parte, são exigências básicas das máquinas modernas, precisão e apurada funcionalidade, objetivando logicamente, facilitar a sua utilização e melhorar a qualidade e quantidade dos produtos. Mas para que isto ocorra é necessário um conhecimento dos elementos mecânicos com os quais se poderá compor uma máquina, permitindo que sejam avaliados com segurança aqueles que virão a satisfazer às exigências requeridas.

2.2.1 - Guias

A função de uma guia de máquina-ferramenta é conduzir e guiar em uma direção, dentro de um determinado curso, um carro ou mesa de máquina ou ainda uma unidade deslizante de usinagem. Assim, ela determina a direção do movimento, influenciando, por isso, na precisão das peças usinadas, que podem ser afetada, ainda, por erros de paralelismo, perpendicularismo, inclinação, etc... De outra parte, também em face de seu comportamento quanto ao atrito e amortecimento, acarreta desvios na precisão do posicionamento, interferindo assim nas características dinâmicas da máquina.

Assim posto, para que se obtenham guias que apresentem características utilizáveis em equipamentos industriais de alta qualidade e precisão, devem elas apresentar os seguintes determinantes principais: /11,21/

- alta precisão de movimento;
- alta capacidade de transporte de carga;
- mínimo atrito e desgaste;
- alta rigidez e capacidade de amortecimento de vibrações, etc..

Os tipos de guias usuais em máquinas-ferramenta CNC são: guias de fricção,, de rolamento, hidrostáticas e aerostáticas, assim descritas:

a) Guias de escorregamento

Estes são os tipos de guias mais freqüentemente utilizados em máquinas-ferramenta, devido ao seu relativo baixo custo e facilidade de fabricação./11,21,24,33/

Caracterizam-se pela existência de escorregamento entre as partes em movimento relativo sob condições de atrito sólido, misto e fluídico. Quando bem protegidas de contaminação externa e lubrificadas, apresentam razoáveis características de fricção e desgaste.

Apresentam boas propriedades de amortecimento normal e tangencial, porém podem estar sujeitas ao fenômeno conhecido como "stick-slip", se determinadas condições cinemáticas (baixa velocidade de deslizamento) e de operação (lubrificação inadequada, grande diferença dos coeficientes de atrito estático e dinâmico) ocorrerem.

O uso de outros materiais, além de aço e ferro fundido, como revestimentos plásticos (polímeros), tem contribuído para melhorar as características dessas guias e seu grau de utilização.

Efeito "Stick-Slip"/33/: é causado em face do coeficiente de fricção estático ser maior do que o coeficiente de fricção dinâmico ou é originado pelo decréscimo do coeficiente de fricção dinâmico com o aumento da velocidade. Ocorre que, para sobrepor o atrito estático entre a guia e o elemento móvel, os elementos acionadores deformam-se elasticamente até alcançar a força necessária para o seu deslocamento. Após vencer o atrito estático o mo-

vimento se inicia e a resistência friccional diminui, mas como os elementos acionadores inicialmente armazenam energia de deformação elástica, esta é liberada instantaneamente dando um impulso no elemento móvel o que causa um rápido "escorregão" do mesmo ("slip"). Logo após, o elemento móvel pára ("stick") e o processo se repete.

b) Guias de rolamento

Estas guias são utilizadas em máquinas-ferramenta onde se requer uma precisão constante e elevada e valores pequenos e uniformes de atrito (coeficiente de atrito na faixa de 0,003 a 0,01)./11,33/

Nestas guias o movimento relativo entre as partes ocorre através de elementos rolantes (esferas, rolos cilíndricos ou agulha) situados entre as mesmas. Isto caracteriza o movimento de rolamento.

Estas guias têm boas características de fricção e desgaste sob todas as velocidades de operação. Apresentam boa rigidez e vida útil e podem operar sem folgas, eliminadas através da protensão dos elementos rolantes, possibilitando, assim, a elevação da rigidez e a redução dos desalinhamentos.

As guias de rolamento são utilizadas em máquinas-ferramenta devido aos seguintes motivos:

- apresentam baixa resistência ao movimento e pequena diferença entre o coeficiente de atrito estático e dinâmico (ausência de "stick-slip"). Logo, obtém um alto rendimento mecânico, como, também, excelente precisão de posicionamento, mesmo diante de baixas velocidades de avanço;

- devido à sua baixa resistência ao atrito, pouco calor é gerado, permitindo, assim, movimentos de alta velocidade. Isto permite aumentar a produtividade da máquina-ferramenta;

- proporcionam economia de potência elétrica e redução nos custos da máquina, visto que os esforços para acionamento e a energia dissipada por atrito são pequenos, possibilitando, assim, a instalação de componentes compactos (motor, fuso de movimento, mancais, etc..),

- apresentam grande vida útil e alta precisão.

Por outro lado, a sua desvantagem é que, presente o seu baixo coeficiente de amortecimento, pode ocorrer que os acionamentos absorvam periodicamente as vibrações da máquina, ocasionando erros e danos aos motores e ao seu próprio acionamento.

c) Guias hidrostáticas

O princípio de funcionamento baseia-se no fornecimento de fluido sob pressão (óleo) entre as superfícies dos membros que estão em contato, mantendo sob todas condições de operação um filme de fluido, mesmo na ausência de movimento relativo. Dessa forma, a única resistência ao movimento de deslizamento é devida à viscosidade do fluido (atrito fluido).

As principais características destas guias são: baixíssimo coeficiente de atrito, inexistência de desgaste resultando em maior confiabilidade e durabilidade, potência mínima para acionamento, alta rigidez e capacidade de transporte de carga, boa capacidade de amortecer vibrações, etc..

A complexidade das guias hidrostáticas faz com que sejam elas utilizáveis geralmente em máquinas-ferramenta de grande porte./21,33/

As desvantagens destas guias são a sua complexidade de execução e a concepção do sistema de alimentação de óleo que apresenta inúmeras dificuldades, principalmente quando o sistema é solicitado a receber carregamentos excêntricos, pois deve ocorrer uma variação do fluxo de óleo de maneira que o carregamento variável se acomode. Ainda, tem como desvantagem o seu elevado custo inicial.

d) Guias aerostáticas

O princípio é similar ao das guias hidrostáticas, só que, neste caso, o ar é utilizado como separador entre as superfícies móveis.

Da mesma forma, elas apresentam um baixo coeficiente de atrito e praticamente nenhum desgaste. Neste caso, também não ocorre o efeito "Stick-Slip".

As guias aerostáticas são empregadas em situações nas quais as cargas transportadas são moderadas e em máquinas onde o elemento suportado é movimentado em altas velocidades.

As principais vantagens do uso do ar como fluido de trabalho são: habilidade para operar em temperaturas extremas (baixas ou altas) e/ou em altas velocidades; dispensa sistema de coleta e reaproveitamento do fluido.

2.2.2 - Acoplamentos rotativos

Acoplamentos rotativos são utilizados para conectar pontas de dois eixos, normalmente o eixo do motor com o eixo ou mecanismo de transmissão. Eles são dimensionados de acordo com o torque a ser transmitido, com a rigidez e o diâmetro do eixo, devendo ainda assegurar: /15/

- compensação de desalinhamentos paralelos, angulares e longitudinais;
- rigidez à torção e nenhuma folga de giro;
- baixo momento de inércia;
- alto rendimento e baixo desgaste.

Dependendo das exigências podem ser utilizados dois tipos de acoplamentos que são:

a) Acoplamentos rígidos

São utilizados em uniões de pontas de eixos que possuem um alinhamento radial com excelente precisão. Possuem a vantagem de serem menos sujeitos à folgas de giro e terem uma maior simplicidade na sua execução e montagem.

Dos vários tipos existentes os mais comumente utilizados são:/15/

- Engrenamento Plano (Tipo "Hirth"): engrenamento com dentes radiais; para a transmissão do momento de torção, com uma protensão por meio de um parafuso interno ou por meio de uma porca externa.

- Acoplamento por Flange: os flanges podem ser forjados diretamente sobre as pontas de eixo, soldados ou montados à quente ou, então, apresentando cubos mais compridos, que geralmente são fixados aos eixos por um ajuste forçado leve com chaveta plana ou cunha (esta solução não deve ser usada em máquinas CNC com grande velocidades, porque nos movimentos de reversão causam deformações plásticas da chaveta ou do rasgo, acarretando erros de posicionamento).

- Acoplamento Bipartido: as duas metades do acoplamento são prensados sobre o eixo por meio de parafusos ou pela montagem

de anéis cônicos, de modo que o momento de torção é transmitido por atrito.

b) Acoplamentos móveis

Este tipo de acoplamento pode ser utilizado para realizar as seguintes funções:

- compensação de pequenos movimentos longitudinais dos eixos, provocados por variações de temperatura ou esforços de deslizamentos variáveis;
- compensação de movimentos radiais dos eixos, provocados por momentos fletores;
- compensação de pequenas diferenças angulares;
- compensação dos choques no momento de torção;
- amortecimento das vibrações por torção ou mudança da frequência própria dessas vibrações.

Os acoplamentos móveis podem ser classificados como articulações cujos elementos intermediários são obrigados a transmitir a força tangencial por meio de movimentos relativos.

Como elementos intermediários podem ser utilizados:

- elementos deformáveis (couro, borracha, lona de aço)
- elementos rígidos com movimento de deslizamento, rotação ou rolamento.

Quando são utilizados estes tipos de acoplamentos deve-se dar particular atenção ao acréscimo do momento de inércia, e, principalmente, à folga de giro que ocorre entre os elementos móveis.

São utilizados com grande aproveitamento em máquinas-ferramenta, acoplamentos móveis do tipo de foles metálicos (Jacob), de molas de discos (Flender) e do tipo junta de Oldham (ver capítulo 3, item 3.2).

2.2.3 - Transmissão mecânica

Este tipo de elemento mecânico é o responsável pela transmissão do deslocamento angular do eixo do motor de acionamento para os elementos que devem ter movimento durante a execução de uma tarefa.

Freqüentemente são elementos que transformam um movimento giratório em um movimento linear de avanço das mesas ou carros de uma máquina operatriz.

Para a construção destes elementos, deve-se levar em conta a necessidade de possuírem: /11,21/

- alta freqüência natural de vibração;
- alta rigidez;
- suficiente amortecimento;
- momento de inércia das partes móveis o mais baixo possível.

Atualmente os elementos usados com mais freqüência em máquinas-ferramenta com CNC de médio e grande porte podem ser divididos da seguinte maneira:

- Fuso e castanha de esferas recirculantes;
- Pinhão e cremalheira;
- Parafuso de movimento.

Para máquinas de pequeno porte e mesmo na área de microengenharia (equipamentos como: plotter, impressoras, etc...), estão sendo utilizadas como elemento de transmissão as correias sincronizadoras, reforçadas com fibra de vidro; cabos de aço; cabos de esferas; etc..

a) Fuso e castanha de esferas recirculantes

Nas modernas máquinas-ferramenta, com comando numérico, este tipo de componente é o mais utilizado para transmitir e transformar o movimento rotativo do motor de acionamento, em movimento linear de avanço dos carros da máquina.

Presente a necessidade de se ter elevada precisão do fuso, este tipo de elemento apresenta uma grande complexidade de fabricação, especialmente a castanha, o que lhe ocasiona, ainda, um alto custo

Na utilização do fuso devem ser levadas em consideração, certas qualidades que contribuem para se obter uma transmissão menos afetada de erros e estas características são as seguintes:
/11,21/

- Elevada precisão do passo do fuso;
- Rigidez a flexão;
- Rigidez axial;
- Rigidez torcional;
- Rigidez a flambagem.

A castanha que completa o conjunto, é, normalmente, a peça que é acoplada à mesa ou carro da máquina. Na medida que ocorre um giro do fuso, a castanha descreve um movimento linear correspondente.

Para construção destas castanhas existem três modelos de fabricação, que são os mais utilizados. Estes são:

- Sistema de tubo de recondução: Neste sistema há um tubo colocado externamente na castanha que reconduz as esferas à posição inicial, depois destas terem percorrido todo o canal entre o fuso e a castanha.

Podem ser colocados vários circuitos em série e a capacidade de carga da castanha é proporcional ao número de circuitos e também ao número de voltas de cada circuito. Este sistema permite altas velocidades do fuso e boa precisão.

- Sistema de reversão axial: Neste sistema há um canal de recondução das esferas para a posição inicial. Com isso, internamente consegue, através de um pequeno espaço necessário junto a base, compactar o tamanho da castanha. Entretanto, devido a ocorrência de fortes reversões nas máquinas com CNC, a uniformidade do movimento das esferas é afetado.

- Sistema da peça de recondução: Imediatamente após cada revolução, as esferas retornam à posição inicial através de uma peça de recondução. Este sistema é o que apresenta as menores dimensões e maior facilidade de fabricação.

b) Pinhão e cremalheira

São normalmente utilizados em máquinas-ferramenta de grande porte em torno de 4 metros de comprimento. Apresentam uma boa rigidez e, assim, uma alta frequência natural mecânica.

Nestas situações, eles apresentam melhores características que os fusos de esferas, que para manterem a sua rigidez ao longo do comprimento, devem aumentar o diâmetro, tendo com isto o inconveniente do aumento da inércia do sistema.

Mas a não ser para máquinas grandes o sistema pinhão-cremalheira não é conveniente, pois introduz não-linearidades na malha de controle de posição, em face das folgas de inversão de movimento. Estas folgas ocorrem por desgaste dos dentes de engrenamento e são difíceis de serem eliminados. Este sistema tem, também, o inconveniente de exigir custos mais elevados de manutenção.

c) Parafuso de movimento

Assemelha-se ao acionamento por fuso de esferas, só que utiliza, como elemento que se desloca linearmente, uma porca sem-fim e neste caso não existem esferas entre os elementos em movimento. Com isto resulta um engrenamento direto entre duas roscas, fazendo com que ocorra um aumento do atrito.

Apresenta, ainda, os mesmos inconvenientes do fuso de esferas, ou seja, para maiores comprimentos deve se aumentar o diâmetro para garantir uma boa rigidez, o que provoca um aumento do momento de inércia, e, devido ao engrenamento, ele possui os mesmos problemas já citados para o engrenamento pinhão-cremalheira.

d) Correia sincronizadora

Em máquinas CNC de pequeno porte, - aquelas que necessitam de pequenos torques e possuem baixas massas móveis -, e em equipamentos da microengenharia, tais como os utilizados na área da informática (impressoras, plotter, etc...), utiliza-se cada vez mais este tipo de transmissão, uma vez que são elementos de menor custo, com boa qualidade e confiabilidade.

Estas correias dentadas são uma combinação das correias de borracha planas com as correntes, sendo reforçadas com fibra de nylon, vidro, aço, etc... Apresentam boa rigidez, alta resistência ao desgaste e boa flexibilidade.

Quando se utilizam correias sincronizadoras é importante levar em consideração alguns fatores, que influem no comportamento do sistema. Estes fatores são: //11,24/

- a polia deve ser projetada de maneira que possua pequeno momento de inércia, obtendo-se massa reduzida pela utilização de materiais, tais como, alumínio, plástico, etc.;

- a polia motora deve ser montada diretamente sobre o eixo motor, evitando-se, assim, a adição de momentos de inércia e folgas em face da presença de acoplamentos;

- para que a correia dentada funcione perfeitamente, é necessário bom paralelismo do eixo com a polia. Desvios de paralelismo causam tensões nas bordas da correia, provocando desgaste;

- para grandes comprimentos livres da correia (comprimento dez vezes superior a largura da correia), roletes tensores são recomendáveis para o amortecimento das vibrações.

Um pré-tensionamento superior ao necessário reduz o tempo de vida da correia, aumenta o carregamento radial nos eixos e favorece o aparecimento de ruídos, e um inferior pode causar um engrenamento deficiente, possibilitando a ocorrência de folgas e pulos entre dentes da correia e da polia.

2.3 - Motores de Passo (Stepping Motors)

Com o desenvolvimento acentuado da micro-eletrônica, e das técnicas digitais, tornou-se possível realizar comandos e controles digitais de grande precisão e baixo custo.

Quando se utiliza, no controle ou comando de um sistema qualquer, circuitos digitais, estes apresentam algumas vantagens sobre os circuitos analógicos. Tem-se como principal vantagem a imunidade a ruídos, com isto os sinais processados e/ou transmitidos estão menos sujeitos a interferências externas. E também deve-se levar em consideração que se utilizando circuitos digitais (microprocessadores, timer programáveis, etc...), estes podem controlar um número sensivelmente maior de funções em tempo real.

A partir destas vantagens que apresentam os circuitos digitais, associadas ao seu custo cada vez menor, tem-se a possibilidade de utilizar um dispositivo eletro-mecânico que é capaz de produzir movimento mecânico, acionado diretamente por um sistema digital. O dispositivo capaz de realizar este tipo de função é o chamado motor de passo.

Os motores de passo, por sua vez, são dispositivos que a par de converterem energia elétrica em energia mecânica, transformam impulsos elétricos (digitais) em movimento mecânico discreto (analógico). A um adequado chaveamento da corrente nos enrolamentos do motor corresponde um movimento angular discreto elementar chamado passo.

A partir da utilização dos motores de passo, tornou-se possível a obtenção de sistemas de comando de velocidade e posição totalmente digitais, tendo tão somente um amplificador de potência (circuito analógico) que realiza a interface entre a unidade geradora e selecionadora de pulsos (microcomputador e lógica de passo) e a unidade conversora de energia (motor de passo).

Neste tipo de acionamento, a principal vantagem sobre os outros, é que eles prescindem de realimentação, tanto no controle/comando de velocidade, como no de posição de uma carga mecânica qualquer. Desta forma, os transdutores de velocidade e posição, que normalmente apresentam custos elevados, são dispensados, oferecendo uma redução sensível no custo final do sistema, permitindo, também, uma significativa simplificação dos circuitos de comando.

Tais características e, ainda, tendo-se em conta que estes motores podem trabalhar em amplas faixas de velocidades, com uma boa dinâmica, fazem com que os motores de passo sejam atual-

mente utilizados em quantidades cada vez mais crescentes, nos mais variados tipos de sistemas de comando, que incluem: impressoras, perfuradoras de fitas, plotters, comando de válvulas hidráulicas e pneumáticas, robôs industriais, controlador de discos flexíveis (disk driver), máquinas de costura e bordado industrial, posicionadores de antenas, relógios, etc...

Desta forma, verifica-se a grande utilização dos motores de passo em sistemas posicionadores que necessitam boa precisão e rapidez e especialmente baixo custo. Ainda, os motores de passo são aplicados onde se necessite de torques relativamente baixos, até no máximo de 10 Nm.

2.3.1 - Princípio de funcionamento

Geralmente um motor de passo rotativo apresenta um estator (constituído de vários enrolamentos independentes em torno de um material ferro-magnético) e um rotor que pode girar livremente coaxial ao estator (Fig. 2.1). O estator pode ser descrito como um conjunto de eletro-ímas distribuídos em círculo, cada um com uma bobina independente. A medida em que estas bobinas vão sendo energizadas, estabelece-se nelas um fluxo magnético cujo campo atrai o rotor para uma posição fixa, pré-determinada. Quando estas bobinas são alimentadas seqüencialmente, forma-se um campo magnético girante discreto que o rotor segue, causando deslocamentos igualmente discretos, chamados passos.

A velocidade de rotação do motor é proporcional à frequência de chaveamento seqüencial das bobinas do estator e a ordem de seqüência deste chaveamento determina o sentido do movimento. O percurso (angular) realizado é proporcional ao número de chaveamentos seqüenciais.

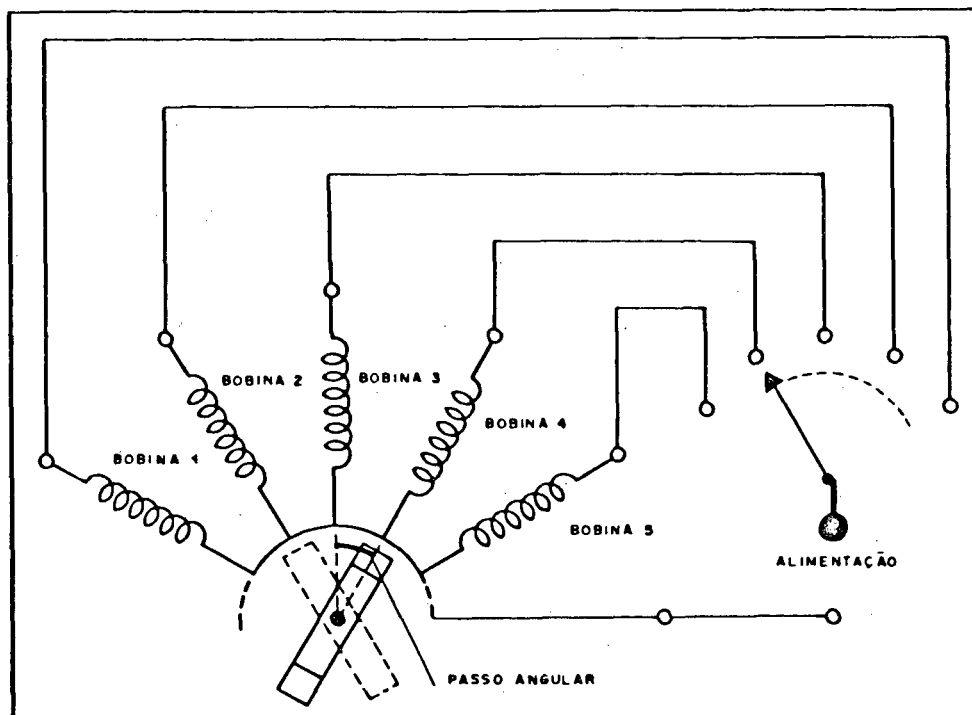


Fig. 2.1 - Funcionamento de um motor de passo.

Os motores de passo são basicamente de três tipos:

a) **Motor de passo com ímã permanente**

Ele se baseia no efeito de reação que se produz entre um campo magnético e o campo de um ímã permanente. (Fig. 2.2)

Existem várias formas construtivas desse tipo de motor. Numa delas, por exemplo, o motor é constituído por um estator de forma cilíndrica, com um certo número de enrolamentos sobre pólos salientes, alimentados em seqüência e que criam um campo girante de modo discreto. O rotor multipolar que porta os ímãs magnetizados radialmente, tende a alinhar-se com os campos magnéticos estabelecidos pelos enrolamentos excitados no estator. Em outra forma construtiva, as bobinas são coaxiais ao eixo e seus campos magnéticos são concentrados e guiados por meio de sapatas polares sobre o ímã do rotor bipolar magnetizado radialmente, isto é, com os po-

los norte e sul localizados nas extremidade opostas de um dos diâmetros do cilindro do rotor.

Este tipo de motor de passo, além de barato, apresenta razoável amortecimento e velocidade, possuindo também certo torque residual devido ao fluxo magnético do ímã permanente do rotor.

Os ângulos de passo, característicos deste tipo de motor, são $7,5^\circ$; 15° e 30° , havendo relógios onde chega a 180° .

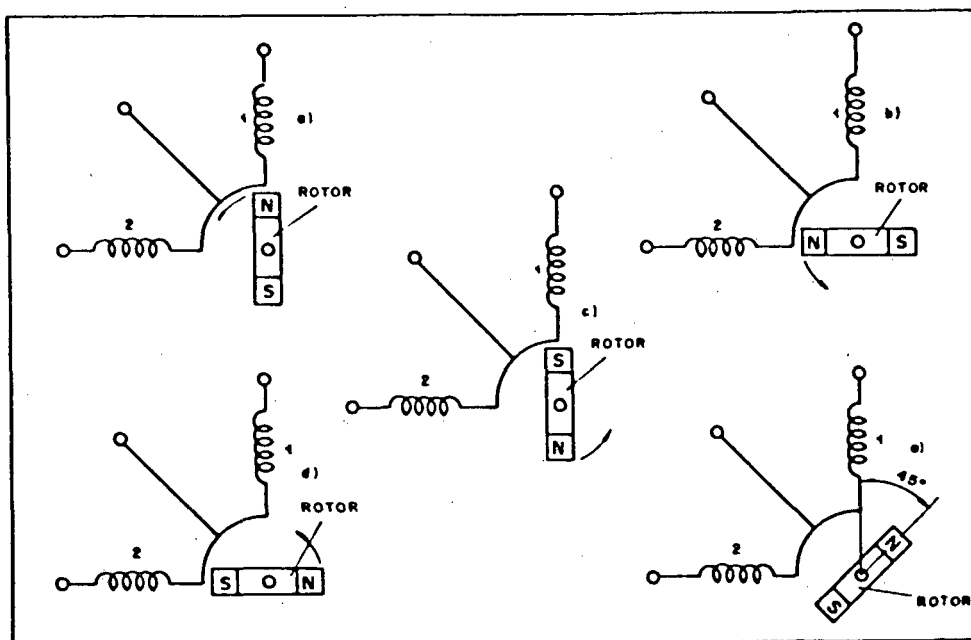


Fig. 2.2 - Funcionamento de um motor com ímã permanente de dois enrolamentos.

b) Motor de passo com relutância variável

Este tipo de motor de passo funciona pela ação de um campo magnético sobre um rotor de ferro doce (material que apresenta um magnetismo residual desprezível). Foi desenvolvido objetivando conseguir uma maior resolução (número de passos por volta), sem ter a necessidade de se aumentar proporcionalmente o número de enrolamentos. O estator de forma cilíndrica contém, na maioria das

vezes, três enrolamentos, dispostos de modo que formem entre si ângulos de 120° . O rotor é formado por um núcleo de ferro doce de estrutura cilíndrica, mas munido de um certo número de dentes de relutância cortados longitudinalmente ao longo da superfície lateral do cilindro. Desta forma, quanto maior o número de dentes utilizado, menor será o ângulo de passo resultante (Fig. 2.3). Neste tipo, a polaridade (ou sentido de circulação) da corrente em cada enrolamento é indiferente, já que, desprovido de ímãs, o rotor se deslocará sempre para a posição em que a relutância do circuito magnético do estator for mínima (o que independe do sentido do fluxo). Tal tipo de motor tem como principal característica atingir elevadas velocidades de giro, mas produz um baixo torque, possuindo ainda pouco amortecimento e nenhum torque residual por estar desprovido de ímã.

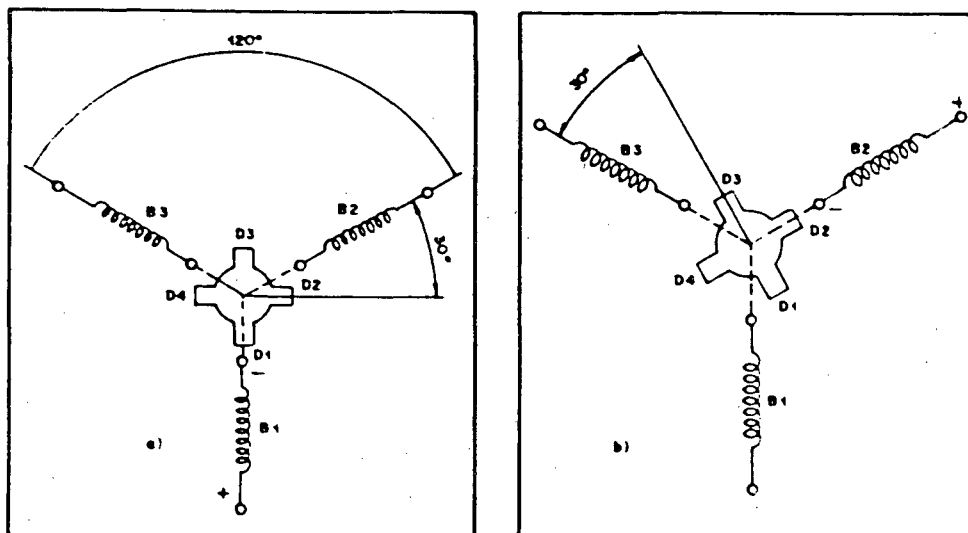


Fig. 2.3 - Seqüência de funcionamento de um motor de relutância variável com rotor de quatro dentes de relutância.

c) Motor de passo híbrido

Este tipo de motor de passo utiliza uma combinação do rotor do motor de passo de imã permanente com o de relutância variável.

A sua construção mais característica é mostrada simplificada na figura 2.4, onde tem-se a secção transversal e a vista longitudinal de um motor de passo do tipo híbrido. Neste caso, tem-se um motor de duas fases com quatro polos salientes no estator e um rotor de ferro doce dentado, dentes cortados longitudinalmente ao longo da superfície lateral do rotor, com imã permanente cilíndrico, separando-os em duas partes, magnetizado axialmente.

Então, neste caso, quando a corrente passa através do enrolamento de um polo saliente do estator, atua um fluxo magnético sobre um dente do rotor de ferro doce, que por seu turno se deslocará para a posição de menor relutância do circuito magnético do estator. O passo do rotor é completo pela reversão da direção da corrente em uma fase, quando se mantém a outra fase constante.

Na fig. 2.4, o rotor de ferro doce apresenta cinco dentes, em função disto, o passo dos dentes do rotor é 72° . Como no estator os polos salientes ocorrem a cada 90° , um passo do motor corresponde a $1/4$ de passo dos dentes do rotor, isto é 18° . Então, nesta situação uma volta completa do rotor corresponde a 20 (vinte) passos. Com isto, quanto maior a quantidade de dentes do rotor, menor o ângulo de passo do motor.

Os motores de passo híbrido apresentam, devido as suas características híbridas de motor de passo de imã permanente e de relutância variável, um relativo torque de saída alto com um ângu-

lo de passo pequeno. Apresentando, ainda, uma boa velocidade e amortecimento, com um certo torque residual.

Os ângulos de passo, característicos deste tipo de motor são $0,18^\circ$, $0,45^\circ$, $1,5^\circ$ e $2,25^\circ$.

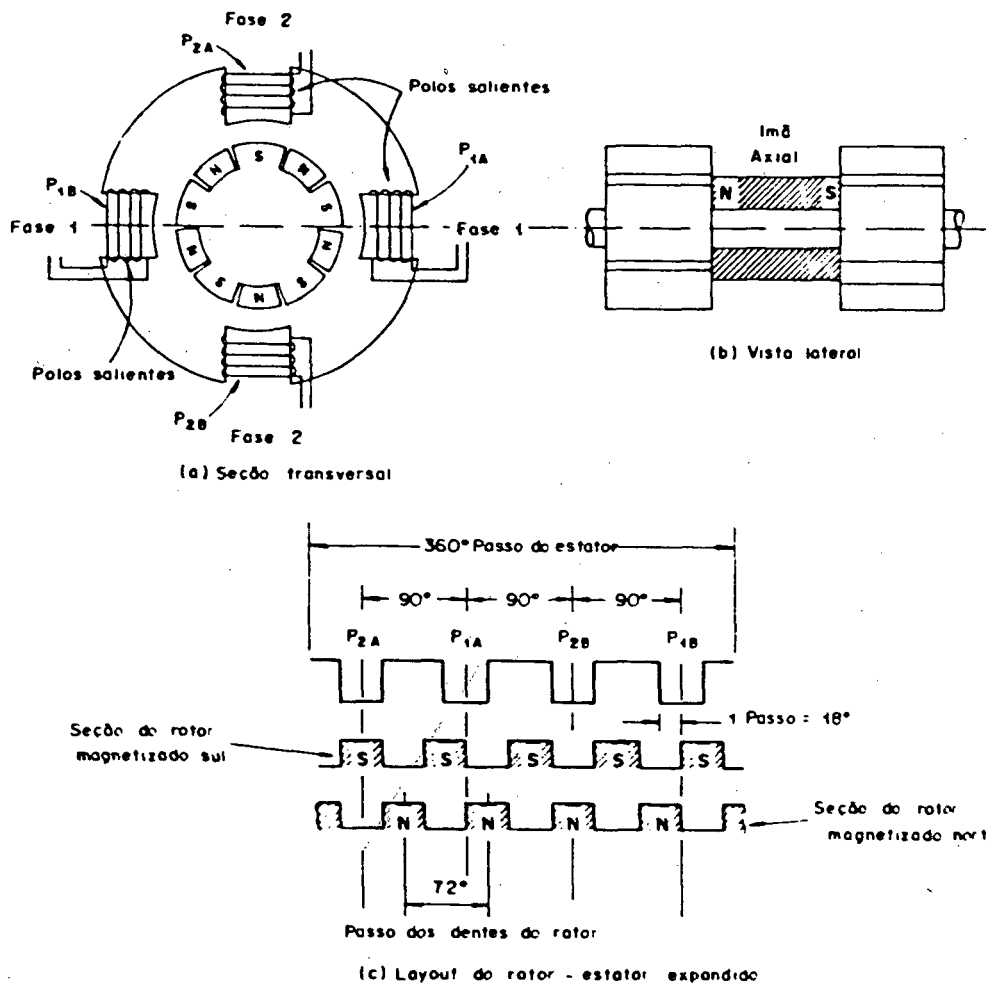


Fig. 2.4 - Motor de passo do tipo híbrido.

2.3.2 - Operação - curva de aceleração e desaceleração

Em muitos casos, quando a carga inercial do sistema movido pelo motor de passo é pequena e/ou as rotações são baixas, podemos operar o motor diretamente por trem de pulsos de frequência constante.

