

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

UMA CONTRIBUIÇÃO AO ESTUDO DA DINÂMICA DE POSICIONADORES

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

MARCOS LICHTBLAU

Florianópolis, fevereiro de 1989

UMA CONTRIBUIÇÃO AO ESTUDO DA DINÂMICA DE POSICIONADORES

MARCOS LICHTBLAU

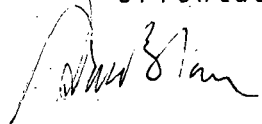
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

"MESTRE EM ENGENHARIA"

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO FABRICAÇÃO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECANICA



Prof. Dr.-Ing. Carlos Alberto Martin
- Orientador -

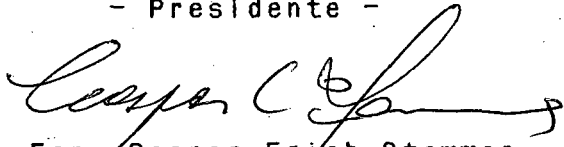


Prof. Arno Blass, Ph.D.
- Coordenador do Curso -

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr.-Ing. Carlos Alberto Martin
- Presidente -



Prof. Esp. Caspar Erich Stemmer



Prof. Aureo Campos Ferreira, Ph.D.



Prof. Dr.-Ing. Walter Lindolfo Weingärtner

DEDICATÓRIA

À Deus,

 Pai e Senhor.

Aos meus pais, Siegfried e Noris,
 apoio e retaguarda.

À minha esposa, Marli,
 fiel companheira.

Aos meus filhos, Mateus e Martina,
 motivação.

AGRADECIMENTOS

- Aos meus pais, sogros, irmãos e cunhados, pelo apoio e incentivo durante esta longa e árdua caminhada.
- À minha esposa e filhos, pela privação de atenção a que aceitaram se sujeitar, e também pelo constante incentivo.
- Aos Irmãos na fé em Cristo, pelo incentivo durante o decorrer do trabalho, e por, anonimamente, haverem intercedido Junto ao Pai por mim.
- Ao Prof. Carlos Alberto Martin, pela orientação ao trabalho e pela amizade.
- Ao Prof. Caspar Erich Stemmer, lançador da semente que deu origem a este trabalho, e entusiasmado incentivador do mesmo.
- Aos Profs. Aureo Campos Ferreira e Walter Lindolfo Weingärtner pela participação na banca examinadora.
- Ao Prof. Arno Blass, por não medir esforços nem deixar faltar incentivo para que este trabalho chegasse a termo.
- Aos colegas de trabalho que durante este período passaram pelo Laboratório de Hardware do GRUCON, e deixaram sua colaboração neste trabalho, ou ainda, contribuíram com sua amizade.
- Aos colegas contemporâneos de Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC, pelo companheirismo.
- À IBM do Brasil, à CAPES e ao Laboratório de Hardware do GRUCON, pelo apoio financeiro.
- À todos que de qualquer outra forma efetivamente colaboraram na realização deste trabalho.

SUMÁRIO

RESUMO.....

ABSTRACTS.....

1 INTRODUÇÃO E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... 1

 1.1 Automatização: Comando, controle..... 1

 1.2 Comportamento estático de sistemas físicos..... 4

 1.3 Comportamento dinâmico de sistemas físicos..... 4

 1.4 Automatização de máquinas-ferramenta..... 6

 1.4.1 CNC: Comando Numérico Computadorizado..... 6

 1.4.2 Posicionadores..... 7

 1.4.2.1 Controlador de posição..... 8

 1.4.2.2 Acionamento..... 9

 1.4.2.3 Componentes mecânicos..... 10

 1.4.2.4 Sensores..... 11

 1.4.3 Dinâmica de posicionadores..... 12

 1.4.3.1 Modelos..... 12

 1.4.3.2 Frequência natural e amortecimento..... 14

 1.4.3.3 Não-linearidades..... 14

2 O COMPORTAMENTO DINÂMICO DE COMPONENTES MECÂNICOS..... 16

 2.1 Requisitos dinâmicos para componentes mecânicos..... 16

 2.1.1 Frequência natural mecânica..... 16

 2.1.2 Amortecimento..... 18

 2.2 Grupos funcionais de componentes mecânicos..... 18

 2.2.1 Guias de movimento..... 18

 2.2.1.1 Guias de deslizamento..... 21

 2.2.1.2 Guias de rolamento..... 22

 2.2.1.3 Guias de escoamento fluídico..... 23

 2.2.2 Transmissões mecânicas conversoras..... 24

 2.2.2.1 Parafusos de movimento..... 25

 2.2.2.1.1 Fusos de esferas recirculantes..... 25

 2.2.2.1.2 Fusos de rolos planetários..... 30

 2.2.2.2 Pinhão e cremalheira..... 31

 2.2.3 Transmissões mecânicas transformadoras..... 34

 2.2.3.1 Transmissões por polias e correia sincronizadora..... 36

2.2.3.2	Transmissão por engrenagens.....	37
2.2.3.3	Tipos especiais de transmissões transformadoras.....	39
2.2.3.3.1	Transmissão planetária cicioidal....	39
2.2.3.3.2	Transmissão do tipo "Harmonic Drive".....	40
2.2.4	Acoplamentos.....	40
2.2.4.1	Acoplamentos de foles.....	41
2.2.4.2	Acoplamentos helicoidais.....	42
2.2.4.3	Acoplamentos de discos.....	42
2.2.4.4	Acoplamentos de Oldham.....	43
3	ACIONAMENTOS ELETROMECAˆNICOS.....	44
3.1	Operação em 4 quadrantes.....	44
3.2	Servomotores.....	45
3.2.1	Tipos construtivos de servomotores.....	46
3.2.2	Servomotores de corrente contínua (CC) com comutação mecânica.....	47
3.2.3	Servomotor CC sem comutação mecânica ("Brushless DC motor").....	50
3.2.4	Servomotores de corrente alternada (CA).....	52
3.2.4.1	Servomotores CA síncronos.....	53
3.2.4.2	Servomotores CA assíncronos.....	53
3.2.5	Motores de movimento discreto (motores de passo)..	54
3.2.5.1	Motores de imãs permanentes.....	55
3.2.5.2	Motores de relutância variável.....	56
3.2.5.3	Motores híbridos.....	58
3.3	Fontes controladas de energia para servomotores ("drives").....	58
3.3.1	Fontes conversoras de corrente alternada em corrente contínua (CA/CC).....	59
3.3.2	Fontes conversoras de corrente alternada em corrente alternada de frequência variável (CA/CA).....	62
3.3.3	Fontes de energia para motores de passo.....	62
4	ERROS EM POSICIONADORES.....	66
4.1	Erros em posicionadores de um eixo.....	66

4.2 Erros em vértices.....	67
4.2.1 Comando de posição com aceleração controlada.....	70
4.2.2 Comando de posição com tempo de pausa.....	71
4.3 Erros de trajetória devidos à não-linearidades.....	72
4.3.1 Medição indireta.....	72
4.3.2 Medição direta.....	73
4.4 Erros devidos à desigualdades nas malhas de controle.....	75
4.4.1 Desigualdades do ganho K_v	75
4.4.2 Desigualdades da frequência natural do acionamento ω_{0A}	76
5 MEDIÇÕES EM POSICIONADORES.....	78
5.1 Medições estáticas.....	78
5.1.1 Histerese.....	78
5