Ao contrário, se a carga inercial é grande e/ou se quer atingir altas velocidades, torna-se necessário o uso de rampas de aceleração e desaceleração. A rampa de aceleração consiste em se ir gradualmente aumentando a frequência dos pulsos (e, por consequência, a velocidade angular do motor) até a velocidade final (Fig. 2.5), aplica-se um procedimento inverso para a parada do motor.

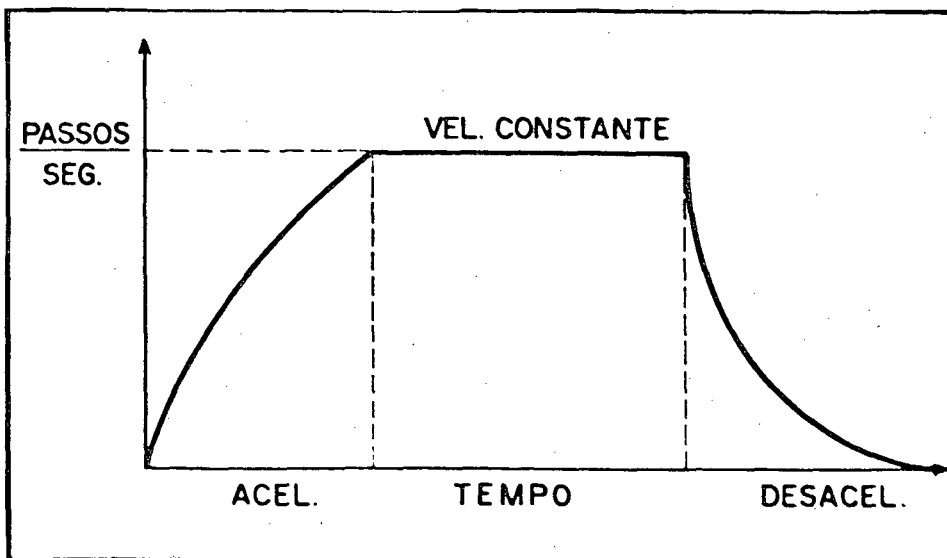


Fig. 2.5 - Curva de aceleração e desaceleração.

O controle de aceleração da rampa de subida pode ser conseguida por meio de um oscilador controlado pela tensão de carga e descarga de um capacitor (VCO). Variando a constante RC do sistema obteremos os vários incrementos/decrementos da rampa. Microprocessadores também são freqüentemente usados para realizar esta função, pela divisão da frequência.

2.4 - Ensaio Dinâmicos e Estáticos

A partir de uma construção mecânica qualquer, na qual fazem parte elementos posicionadores, tais como mesa de coordenadas XY, comandados ou controlados por um CNC, é de grande importância a realização de ensaios dinâmicos e estáticos, já que estes ensaios possibilitam determinar as reais condições do mecanismo ensaiado, bem como sua futura otimização.

No sentido de poder utilizá-los posteriormente, far-se-á uma conceituação do que são os ensaios estáticos (posicionamento, paralelismo, reticidade e ortogonalidade) e os ensaios dinâmicos (curva de resposta no domínio tempo).

2.4.1 - Ensaio estáticos

Por ensaio estático subentende-se um ensaio geométrico de máquinas-ferramenta visando a verificação da macrogeometria dos vários elementos de uma máquina, assim como: trajetória, superfícies e eixos.

Por outro lado, qualquer um destes elementos pode ser ensaiado individualmente, mas como neste caso é mais interessante a análise dos desvios de trajetória, será feita, aqui a conceituação de trajetória como sendo: "o elemento geométrico definido pelas posições ocupadas por um elemento físico em movimento no espaço".

/19/

Tratando-se de ensaios de trajetórias definir-se-ão a seguir os referidos ensaios de reticidade, ortogonalidade, paralelismo e posicionamento.

a) Ensaio de retilidade

Retilidade é conceituada como sendo a distância de cada ponto de um elemento à sua posição ideal, caracterizada por uma reta.

O erro de retilidade é obtido através da medição dos afastamentos relativos entre pontos de uma trajetória a ser verificada e os pontos de uma reta-padrão, definida pelo sistema de medição utilizado. Na figura 2.6, a reta padrão é a abscissa do sistema de coordenadas, e as curvas A e B, são os afastamentos medidos em uma referida trajetória. Sendo estes afastamentos medidos nos sentidos crescentes e decrescentes, para verificação da histerese do sistema.

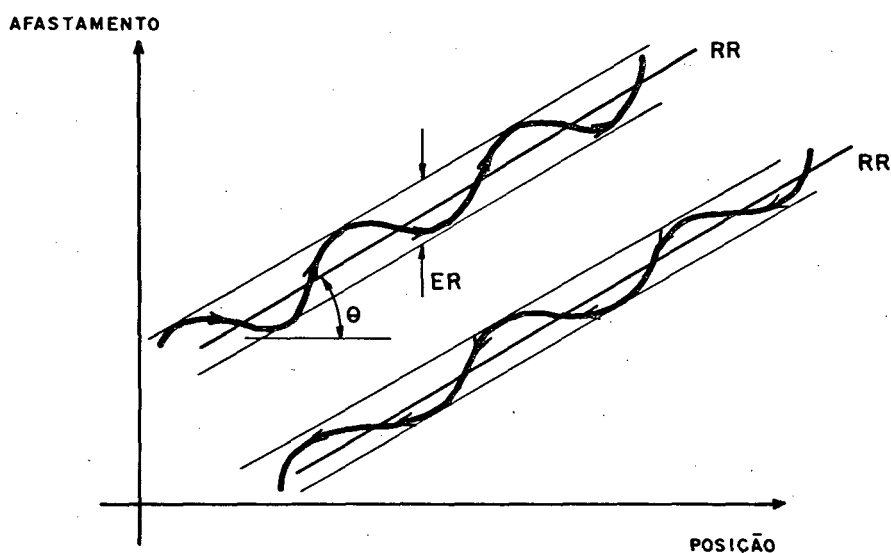
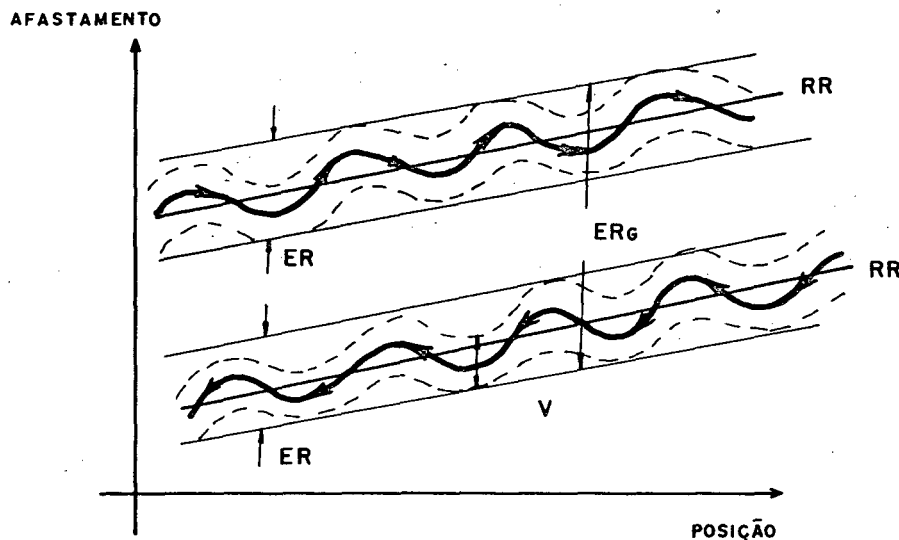


Fig. 2.6 - Reta de referência desalinhada em relação a reta-padrão - método independente.

O erro de retilidade para trajetórias é mais comumente definido pelo método independente, ou seja, é o máximo afastamento existente entre duas retas paralelas que contenham todos os erros (afastamentos), de forma que a distância entre estas retas seja a mínima possível. E, por este método, a reta de referência é a média destas duas retas. Ver figura 2.6.

Normalmente existe uma não-coincidência entre a posição da reta-padrão e a reta de referência, sendo esta diferença definida como erro de alinhamento, caracterizado pelo coeficiente angular θ (fig. 2.6). Este erro de alinhamento não interfere de forma significativa nos erros de retilidade e pode ser compensado através de um ajuste, em função do ângulo de desalinhamento.



RR = Reta de referência

ER = Erro de retilidade máximo

ERg = Erro global de retil.

V = Variação

Fig. 2.7 - Erro de retilidade de trajetórias

Deve ser ainda incluído, neste tipo de erro, sistemático, parcela de erro contida em todas as medições realizadas em idênticas condições de operações, que pode ser calculado pela média dos valores nos diversos ciclos de medição mais a faixa de ocorrência dos erros aleatórios, parcela de erros que surgem em função de fatores aleatórios, representada pela variação (V_j), que pode ser assim calculada:

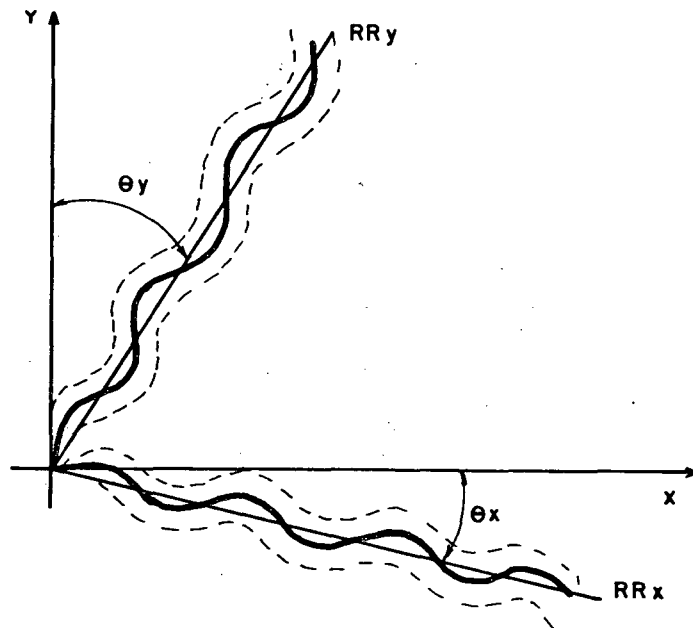
$$V_j = t \cdot S_j \quad (1)$$

onde S_j é o desvio-padrão das medidas e t um fator que depende da probabilidade de enquadramento desejada (normalmente $P = 95\%$) e do número de medições realizadas./18/

b) Ensaio de ortogonalidade

O ensaio de ortogonalidade deriva do ensaio de retilidade, pois ele considera a posição relativa entre duas trajetórias e é realizado a partir de dois ensaios de retilidade, que possuem entre si, também um elemento-padrão de ortogonalidade.

Determinam-se as duas retas de referência através do método já citado (ou de uma outra maneira), estando estas retas defasadas de 90° por um padrão de ortogonalidade.



RRx, RRY = Retas de referência dos eixos X e Y

Fig. 2.8 - Erro de alinhamento do padrão ortogonal

O erro de ortogonalidade (EO) é a diferença entre o ângulo formado pelas retas de referência e as retas-padrão (na fig. 2.8, representada pelo sistema de coordenadas), calculados através do erro de alinhamento do padrão nas duas direções ortogonais./18,19/

$$EO = \operatorname{tg} \theta_y - \operatorname{tg} \theta_x \quad (\text{rad. ou } \mu\text{m/m}) \quad (2)$$

Desta maneira, ainda permanece um erro de alinhamento entre as trajetórias ensaiadas e o padrão de ortogonalidade, apesar

de que se pode determinar este erro de ortogonalidade. Desta forma, como já foi visto pela equação 2, é preferível, para maior clareza, rebater as retas de referência, de forma que uma delas fique sobre a reta-padrão e, após, realizar o processamento dos resultados mais facilmente. (Fig. 2.9)

A partir do rebatimento das retas de referência, basta determinar o ângulo entre a reta de referência, que não está sob a reta-padrão e ter-se-á o erro de ortogonalidade das duas trajetórias.

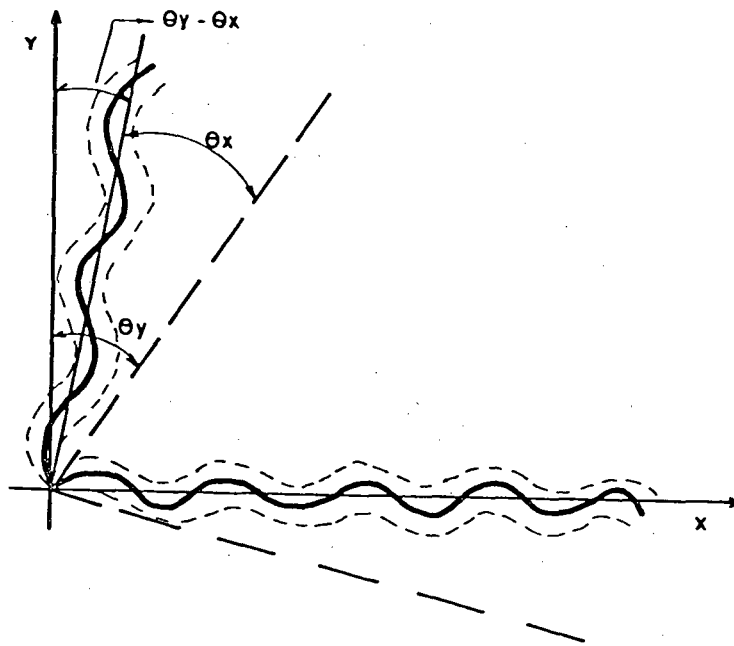


Fig. 2.9 - Erro de ortogonalidade com o erro de alinhamento corrigido.

Também é possível e desejável, para maior exatidão dos resultados, conhecer-se o erro de ortogonalidade do padrão, que então será introduzido nos cálculos dos resultados de forma a serem compensados.

c) Ensaio de paralelismo

Este ensaio deriva do ensaio de retilidade, onde é necessário ter-se as retas-padrão, para os ensaios de retilidade, paralelas entre si.

O erro global de paralelismo (EP), é dado pelo ângulo entre as retas de referência obtidas, o qual pode ser determinado a partir da diferença entre os ângulos de cada reta de referência em relação a reta-padrão (RP) (fig. 2.10)./18,19/

$$EP = \text{tg } \theta_2 - \text{tg } \theta_1 \quad (\text{rad. ou } \mu\text{m/m}) \quad (3)$$

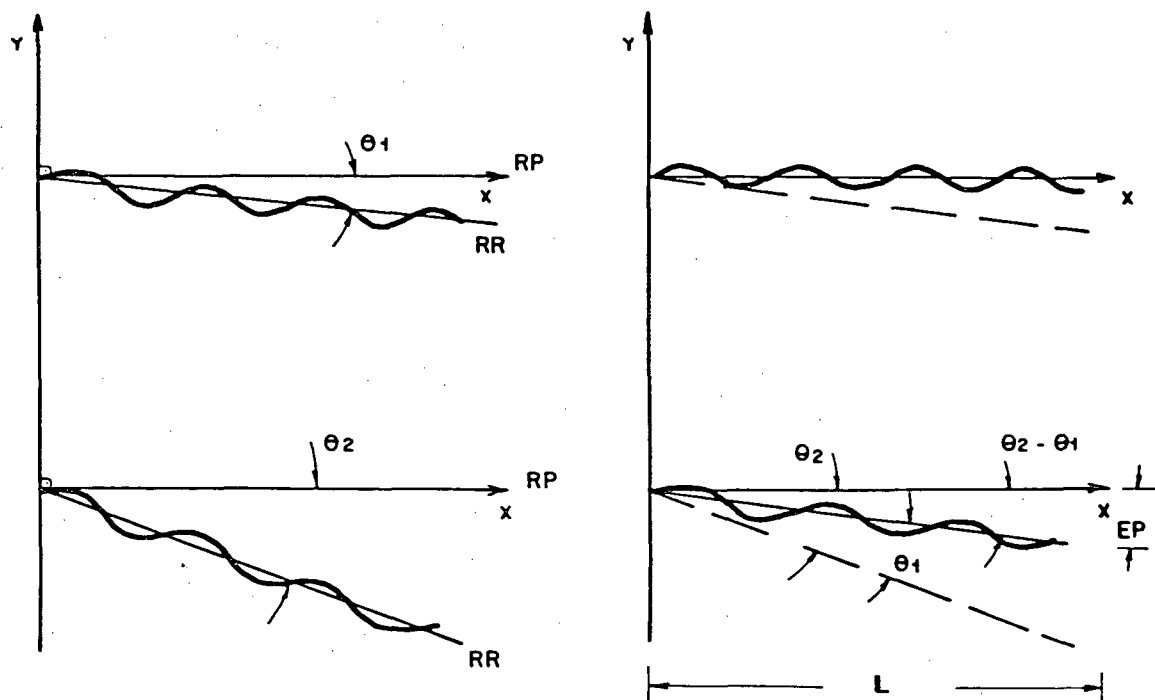


Fig. 2.10 - Erro de paralelismo entre trajetórias.

O EP também pode ser dado pela diferença entre a máxima e a mínima distância entre as duas retas num determinado comprimento, calculado por:

$$EP = (\text{tg } \theta_2 - \text{tg } \theta_1) \cdot L \quad (4)$$

d) Ensaio de posicionamento

Este ensaio tem a função de determinar o erro de posição, ou seja, os erros na direção do movimento, que são definidos como

sendo a diferença entre a posição efetiva e a ideal de um ponto ao longo da trajetória. (Fig. 2.11)/18,19/

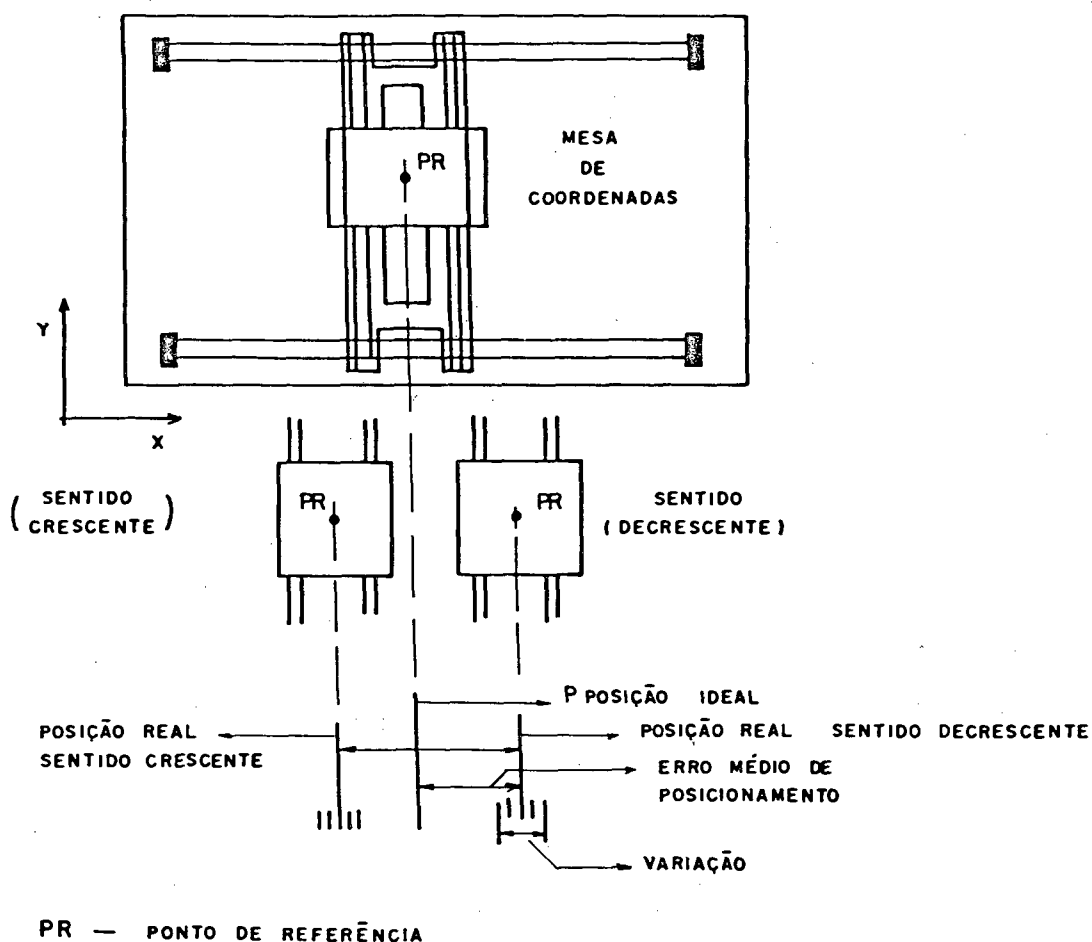


Fig 2.11 - Erro de posição da mesa de coordenadas XY

Como nos outros ensaios, neste também se necessita de um elemento-padrão de deslocamento, como por exemplo, o laser interferométrico ou uma mesa tridimensional de medir coordenadas.

Outro fator importante a ser analisado neste tipo de ensaio são os erros distintos de um mesmo ponto, quando o equipamento ensaiado se desloca em um ou outro sentido, caracterizando a histerese de posicionamento do sistema em teste.

Quando se possui uma variação crescente ou decrescente no valor do erro de posicionamento, tem-se outro fator agregado, que

é o erro de escalonamento, ou seja, a inclinação da reta de referência. Este erro está relacionado com os erros sistemáticos do sistema de medição de posição utilizado, possíveis, portanto, de compensação.

2.4.2 - Ensaios dinâmicos

Um sistema dinâmico qualquer pode ser representado por um bloco único (Fig. 2.12), que possui uma entrada e uma saída de sinal.

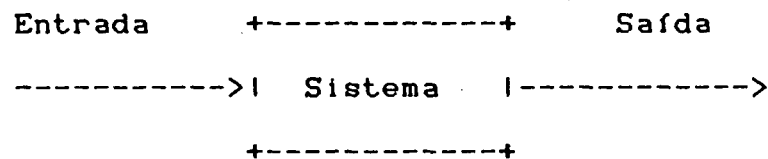


Fig. 2.12 - Sistema dinâmico genérico.

Tal sistema pode ser modelado por meio de suas equações diferenciais, que descrevem a estrutura do sistema; e cujas constantes representam os elementos do sistema obtidas por meio de dados provenientes de ensaios experimentais. A qualidade da análise do desempenho dinâmico do sistema, depende da exatidão com que se possa expressar matematicamente as funções características de cada um dos componentes e suas interações com os demais, e da possibilidade de se obter, com precisão, experimentalmente os parâmetros necessários.

Como o tempo é usado como uma variável independente na maioria dos sistemas dinâmicos, tem-se, então, interesse em avaliar a entrada e a saída em relação ao tempo, ou simplesmente a resposta no tempo. Nos procedimentos de análise, um sinal de referência é aplicado na entrada do sistema e o desempenho do sistema é avaliado estudando-se a resposta deste.

A resposta no tempo de um sistema dinâmico, por sua vez, é, em geral, dividida em duas partes: resposta transitória e resposta em regime permanente.

Em estudo de sistemas se define como resposta do regime permanente, aquela fixada quando o tempo tende para o infinito e a resposta transitória é classificada como sendo a parte da resposta que vai para zero quando o tempo se torna grande. Isto é, a resposta em regime permanente é a parte da resposta global que permanece após o desaparecimento do transitório.

Todos os sistemas dinâmicos apresentam o fenômeno de transitórios até que seja atingido o regime permanente embora o tempo de duração do transitório depende muito do tipo de sistema. Como, por exemplo, a massa não pode ser evitada nos sistemas mecânicos, as respostas de um sistema dinâmico com massa não podem seguir, instantaneamente, mudanças bruscas na entrada e normalmente se observam transitórios na forma de atrasos. A qualidade da resposta transitória é extremamente importante, já que é uma parte significativa do comportamento dinâmico dos sistemas. Assim, a diferença entre a resposta na saída e a referência na entrada (ou resposta desejada), antes que seja atingido o valor final (regime permanente), deve ser cuidadosamente estudada.

Na análise é conveniente utilizar alguns tipos básicos de funções de entrada, sendo o desempenho do sistema avaliado em relação a estes sinais de teste. Escolhendo estes sinais-padrão adequadamente, não apenas o tratamento matemático é facilitado, mas as respostas - devido a estas entradas -, permitem a predição do desempenho do sistema para outras entradas mais complexas, e/ou comparação com respostas de outros sistemas a tais entradas.

No sentido de facilitar os ensaios no domínio-tempo, são utilizados como entradas os seguintes sinais-padrão de teste (Fig.2.13):/8/

- Função degrau: representa uma mudança instantânea na variação da entrada de referência, permanecendo após, constante em função do tempo.
- Função rampa: o sinal tem uma variação constante em relação ao tempo (variação linear).
- Função parábola: apresenta a segunda derivada constante, o que significa que a primeira derivada é uma rampa.

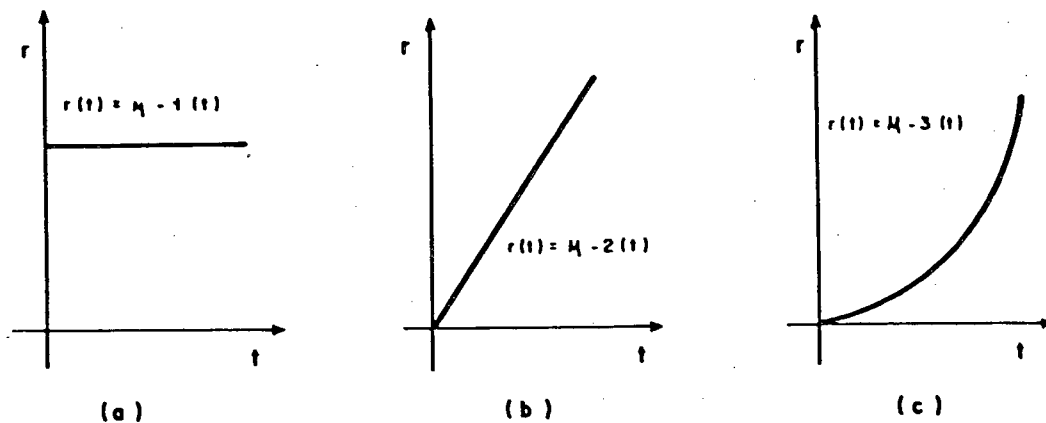


Fig. 2.13 - Funções-padrão aperiódicas: a) degrau
b) rampa e c) parábola.

Para se fazer a análise do desempenho de um sistema dinâmico no domínio tempo, deve-se analisar a parte transitória da resposta temporal, que é a parte desta resposta que tende a zero quando o tempo tende ao infinito. Por isso, a resposta transitória

só tem significado quando se trata de um sistema estável, pois, do contrário, (sistema instável) a parte transitória não tende a zero e o sistema não obedece a entrada.

O desempenho transitório de um sistema é frequentemente caracterizado para uma entrada em degrau unitário.

Da curva de resposta do transitório, no domínio tempo podem-se obter vários parâmetros, cuja análise permite verificar o desempenho do sistema, bem como realizar correções para a otimização deste.

Obtida uma curva de resposta deste tipo, podem-se definir grandezas características de desempenho; por exemplo, as da figura 2.14, são válidas para um sistema de 2ª ordem, muito típico na prática:

- Tempo de Resposta (T_r): tempo necessário para a resposta entrar na faixa de valor final pela primeira vez.
- Tempo de Estabilização (T_s): tempo requerido para a resposta entrar definitivamente (e permanecer daí por diante) na faixa do valor percentual da resposta final. Esta percentagem é especificada conjuntamente para cada caso e depende por exemplo da aplicação.
- Tempo de Pico (T_p): tempo requerido para alcançar o máximo valor de ultrapassagem do valor final.
- Amplitude de Sobrepassagem (C_p): é a amplitude da primeira ultrapassagem do valor final. É a ultrapassagem máxima e também pode ser expressa em percentagem do valor final.

Realizando-se então, variações no sistema, tais como variações no atrito, na massa e no amortecimento, pode-se determinar

várias curvas de respostas, e a partir das especificações técnicas requeridas, determinar qual curva melhor se aplica, e em consequência, qual constelação de parâmetros é a melhor para a otimização do sistema ensaiado.

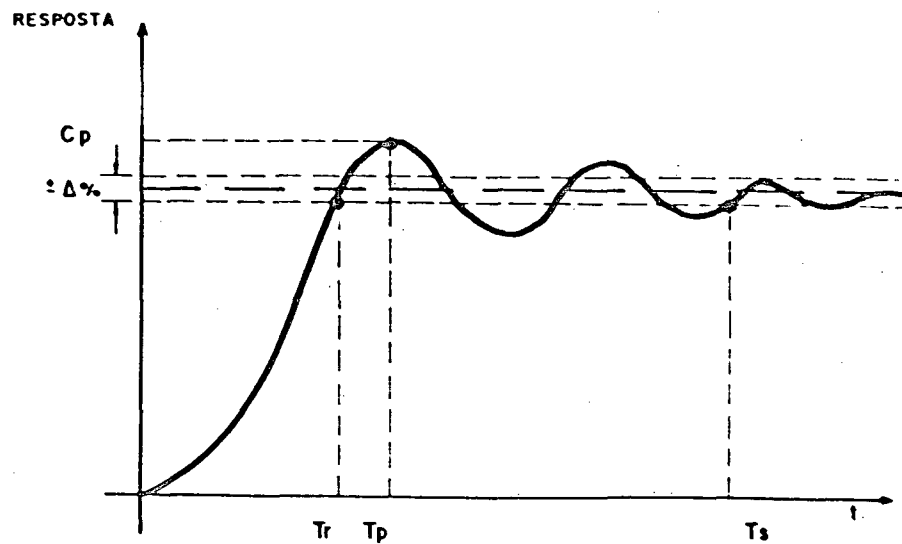


Fig. 2.14 - Curva de resposta transitória no domínio tempo

CAPÍTULO III

EXECUÇÃO E MONTAGEM DO SISTEMA POSICIONADOR

3.1 - Introdução

O sistema (fig. 3.1) é composto de uma mesa de coordenadas de dois eixos, sendo estes eixos acionados por motores de passo comandados, em malha aberta, por um microcomputador dedicado, programado com funções de CNC. O microcomputador, através de software próprio, processa os comandos NC e envia pulsos para a lógica de passo; esta ativa, em uma seqüência predeterminada, as chaves da eletrônica de potência, com as quais se energizam os motores de passo (ver capítulo 2).

Utilizando-se motores de passo torna-se possível comandar o sistema em malha aberta, e, com isto, não são necessários sistemas de medição e controle onerosos na compra, na instalação e na manutenção, mas indispensáveis quando se deseja posicionar com servomotores.

Para maior clareza de apresentação o sistema será analisado em três partes: mecânica com motores (mesa de coordenadas XY), elétrico-eletrônica (lógica de passo e eletrônica de potência) e microcomputador de comando. Estes serão explicados e detalhados a seguir. Ao final apresentar-se-á uma análise dos três conjuntos como um todo.

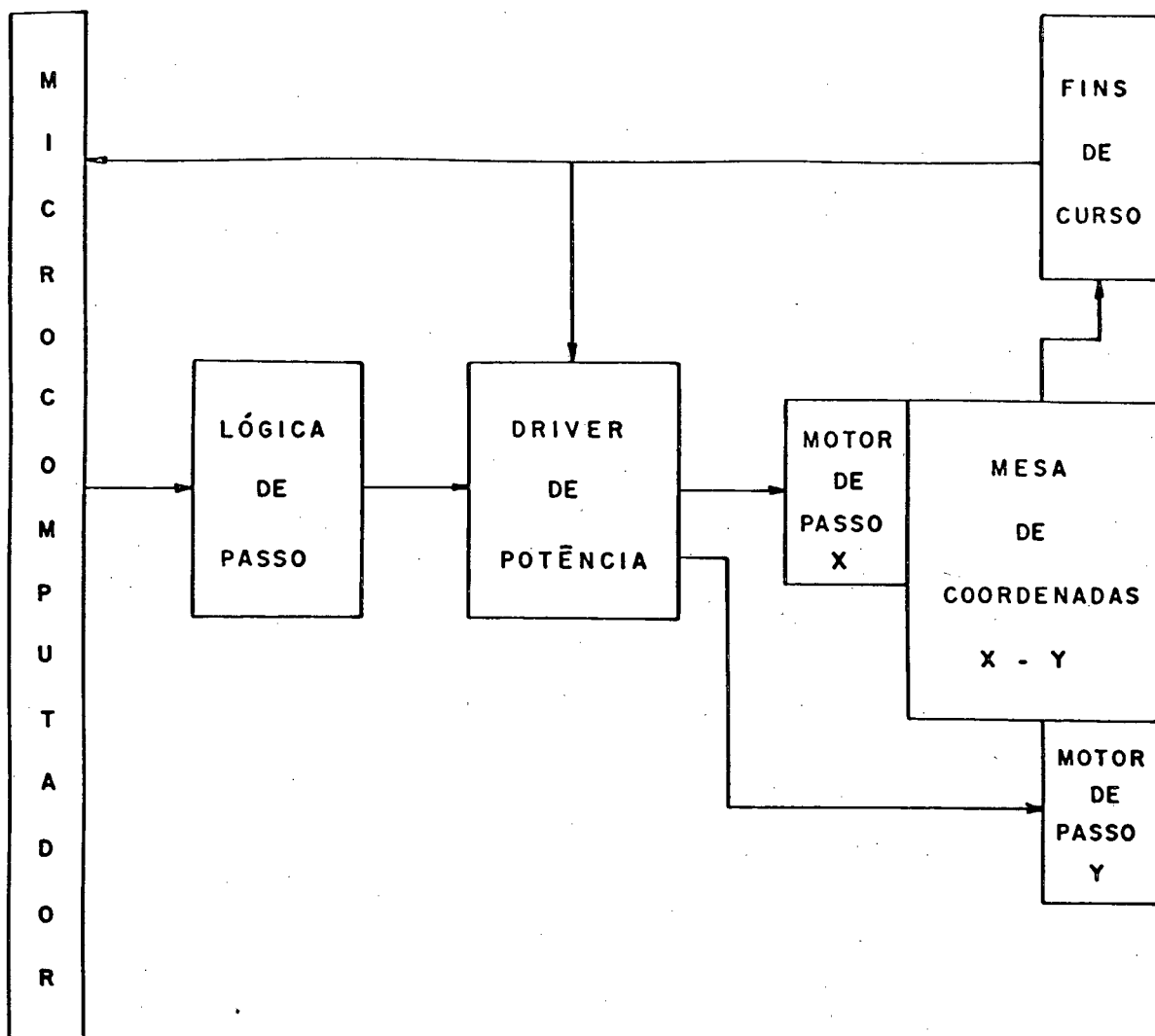


Fig. 3.1 - Blocodiagrama do posicionador.

3.2 - Mesa de coordenadas XY

Fazendo-se um estudo das várias aplicações típicas de mesas de coordenadas de pequeno porte, constatou-se que os deslocamentos necessários de cada eixo destes sistemas são os seguintes:

- "Plotter": 297 x 210 mm (A4 - DIN)

268 x 217 mm (standard - U.S.A)

- Bordadeira: 200 x 200 mm (máquinas CNC estrangeiras usuais.)
- Furadeira para circuito impresso:
 - 100 x 160 mm (Padrão Eurocard)
 - 180 x 290 mm (Padrão Multibus)

Então, para tais aplicações julgou-se suficiente e necessário ter um posicionador com as faixas de operação de 220 x 320 mm.

Uma das características principais dos pequenos motores de passo é o seu baixo torque. Assim, na medida em que se optou por este tipo de acionamento, devido às vantagens citadas no item 2.3, torna-se necessário levar em consideração no projeto, a redução das massas envolvidas para poder se obter uma aceleração aceitável.

Para se ter uma boa dinâmica tornou-se necessário projetar os elementos mecânicos para resultarem reduzidas massas, sem comprometer a sua funcionalidade e segurança. Ainda, com o mesmo objetivo, utilizou-se, onde foi possível na construção mecânica, material de menor peso específico, no caso o alumínio. Desta maneira, foi obtida uma estrutura que dá condições aos motores de passo de conduzi-la, evitando-se as altas inércias e com isto tendo uma menor amplitude das vibrações no instante da parada dos carros da mesa de coordenadas, (Fig. 3.2), devidas ao fraco amortecimento dos motores de passo - outra de suas características principais -.

Através de um mecanismo deslizante descrito adiante (item 3.2.1), evitou-se que o carro inferior (X) tenha que transportar o motor de acionamento do carro superior (Y). Desta forma, diminuiu-se a massa do sistema do eixo inferior possibilitando a utilização de um motor de passo de menor torque.

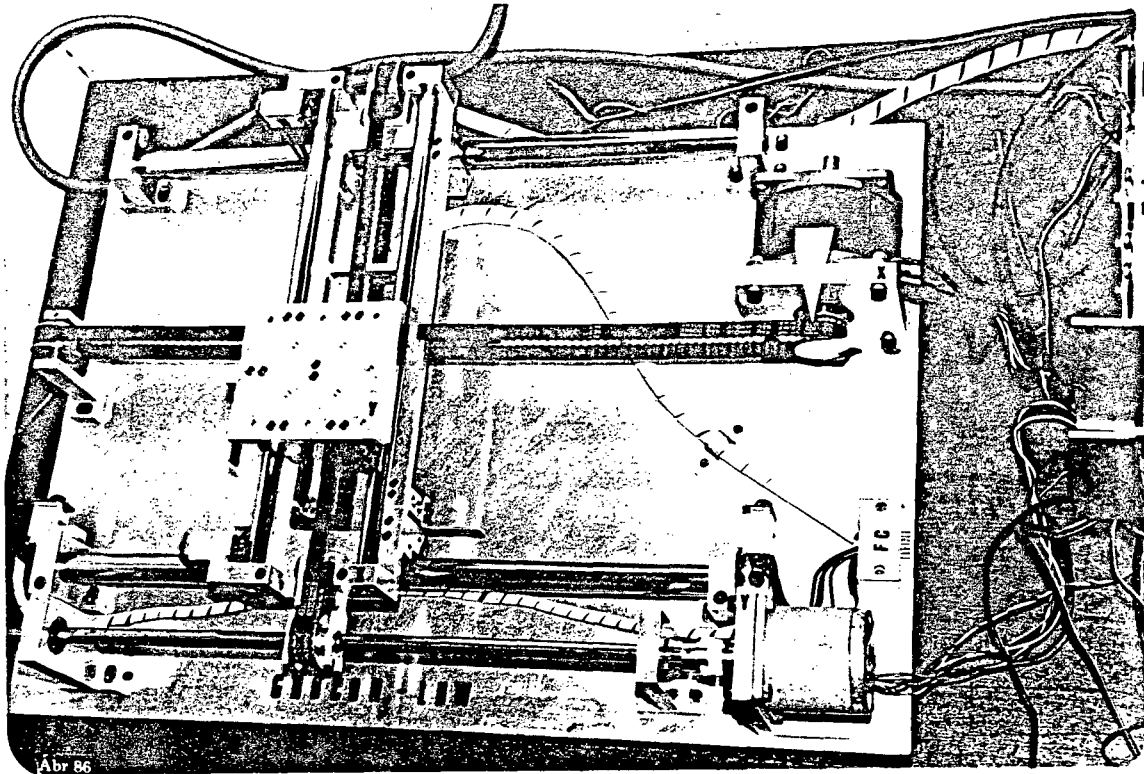


Fig. 3.2 - Mesa de coordenadas.

A base da mesa é construída de uma chapa de alumínio de dimensões 560 x 400 x 10 mm, reforçada por uma estrutura de perfis de aço. Foi usado alumínio, pois este não necessita de proteção contra a oxidação, tais como tintas, óleos ou graxas impróprios às aplicações do posicionador, que foi previsto para utilizar materiais do tipo: tecido, couro, papel, etc. Nesta base é feita a furação necessária para a fixação dos vários elementos.

Os motores de passo são fixados na chapa de base por um suporte (fig. 3.3) que possibilita um ajuste do alinhamento dos motores, através de furos em forma de rasgos, por onde passam os parafusos que fixam o suporte à base. Com um rebaixo existente na peça frontal ao motor é possível encaixar este de forma que não deslize lateralmente.

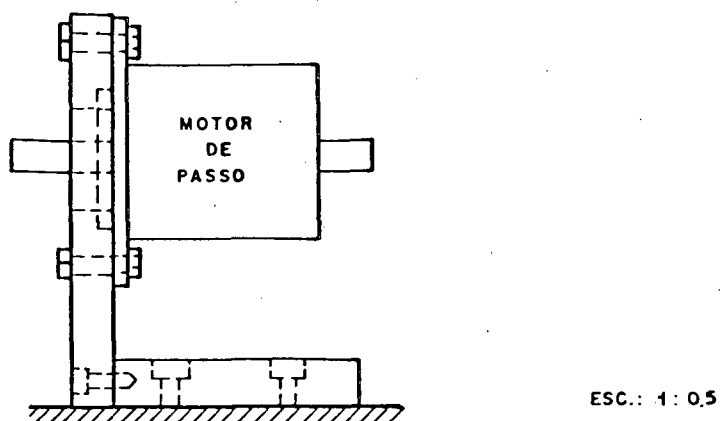


Fig. 3.3 - Suporte dos motores de passo.

3.2.1 - Transmissão mecânica

Optou-se pela utilização de transmissão por correia sincronizadora, pois os elementos envolvidos - correia e polia sincronizadora -, apresentam baixo momento de inércia, boa rigidez devido às fibras de nylon ou de vidro que a reforçam e alta resistência ao desgaste. Comparando a outros tipos de transmissão, principalmente aos fusos de esferas recirculantes, as correias são de custo relativamente muito baixo, não precisando ser importadas.

Especificações das correias e polias utilizadas:

- Eixo X (carro inferior):

Correia : 480 XL 037

Polia : 16 XL 037

Fabricante: Uniroyal do Brasil

- Eixo Y (carro superior):

Correia : 352 XL 037

Polia : 16 XL 037

Fabricante: Uniroyal do Brasil

No eixo X (inferior) a polia dentada está montada diretamente no eixo do motor de passo. A correia está fixada à estrutura do carro inferior, encaixada em uma peça dentada, parafusada a este carro. Na extremidade oposta encontra-se uma polia lisa, que está montada sobre um eixo, tendo entre ambos um rolamento de agulhas. Este eixo possibilita ajustar a tensão da correia uma vez que neste há uma excêntrica entre seus mancais e o assento do rolamento.

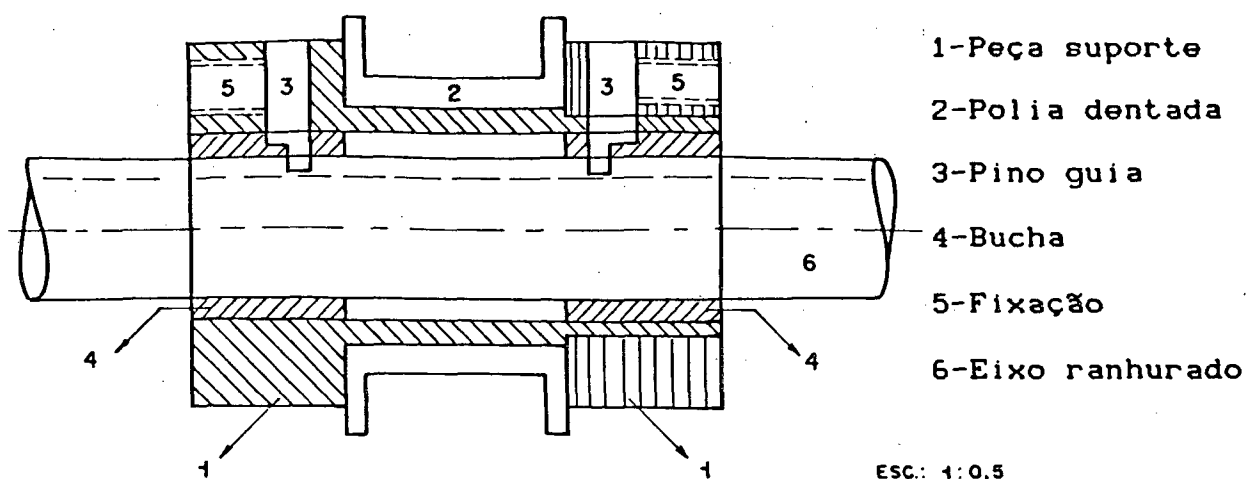


Fig. 3.4 - Sistema de deslizamento da polia de acionamento do carro superior.

No eixo Y (superior) utiliza-se o mecanismo de transmissão que evita que o carro inferior tenha que transportar o motor de acionamento do carro superior. A polia dentada (2) da figura 3.4, desta coordenada, está montada concêntrica em um peça (1) que desliza sobre o eixo ranhurado (6), tendo esta peça dois pinos (3) que deslizam dentro da ranhura, transmitindo torque do eixo (6) à polia (2). Este eixo, está ligado através de um acoplamento (Fig. 3.5) ao eixo do motor de passo que é rigidamente fixado à base.

Este mecanismo, que por sua função exige que o cursor deslize ao longo do eixo, possibilita e acarreta desgaste das par-

tes envolvidas, principalmente nos pinos-guias (3). Devido a isto é necessário temperá-los para obter-se uma maior dureza. Para poder eliminar-se pequenas folgas causadas por desgaste e desajustes, realizaram-se os pinos-guias excêntricos, fixados após ajuste por parafusos embutidos. Desta maneira, é possível através desta excêntrica ajustar os pinos contra as paredes laterais da ranhura até obter-se um funcionamento satisfatório, com uma mínima folga.

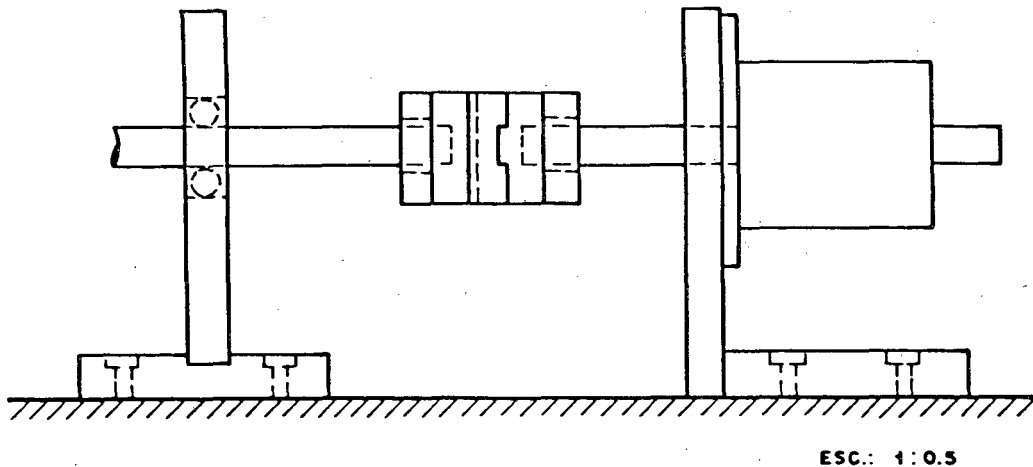


Fig. 3.5 Acoplamento flexível, tipo Oldham.

Este mecanismo de deslizamento apresenta o inconveniente de ter duas superfícies metálicas em contato, ocasionando desgaste metálico, que por sua vez resulta em uma deformação gradual das peças ou em uma modificação das suas dimensões, alterando a sua ajustagem.

Como a resistência ao desgaste depende do acabamento superficial, da dureza dos elementos em contatos, da resistência mecânica do materiais e da tenacidade, introduziram-se algumas soluções no sistema de deslizamento que visam restringir o desgaste.

Com o objetivo de se ter maior dureza e melhor acabamento, além da retificação realizada, o eixo recebeu um revestimento

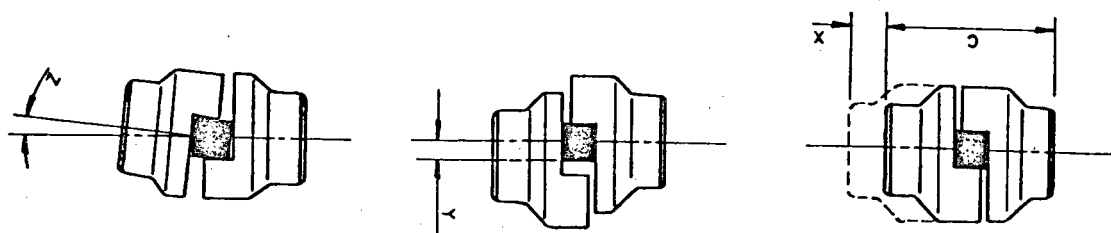
superficial de cromo-duro, de aproximadamente 25 micrometros. Além da função de acabamento e dureza, o cromo também protege o eixo contra a oxidação.

Ainda, com o objetivo de diminuir o atrito e em consequência o desgaste, utilizaram-se entre o eixo do acionamento ranhurado e a peça-suporte da polia, duas buchas de bronze grafitado. Uma vez que este par de material cromo-bronze tem um baixo coeficiente de atrito, tem-se uma maior facilidade de deslizamento e uma diminuição do desgaste.

Com o mesmo objetivo procurou-se diminuir a superfície de contato entre as peças, realizando-se alguns chanfros ao longo de todo o eixo.

Conforme mostra a figura 3.5 utiliza-se um acoplamento entre o eixo do motor de passo (Y) e o eixo ranhurado no qual desliza a polia motora do carro superior (Y). Para este acoplamento foi utilizado um do tipo Oldham, pois este compensa pequenos desalinhamentos axiais, paralelos e angulares (Fig. 3.6). Consiste em dois flanges simétricos de alumínio, com saliências usinadas e uma peça fêmea dupla de teflon (PTFE) à prova de oxidação e resistente a óleos naturais, conferindo um baixo coeficiente de atrito, e uma boa eficiência.

Este acoplamento tem a vantagem de absorver vibrações e choques, trabalhando silenciosamente sem dar origem à forças axiais, prejudiciais aos mancais. Pode trabalhar em situações em que se tenham reversões do movimento como é o caso no posicionamento desejado sem apresentar histerese. Como é feito de alumínio e de teflon, possui baixo peso específico, resultando, assim, num reduzido momento de inércia.



Deslocamento
axial

Deslocamento
paralelo

Deslocamento
angular

Fig. 3.6 - Desalinhamentos possíveis no acoplamento tipo Oldham.

Um outro fator muito importante neste tipo de transmissão é o ajuste das correias, no sentido de se obter um aproveitamento total do sistema.

Para possibilitar o ajuste de tensionamento das correias sincronizadoras, construiu-se um conjunto que possibilita um deslocamento da polia louca, através da excentricidade dos eixos que a suportam. Para realizar o ajuste, basta girar o eixo. Como este é excêntrico, irá puxar ou soltar a correia, através do afastamento ou aproximação das duas polias (motora e louca).

O tensionamento da correia deve ser adequado, pois se a correia for bem ajustada, isto é, não apertada demais, garante-se uma vida longa, menos desgaste nos rolamentos e operação silenciosa.

Se a correia estiver subtensionada, poderá saltar dentes, particularmente em situações de alto torque. Neste caso, a tensão deve ser aumentada gradualmente até que seja obtido um funcionamento adequado.

Uma forma prática, recomendada pelos fabricantes, para tensionar a correia, especifica o seguinte:

- Colocar a correia nas polias e ajustar de maneira que os dentes se encaixem com segurança nos sulcos das polias;
- medir a distância entre centros "E", conforme figura 3.7;
- ajustar a correia de forma que esta deflita de 0,4 mm para cada 25,4 mm de "E", quando aplicado uma força conforme passos e larguras discriminados na tabela de força de deflexão para tensionamento das correias sincronizadoras (tabela de fabricante de correia e polia sincronizadoras).

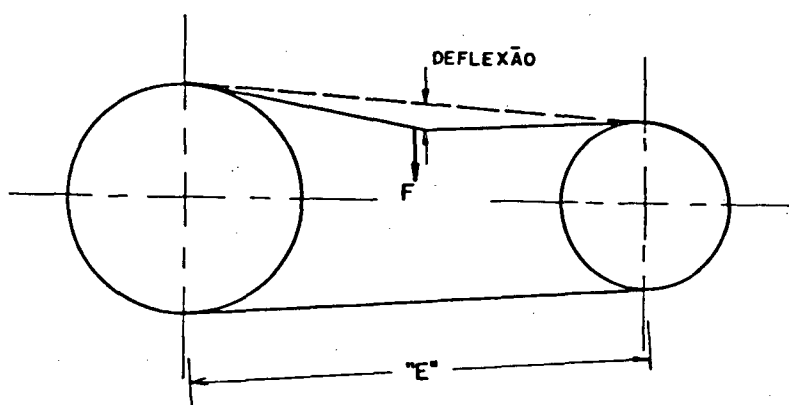


Fig. 3.7 - Esquema das polias para determinação do tensionamento ótimo.

Utilizando estas especificações, obtem-se para o sistema desenvolvido os seguintes valores para as deflexões exigidas:

- Carro superior:

Correia	: 352 XL 037
Polia	: 16 XL 037
Força de deflexão	: 0,099 Kg
Comprimento primitivo	: 894,08 mm
Distância "E"	: 375 mm
Deflexão	: 5,9 mm

- Carro inferior:

Correia	: 480 XL 037
Polia	: 16 XL 037
Força de deflexão	: 0,099 Kg
Comprimento primitivo	: 1.244,6 mm
Distância "E"	: 490 mm
Deflexão	: 7,7 mm

3.2.2 - Guias

A partir de várias concepções de guias pesquisadas, concluiu-se que o tipo que melhor se adapta às condições exigidas, é a guia de rolamento.

Esta guia tem como vantagem principal a não ocorrência do efeito "stick-slip", devido à pequena diferença existente entre o atrito estático e o de rolamento.

Também devido a um menor coeficiente de atrito desse tipo de guia, em comparação com as de escorregamento, pode-se utilizar, para uma mesma massa, um motor de tracionamento menor. Estas guias possuem, ainda, um menor erro de posicionamento, devido ao baixo coeficiente de atrito, que diminui o erro reverso friccional.

As guias do sistema construído consistem em barras cilíndricas de aço, retificadas e tratadas superficialmente com uma ca-

mada de cromo-duro, que tem o objetivo de melhorar o acabamento e dureza superficial e com isto reduzir o atrito, além de obter-se uma proteção contra a corrosão.

Estas guias são fixadas à base de alumínio da mesa de coordenadas, por suportes (fig. 3.8), que por sua vez podem ser deslocados transversalmente para efetuar o ajuste do alinhamento paralelo das guias.

Sobre estas guias movimentam-se rolamentos de esferas, montados angularmente conforme figura 3.9, de forma que o anel externo rola sobre a barra cilíndrica. Nesta montagem cada carro (inferior e superior) se apoia sobre quatro rolamentos com o objetivo de dividir a carga aplicada em quatro apoios. Utilizam-se mais quatro rolamentos com uma configuração que permite eliminar todos os graus de liberdade indesejados.

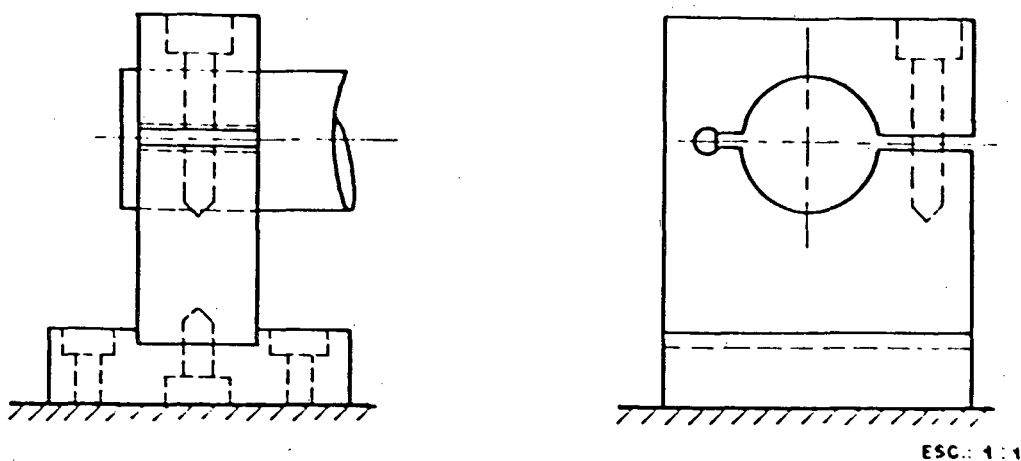


Fig. 3.8 - Suporte de fixação das guias de rolamento.

Fazendo-se este tipo de montagem evita-se que os carros se movam vertical e lateralmente. Os rolamentos são montados formando ângulos de 120° entre si, para se ter uma componente de força de reação causada pelos rolamentos inferiores, maior no sentido

vertical (0,5 multiplicado pela soma das duas componentes) que em um dos sentidos da componente horizontal (0,8 multiplicado por uma das componentes), fig. 3.9, porque esta componente vertical é mais solicitada nos processos para qual se destinará a mesa de coordenadas.

De modo a facilitar o ajuste dos rolamentos sobre as guias e assim o alinhamento dos carros, realizaram-se os eixos destes com uma excentricidade. Uma fenda na extremidade de cada eixo facilita o giro dos mesmos no ajuste. Então, para se realizar o ajuste basta soltar o parafuso de fixação e afastar ou aproximar os rolamentos das guias através do giro dos seus eixos.

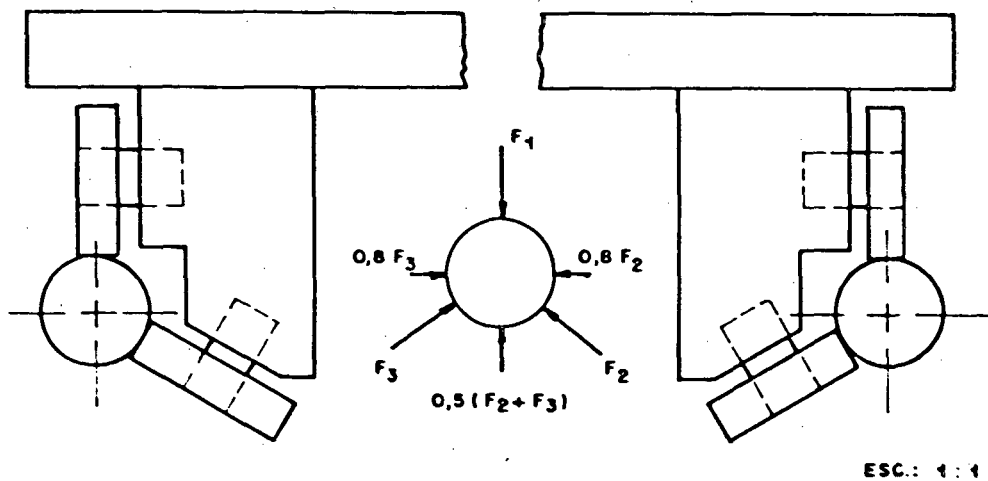


Fig. 3.9 - Disposição dos rolamentos sobre as guias cilíndricas.

3.3 - Eletro-Eletrônica

Conforme visto no item 2.3, os motores de passo para girarem devem ter energizadas as suas bobinas em uma seqüência lógica, que fará o eixo do motor girar de uma posição para outra, com uma quantidade estipulada de passos.

Para que isto ocorra é necessária uma unidade de comando (um microcomputador) que envie um trem de impulsos, em uma quantidade correspondente ao número de passos necessários, para um circuito lógico (lógica de passo). Esta executa o seqüenciamento correto destes impulsos. Mas como estes são de baixa energia é necessário um circuito analógico (eletrônica de potência), que realize a amplificação destes sinais e energize as bobinas dos motores com tensão e corrente convenientes.

Cada acionamento de um motor de passo é composto de duas partes: eletrônica de potência e lógica digital. Estes circuitos são realizados em placas padrão Eurocard (100 x 160 mm) e montados em um rack de alumínio, tipo 19", construído para este fim.

3.3.1 - Lógica de passo

É um circuito digital que, a partir dos impulsos enviados pelo microcomputador de comando, determina a seqüência lógica em que estes ativarão a eletrônica de potência, e, em conseqüência, energizarão as bobinas de um motor de passo.

O módulo é composto de um circuito digital, constituído de elementos digitais tais como contador binário, portas lógicas e inversores conectados de tal maneira que se tenha em suas saídas os sinais em uma seqüência lógica predeterminada.

Esta placa possui, conforme figura 3.10, três entradas de sinais que estão conectadas ao microcomputador de comando. Uma delas, ligada diretamente a um contador digital, recebe os impulsos necessários ao seqüenciamento lógico. As outras duas são entradas, pelas quais se determina em que sentido irá girar o eixo do motor e de que modo: meio passo ou passo completo.

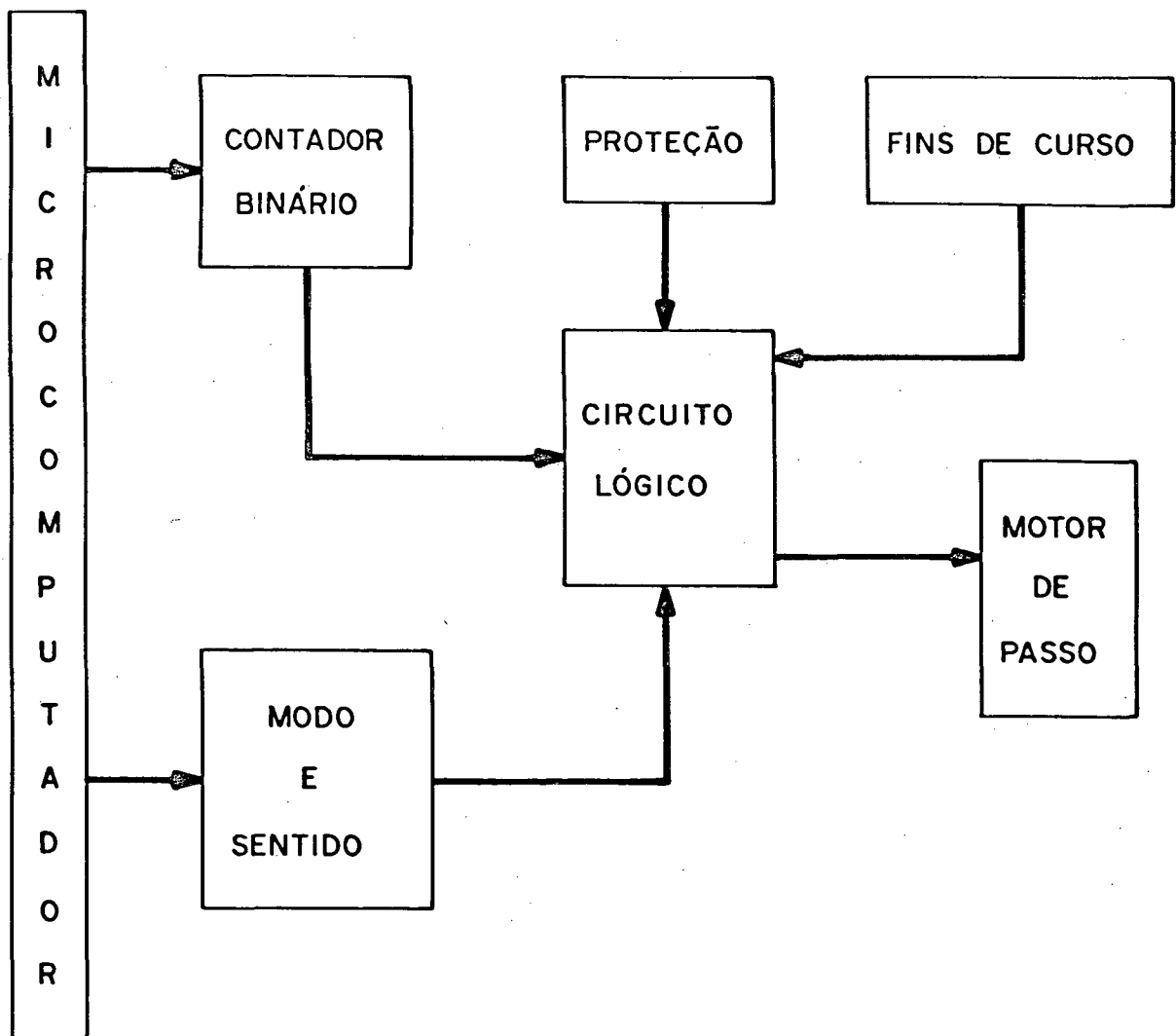


Fig. 3.10 - Lógica de passo.

Este circuito é baseado em um contador binário de duplo sentido (up-down) TTL. Os sinais de saída do contador estão conectados a um circuito lógico combinacional, composto de um conjunto de portas "and", "or", "nand", inversoras, etc., que compõem os pulsos a enviar para a eletrônica de potência.

Neste circuito uma entrada de sinal possibilita a mudança do modo de atuação do sistema. Comandando-se a combinação básica obtem-se o chamado passo completo e através de uma combinação específica, ativada por esta entrada, obtem-se o meio-passo, quando o rotor do motor de passo pára também em posições intermediárias entre duas posições básicas. Conseqüentemente dobra eletronicamente a resolução básica deste motor, possibilitando um posicionamento mais apurado dos carros da mesa de coordenadas.

Devido à utilização do contador binário "up-down", pode-se, através de um sinal, também enviado pelo microcomputador de comando, definir em que sentido o eixo do motor irá girar. Através da ativação da entrada do contador chamada "sentido", este passa a contar nos sentidos crescente ou decrescente. Com isto obtem-se uma mudança no sentido do seqüenciamento dos pulsos enviados pelo microcomputador e, em conseqüência, haverá uma energização das bobinas do motor conforme este mesmo sentido de contagem do contador digital.

Na intenção de proteger os componentes do circuito lógico e o sistema posicionador como um todo, confeccionou-se um circuito de proteção que desativa as saídas da lógica, quando houver um curto-circuito ou mesmo sobre-aquecimento da eletrônica e dos motores.

Ainda há uma entrada para os sinais dos fins-de-curso de emergência que permite, quando ativados, a completa desativação

automática das saídas da lógica de passo, desenergizando os motores. Além disso é possível realizar esta operação manualmente, através de botões no painel externo.

Cada placa possui um LED, indicando a sua ativação.

3.3.2 - Eletrônica de potência

Para cada par de bobinas dos motores é necessário um circuito que energize estas em uma seqüência determinada pela lógica de passo. A lógica de passo envia uma série de pulsos de sinal de baixa tensão, 12 v, precisando-se, então, um circuito que amplifique estes pulsos. A eletrônica de potência é um circuito amplificador transistorizado de pulsos digitais. Este amplificador apresenta uma configuração do tipo de ponte H, que é baseada na associação de transistores NPN e PNP (fig. 3.11) para poder ser alimentada de uma fonte unipolar.

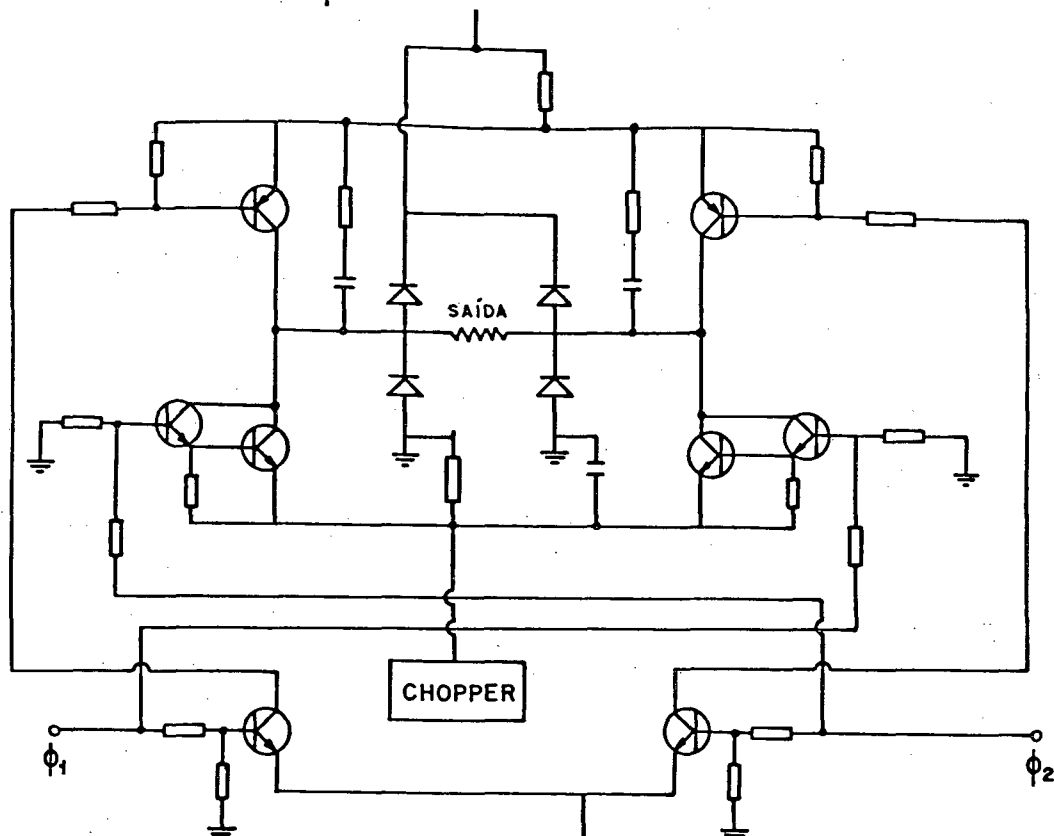


Fig. 3.11 - Amplificador de pulsos digitais.

Nesta configuração o sentido da corrente que passa nas bobinas ("saída") é comandado pelo chaveamento da ponte de transistores; a base destes, por sua vez, é comandada pelo seqüenciamento da lógica de passo de maneira que quando esta é nula, se comanda os transistores de forma a bloquear a corrente.

Para o controle da corrente nos motores, usa-se um sistema de limitação ajustável de corrente (fig. 3.12), utilizando como base um comparador de tensão com histerese. Este controle de corrente é feito através do sensoreamento da corrente de carga em um resistor sensor.

A medição é feita de forma que a tensão sobre este resistor é conduzida ao comparador de tensão que a comparará com o nível de tensão referência de corrente pré-ajustado. Quando a tensão no resistor sensor se tornar igual à tensão do nível alto de referência, o comparador comutará e cortará os transistores de potência. Quando isto ocorrer as correntes da carga diminuirão até que a tensão no resistor sensor cai ao nível baixo de comparação. Então o comparador comutará pondo os transistores de potência novamente em condução. Esta faixa entre o nível alto e baixo de comutação, caracteriza a histerese do sistema. Esta seqüência de chaveamento dos transistores se realiza sucessiva e rapidamente, e se chama "chopper".

Objetivando-se a utilização deste sistema com segurança em ambientes industriais, implementaram-se circuitos de proteção na eletrônica de potência. Estes circuitos protegem o sistema contra os seguintes curto-circuitos: entre os terminais de saída, entre terminais e terra e entre terminais e fonte.

Quando ocorrer um destes eventos haverá uma desativação da energia na eletrônica de potência só retornando ao seu funcionamento através de uma pressão no botão de reset do circuito.

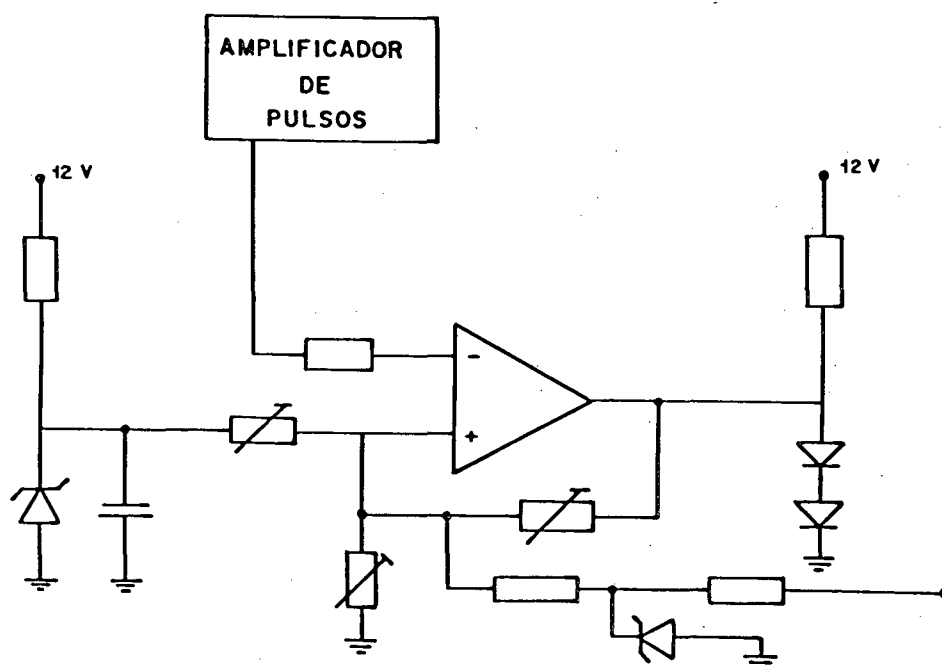


Fig. 3.12 - Comparador de tensão - Chopper.

Para se garantir uma boa segurança, quando ocorrer um curto-circuito na eletrônica de potência, esta envia um sinal à lógica de passo, desativando-a. Com isto não chegará nenhum pulso aos transistores de potência, bloqueando a passagem de corrente para as bobinas dos motores de passo.

3.4 - Comando Numérico

Como já se viu no capítulo 2, é necessário um componente que comande todo o sistema posicionador. Este, um microcomputador, executando um software adequadamente desenvolvido (ver capítulo 4), envia informações para a lógica de passo, determinando o número de passos a serem executados, sua velocidade, bem como quais os motores que estarão em atividade, em que sentido e em que modo.

Também é o microcomputador que funciona como interface homem-máquina pois através dele é feita a entrada de dados-peça.

Verifica-se que a precisão, a rapidez e a segurança de posicionamento dependem enormemente das características do microcomputador; além disso, se bem programado ele tornará as operações do sistema como um todo bastante confortáveis .

3.4.1 - ICOKIT KE - 85

Neste trabalho, utilizou-se como base para o comando um microcomputador ICOKIT-85, fabricado pela Icotron.

Este kit possui como unidade central de processamento um microprocessador I-8085 de 8 bits, da família Intel, com um "clock" de 6,144 MHz e tem para entrada manual de dados um teclado hexadecimal e como saída de dados um conjunto de displays de 7(se- te) segmentos.

Um inconveniente deste sistema é o de se ter de manusear a entrada de dados manual em caracteres hexadecimais. Para facilitar a entrada de programas-"peça", desenvolveu-se uma rotina específica que recebe os dados provenientes de um computador tipo IBM-PC, através da entrada de dados paralela do componente I-8155 e os armazena na memória do KE-85. Desta maneira, fica facilitada a programação do sistema de comando.

O kit possui ainda como características básicas:

- Entrada e Saída: Paralela: 38 linhas (CIs 8755 e 8155)
 - Série : Pinos Sid e Sod-8085
 - Todos sinais compatíveis com TTL
- Memória : ROM: 2K (endereços 0000-07FF)
 - : RAM: 256 Bytes (endereço 2000 - 20FF)
 - Expansão até 64K com hardware adicional.
- Interrupção : 5 níveis (todos compatíveis com TTL)
 - RST 7.5; RST 6.5; RST 5.5, TRAP e INTR.

O microcomputador possui um sistema monitor que permite a comunicação com o usuário. O monitor consiste em um programa em 1K Byte de EPROM (Erasable Programmable Read Only Memory) localizado no início baixo de endereços de memória. O programa monitor é inicializado quando a alimentação for ligada, ou quando a tecla "reset" for pressionada, permitindo ao usuário executar as seguintes operações, utilizando o teclado e o display:

- inserir dados nas memórias;
- examinar e modificar posições de memória;
- executar programas-usuário em RAM com ou sem "break-points";

3.4.2 - Expansão

A partir da estrutura básica deste kit, realizou-se uma expansão do hardware para adequá-lo ao fim proposto. Acrescentou-se uma maior quantidade de memórias RAM, representada por três circuitos integrados I-6116, tendo cada um 2K Bytes de memória, e, ainda, um temporizador I-8253, para realizar a temporização dos pulsos enviados para a lógica de passo.

3.5 - Interligação dos Conjuntos

Após a descrição e detalhamento de todas as partes que compõe o sistema: mesa de coordenada, eletrônica de potência, lógica de passo e microcomputador dedicado, é necessário, agora, apresentar a interligação destes elementos e analisar o sistema como um todo.

Conforme figura 3.13, verifica-se que o microcomputador envia pulsos, devidamente preparados pelo software específico do

sistema, para a lógica de passo. Estes pulsos são temporizados pelo "timer" 8253, que possui um contador programável para cada motor. O timer tem para cada contador um pino "gate" que está ligado a uma das portas do 8155 e com isto é possível habilitar e desabilitar o envio de pulsos através de software. A lógica de passo recebe ainda os sinais que determinam se os motores funcionarão em meio-passo ou passo completo, bem como em que sentido girarão os motores. Estes sinais são enviados por uma das portas do 8155 e portanto possíveis de serem programados.

Uma vez tendo todos os sinais na lógica de passo (passos, modo, sentido, etc...), esta seqüência os pulsos recebidos e estabelece os parâmetros que serão enviados para a eletrônica de potência, que, por sua vez, amplifica o sinal recebido e energiza os motores de passo conforme foi programado o microcomputador.

O microcomputador através do "software" desenvolvido (capítulo 4) estabelece a quantidade do deslocamento angular que terá o eixo de cada motor, definindo-se, assim, o posicionamento dos carros da mesa de coordenadas XY, conforme os dados colocado na memória deste.

Para se ter um sistema com máxima segurança, introduziram-se fins-de-cursos, que estão ligados da seguinte maneira no sistema: os fins-de-curso de segurança vão ao "trap" do microcomputador 8085, que é a interrupção por hardware de máxima prioridade; vão também à eletrônica de potência, a um circuito que desativa todo o sistema. Os fins de curso de delimitação das coordenadas estão ligados em uma porta de entrada do 8155 do microcomputador. Os sinais que vem destes delimitadores são processados por um software específico.

MICROCOMPUTADOR

ELETRÔNICA
DOS
ACIONAMENTOS

MESA DE COORDENADAS

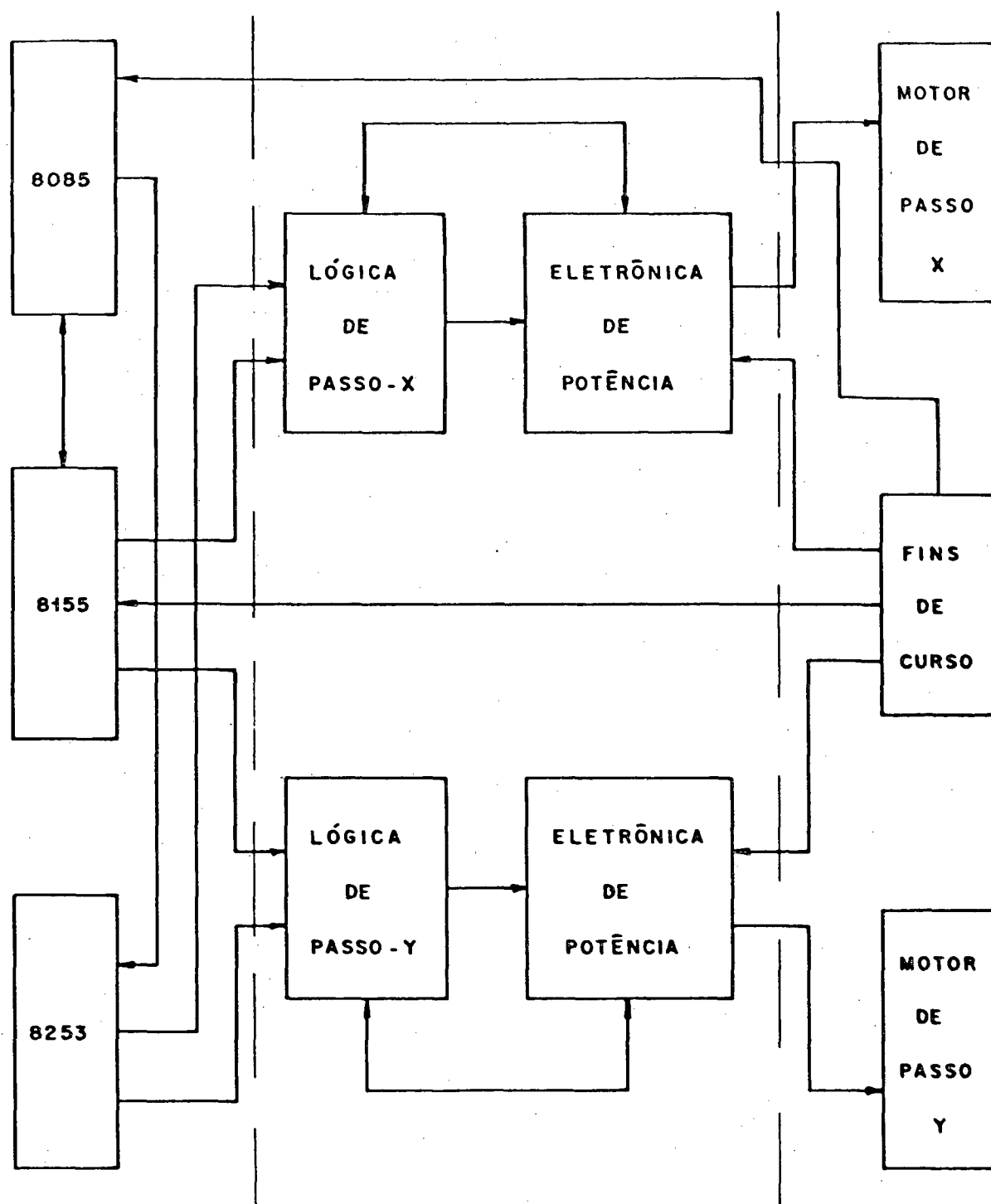


Fig. 3.13 - Sistema completo de comando.

CAPÍTULO IV

PROGRAMAÇÃO DO SISTEMA DE COMANDO DO POSICIONADOR

4.1 - Introdução

Para comandar coordenadamente a mecânica (hardware) e os acionamentos (eletrônica de potência e lógica de passo) realizados, torna-se necessária a programação do microcomputador dedicado usado como CNC.

A programação foi realizada em linguagem Assembler-85, pois sendo esta uma linguagem próxima da de máquina, o microcomputador executa todas as funções programadas mais rapidamente, e, por esta razão, é a mais indicada para a programação de sistemas de comando em tempo real.

Os programas-máquina são realizados em computador do tipo PC-IBM, que realiza a "assemblagem"/13,23/, ou seja, transforma os mnemônicos em códigos hexadecimais através de uma interface de transferência de dados paralela, carregam-se estes programas no microcomputador de comando, utilizando um software específico desenvolvido.

A entrada de dados para a execução dos referidos programas é realizada por um teclado próprio, em decimal com "menu" interativo ou através da interface paralela, via computador principal.

4.2 - Programação de Comando

A programação realizada é composta de um conjunto de programas que realizam o comando do sistema, os cálculos matemáticos, a armazenagem dos dados e a interação operador-máquina.

Esta programação permite que o operador entre com todos os dados em valores decimais (posição desejada dos eixos X e Y e a velocidade de ambos os eixos), bem como decida se o sistema funcionará considerando os dados como sendo valores absolutos ou incrementais.

Para uma melhor compreensão dos programas desenvolvidos será feita a seguir uma descrição das principais rotinas envolvidas com seus respectivos fluxogramas.

4.2.1 - "Menu"

Para iniciar-se a execução da programação é necessário através da instrução própria do monitor chamar o programa "Menu".

Ao ser executado tem-se no visor a palavra "Menu", que ali permanecerá até o operador interferir. A partir desta situação existem várias decisões a serem tomadas, conforme mostra o fluxograma da figura 4.2. Basta apertar a tecla correspondente no teclado (fig. 4.1) e será executado uma subrotina específica.

Pressionando-se as seguintes teclas tem-se:

- "0" - A mesa posicionadora testa todos os fins de curso de referências e se posiciona no ponto zero do sistema.
- "7" - Mostra e modifica o valor do intervalo entre a execução de um par para outro par de coordenadas (x,y).

"C" - Define o modo de execução dos dados : incremental ou absoluto.

Após esta tecla ser pressionada aparece no visor a palavra "dados" e tem-se:

"A" - Entrada de dados do eixo X.

"B" - Entrada de dados do eixo Y.

"D" - Entrada do tempo de passo X (velocidade).

"E" - Entrada do tempo de passo Y (velocidade).

"F" - A programação está pronta para executar os dados armazenados na memória.

Aparece no visor a palavra "run" e tem-se as opções:

"2" - Executar os valores, realizando movimentos independentes dos eixos.

"3" - Executar os valores, realizando movimentos simultâneos dos eixos.

```

+ ---+-----+-----+-----+
| C | D | E | F |
+---+-----+-----+-----+
| 8 | 9 | A | B |
+---+-----+-----+-----+
| 4 | 5 | 6 | 7 |
+---+-----+-----+-----+
| 0 | 1 | 2 | 3 |
+---+-----+-----+-----+

```

Fig.4.1 - Teclado alfa-numérico do computador de comando.

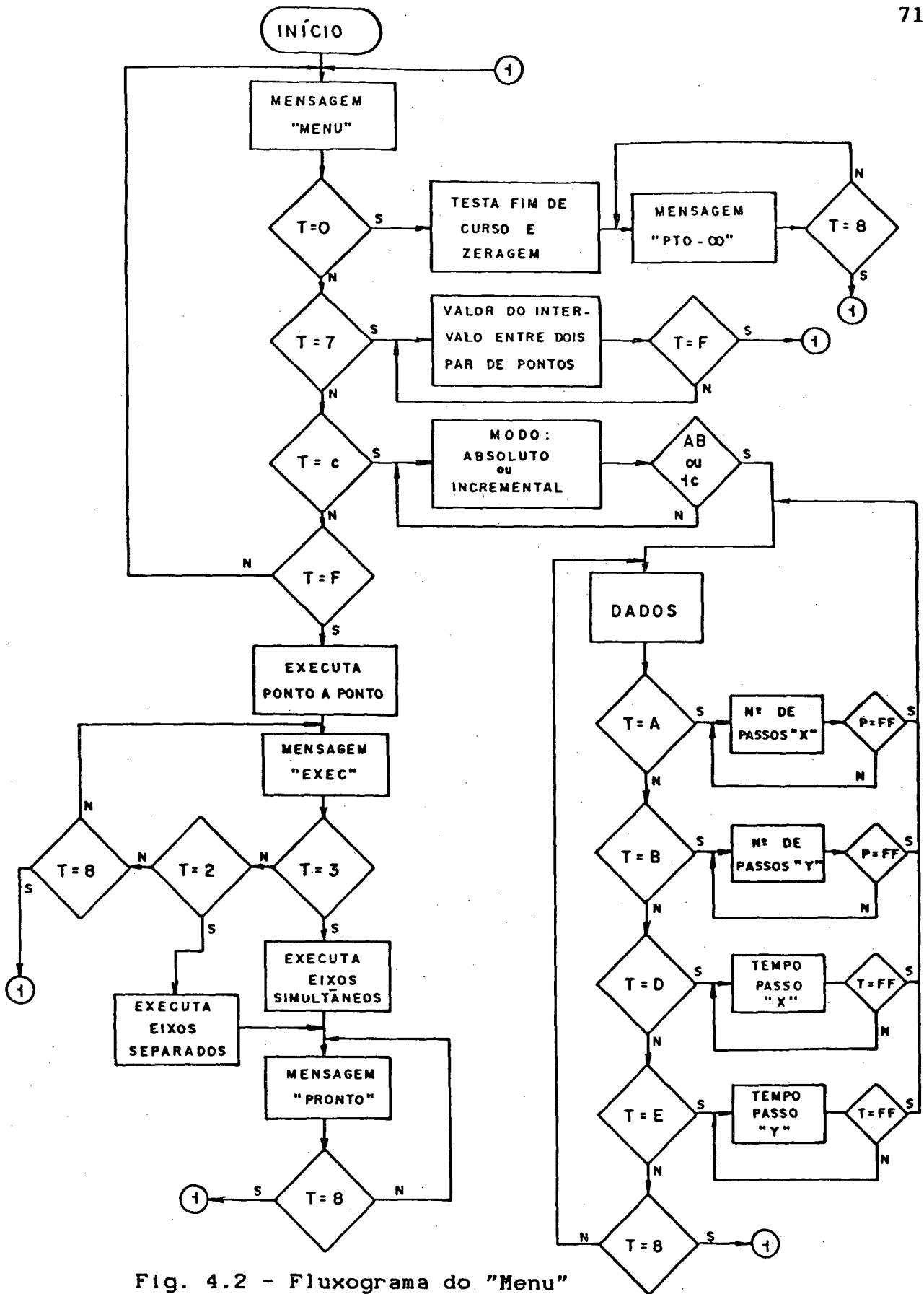


Fig. 4.2 - Fluxograma do "Menu"

Ao final de cada subrotina, basta pressionar a tecla "8" que a programação retorna ao início.

Desta forma, tem-se uma visão completa do sistema operacional da mesa de posicionamento, e vê-se que é extremamente simples operar o sistema, não precisando de maiores conhecimentos de eletrônica, nem de programação de computador.

4.2.2 - Teste dos fins de curso e zeragem

Ao se iniciar a execução do programa-"peça", programa que define as coordenadas e a velocidade dos eixos para uma determinada operação, a partir do computador desligado, deve-se realizar algumas verificações, tais como: teste de todos os fins de curso para uma eventual necessidade, verificar se os carros estão se movimentando nos sentidos especificados, para não incorrer em erro de sentido durante a execução dos programas-peça. E, principalmente, é necessário nesta situação referenciar-se todo o sistema, uma vez que o mesmo não possui realimentação.

Por estas razões efetivou-se este programa que deve ser executado toda vez que se realizar a inicialização do posicionador, partindo-se do sistema de comando desligado ou não.

A partir de qualquer posição em que a mesa posicionadora estiver parada no momento que executar este programa, ela realizará a seguinte movimentação: (Fig. 4.3)

O fluxograma da figura 4.4 mostra o funcionamento de um dos movimentos deste programa, neste caso o do eixo X no sentido positivo, sendo os outros semelhantes a este.

Primeiramente a mesa posicionadora movimenta-se no sentido do eixo x, até encontrar o fim do curso respectivo. Encontrando-o, testa-o e retorna alguns passos para sair deste. Daí completa em seqüência o mesmo procedimento, movimentando-se no sentido positivo do eixo y, logo a seguir no sentido negativo do eixo x e

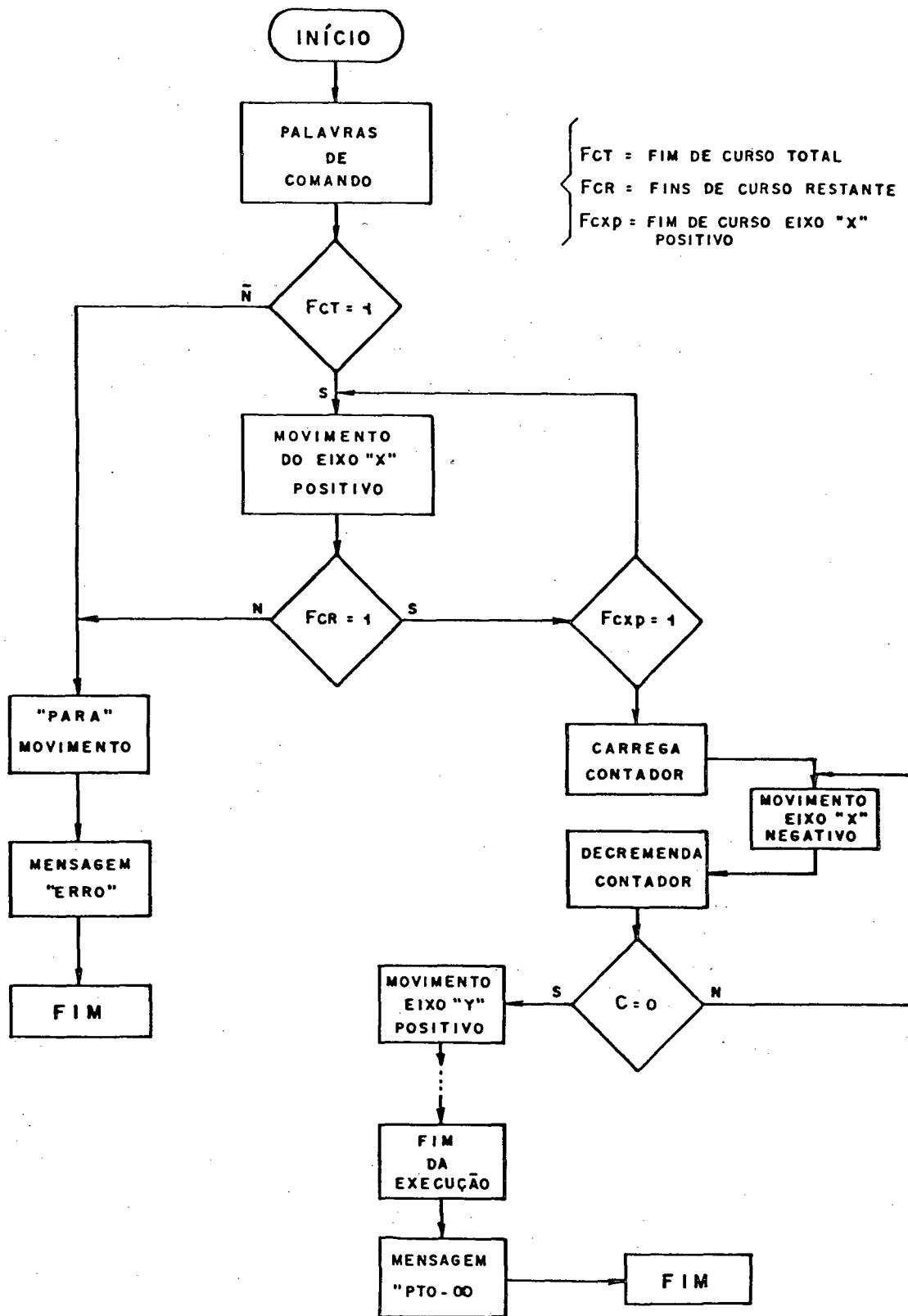


Fig.4.4 - Fluxograma do programa zeragem

O dado introduzido é um valor que será armazenado em uma memória para que no fim da execução de um par de pontos, este va-

lor seja carregado em um contador a ser decrementado até zero. Como a cada laço (loop), necessário para esta rotina, corresponde um tempo fixo gasto, basta multiplicar o valor carregado por este tempo para se ter o tempo do intervalo entre o par de pontos.

Este intervalo é importante principalmente para estabilizar o movimento no instante de sua parada e também é utilizado para que ocorra neste período de tempo o posicionamento de um outro eixo ou semi-eixo, por exemplo, o movimento de execução de um furo, com uma furadeira.

4.2.4 - Modo : absoluto ou incremental

Antes da execução de um programa-peça é necessário informar ao sistema de comando se este deve considerar os dados carregados como sendo valores absolutos ou incrementais.

Valor absoluto quer dizer que todos os dados a serem processados terão como referência o zero máquina do sistema de coordenadas, no qual estão inseridos (neste caso o sistema cartesiano X-Y). E quando são utilizados os valores como incrementais, toma-se como zero o valor anterior, ou seja, ao estipular-se que a mesa posicionadora se movimenta 100 mm incrementais, ela movimentará os 100 mm a partir do local em que se encontra.

Nos dois casos é necessário executar uma rotina matemática para determinar-se a próxima posição dos carros. No modo absoluto, basta realizar-se a diferença entre o dado a ser executado e o que já foi executado, se for positivo o movimento será no sentido positivo do eixo e se for um valor negativo o movimento será negativo com o valor em módulo desta diferença.. Fluxograma na figura 4.5.

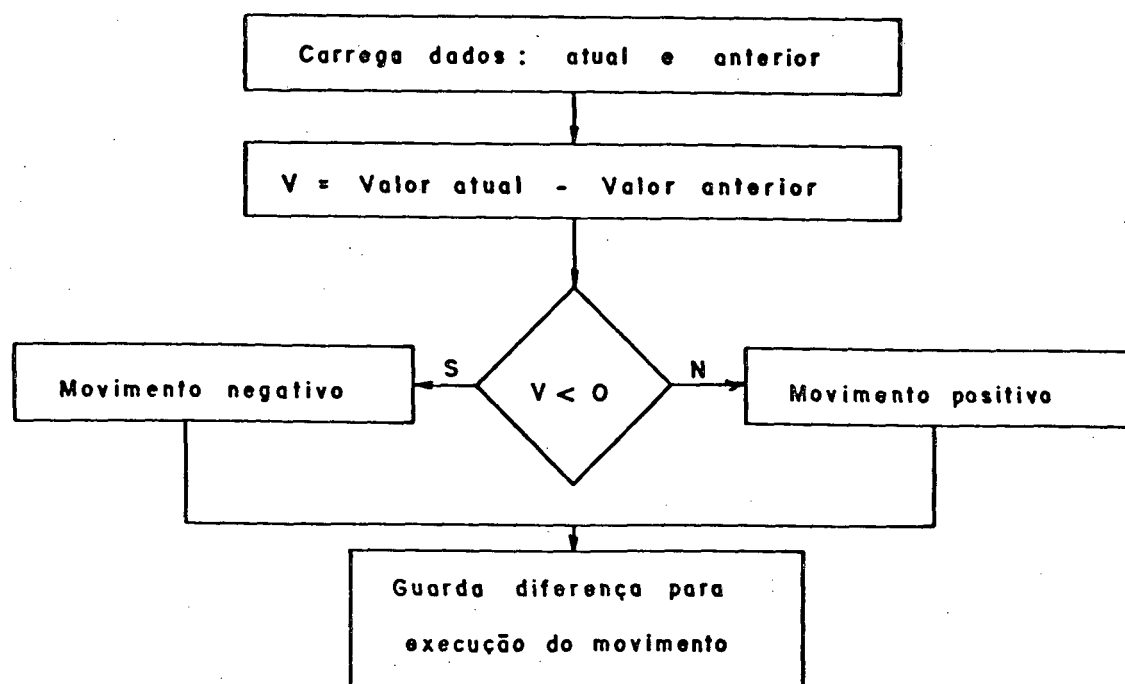


Fig. 4.5 - Fluxograma da rotina da valores absolutos.

Quando são utilizados os dados com valores incrementais é necessário ter um sinal para indicar se o movimento será positivo ou negativo. Neste caso utilizou-se a seguinte notação: valores até 5.000 decimal são positivos e valores acima deste, são negativos, tendo como modulo a diferença entre o dado carregado e 5.000.

Para o cálculo matemático do sentido de movimento e do valor a ser movimentado utiliza-se o complemento em hexadecimal de 5.000 e se faz a diferença entre este complemento e o dado atual, se houver "carry" o movimento deve ser positivo e logicamente se não houver, este movimento deve ser negativo, sendo nos dois casos o módulo do resultado o valor a ser executado posteriormente. Fluxograma na figura 4.6.

Para carregar a opção absoluta ou incremental basta pressionar as teclas que formam os seguintes códigos "A+B" para o modo

absoluto e "1+C" para o incremental e automaticamente o programa salta para a rotina de carregar dados.

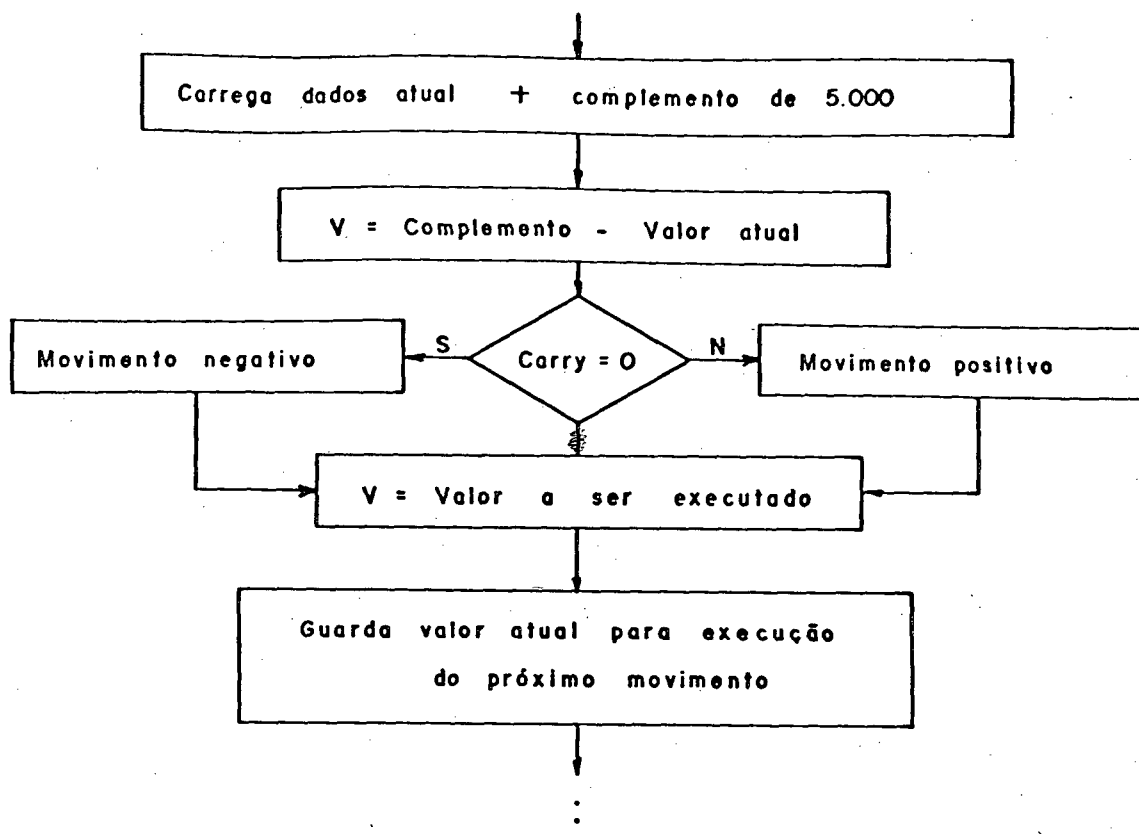


Fig. 4.6 - Fluxograma da rotina de valores incrementais.

Esta rotina é muito importante, pois dependendo de como o desenho é cotado, é mais prático e menos sujeito a erros a programação com um ou outro modo. Desta maneira tem-se uma maior flexibilidade de programação.

4.2.5 - Entrada manual de dados

A entrada manual de dados é feita através do painel do comando.

Como o computador utilizado só funciona com os valores em notação hexadecimal, tornou-se necessário o desenvolvimento de um rotina que transforma os valores decimais de entrada, em valores

hexadecimais executáveis pelo computador. Então, desta maneira, é possível utilizar os valores das coordenadas em notação decimal que é a forma clássica e inteligível por qualquer operador e com isto facilitando a operação do sistema.

Ao entrar na rotina de armazenamento e entrada de dados, surge no display a palavra "dados" e a partir daí é possível carregar os dados das coordenadas dos eixos x e y e as velocidades que os carros terão para executar estes dados.

Quando se pressiona a tecla correspondente, já citada anteriormente, tem-se uma mensagem no display, com um espaço ao lado, onde aparecerão os dados que estarão sendo introduzidos no computador. Estes dados serão armazenados automaticamente em uma posição de memória determinada, para posterior processamento. Ao final da colocação destes dados basta apertar uma sequência da tecla "F" até "FFFF". que o sistema volta automaticamente para a rotina "dados".

Quando se tiver uma série de coordenadas e velocidades cujo último valor da pilha for uma sequência de "F", ter-se-á uma execução de todos os valores das coordenadas e o sistema para no final da execução.

Pode-se ter a necessidade de que esta sequência de coordenadas repita-se por um número indeterminado de vezes, até desligar-se o sistema. Neste caso, basta introduzir o valor "EEEE", antes do sinal de saída de dados "FFFF" e se terá uma execução repetida n vezes.

Como o sistema foi programado para que pudesse ter uma velocidade para cada coordenada, então tornou-se necessário criar-se um sinal para o caso em que haja necessidade de se ter apenas uma velocidade para todas as coordenadas. Nesta situação basta

colocar a velocidade que se precisa e a seguir o valor "FEFE", que haverá uma seqüência de pontos executados com uma mesma velocidade.

Desta forma, verifica-se que o sistema possibilita já na entrada de dados uma definição quanto ao tipo de execução que se terá no final.

No fim da entrada de todos os dados e quando a rotina estiver em "dados", basta pressionar a tecla "8" e o sistema retorna ao menu principal.

4.2.6 - Rotina de execução dos movimentos

Esta rotina é a que realiza, realmente, o posicionamento dos carros, através da execução dos pares de coordenadas armazenados na memória do computador.

Então, após a armazenagem dos dados através das outras rotinas já citadas, basta pressionar a tecla correspondente que este programa executa a movimentação ponto-a-ponto especificada.

Para obter-se uma melhor dinâmica de funcionamento do motor de passo é necessário realizar-se o acionamento deste com uma rampa de aceleração e desaceleração. Então se tem uma rotina que realiza os cálculos matemáticos necessários para haver este procedimento no momento de especificar a velocidade de cada passo do motor.

A partir de uma curva de aceleração e desaceleração previamente calculada e armazenada na memória do computador, a rotina determina o número de passos ascendentes e descendentes, bem como o número de passos a serem realizados com velocidade constante.

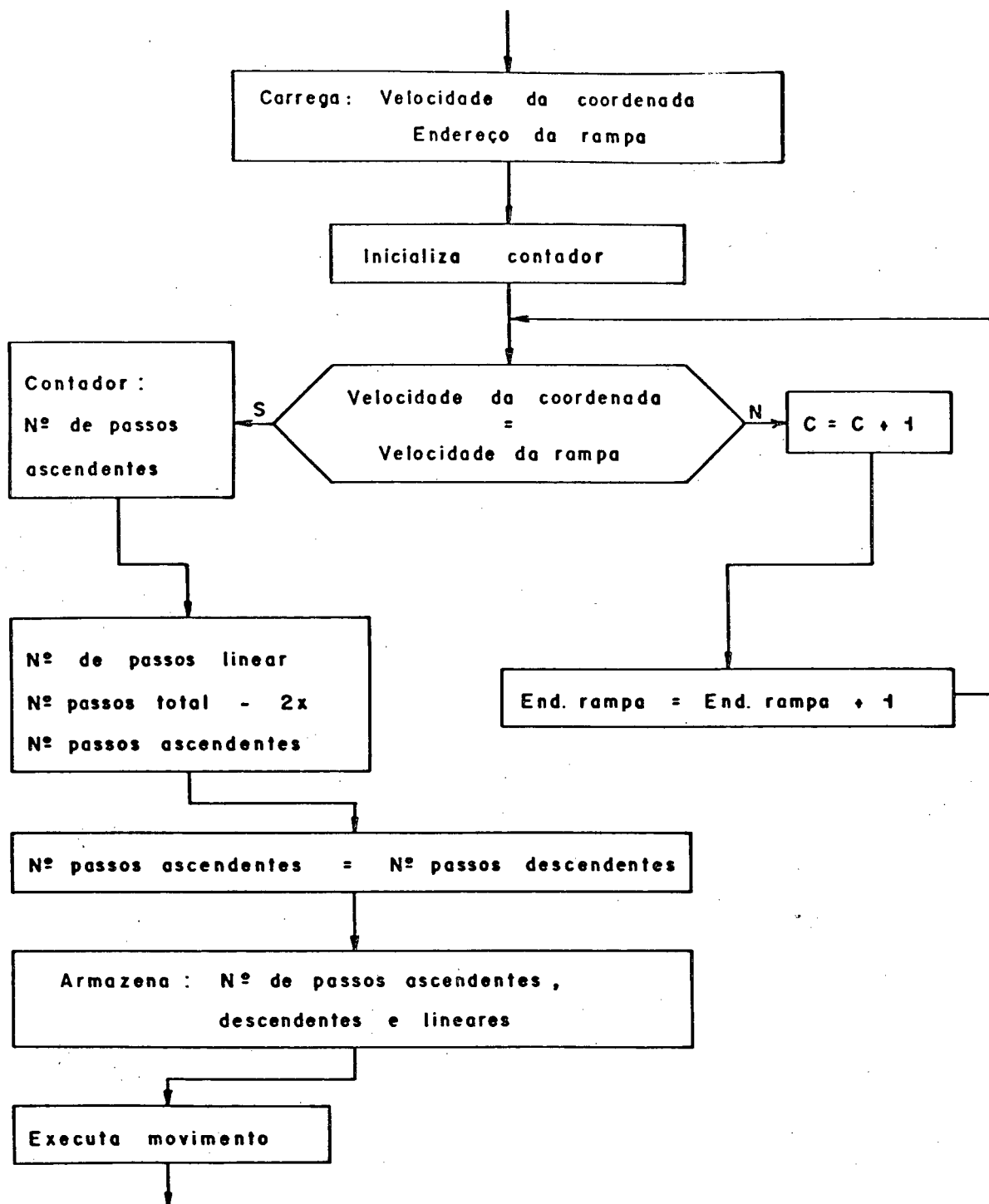


Fig. 4.7 - Determinação do número de passos ascendentes, descendentes e lineares a partir da curva de aceleração e desaceleração.

Conforme o fluxograma da figura 4.7 está mostrando, testa-se o valor atual de velocidade da coordenada a ser executada com os valores da rampa armazenada, e, a partir daí, determina-se o número de passos ascendentes, descendentes e constantes. Então,

a partir do momento que se tem estes valores pode-se executar cada passo com a sua velocidade otimizada para uma melhor situação dinâmica do movimento.

CAPÍTULO V

APLICAÇÃO E ANÁLISE DOS ENSAIOS ESTÁTICOS E DINÂMICOS

5.1 - Introdução

Após o projeto e execução do sistema da mesa de coordenadas, realizou-se o levantamento das suas características estáticas e dinâmicas, tendo como objetivo a determinação e comprovação das condições obtidas com o mecanismo projetado.

Além disto, através destes ensaios, pretende-se sugerir soluções futuras, para uma completa otimização do conjunto.

Os ensaios estáticos realizados foram os de retilineidade, paralelismo, ortogonalidade e posicionamento das trajetórias do carro inferior e superior da mesa de coordenadas, enquanto que o ensaio dinâmico, foi a obtenção da curva de resposta no domínio tempo.

Estes ensaios serão descritos neste capítulo, presente a sua maneira de utilização e a obtenção dos resultados, levando-se em consideração que os instrumentos de medição utilizados são considerados ideais (precisão = 100%).

5.2 - Ensaio Estáticos

Todo o ensaio metrológico precisa ter como base um sistema-padrão de medição. A partir do estudo dos vários sistemas possíveis, optou-se pela utilização de uma Máquina de Medir Coordenadas Tridimensional, disponível no LABMETRO-UFSC, para a realização dos ensaios estáticos dos carros da mesa de coordenadas, já que esta possibilita uma montagem simples e confiável, sem a necessidade de grandes modificações de um ensaio para outro.

Este sistema-padrão utilizado, tem as seguintes características metrológicas e operacionais:

- Fabricante : MITUTOYO
- Faixa de operação : X = 300 mm
Y = 400 mm
Z = 200 mm
- Resolução : 0,0025 mm ou 0,0001"
- Precisão : + (4 + 8L/1000) um
- Repetibilidade : 2 um

A mesa de coordenadas a ser medida é fixada sobre a base da máquina de medir, de forma que possa ser utilizada para todos os ensaios a serem realizados (fig. 5.1). Nesta montagem, utilizando o próprio sistema-padrão nivelou-se e alinhou-se uma das trajetórias.

Entendeu-se realizar primeiramente o levantamento dos dados para o ensaio de posicionamento nos dois eixos da mesa de coordenadas, com o seguinte procedimento: programou-se o microcompu-

tador para posicionar, seqüencialmente, os carros em vários pontos pré-determinados; no momento em que este permanecia em uma posição definida, através do apalpador pontiagudo da máquina de medir, realizava-se a medição sempre na mesma referência da mesa de coordenadas XY.

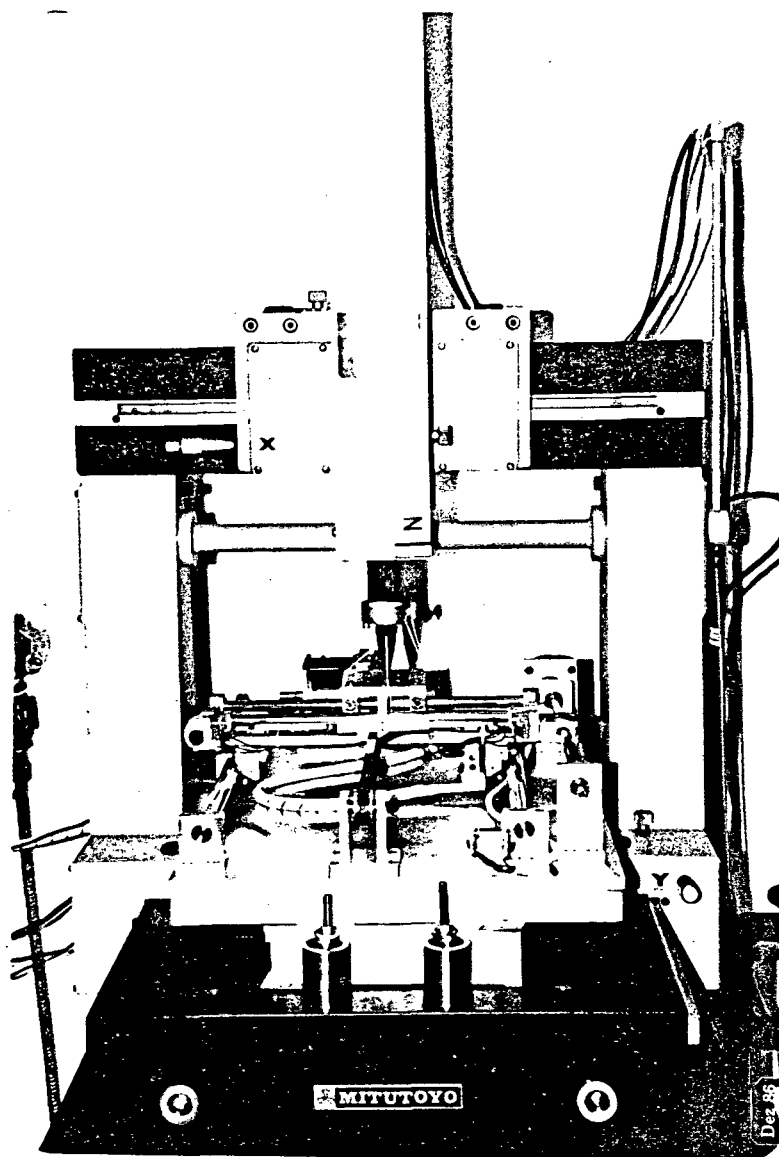


Fig. 5.1 - Sistema completo de medição estática.

A figura 5.2 apresenta os parâmetros estabelecidos na etapa de definição do trabalho que são as posições de medição dos ciclos necessários.

O ensaio realizou-se nos dois sentidos de movimento - procedimento adequado, para verificação da histerese do posicionamento -, bem como em vários ciclos de medição; para verificação da repetibilidade destes resultados.

EIXO X	EIXO Y
Para Y = 90 mm	Para X = 135 mm
Posições de medição	Posições de medição
0	0
40	20
80	40
120	60
160	80
200	100
240	120
	140
	160

Fig. 5.2 - Parâmetros estabelecidos na definição do ensaio de posicionamento.

O processamento da documentação, obtem-se utilizando um programa específico/19/, primeiramente uma tabela dos dados brutos. A partir destes dados, ocorre o processamento, que também é apresentado em forma de tabela, onde se obtém os seguintes parâmetros: posicionamento ideal e real, erro de posicionamento, incerteza dos resultados, variação total e histerese. A partir deste processamento obtém-se, também, o gráfico dos erros de posicionamento.

* DADOS BRUTOS *
Valores em μm

a	b	c	d	e	f
i	Y(1)	Y(2)	Y(3)	Y(4)	Y(5)
1	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2	68.000	48.000	2.000	70.000	60.000
3	86.000	52.000	22.000	99.000	80.000
4	48.000	20.000	-24.000	54.000	22.000
5	68.000	38.000	2.000	84.000	28.000
6	-32.000	-60.000	-78.000	2.000	-50.000
7	34.000	0.000	-40.000	26.000	-16.000
8	-46.000	-88.000	-130.000	-68.000	-100.000
9	-114.000	-134.000	-180.000	-134.000	-156.000
10	-18.000	-52.000	-94.000	-40.000	-60.000
11	-48.000	-82.000	-138.000	-76.000	-94.000
12	-2.000	-24.000	-84.000	-4.000	-22.000
13	-32.000	-58.000	-104.000	-52.000	-34.000
14	-140.000	-80.000	-180.000	-82.000	-200.000

* DADOS PROCESSADOS *

a	b	c	d	e	f	g
i	P. ideal (μm)	P. real (μm)	Erro (μm)	Inc. do res.	Var. total	Media Hist.
1	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-60.200
2	40.000	40.050	49.600	35.035	78.340	-3.200
3	80.000	80.063	67.600	38.285	95.609	20.200
4	120.000	120.024	24.000	38.595	85.302	-31.800
5	160.000	160.044	44.000	40.730	91.075	-4.400
6	200.000	199.956	-43.600	38.121	85.241	-93.600
7	240.000	240.001	0.800	38.006	84.984	-42.800
8	240.000	239.914	-86.400	33.890	89.197	-87.200
9	200.000	199.856	-143.600	31.549	70.547	-100.000
10	160.000	159.947	-52.800	34.999	78.260	-96.800
11	120.000	119.912	-87.600	41.129	91.966	-111.600
12	80.000	79.973	-27.200	41.704	93.253	-94.800
13	40.000	39.944	-56.000	35.422	81.441	-105.600
14	0.000	-0.136	-136.400	68.869	153.995	-135.400

Fig. 5.3 - Tabela de dados brutos e processados

Ensaio de posicionamento do eixo X.

Na figura 5.3, obtém-se a tabela dos dados brutos e processados do ensaio do eixo X e a partir desta tabela observa-se que este ensaio apresenta uma variação média em torno de 80 μm e uma histerese máxima de 136,4 μm . No gráfico dos erros (fig. 5.4) verifica-se que o erro médio é em torno de -30 μm , em função da reta de referência obtida pelo MMQ (método dos mínimos quadrados) para todos os pontos do ensaio. E, ainda, desconsiderados os pontos 9 e 14, que apresentam valores atípicos, verifica-se um erro máximo de posicionamento de 87,6 μm .

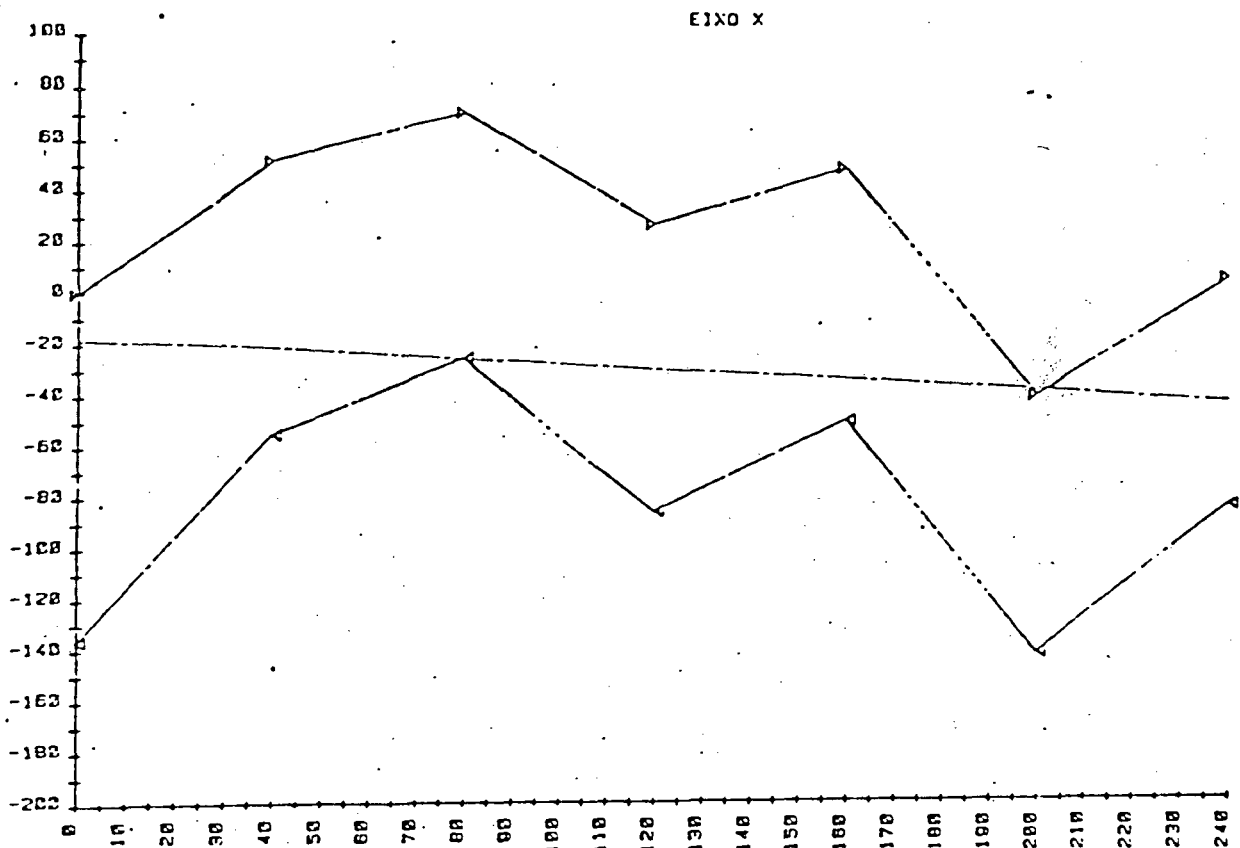


Fig. 5.4 - Gráfico dos erros de posicionamento -
Eixo X.

Analisando as tabelas dos dados brutos e processados (fig. 5.5) e, ainda, o gráfico dos erros de posicionamento (fig. 5.6) do ensaio do eixo Y, verifica-se que apresentam os seguintes resultados: variação dos dados menos constante, com valores relativamente altos, em torno de 300 μm e uma histerese máxima de -201 μm . Um erro de posicionamento médio em torno de 70 μm e um erro máximo de 207 μm .

• DADOS BRUTOS •
Valores em um

a	b	c	d	e
i	Y(1)	Y(2)	Y(3)	Y(4)
1	0	0	0	0
2	206	174	170	280
3	36	134	93	134
4	138	64	-16	174
5	238	222	34	160
6	146	156	110	140
7	156	206	132	200
8	204	180	116	222
9	114	-168	174	306
10	-190	-14	-140	-36
11	88	56	8	116
12	102	114	70	116
13	144	176	98	184
14	104	156	90	100
15	-216	34	-28	18
16	30	44	22	-22
17	70	130	126	124
18	120	-180	-162	80

• DADOS PROCESSADOS •

a	b	c	d	e	f	g
i	P. ideal (mm)	P. real (mm)	Erro (mm)	Inc. do carro	Carro deslocado	Carro deslocado
1	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-17.750
2	20.000	20.202	207.500	81.516	163.033	160.000
3	40.000	40.101	100.500	73.964	147.929	59.500
4	60.000	60.090	90.000	134.730	259.460	21.000
5	80.000	80.164	163.500	148.248	296.497	138.000
6	100.000	100.132	138.000	31.678	63.357	144.250
7	120.000	120.174	173.500	56.847	113.694	137.000
8	140.000	140.181	180.500	74.103	148.205	123.750
9	160.000	160.107	106.500	319.684	639.368	5.750
10	160.000	159.905	-95.000	134.159	262.317	-201.500
11	140.000	140.067	67.000	74.154	149.309	-113.500
12	120.000	120.101	100.500	34.004	68.008	-73.000
13	100.000	100.151	150.500	62.455	124.909	12.500
14	80.000	80.113	112.500	47.347	94.653	-51.000
15	60.000	59.952	-48.000	184.067	368.134	-138.000
16	40.000	40.019	18.500	45.584	91.167	-82.000
17	20.000	20.113	112.500	45.509	91.017	-95.000
18	0.000	-0.036	-35.500	251.973	503.947	-35.500

Fig. 5.5 - Tabela de dados brutos e processados -
Ensaio de posicionamento do eixo Y.

Desta maneira fica clarificado que os dois ensaios apresentam valores diferentes nos seus resultados, e, a partir deles, pode-se fazer uma análise comparativa destes resultados, da seguinte maneira:

- Os carros ensaiados possuem concepções de projeto e montagem diferentes, o que já explica uma diferença nos resultados;

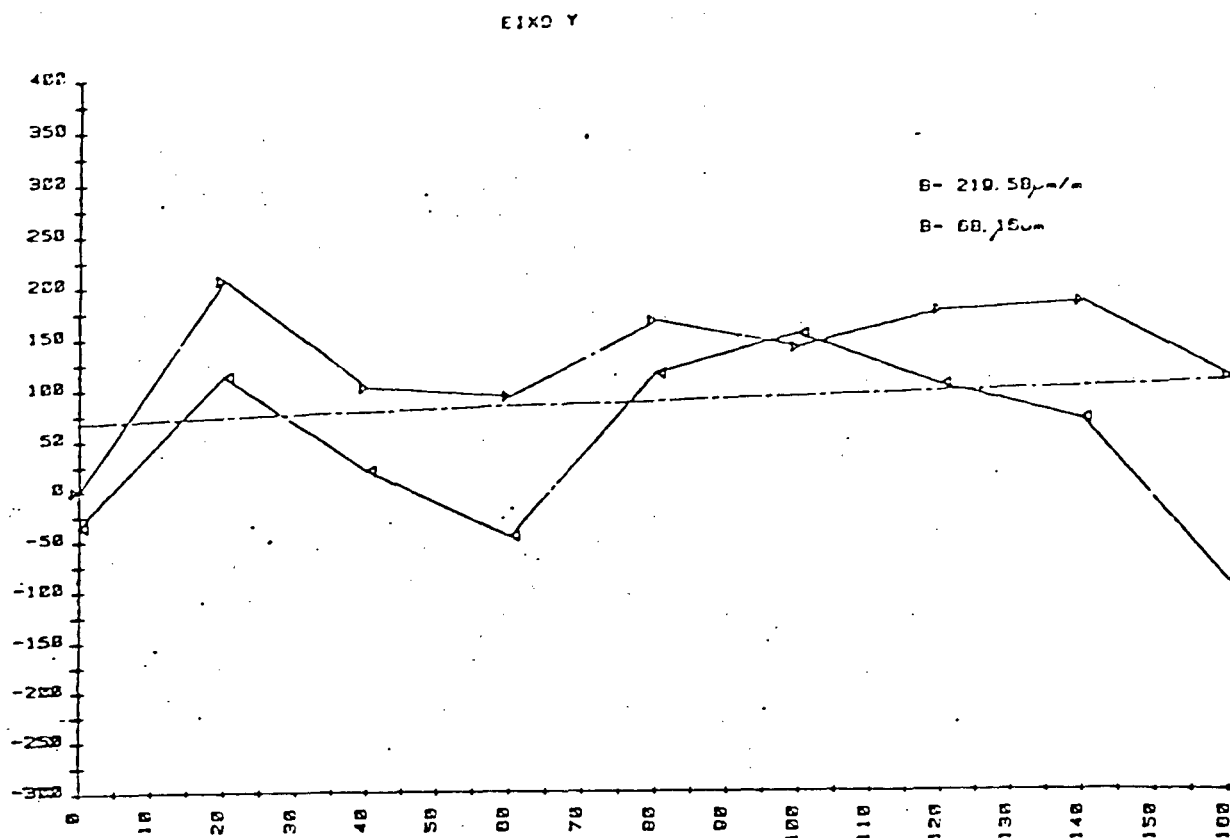


Fig. 5.6 - Gráfico dos erros de posicionamento -
Eixo Y.

- O sistema utilizado para a medição, por ter a necessidade de ser colocado em contato com os carros no momento da aquisição dos dados, e uma vez que este tem uma significativa massa, colabora para que se tenha uma maior variação dos resultados;

- Os motores de passo utilizados para o acionamento dos carros ensaiados, apresentam um erro de passo médio de 5%, o que já oportuniza, por si só, um erro de posicionamento médio de 10 μm , uma vez que a resolução do sistema é de 0,2 mm;

- O ensaio do eixo X apresenta valores razoáveis para os erros de posicionamento, o que habilita o sistema para as funções

para a qual foi projetado. Isto é comprovado tendo presente que o erro máximo de posicionamento é de 40% da resolução e o erro médio está em torno de 10%, o que atende as exigências de aplicação programada;

- O ensaio do eixo Y, apresenta valores maiores para todos os parâmetros. A explicação para estas diferenças está no acionamento do carro superior, feito por um mecanismo (ver item 3.2.1), que possui um eixo por onde desliza uma polia. Como este eixo está sendo acionado pela correia sincronizadora, então, entre os seus apoios, existe uma pequena flexão progressiva, a medida que se aproxima do meio deste eixo. Esta flexão torna-se um erro sistemático de posicionamento, e, ainda, como a polia possui torque em face dos pinos que deslizam dentro da ranhura do eixo, estes estão sujeitos a folgas, pelos desgastes e desajustes, causando uma parcela de erros aleatórios.

Uma vez levantados e analisados os parâmetros dos ensaios de posicionamentos, partiu-se para a realização dos outros ensaios.

Utilizando-se praticamente a mesma montagem do ensaio anterior, realizou-se o levantamento dos dados, em quatro trajetórias e em pontos diferentes daqueles já ensaiados, características estas mostradas na figura 5.7. Estes valores obtidos, por sua vez, ensejaram a possibilidade de se realizar os quatro ensaios de retilineidade, com os quais, como já demonstrado no item 2, podem ser obtidos os erros de ortogonalidade e paralelismo destas trajetórias.

EIXO X		EIXO Y	
Posição 1 =	0 mm	Posição 3 =	0 mm
2 =	180 mm	4 =	270 mm
Ensaio 1		Ensaio 3	
mesa xy		mesa xy	
Aqu. p/ teclado		Aqu. p/ teclado	
Pos. de medição:		Pos. de medição:	
Sent. cresc.		Sent. cresc.	
1	0	1	0
2	30	2	20
3	60	3	40
4	90	4	60
5	120	5	80
6	150	6	100
7	180	7	120
8	210	8	140
9	240	9	160
10	270	10	180
Sent. decresc.		Sent. decresc.	
mesmas posições		mesmas posições	
Ensaio 2		Ensaio 4	
mesa xy		mesa xy	
Aqu. p/ teclado		Aqu. p/ teclado	
Mesmas posições		Mesmas posições	

Fig. 5.7 - Parâmetros estabelecidos na definição do ensaio de retilidade.

Para a realização do ensaio de retilidade utilizou-se a mesma montagem do ensaio de posicionamento, mas só que, neste caso, a máquina de medir não suportaria as paradas e partidas bruscas dos motores de passo. Fixou-se, então, o apalpador do sistema de medição no carro superior do conjunto e efetuou-se o deslocamento manual para cada posição estipulada, e, nestas posições, levantou-se os afastamentos da trajetória.

Da mesma forma que no ensaio anterior, foram realizadas medições nos dois sentidos de movimento e em vários ciclos.

Ensaio	1	Ensaio	2
mesa XY		mesa XY	
Num. ciclos:	4	Num. ciclos:	4
RR (mmq)		RR (mmq)	
do ponto	1	do ponto	1
ao ponto	20	ao ponto	20
ER =	72,6	ER =	66,9
ER+=	46,8	ER+=	38,6
ER-=	-25,8	ER-=	-28,3
Erro de alinh.:		Erro de alinh.:	
O=	-239 um/m	O=	-232 um/m
D=	-2 um	D=	-2 um

Fig. 5.8 - Erro de retilidade e de alinhamento das retas de referências - Ensaio 1 e 2.

Para o processamento dos dados utilizou-se o mesmo "software" já citado, e, neste caso, ele apresenta também uma tabela dos dados brutos. E na tabela dos dados processados, por outro lado, verificou-se outros fatores apresentados que são: posição de

medição, afastamento, incerteza do resultado, variação total, inclinação, erro corrigido e histerese. Neste ensaio, finalmente, obtém-se, também, o gráfico dos erros de afastamento.

Ensaio	3	Ensaio	4
mesa XY		mesa XY	
Num. ciclos:	4	Num. ciclos	4
RR (mmq)		RR (mmq)	
do ponto	1	do ponto	1
ao ponto	20	ao ponto	20
ER =	59,1	ER =	69,2
ER+=	29,6	ER+=	31,6
ER-=	-29,6	ER-=	-37,6
Erro de alinh.:		Erro de alinh.:	
O=	2380 um/m	O=	1464 um/m
D=	30 um	D=	32 um

Fig. 5.9 - Erro de retilidade e de alinhamento das retas de referências - Ensaio 3 e 4.

A partir dos dados processados observam-se na figura 5.8 e 5.9, os valores dos erros de retilidade dos quatro ensaios, bem como o erro de alinhamento da reta de referência obtida pelo método dos mínimos quadrados (MMQ). Nota-se, ainda, que nestes resultados não entra em consideração a variação total e são processados desde o ponto 1 até o 20.

Após este processamento que mostra os erros de retilidade em cada trajetória, obtém-se as tabelas de dados processados (figs. 5.10, 5.11, 5.12 e 5.13) ,e os gráficos dos erros de afastamento (figs. 5.14, 5.15, 5.16 e 5.17).

• DADOS BRUTOS •
Valores em UM

a	b	c	d	e
i	Y(1)	Y(2)	Y(3)	Y(4)
1	0	0	0	0
2	-20	-12	-14	-18
3	-24	-16	-12	-20
4	-26	-20	-24	-24
5	-40	-34	-40	-38
6	-56	-46	-52	-50
7	-84	-54	-72	-70
8	-88	-68	-82	-74
9	-86	-66	-88	-78
10	-40	-20	-28	-32
11	-26	-16	-17	-20
12	-86	-68	-74	-72
13	-64	-66	-60	-62
14	-60	-42	-54	-56
15	-28	-32	-46	-34
16	-20	-24	-40	-28
17	-12	-12	-14	-9
18	-8	-4	-8	-2
19	12	8	-4	4
20	2	10	0	6

• DADOS PROCESSADOS •

a	b	c	d	e	f	g	h
i	Posicao (mm)	Afast. (um)	Inc. do res.	Var. total	Inclin. (ua/a)	Erro corrig.	Media hist.
1	0.00	0.00	0.00	0.00	\$\$\$\$\$\$\$\$	8.57	10.82
2	30.00	-16.00	5.84	11.63	-277.50	-0.35	10.15
3	60.00	-18.00	8.26	16.52	169.00	4.72	10.97
4	90.00	-23.50	4.03	8.35	52.42	6.29	12.29
5	120.00	-38.00	4.53	9.05	-247.50	-1.14	3.86
6	150.00	-51.00	6.66	13.32	-197.50	-7.05	0.94
7	180.00	-70.00	19.73	39.45	-397.50	-13.99	-10.49
8	210.00	-78.00	14.07	28.14	-30.91	-19.92	-12.42
9	240.00	-79.50	15.97	31.95	185.76	-14.35	-12.10
10	270.00	-30.00	13.32	26.65	1885.76	42.23	47.35
11	270.00	-19.75	7.20	14.43	\$\$\$\$\$\$\$\$	52.43	10.25
12	240.00	-75.00	12.39	24.79	2077.42	-9.85	4.50
13	210.00	-63.00	4.11	8.26	-164.24	-4.92	15.00
14	180.00	-53.00	12.39	24.79	-97.59	-1.99	17.00
15	150.00	-35.00	12.39	24.79	-364.24	8.94	16.00
16	120.00	-28.00	13.83	27.65	2.42	8.86	10.00
17	90.00	-11.50	4.03	8.05	-314.24	18.29	12.00
18	60.00	-5.50	4.80	9.60	35.76	17.22	12.50
19	30.00	5.00	10.93	21.86	-114.24	20.65	21.00
20	0.00	4.50	7.10	14.19	252.42	13.07	4.50

Fig. 5.10 - Tabela dos dados brutos e processados -
Ensaio de retilidade do eixo X (1).

• DADOS BRUTOS •
Valores em UM

a	b	c	d	e
i	Y(1)	Y(2)	Y(3)	Y(4)
1	0	0	0	0
2	-4	-2	2	-10
3	-10	-16	-6	-20
4	-26	-24	-20	-32
5	-36	-34	-38	-44
6	-56	-60	-52	-50
7	-68	-70	-64	-76
8	-78	-76	-78	-84
9	-70	-84	-68	-84
10	-26	-20	-24	-34
11	-30	-34	-24	-44
12	-56	-50	-52	-66
13	-50	-48	-46	-56
14	-56	-44	-43	-60
15	-36	-34	-35	-44
16	-28	-20	-32	-30
17	-16	-12	-14	-20
18	-10	-6	-9	-10
19	-2	-2	-6	-8
20	10	4	14	10

• DADOS PROCESSADOS •

a	b	c	d	e	f	g	h
i	Posicao (mm)	Afast. (um)	Inc. do res.	Var. total	Inclin. (ua/a)	Erro corrig.	Media hist.
1	0.00	0.00	0.00	0.00	\$\$\$\$\$\$\$\$	5.33	10.09
2	30.00	-3.50	8.00	16.00	130.91	9.25	7.75
3	60.00	-13.00	9.95	19.90	-69.09	7.13	9.43
4	90.00	-25.50	8.00	16.00	-169.09	2.11	7.11
5	120.00	-38.00	6.91	13.83	-169.09	-2.96	2.29
6	150.00	-56.50	5.47	10.93	-369.09	-14.04	-4.54
7	180.00	-69.50	8.00	16.00	-185.76	-19.61	-10.86
8	210.00	-79.00	5.54	11.09	-69.09	-21.68	-8.43
9	240.00	-76.50	13.92	27.84	330.91	-11.75	-1.50
10	270.00	-26.00	9.42	18.84	1930.91	46.17	42.67
11	270.00	-33.00	13.45	26.90	\$\$\$\$\$\$\$\$	39.17	-7.00
12	240.00	-56.00	11.33	22.78	1014.24	8.75	20.50
13	210.00	-52.50	14.64	29.27	130.91	4.82	26.50
14	180.00	-52.00	11.68	23.37	230.91	-2.11	17.50
15	150.00	-37.50	7.10	14.19	-235.76	4.96	19.00
16	120.00	-27.50	8.42	16.83	-85.76	7.54	10.50
17	90.00	-15.50	5.47	10.93	-152.42	12.11	10.00
18	60.00	-8.50	3.06	6.13	14.24	11.68	4.50
19	30.00	-6.50	5.47	10.93	180.91	6.25	-3.00
20	0.00	9.50	6.60	13.19	-285.76	14.83	9.50

Fig. 5.11 - Tabela dos dados brutos e processados -
Ensaio de retilidade do eixo X (2).

• DADOS BRUTOS •
Valores em μm

a	b	c	d	e
i	Y(1)	Y(2)	Y(3)	Y(4)
1	0	0	0	0
2	64	53	60	62
3	123	113	123	120
4	186	182	184	182
5	244	232	240	242
6	288	274	282	290
7	332	318	326	320
8	372	356	362	360
9	390	338	386	384
0	440	430	436	438
1	448	432	440	442
2	410	394	400	396
3	380	366	370	374
4	338	328	334	330
5	296	282	290	292
6	248	234	230	232
7	198	186	190	188
8	138	126	130	132
9	80	68	76	70
0	18	4	10	12

• DADOS PROCESSADOS •

a	b	c	d	e	f	g	h
i	Posicao (mm)	Afast. (μm)	Inc. do res.	Var. total	Inclin. ($\mu\text{m}/\text{m}$)	Erro corrig.	Media Hist.
1	0.00	0.00	0.00	0.00	\$\$\$\$\$\$\$\$	-25.03	-19.53
2	20.00	61.00	4.13	8.26	665.08	-11.73	-5.49
3	40.00	122.25	6.96	13.92	677.50	1.82	6.45
4	60.00	173.50	3.06	6.13	677.50	15.37	18.87
5	80.00	239.50	8.42	16.83	415.03	23.67	21.92
6	100.00	291.00	9.24	18.43	-309.92	17.42	21.93
7	120.00	324.00	10.12	20.24	-234.92	12.78	17.03
8	140.00	352.50	10.89	21.78	-459.92	3.58	8.59
9	160.00	397.00	4.13	8.26	-1159.92	-12.62	-13.12
0	180.00	436.00	5.91	13.83	65.03	-18.32	-16.07
1	180.00	440.50	10.57	21.15	\$\$\$\$\$\$\$\$	-13.82	4.50
2	160.00	400.00	11.39	22.78	-359.92	-6.62	13.00
3	140.00	372.50	9.56	19.11	-1009.92	13.53	10.00
4	120.00	332.50	7.13	14.19	-394.92	21.28	8.50
5	100.00	290.00	9.42	18.84	-259.92	26.43	9.00
6	80.00	236.00	13.06	26.13	315.03	20.17	-3.50
7	60.00	190.50	8.42	16.83	-109.92	22.37	7.00
8	40.00	131.50	8.00	16.00	565.08	11.07	9.25
9	20.00	73.50	8.31	17.62	515.08	0.77	12.50
0	0.00	11.00	9.24	18.43	740.03	-14.03	11.00

Fig. 5.12 - Tabela dos dados brutos e processados -
Ensaio de retilidade do eixo Y (3).

• DADOS BRUTOS •
Valores em μm

a	b	c	d	e
i	Y(1)	Y(2)	Y(3)	Y(4)
1	0	0	0	0
2	60	60	58	56
3	96	98	100	96
4	134	134	136	136
5	162	160	160	164
6	198	196	198	200
7	220	216	224	220
8	238	232	240	236
9	250	244	256	258
0	260	258	270	268
1	266	262	272	270
2	258	252	264	260
3	248	242	252	252
4	226	222	232	230
5	198	192	204	200
6	164	158	166	162
7	130	126	136	134
8	98	94	102	100
9	56	52	62	58
0	-8	-10	-2	-4

• DADOS PROCESSADOS •

a	b	c	d	e	f	g	h
i	Posicao (mm)	Afast. (μm)	Inc. do res.	Var. total	Inclin. ($\mu\text{m}/\text{m}$)	Erro corrig.	Media Hist.
1	0.00	0.00	0.00	0.00	\$\$\$\$\$\$\$\$	-33.65	-36.65
2	20.00	58.50	3.06	6.13	1495.61	-3.74	-4.49
3	40.00	97.50	3.06	6.13	520.61	6.67	7.17
4	60.00	135.00	1.85	3.70	445.61	15.58	13.83
5	80.00	161.50	3.06	6.13	-104.39	13.49	13.99
6	100.00	198.00	2.61	5.23	395.61	21.41	21.66
7	120.00	220.00	5.23	10.45	-329.39	14.82	18.57
8	140.00	236.50	5.47	10.93	-604.39	2.73	8.73
9	160.00	252.00	10.12	20.24	-654.39	-10.36	-7.11
0	180.00	264.00	9.42	18.84	-829.39	-26.95	-25.20
1	180.00	257.50	7.10	14.19	\$\$\$\$\$\$\$\$	-23.45	3.50
2	160.00	253.50	0.00	16.00	-979.39	-3.86	6.50
3	140.00	248.50	7.56	15.12	-929.39	14.73	12.00
4	120.00	227.50	7.10	14.19	-379.39	22.32	7.50
5	100.00	193.50	8.00	16.00	20.51	21.91	0.50
6	80.00	162.50	5.47	10.93	370.51	14.43	1.00
7	60.00	131.50	7.13	14.19	120.61	12.09	-3.50
8	40.00	93.50	5.47	10.93	220.61	7.57	1.00
9	20.00	57.00	6.65	13.32	645.61	-5.24	-1.50
0	0.00	-5.00	5.81	11.63	1720.51	-39.65	-6.00

Fig. 5.13 - Tabela dos dados brutos e processados -
Ensaio de retilidade do eixo Y (4).

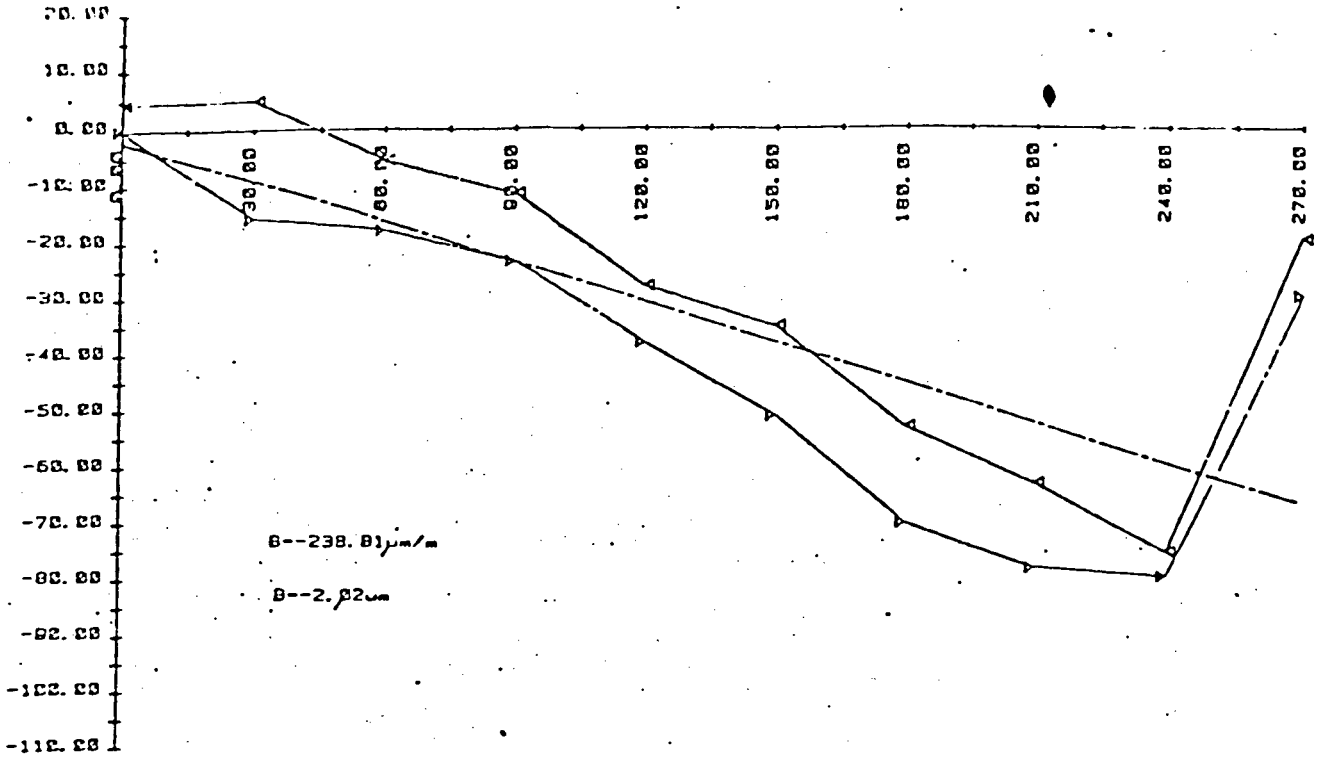


Fig. 5.14 - Gráfico dos erros de retilidade - Ensaio 1 do eixo X.

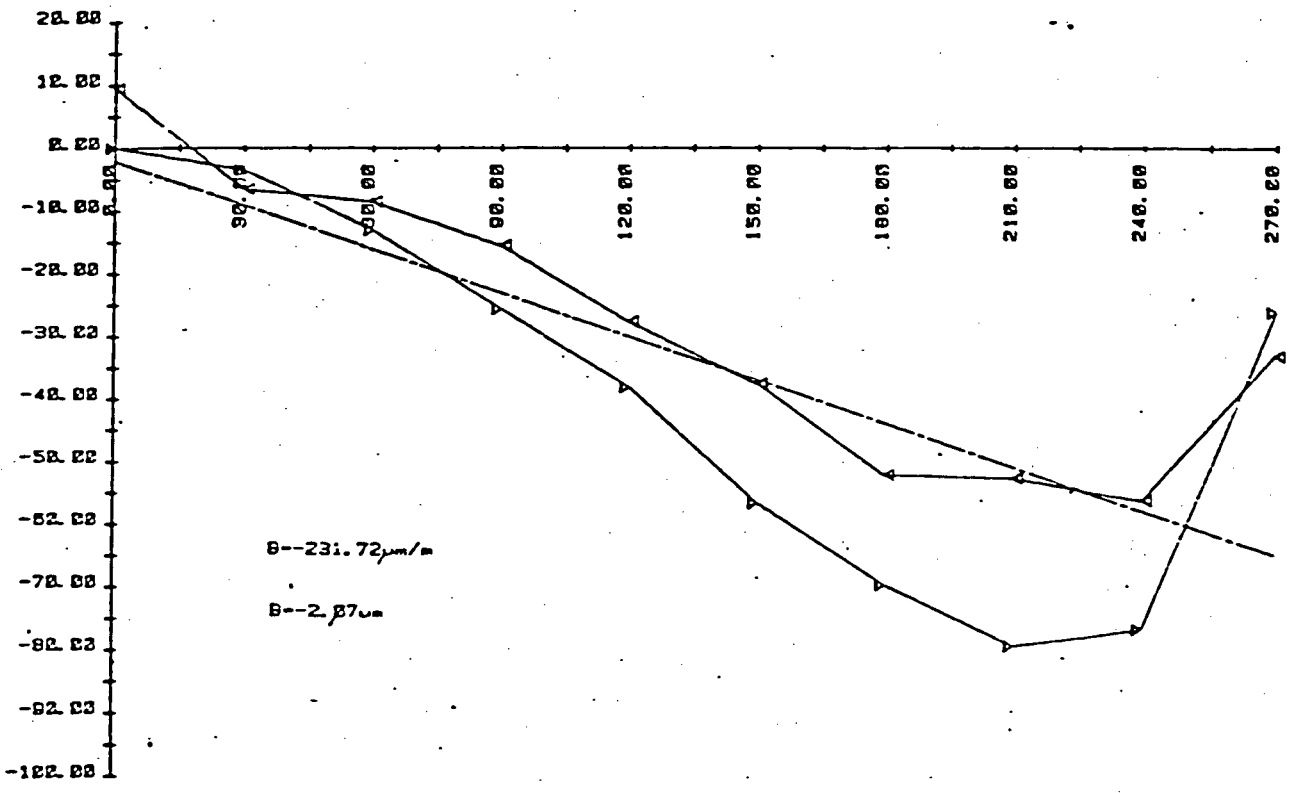


Fig. 5.15 - Gráfico dos erros de retilidade - Ensaio 2 do eixo X.

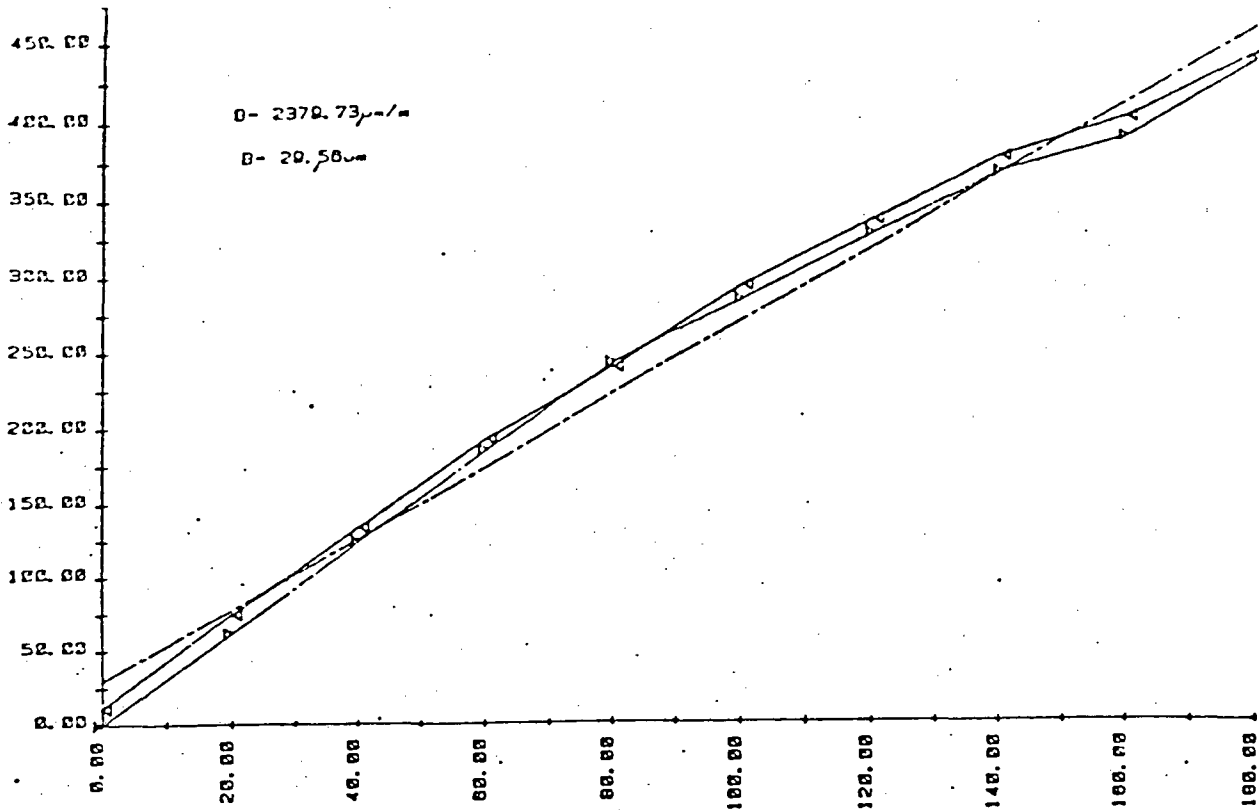


Fig. 5.16 - Gráfico dos erros de retilidade - Ensaio 3 do eixo Y.

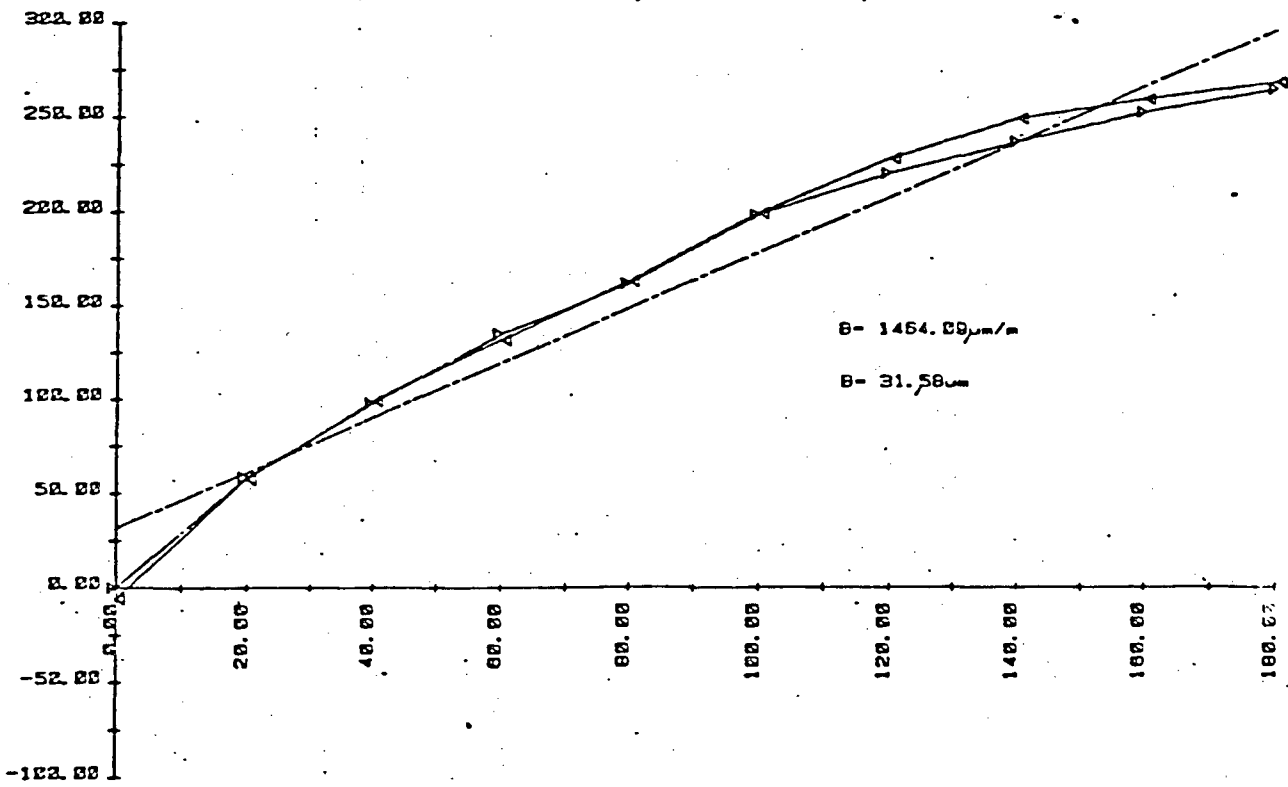


Fig. 5.17 - Gráfico dos erros de retilidade - Ensaio 4 do eixo Y.

Realizando-se uma análise destes resultados, pode-se concluir o seguinte:

- Como existe um erro de retilidade variando entre 59,1 e 72,6 um, verifica-se que nas quatro trajetórias, os erros são bastante próximos. Podem ter como provável causa o erro de retilidade das guias sobre as quais se deslocam os rolamentos, uma vez que estas foram revestidas com uma camada de cromo-duro, e, por isto, podem ter irregularidades, como também, por deformações ao longo das guias, sujeitas à flexão;

- Observa-se, ainda, neste ensaio que não se verificam erros diferenciados para os eixos X e Y. Portanto, a conclusão é que as concepções diferentes de acionamento não interferem na retilidade;

- Nestes ensaios, como o apalpador está fixo na mesa de coordenadas, verifica-se que há uma pequena variação dos resultados. Assim, no ensaio de posicionamento o procedimento influíu no resultado final, o que não deveria ocorrer;

- A histerese de todos os ensaios de retilidade são baixas, provavelmente pelo posicionamento manual dos pontos escolhidos;

- O erro de alinhamento no eixo X é pequeno, ficando em 239 um/m para o ensaio da trajetória 1 e 232 um/m para o ensaio 2, isto é, em torno de 48'' de grau o desalinhamento da reta de referência com a reta-padrão.

- No eixo Y os valores de desalinhamento são maiores. Para o ensaio da trajetória 3 é de 2380 $\mu\text{m}/\text{m}$, em torno de $8'11''$ de grau e no ensaio 4 é de 1464 $\mu\text{m}/\text{m}$, em torno de $5'2''$ de grau.

- Os erros de alinhamentos são causados primeiramente pela montagem da mesa de coordenadas na máquina de medir coordenadas tridimensional e, também, pela própria montagem das guias de rolamentos em sua base.

A partir dos ensaios de retilidade (item 2.4.1), obtêm-se os erros de ortogonalidade e paralelismo do sistema, uma vez que o sistema de medição padrão, também é um padrão de paralelismo e de ortogonalidade. No gráfico da figura 5.18, verifica-se o erro de paralelismo das duas trajetórias do eixo X, que, por sua vez, apresenta um erro de 2 μm , além do erro de paralelismo das trajetórias do eixo Y é de 247 μm (fig. 5.19).

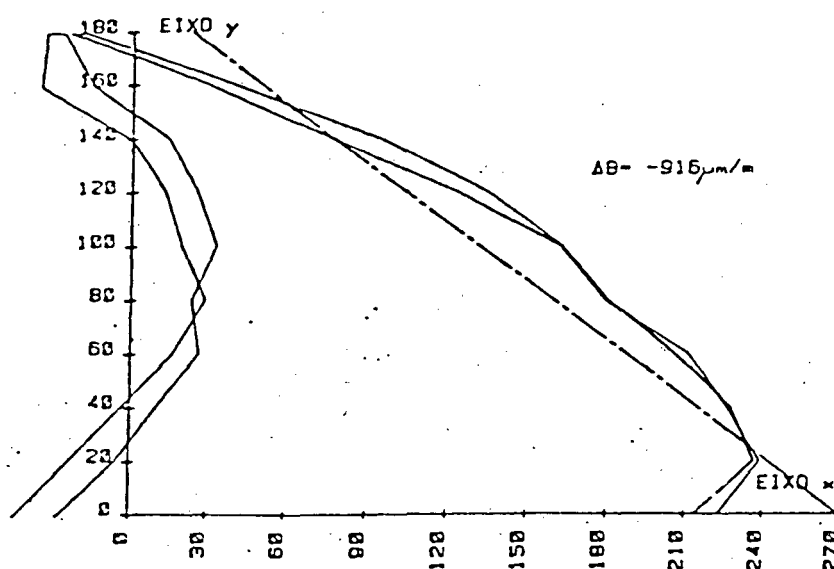


Fig. 5.18 - Gráfico do erro de paralelismo - Eixo X.

Já o gráfico da figura 5.20 apresenta os erros de ortogonalidade das duas trajetórias do eixo Y, em relação a trajetória 1 do eixo X. Ve-se, então, que o erro da trajetória 3 é de 1703 $\mu\text{m}/\text{m}$ e o da trajetória 4 é de 2619 $\mu\text{m}/\text{m}$.

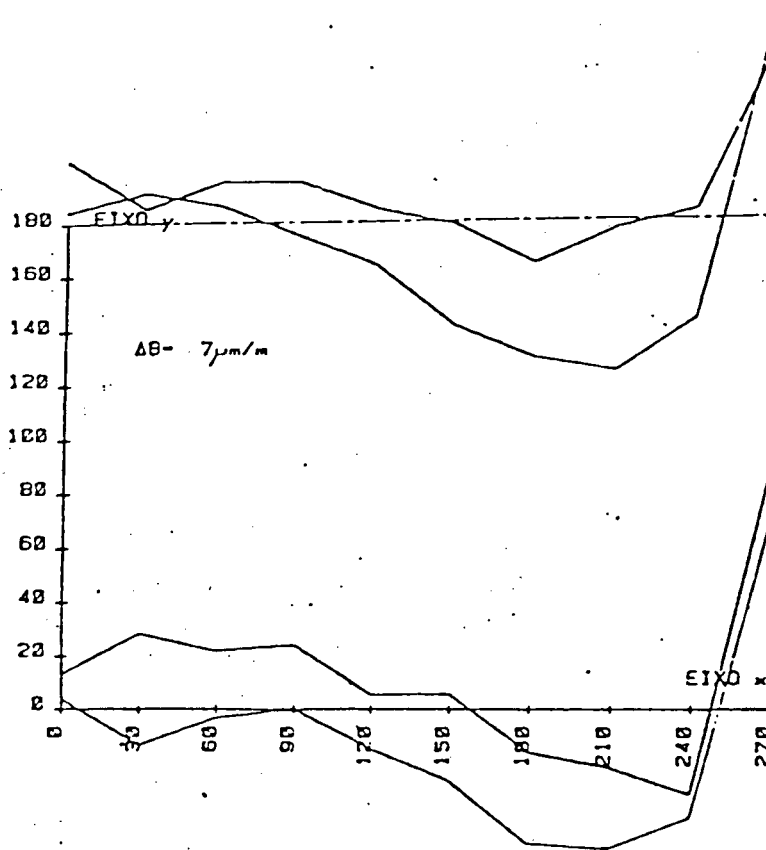


Fig. 5.19 - Gráfico do erro de paralelismo - Eixo Y.

A partir destes resultados pode se fazer as seguintes considerações:

- Como é necessário montar o posicionador por partes, é preciso realizar um ajuste minucioso das peças, porque este ajuste, como se verifica pelos resultados, influe de maneira significativa no erro de ortogonalidade;

- Apesar das dificuldades de ajustar todos os elementos do mecanismo executado, verifica-se, através dos resultados obtidos, que é possível ajustá-lo em uma situação favorável, obtendo-se erros de paralelismo e ortogonalidade razoáveis.

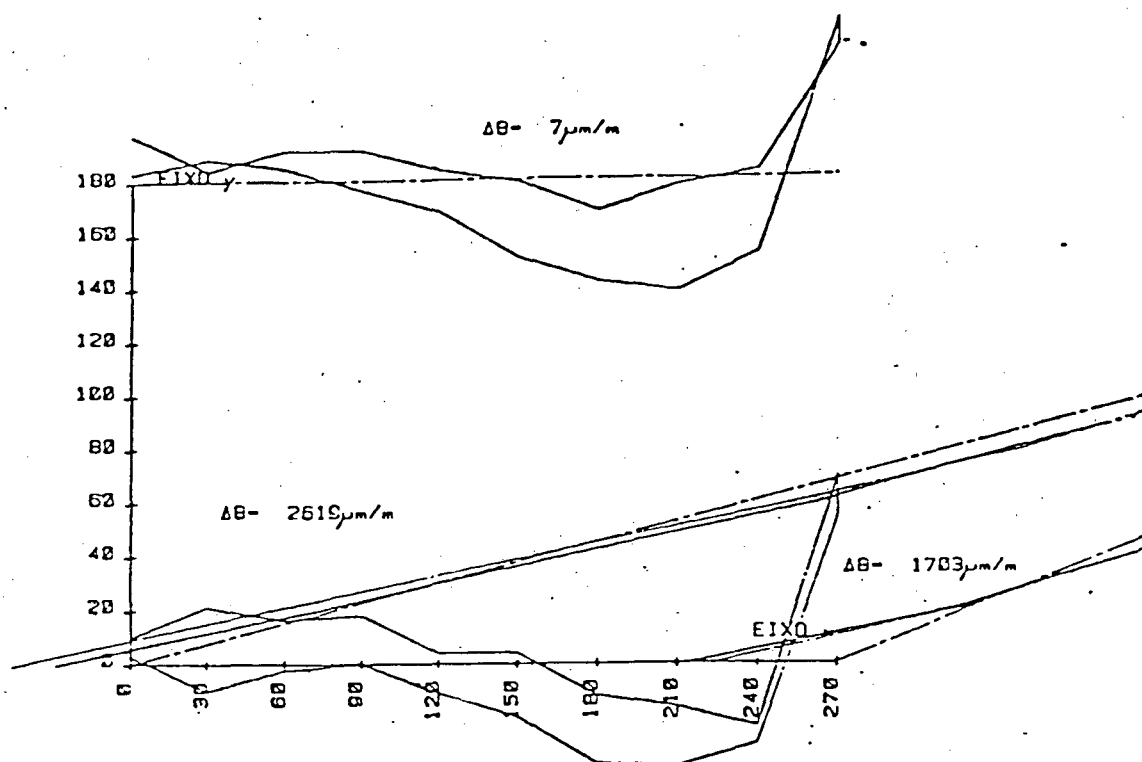


Fig. 5.20 - Gráfico do erro de ortogonalidade - Eixos X - Y.

5.3 - Ensaaios Dinâmicos

Como descrito em 2.4.2, a análise do comportamento funcional dinâmico de um sistema físico pode ser realizada de duas maneiras; 1) pelo método instrumental, com dados funcionais das variáveis provenientes diretamente de ensaios experimentais; 2) pelo método da modelação, com equações diferenciais obtidas, a partir de um circuito equivalente, as quais, com seus parâmetros obtidos em ensaios, são simulados em computador.

Segue-se a apresentação da obtenção de curvas de resposta no domínio tempo pelas duas maneiras acima citadas, seguidas da análise comparativa dos resultados obtidos.

5.3.2 - Ensaaios experimentais

Primeiramente, realizou-se a análise do comportamento funcional da mesa de coordenadas XY pelo método instrumental. E, a seguir, fez-se a simulação matemática, para uma posterior otimização do sistema, como é usual na mecânica fina, devido as características dos elementos envolvidos.

Para a obtenção das curvas de resposta no tempo experimental é necessário utilizar um sistema de medição de deslocamento que detecte e registre o sinal de saída do sistema, quando este for excitado por um sinal de entrada, que na prática é um impulso enviado pelo microcomputador dedicado ao comando do motor de passo.

Na realização dos ensaios dinâmicos na mesa de coordenadas XY, utilizou-se um sistema de medição composto por um transdutor indutivo de medir deslocamentos, um módulo de tratamento de sinal (ponte amplificadora), um osciloscópio de memória e um registrador gráfico x-t.

Estes elementos utilizados na obtenção do comportamento dinâmico do sistema possuem as seguintes características operacionais e metrológicas:

- TRANSDUTOR INDUTIVO DE MEDIR DESLOCAMENTO

Fabricante/modelo : HBM - W 20# 2

Resolução : \pm 20 μ m

Precisão : \pm 14 μ m

Linearidade : 0,5 %

Saída Nominal : 80 mv/v

Frequência Portadora: 5 KHz

- MÓDULO DE TRATAMENTO DE SINAL

Fabricante/modelo : HBM - KWS 3080

Razão de frequências: 0 a 1500 KHz

Linearidade : 0,02 %

Sinal de saída : \pm 10 v máx.

Faixa de operação : \pm 0,08 ... \pm 80 mv/v

Tensão de alimentação: 1 ; 2,5 ; 5 ; 10 v

- OSCILOSCÓPIO

Fabricante/modelo : Tektronix - 2220 Digital Storage

Frequência : 60 MHz

Precisão : \pm 2%

Memória : 8 bits

- REGISTRADOR X-T

Fabricante/modelo : HP - X-Y Recorder 7015B

Entrada : 5 ; 50 ; 500 mv/cm

Precisão : \pm 0,3% escala máxima

Velocidade : 50 cm/seg.

Área útil : 180 x 250 cm

O funcionamento básico do sistema de medição pode ser, resumidamente, descrito da seguinte maneira: após ser excitado por um sinal de entrada específico, o motor de passo desloca o carro até uma posição definida. O transdutor indutivo de medir deslocamento mede e transforma este deslocamento em uma tensão proporcional, que é tratada e amplificada pelo módulo de tratamento de sinais, conforme escala de amplificação selecionada. Este sinal, em forma de uma onda devido às oscilações do sistema, é armazenada em função do tempo no osciloscópio de memória. Obtem-se, desta forma, a curva de resposta no domínio tempo para um sistema específico e em função de um certo sinal de entrada característico. A partir da memória do osciloscópio, é feita a transmissão dos dados que representam a curva obtida, para o registrador x-t que plota estes valores em um gráfico. Na figura 5.21 está o esquema da montagem do sistema de medição descrito acima.

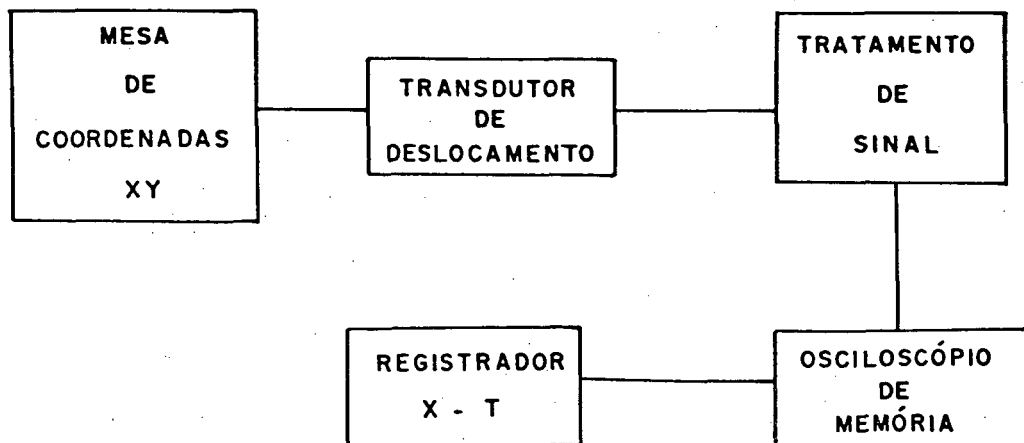


Fig. 5.21 - Montagem do sistema de medição.

A partir do sistema montado, classificaram-se as características para a realização dos ensaios, definindo-se quais os sinais de entrada a serem utilizados e quais parâmetros seriam variados no sistema original, para posterior avaliação.

Como sinal de entrada, utilizou-se um passo completo do motor, que corresponde à resolução básica do sistema. Este sinal de entrada possibilita a análise do comportamento dinâmico de todo o sistema. Além disso, utilizou-se uma seqüência de passos pré-determinados (dez passos consecutivos), para a análise da influência das rampas de aceleração e desaceleração do motor de passo em um posicionamento qualquer.

Com a excitação em forma de um único passo, fez-se a variação dos elementos básicos do sistema físico mecânico, ou seja, acréscimo de aproximadamente 30% da massa das partes móveis, aplicação de uma massa típica (moldura de alumínio para fixar um bastidor de máquina de bordar industrial) e através do ajuste do esticamento da correia sincronizadora da transmissão mecânica, fez-se uma variação da constante de rigidez deste elemento, para posterior verificação de sua influência na dinâmica do sistema.

Na utilização da excitação em forma de uma seqüência de passos, foi feita uma programação do microcomputador dedicado, que considera constante a velocidade para todos os passos e outra que aplica uma rampa exponencial de aceleração e desaceleração nesta seqüência de passos.

Estes ensaios foram realizados somente para um dos eixos da mesa de coordenadas, pois o outro é similar.

A partir da variação destes parâmetros, utilizando-se do sistema de medição montado, levantaram-se as curvas de resposta no domínio tempo, para cada situação particular. Os gráficos destas respostas estão nas figura a seguir (Figs. 5.22, 5.23, 5.24 e 5.25).

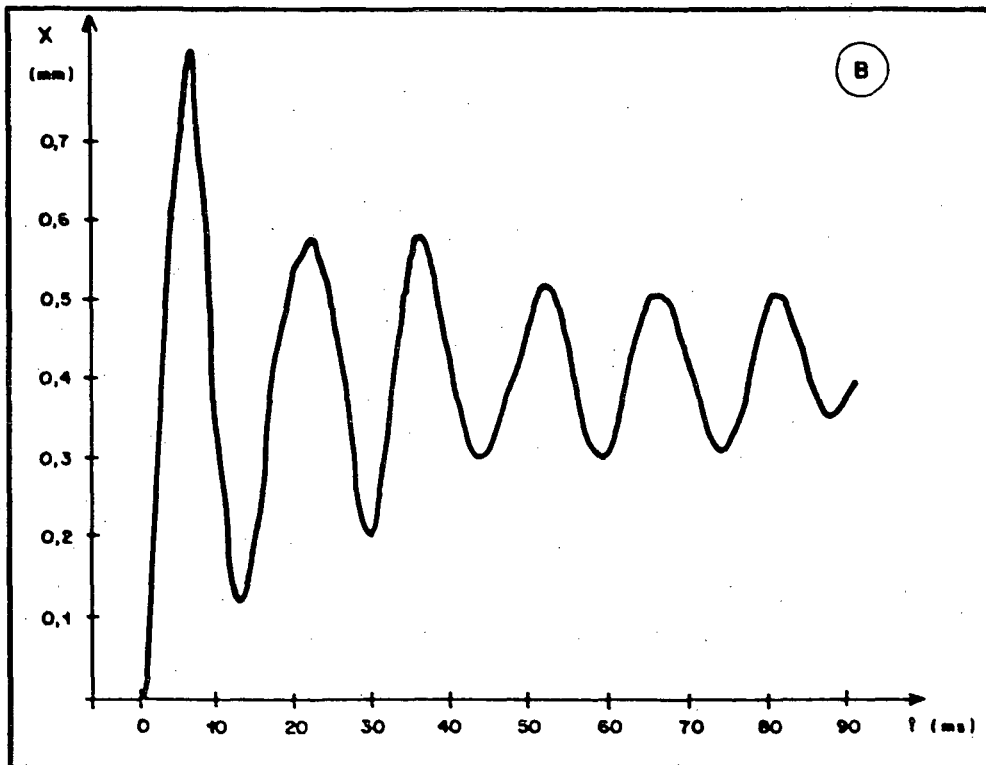
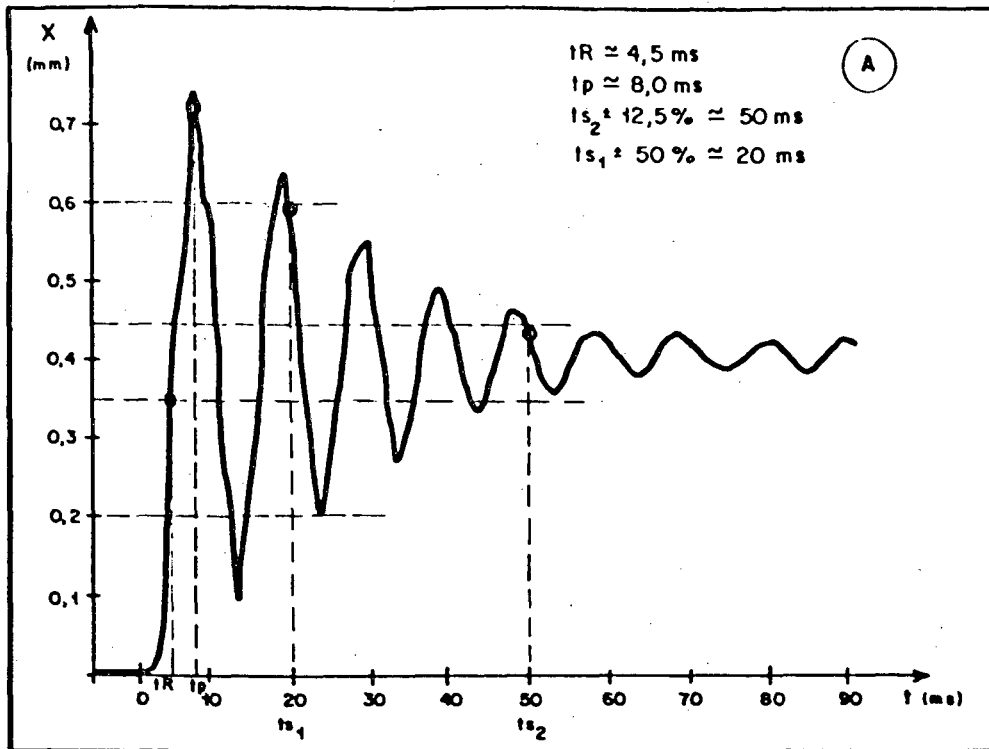


Fig. 5.22 - Respostas no tempo medida : a) sistema na forma original e b) com acréscimo de massa.

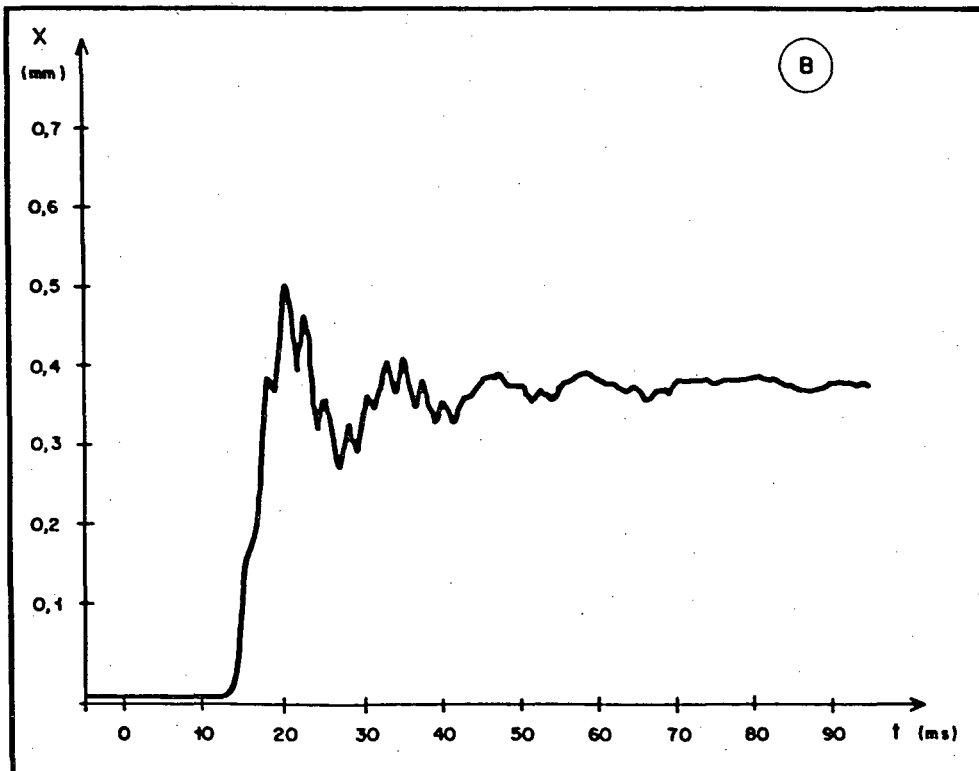
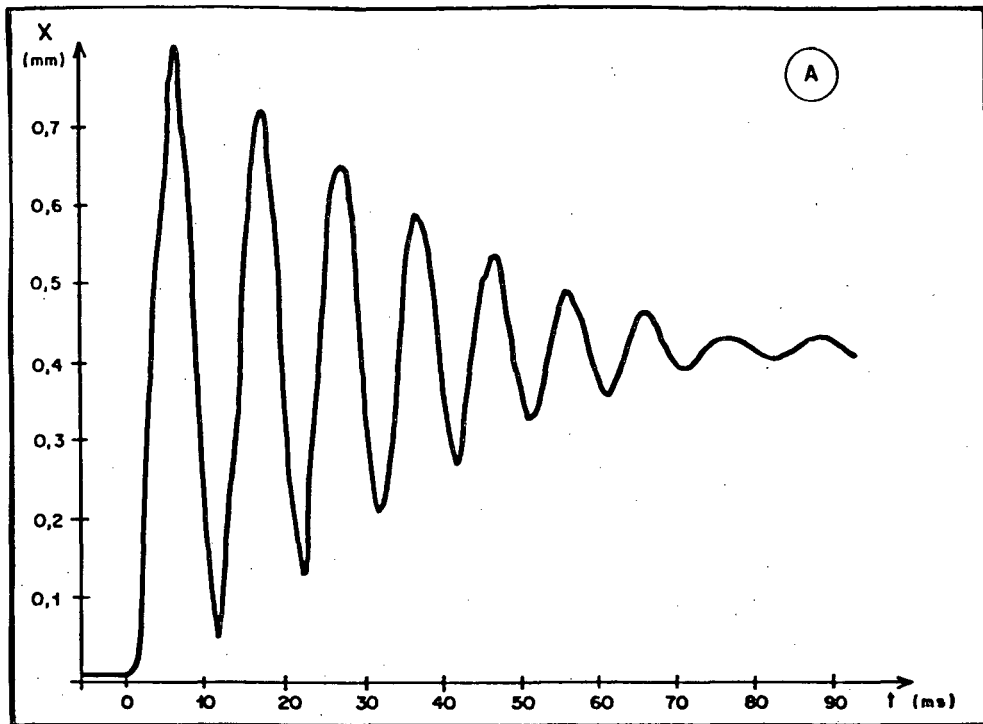


Fig. 5.23 - Respostas no tempo medidas: a) correia esticada e b) correia solta.

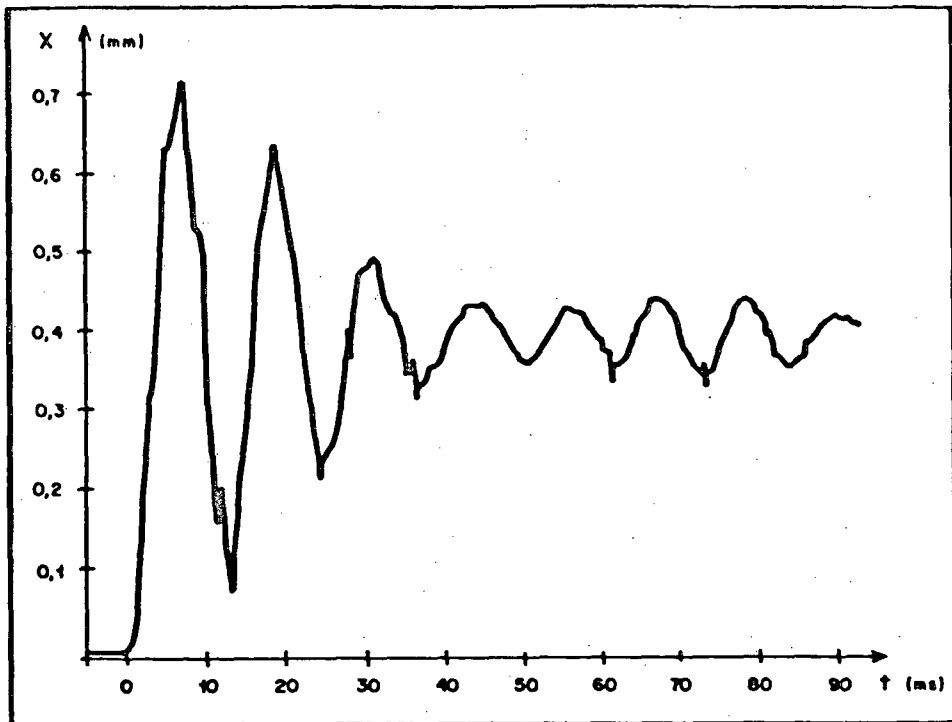


Fig. 5.24 - Resposta no tempo medida c/ carga aplicada

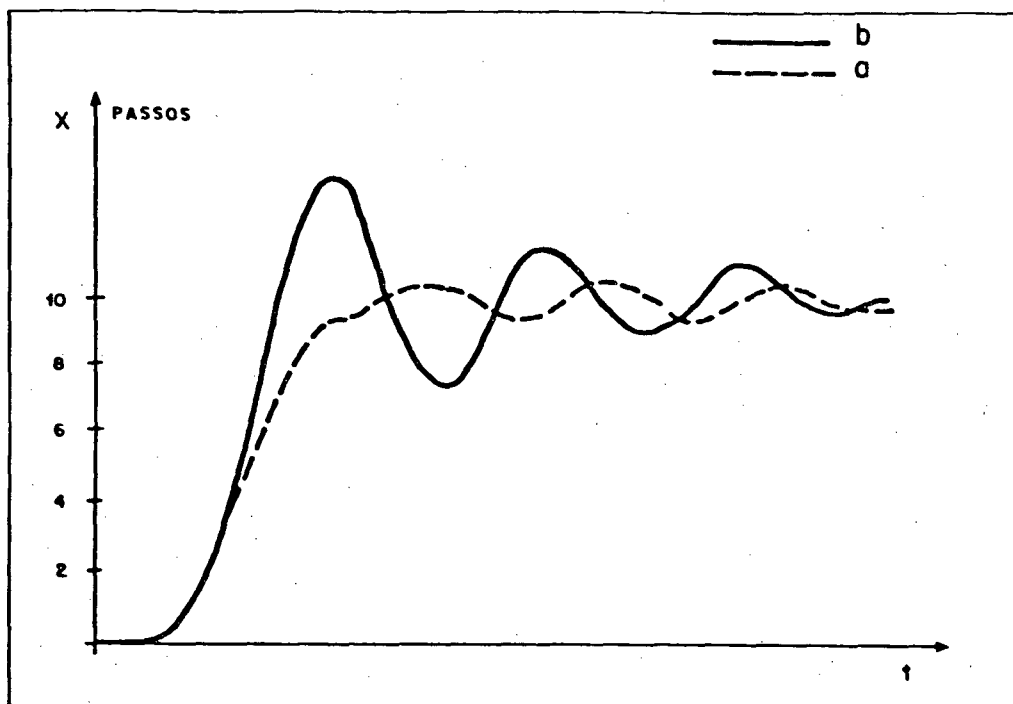


Fig. 5.25 - Resposta no tempo medida para uma seqüência de passos (10 passos).

5.3.1 - Simulação do sistema posicionador

A partir de um sistema físico pode se obter o modelo gráfico do seu comportamento dinâmico, aplicando-se técnicas de análise de sistemas dinâmicos, e, a partir deste, realizar o modelo matemático que descreve analiticamente o comportamento dinâmico correspondente.

Como os sistemas considerados são de natureza dinâmica, as equações obtidas pelo modelo matemático são geralmente equações diferenciais. E como estas equações podem ser linearizadas, as suas soluções serão facilmente obtidas pela utilização da transformada de Laplace.

O trabalho de obtenção das equações diferenciais é simplificado, no momento em que se tenha o circuito gráfico (mecânico) equivalente. Este circuito, por sua vez, é realizado designando-se, inicialmente, os nós que correspondem a cada uma das velocidades. A partir daí, cada elemento é ligado entre os nós que representam as velocidades de suas extremidades. Os elementos de massa ou inércia são conectados entre o nó de referência e o nó de velocidade deste elemento. As molas (rigidez) e os amortecedores (amortecimento) são conectados entre os nós que representam a velocidade das extremidades de cada elemento. Por outro lado, tendo este circuito gráfico correspondente ao mecânico, obtém-se as equações diferenciais através das leis de Kirchhoff generalizadas, já que este circuito é uma analogia de um circuito elétrico.

Assim, pode se estabelecer para um circuito gráfico que representa um sistema mecânico as seguintes leis:

1 - A soma algébrica das velocidades ao longo de uma malha é igual a zero.

2 - A soma algébrica das forças em um nó é igual a zero.

Aplicando-se estas leis ao circuito gráfico obtido do sistema físico mecânico, obtem-se um conjunto de equações diferenciais que possibilitam o estudo do comportamento dinâmico do sistema.

Seguindo o procedimento acima descrito verifica-se na figura 5.26, o modelo gráfico em forma de um circuito mecânico equivalente que descreve um eixo (carro) do sistema posicionador da mesa de coordenadas XY.

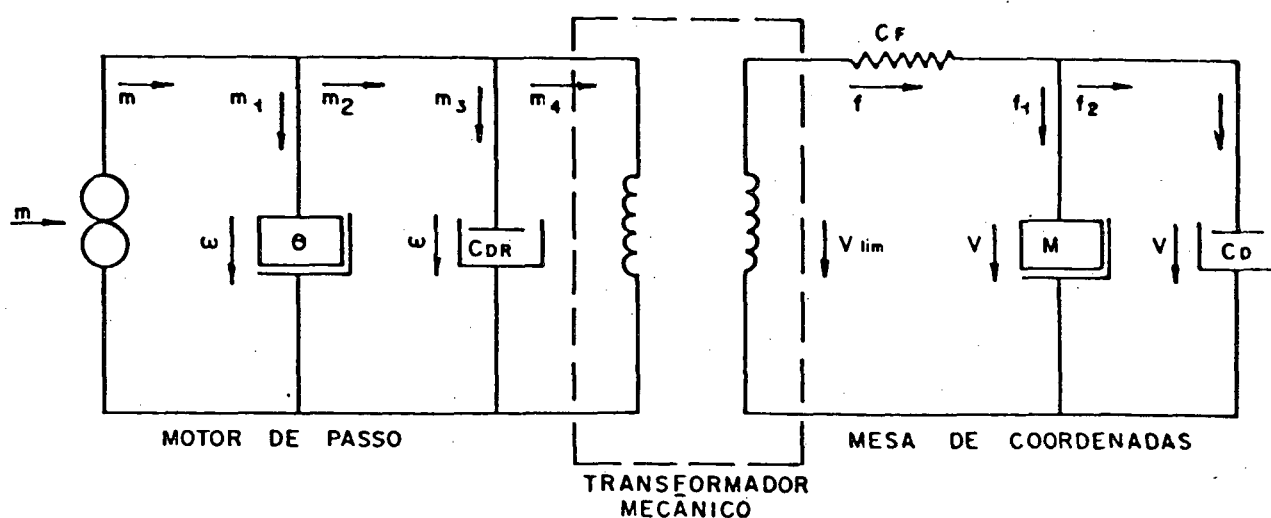


Fig. 5.26 - Circuito mecânico equivalente do sistema completo

Este circuito compõe-se de um sistema mecânico rotacional, representando funções mecânicas do motor de passo, que consta de: inércia do rotor m e o amortecimento total C_{DR} ligados em paralelo, pois ambos apresentam a mesma velocidade angular estando ligados aos mesmos nós comuns; e um sistema mecânico translacional representando o carro de um dos eixos da mesa de coordenadas XY, cujos elementos do circuito são: a massa total deslocada M , a

constante de elasticidade da correia sincronizadora e outros componentes C_f e o amortecimento do carro C_d , devido ao atrito existente entre os rolamentos e as guias. No sistema translacional a rigidez da mola é representada pela constante de elasticidade da correia C_f e está em série com a massa M e o amortecimento C_d , porque o torque transmitido pelo motor de passo ao carro passa todo ele pela correia, e esta transmite uma força total a ambos os elementos em paralelos, tendo com isto uma mesma velocidade aplicada em ambos. Desprezou-se as influências dos sistemas rotativos relativos a cada rolamento.

O motor de passo é acionado por um circuito eletro-eletrônico, que através de uma mudança no fluxo de energia nas bobinas correspondentes, provoca um deslocamento angular do eixo do motor. No circuito apresentado eliminou-se a parte elétrica do motor considerando-se em vez de uma fonte de corrente (elétrica), uma fonte de torque, que caracteriza uma variável mecânica do motor de passo. Nesta simulação desprezou-se, no motor de passo, o valor do coeficiente de rigidez dos elementos envolvidos, bem como o atrito nos mancais do eixo, já que estes, em comparação com os outros parâmetros do sistema, possuem valores muito pequenos. Também, no sistema translacional pelo mesmo motivo, desprezaram-se as massas dos rolamentos e da correia.

Como se dispõe de um circuito mecânico composto de translação e rotação, deve-se realizar a transformação das variáveis de um sistema em variáveis análogas equivalente do outro. No circuito da figura 5.26, verifica-se que existe um elemento transformador, que transforma velocidade angular em velocidade linear e vice-versa, e, em consequência, transforma todas as outras variáveis do sistema rotacional em translacional e vice-versa.

No posicionador construído o elemento transformador é o conjunto polia dentada-correia sincronizadora. Uma vez que a polia está fixa no eixo do motor de passo, ela possui um movimento rotacional e ao mesmo tempo, em sua periferia, tem-se a correia sincronizadora acoplada que transmite um movimento linear aos carros da mesa de coordenadas.

Para se eliminar o transdutor do circuito, utiliza-se uma constante chamada razão de transdução (u), nesta situação representada pelo raio da polia, que transforma as variáveis do sistema rotacional em translacional e vice-versa. Seguindo as regras de eliminação do transdutor abaixo, obtém-se o circuito transformado da figura 5.27.

As relações de eliminação são: /34/

$$u = R \text{ (raio da polia sincronizadora)}$$

Variáveis: - $m = F / u$ (torque=força/razão de transdução)

$$- \omega = v \cdot u \text{ (vel.angular=vel.linear \times razão de trans.)}$$

Elementos: - $\theta = M / u$ (inércia=massa/razão de transdução)

$$- C_{Dr} = C_d / u \text{ (amort.rotor=amort.transl./razão de trans.)}$$

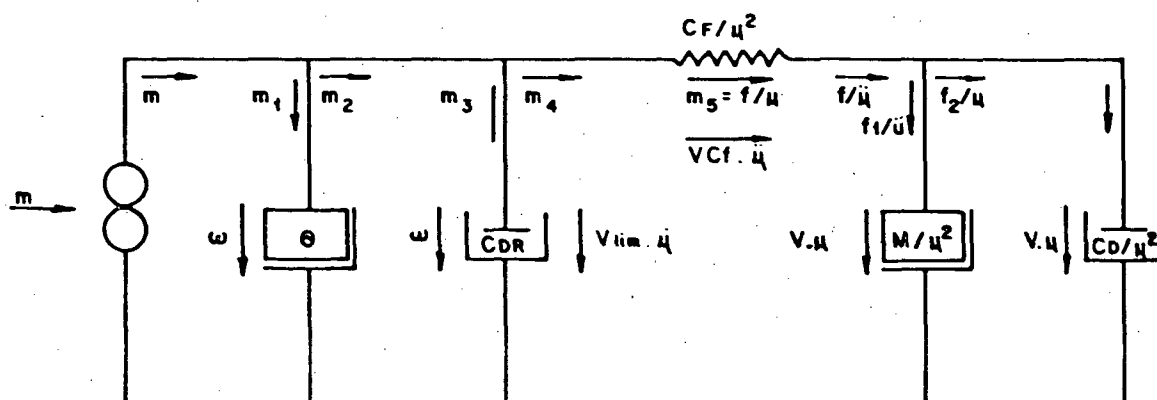


Fig. 5.27 - Circuito transformado

Utilizando-se estas relações verifica-se que o circuito da fig. 5.27, torna-se todo ele compatível, em termos de variáveis, uma vez que o elemento transformador mecânico do sistema, neste caso o raio da polia, está presente em todos os elementos relativos ao sistema translacional.

Como já foi visto, os sistemas dinâmicos podem ser representados matematicamente mediante um conjunto de equações diferenciais obtidas do circuito mecânico equivalente, cuja solução mais cômoda é obtida pelo uso da transformada de Laplace. A aplicação da transformada de Laplace à equação diferencial conduz à função transferência do sistema, que relaciona uma variável de saída com uma de entrada, de acordo com a equação diferencial utilizada.

Contudo é possível obter-se a função transferência diretamente de um diagrama específico do sistema, chamado Blocodiagrama. Estes diagramas constam de blocos operacionais interligados por sinais unidirecionais que representam a função transferência dos elementos do sistema. As variáveis passam aqui a ser função da frequência.

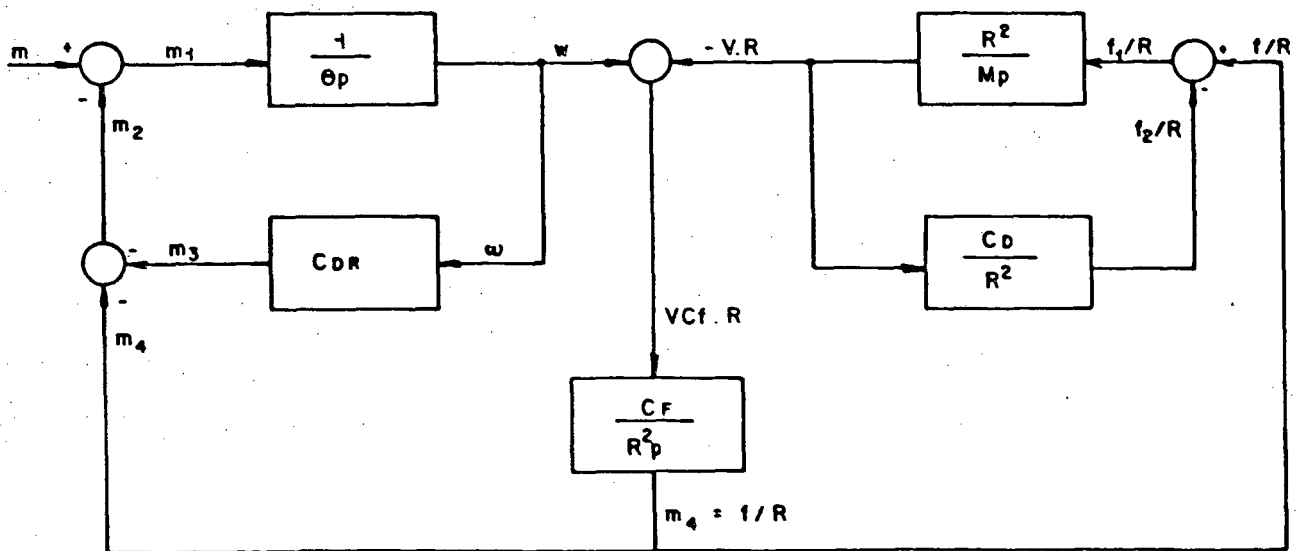


Fig. 5.28 - Diagrama de blocos do circuito.

Tem-se na figura 5.28, o diagrama de blocos que representa o circuito mecânico transformado, onde cada elemento ainda está representado por sua função transferência correspondente ao elemento do circuito, interligados, de modo que fiquem satisfeitas as leis de malhas e nós verificadas no circuito.

Seguindo-se as técnicas de redução dos diagramas de blocos /9/, obtem-se a função transferência global do sistema dada por um único bloco, onde se tem como sinal de entrada o torque produzido pelo motor de passo e como saída a velocidade de um dos carro do sistema posicionador (fig. 5.29).

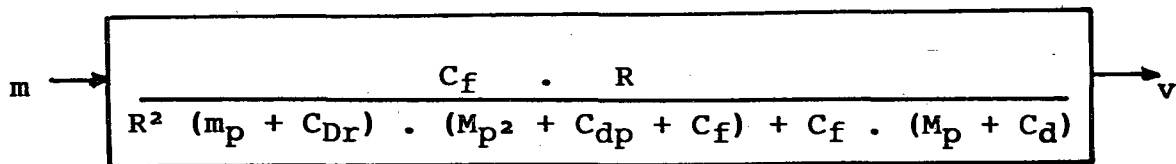


Fig. 5.29 - Blocodiagrama velocidade / torque.

Desejando-se como saída o deslocamento do carro x , em vez da velocidade v , basta integrar o sinal de velocidade e ter-se-á a função de transferência dada pela figura 5.30.

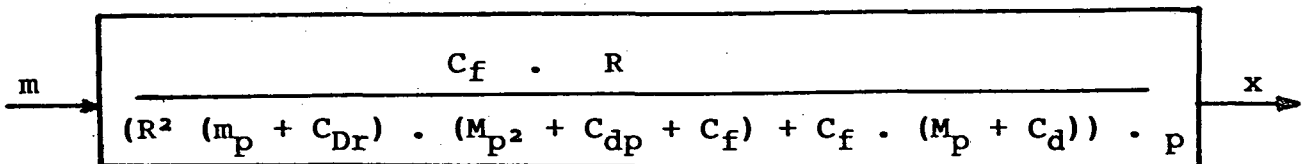


Fig. 5.30 - Blocodiagrama deslocamento / torque.

A partir da função transferência obtida, é possível obter a resposta no domínio tempo, para o sistema analisado. Substitui-se para tal na equação da figura 5.30, a entrada por uma excitação que caracterize o torque no motor de passo. Efetua-se o produto

entrada X função transferência, obtendo-se a resposta no domínio frequência. E através da transformada inversa de Laplace obtem-se a equação que representa a saída do sistema no tempo, para a excitação característica usada como entrada.

No blocodiagrama da figura 5.30, tem-se como sinal de entrada o torque m no motor de passo, o que na realidade não representa bem a situação atual. Pois quando ocorre um impulso enviado pelo microcomputador à lógica de passo, esta comanda a eletrônica de potência, que energiza um determinado par de bobinas forçando um deslocamento angular do eixo do motor que é transformado em um deslocamento linear do respectivo carro do posicionador. Após, tal deslocamento cessa também o efeito de torque.

Analisando-se o comportamento do torque do motor de passo em função do tempo, onde são feitas simplificações, tais como a linearização desta curva, observa-se que este apresenta um comportamento similar ao deslocamento angular do rotor, tendo como diferença basicamente uma constante.

Em função disto, considera-se agora aplicado à função transferência, um sinal de entrada representando o deslocamento angular do eixo do motor, obtendo na saída, o deslocamento linear do carro. Só que esta entrada está multiplicada por uma constante, que nesta simulação considerou-se o torque nominal estático do motor de passo utilizado. Assim tem-se um bloco diagrama único que representa esta situação, dado pela figura 5.31.

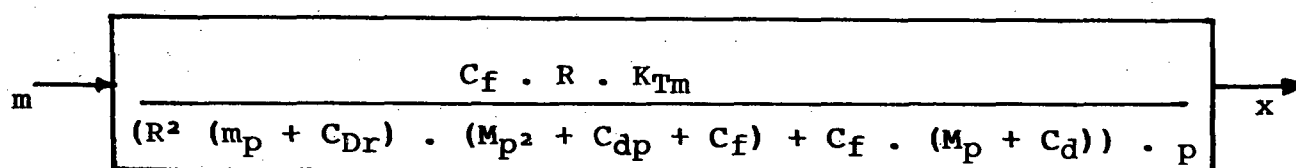


Fig. 5.31 - Blocodiagrama desl. angular / desl. linear.

Após estas simplificações, multiplica-se a transformada de Laplace que representa o sinal de entrada, pela equação representada pelo blocodiagrama da figura 5.31. E através da aplicação da transformada inversa de Laplace ao produto, obtém-se a equação que relaciona o comportamento do deslocamento linear de um carro da mesa de coordenadas XY com o tempo.

Substituindo ainda na equação da figura 5.31, os parâmetros normais do sistema construído, obtém-se a equação (5) que relaciona o deslocamento linear do carro e o tempo.

$$x(t) = 0,4 - 0,0034.e^{-5,5t} + 0,4.e^{-0,03t} \text{ sen}(0,52t+4,9) \quad (5)$$

E a partir desta equação obtém-se o gráfico da figura 5.32, que caracteriza o comportamento dinâmico do sistema simulado para a situação normal onde os parâmetros do sistema são:

$$\text{Constantes} \quad : R = 13 \text{ mm} \quad \text{e} \quad K_{Tm} = 0.115 \text{ N.mm}$$

$$\text{Motor de Passo: } m = 0,64 \text{ N.mm}$$

$$C_{Dr} = 0,36 \text{ N.mm.s/rad}$$

$$\text{Carro da Mesa} : M = 1,5 \text{ N}$$

$$C_d = 0,1 \text{ N.s/mm}$$

$$C_f = 0,4 \text{ N/mm}$$

Nos gráficos das figuras 5.33 e 5.34, tem-se as curvas respostas no domínio tempo, para outras duas situações de interesse simuladas analiticamente. Uma, em que se acrescentou massa ao sistema principal (30% da original) e outra, em que se aumentou o esticamento da correia, para verificar as influências destes parâmetros no comportamento dinâmico da mesa de coordenadas XY.

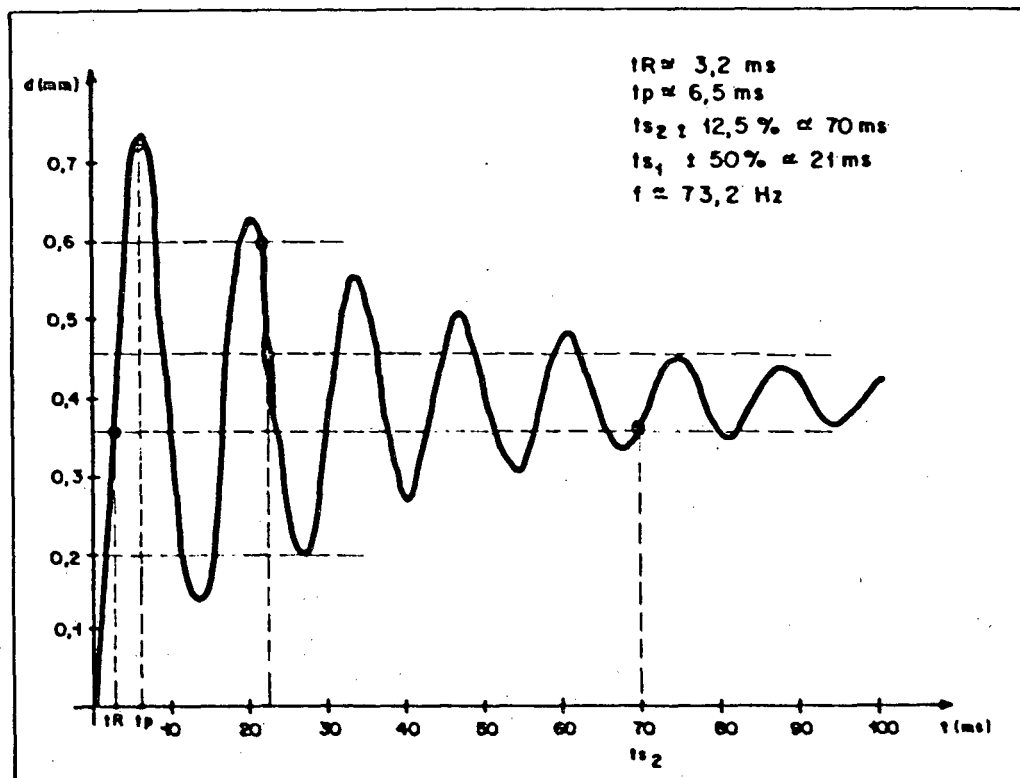


Fig. 5.32 - Resposta no domínio-tempo calculada - situação original

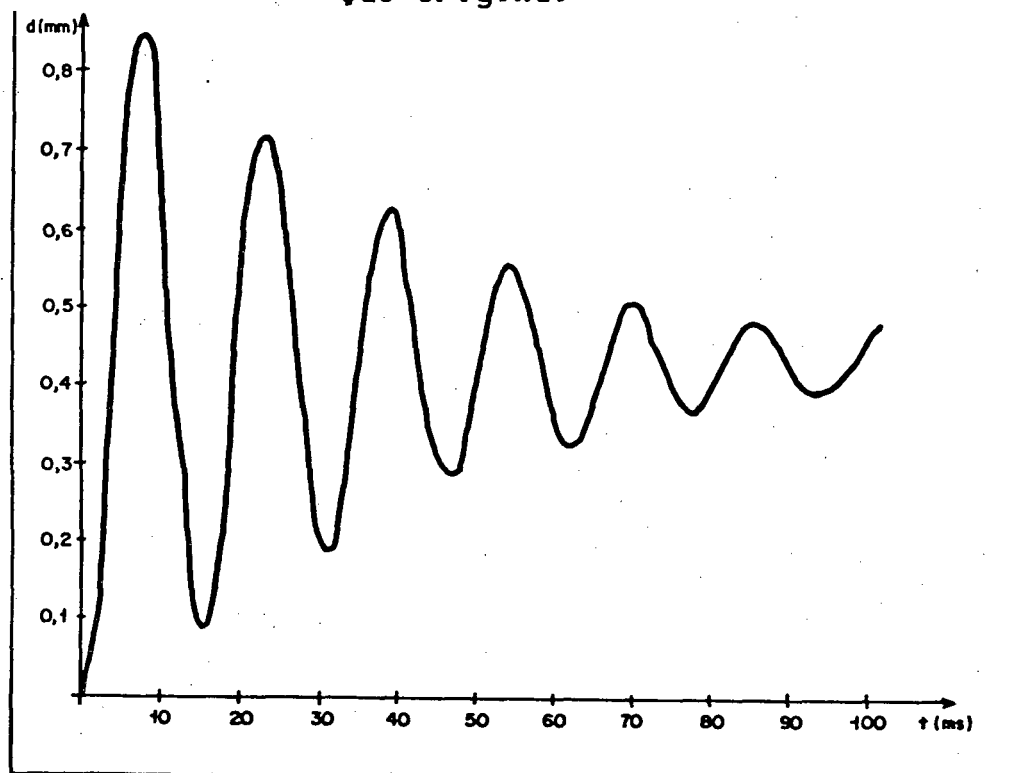


Fig. 5.33 - Curva de resposta calculada com acréscimo de massa no sistema principal.

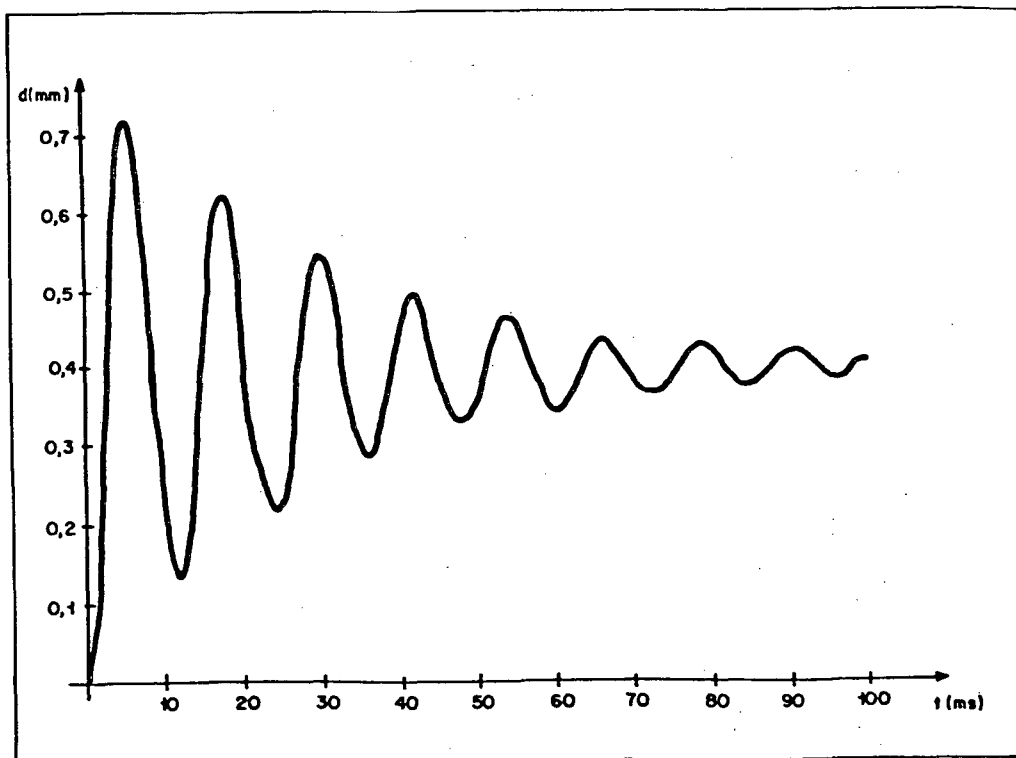


Fig. 5.34 - Curva de resposta calculada com aumento do esticamento da correia sincronizadora.

5.3.3 - Comparação e análise dos resultados

Realizados os ensaios dinâmicos experimentais e a simulação teórica do sistema, é possível fazer-se uma análise comparativa entre estes resultados obtidos.

Examinando os gráficos das figuras 5.22 e 5.33, verifica-se que em ambas as situações se comprova, que à medida em que se acrescenta massa ao sistema, ocorre uma diminuição da frequência natural amortecida e um aumento da amplitude média da curva de resposta.

Nestes gráficos, ainda, pode-se verificar que o tempo para a ocorrência da sobrepassagem máxima (primeira sobrepassagem) e o tempo de passagem por erro nulo são praticamente iguais. Mas um aumento de massa acarreta uma maior amplitude da primeira sobre-

passagem e, com isto, uma maior possibilidade que ocorra o sobrepasso (perda de passo) e, em consequência, erros de posicionamento. Ainda, no sistema em questão, o acréscimo de massa acarreta mais vibração, pois o tempo de acomodação é bem maior. O sobrepasso ocorre quando a amplitude de vibração é muito elevada e que faz com que o rotor do motor salte de uma posição para outra sem ter sido comandado.

No sentido de verificar e comprovar as influências da correia sincronizadora do sistema de transmissão mecânica no comportamento dinâmico do sistema, foram feitos dois ensaios, um com este elemento bastante esticado e outro com ele bastante solto. Na simulação estas situações foram obtidas pela alteração da constante de elasticidade do sistema (C_f).

Os gráficos das figuras 5.23 e 5.34, trazem as respostas no domínio tempo para estas duas situações. Nota-se que à medida em que se estica a correia sincronizadora, obtém-se um aumento substancial da amplitude e da frequência natural amortecida da resposta. Isto porque a correia praticamente se transforma em um elemento rígido com uma constante de rigidez muito elevada. Mas apesar disto comparando com o gráfico do sistema original (fig. 5.22-a) nota-se que o tempo de acomodação do sistema praticamente não se alterou, isto devido a uma diminuição do coeficiente de amortecimento do sistema, na parcela referente à correia.

Considerando-se agora a correia bastante solta, obtém-se, na prática, uma resposta reprodutível, mas com alto grau de irregularidade, tornando o sistema sujeito à vibrações da correia e à erros de posicionamento devidos às folgas criadas por esta situação extrema. Vê-se, então, neste ensaio, a grande importância do correto ajuste de tensão das correias sincronizadoras da mesa de coordenadas XY.

Nos ensaios experimentais foram ainda obtidas as repostas no domínio tempo, para duas novas situações: com uma carga aplicada, do tipo de uma moldura de alumínio, fixada lateralmente à mesa superior, como se fosse o suporte de um bastidor de uma máquina de bordar industrial com CNC e, em outra situação, utilizou-se uma seqüência de passos pré-determinados como já foi visto no item anterior.

No gráfico da figura 5.24, tem-se a resposta com a carga aplicada, onde se verifica uma situação interessante, já que no início da resposta, a carga praticamente não interfere fazendo com que se tenha uma resposta muito próxima do comportamento do sistema original descarregado. Mas a partir de um determinado instante ocorre a soma da massa deste elemento, e se volta a ter um aumento repentino da amplitude, fazendo com que o tempo de acomodação na posição final aumente bastante.

A explicação para este comportamento pode ser dada pela grande elasticidade desta moldura de alumínio. E como ela está presa lateralmente ao sistema principal, atua neste, como se fosse uma massa independente ligada por mola que vem a somar-se ao principal depois de um determinado tempo.

Para esta situação, torna-se bastante difícil realizar a sua simulação, pois não teria como quantificar este tempo no qual o sistema secundário não interfere no principal.

No gráfico da figura 5.25, estão as curvas de resposta, para os casos em que se manteve uma aceleração constante durante todo o percurso do deslocamento e quando se utilizaram as rampas de aceleração e desaceleração, para uma seqüência de dez passos.

Conclui-se, a partir da resposta do ensaio, que, quando são utilizadas as rampas de aceleração e desaceleração para um

percurso qualquer, a frequência de oscilação em torno da posição final e a amplitude do sistema ficam menores, obtendo-se com isto, um menor número de vibrações, e, em consequência, uma partida e parada mais suaves. E mais, o carro leva um menor tempo para acomodar-se na posição final. Em função deste comportamento pode-se afirmar que com o uso das rampas, ficam condicionadas às possibilidade de perdas de passo pelo motor.

Verifica-se, também, pelo gráfico da fig. 5.25 que o tempo que o sistema leva para chegar pela primeira vez à posição final, quando se utilizam as rampas, é maior. Mas em compensação o tempo requerido para a resposta alcançar e permanecer dentro de uma faixa muito estreita, próxima da posição final, é muito menor neste caso, o que torna o sistema mais seguro e confiável.

A partir deste ensaio comprova-se pois que a utilização das rampas de aceleração e desaceleração, são inevitáveis para um bom comportamento dinâmico dos sistemas que utilizam motores de passo como acionamento principal.

Comprova-se, também, que esta situação de utilizar as rampas de aceleração e desaceleração é mais complexa para ser simulada teoricamente.

Feitas estas comparações e comprovações, pode-se dizer que a concepção projetada e executada para a mesa de coordenada XY, se justifica pelos resultados obtidos. A idéia de se realizar uma construção mecânica com reduzidas massas, tem agora além de respaldo prático, também o respaldo teórico, como se comprova pelo modelo matemático, pois à medida que se acrescentou massa ao sistema, este apresentou uma resposta no tempo bastante mais lenta (subamortecida), uma amplitude de vibração maior, possibilitando o sobre-passo, e, em consequência, um erro de posicionamento no mínimo igual à resolução.

Também a utilização da correia sincronizadora como elemento de transmissão mecânica, do ponto de vista do comportamento dinâmico, traz vantagens ao sistema, pois esta possui um menor coeficiente de elasticidade (rigidez) que um fuso de esferas recirculantes por exemplo. Com isto, conforme foi comprovado pelos ensaios práticos e posteriormente pela simulação, tem-se um comportamento da resposta com uma frequência natural e amplitude menores, além do sistema tornar-se mais rápido. Isto, quando a correia estiver esticada adequadamente.

É oportuno resaltar, ainda, que através do modelo matemático, via simulação, obtem-se uma diminuição da amplitude e da frequência natural amortecida a medida em que se aumenta o coeficiente de amortecimento do sistema. Mas com isto o sistema apresenta uma resposta mais lenta no tempo. Então, surge daí uma situação de compromisso, onde diminuindo o amortecimento obtem-se uma resposta mais rápida e com mais vibrações e vice-versa.

No caso do projeto da mesa de coordenadas XY construída, devido ao baixo amortecimento das guias de rolamento, obteve-se um sistema que leva menos tempo para estabilizar, mas vibra mais. Esta situação se justifica pela utilização pensada para a mesa, onde ela precisa realizar um alto número de posicionamentos no menor espaço de tempo possível, interessando sempre somente a posição final.

C O N C L U S ã O

A partir do projeto e construção do posicionador XY, realizados os ensaios estáticos e dinâmicos, pode-se fazer uma análise crítica deste trabalho, trazendo sugestões de encaminhamento de soluções futuras.

Com a finalidade básica de se obter um alto índice de nacionalização dos componentes, que resultasse na diminuição dos custos, mantendo ao mesmo tempo, uma boa precisão, foram decisivos os seguintes procedimentos :

- amplo e minucioso estudo dos elementos mecânicos nacionais capazes de substituírem aos importados, cujas diferenças de precisão e qualidade não limitassem excessivamente às aplicações do sistema;

- concepção e construção da estrutura e peças principais móveis do posicionador com massas reduzidas - através da otimização do projeto das peças e uso do alumínio como elemento básico de construção mecânica -, para se ter uma boa resposta dinâmica neste sistema;

- através de um mecanismo apropriado, procurou-se evitar que o carro inferior carregasse o motor de acionamento do carro superior, com isto, diminuindo a massa do sistema do eixo inferior, possibilitando a utilização de um motor de passo de menor torque para o acionamento deste eixo. Mas, este mesmo mecanismo, fez com que ocorressem erros de posicionamento, devido às folgas nele existentes. Este mecanismo deve ser otimizado ou suprimido;

- utilizando como elemento de transmissão mecânica correias sincronizadoras, obteve-se uma boa precisão do sistema posicionador, com um elemento de baixa inércia, boa rigidez e, principalmente, de custo muitas vezes inferior à clássica transmissão com fuso de esferas recirculantes.

Por outro lado, analisando os ensaios estáticos e dinâmicos realizados, pode-se afirmar que:

- os erros de posicionamento se situam em uma faixa abaixo da resolução do sistema, o que o torna plenamente compatível com as necessidades para as quais foi projetado;

- os erros de retilidade, paralelismo e ortogonalidade são funções diretas da montagem das várias peças intercaladas e dos ajustes que isto requer. Aqui existem possibilidades de redução sem grandes modificações. Para diminuir estes erros, um menor número de peças móveis na mesa de coordenadas XY, facilitará o ajuste. Para isto, basta fixar alguns conjuntos de peças, como por exemplo uma das guias de rolamento;

- a partir dos resultados dos ensaios estáticos e a prática de montagem obtida, percebe-se que a configuração das guias que utilizam o mesmo princípio usado, mas com três rolamentos defasados de 120° , em um dos lados e no outro lado, dois rolamentos defasados de 180° na vertical, é mais vantajosa, pois apesar de utilizar um número maior de rolamentos e ter uma menor resistência aos esforços laterais é mais simples de ajustar, possibilitando menores erros de paralelismo e ortogonalidade. Fica esta configuração, pois, como sugestão para otimização futura do presente trabalho;

- pelos ensaios dinâmicos realizados, foi possível constatar a importância de se utilizar correias sincronizadoras neste tipo de posicionador, pois estas apresentando uma menor rigidez, acarretam uma menor amplitude de vibração se estiverem em seu ponto ótimo de esticamento; mas fora deste ponto, pioram o comportamento dinâmico do sistema;

- o baixo coeficiente de amortecimento das guias, deve ser aumentado, pois nesta situação o sistema possui uma alta amplitude de vibração, na primeira sobrepassagem. Por esta razão, existe uma grande possibilidade de perda de passo pelo motor;

- no sentido de melhorar o comportamento dinâmico do sistema é conveniente introduzir-se um passo invertido de amortecimento (via software) no final de cada percurso do eixo do motor, havendo necessidade de se fazer um estudo minucioso para otimizar o tempo em que será introduzido este passo;

- ainda devido ao comportamento dinâmico, fica aqui a sugestão para futuros trabalhos, no sentido de se realizar um estudo da otimização das rampas de aceleração e desaceleração dos motores de passo para tornar o sistema mais seguro e confiável.

De outra parte, considerando-se o acionamento e o comando dos motores de passo, pode-se concluir que:

- a configuração da lógica de passo, que permite a utilização dos motores de passo no modo meio-passo, traz um aumento de utilização substancial ao sistema, uma vez que a resolução é reduzida à metade, ao mesmo tempo que evita a utilização das reduções mecânicas na transmissão mecânica;

- as proteções da lógica de passo e eletrônica de potência, mostraram-se eficientes, possibilitando ao sistema operar em ambientes adversos, tais como os ambientes industriais;

- os sistemas que utilizam motores de passo, como este caso, são menos onerosos que os que utilizam servomotores, pois não necessitam de transdutores de velocidade e posição. Em contrapartida, para terem uma resolução muito pequena, devem ser acionados por circuitos lógicos bastante complexos e de alto custo;

- mesmo utilizando um microprocessador de 8 bits, o comando mostrou-se rápido e eficiente, utilizando inclusive as rampas de aceleração e desaceleração;

- no sentido de aumentar a utilização do sistema posicionador é conveniente a implementação do quarto-de-passo e do oitavo-de-passo que irão diminuir a resolução do sistema;

- neste projeto o acionamento com motores de passo mostrou-se seguro e eficiente. Mas deve-se sempre tomar cuidado especial na parada e partida do movimento, onde as rampas de aceleração e desaceleração são muito importantes para diminuir a possibilidade de perda de passo;

Na parte referente ao software de controle, chegou-se às seguintes conclusões:

- devido ao tipo de microcomputador dedicado utilizado a interface homem-máquina ficou muito prejudicada, pois esta possuía somente uma saída em forma de "display" e uma entrada em forma de teclado hexadecimal;

- o software desenvolvido atendeu às especificações requeridas, só não apresentando flexibilidade quanto ao cálculo das rampas de aceleração e desaceleração, que tem que ser calculadas externamente ao microcomputador;

- como o sistema não requeria, não foram desenvolvidas as interpolações linear e circular dos movimentos, mas como continua-

ção do trabalho é de importância a sua realização, bem como a introdução de um terceiro eixo ou semi-eixo, para realizar operações do tipo furação, fresamento, etc.

Finalmente, em função dos resultados obtidos, pode-se concluir, que o presente trabalho apresentou uma solução viável para o projeto e a construção de um posicionador XY, acionado por motores de passo e comandado por um microcomputador dedicado, com alto índice de nacionalização, baixo custo e com boas características dinâmicas e metrológicas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- / 1/ ALIQUÉ, J.R.; "Control Numérico", Marcombo S.A., Barcelona, 1981.
- / 2/ BARTORELLI, M.; "Il Controllo Numerico Delle Macchine Utensili", Gruppo Editoriale Stammer, Milan, 1980.
- / 3/ BERNARD, K.; "Timing-Belt Drives: Quiet Synchronization with no Power Loss", Machine Design, Jan 23, 1986.
- / 4/ Catalogo Superior Electric Company; "Slo-Syn DC Stepping Motors", U.S.A., 1985.
- / 5/ Catalogo Superior Electric Company; "Design Engineer's Guide to DC Stepping Motors", U.S.A., 1976.
- / 6/ CHIAVERINI, V.; "Aços e Ferros Fundidos", Associação Brasileira de Metais, São Paulo, 1982.
- / 7/ CUNHA JR., H. e GOELDEL, C.; "Alimentação e Controle de um Motor de Passo em Malha Aberta", 4º Congresso Brasileiro de Automática, Campinas, 1982.
- / 8/ D'AZZO, J.J. e CONSTANTINE, H.H.; "Análise e Projeto de Sistemas de Controle Lineares", Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1984.
- / 9/ DORF, R.C.; "Modern Control Systems", Addison-Wesley Publishing Company, Inc., Massachusetts, U.S.A., 1974
- /10/ FERREIRA, A. C. e STEMMER, C. E.; "Noções Básicas de CAM/CNC", 1º CONAI, 1983.

- /11/ GROSS, H.; "Electrical Feed Drives for Machine Tools", Siemens A.G., Berlim, 1981.
- /12/ HAJDU, G.; "The Influence of the Characteristics of Machine Tool Guideways Concerning the Dynamic Behaviour of Machine Tool Slides", 14^o Internacional Machine Tool Design and Research Conference.
- /13/ INTEL Corporations; "MCS-80/85 Family User's Manual", 1984.
- /14/ MONTINERI JR., C.A.; "CN: Aplicações Não Convencionais", Máquinas e Metais, Set 1985, 8-18.
- /15/ NIEMANN, G.; "Elementos de Máquinas", Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo, 1971, 3v.
- /16/ PALMIN, S. e SHLAIN, V.; "Stepper Motor Controller with Parabolic Velocity Profile Allows Maximum Torque", Control Engineering, Fev 1986.
- /17/ RUFFINO, R. T.; "Tolerâncias, Ajustes, Desvios e Análise de Dimensões", Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo, 1981.
- /18/ SCHNEIDER, C. A.; "Metrologia Dimensional", Polígrafo da Pós-Graduação - UFSC, 1984.
- /19/ SILVA, A.D.; "Ensaio Geométricos de Peças e Máquinas - Uma Metodologia Automatizada", Dissertação de Mestrado, UFSC, 1984.
- /20/ SIGMA Instruments, Inc.; "Sigma Digital Control of Position and Speed - Stepping Motor Systems", U.S.A., 1985.
- /21/ STEMMER, C.R.; "Aspectos Construtivos de uma Máquina CN", 4^o SCNB, Ago 1984.
- /22/ TAUB, H. e SCHILLING, D.; "Eletrônica Digital", Editora Mc-Graw Hill do Brasil Ltda, São Paulo, 1982.
- /23/ VISCONTI, A.C.J.F.; "Microprocessadores 8080 e 8085-Hardware e Software -", Livros Erica Editora Ltda, São Paulo, 1984.

- /24/ WECK, M.; "Handbook of Machine Tools", Editora John Wiley & Sons Limited, U.S.A, 1985, 4v.
- /25/ MARTIN, S. J. ; "Numerical Control of Machine Tools", The English Universities Press LTD, Liverpool, 1970, 301p.
- /26/ DAVIDSON, A.; "Handbook of Precision Engineering", Editora McGraw-Hill Book Company, Londres, 1972, 6v, 320p.
- /27/ ERTELL, G. G.; "Numerical Control", John Wiley e Sons, Inc. , Toronto, 1969, 149p.
- /28/ BATTEN, J.; "More Angles with Five-Phase Steppers", Machine Design. Feb 6, 1986, 60-63.
- /29/ Warner Electric do Brasil Ltda.; "A Tecnologia dos Fusos com Castanhas a Esferas Recirculantes", Mundo Mecânico, Set , 2-7 e Out, 27-29, 1982.
- /30/ Special Report ; "Control Systems-Computers Electronic Controls", Machine Design, May 30, 1985.
- /31/ MACHADO, A.; "Comando Numérico aplicado às Máquinas-Ferramenta", Ícone Editora Ltda, São Paulo, 1986.
- /32/ FERREIRA, A.C. e STEMMER, C.R.; "Características e Programação de Máquinas-Ferramenta com Comando Numérico", Polígrafo do GRUCON-UFSC, 1984
- /33/ CASTRO, H.F.F.; "Orientação para Seleção e Projeto de Guias de Máquinas-Ferramenta", Dissertação de Mestrado, UFSC , 1987.
- /34/ MARTIN, C. A.; "Dinâmica de Sistemas de Comando e Servomecanismos", Polígrafo da Pós-Graduação - UFSC, 1984.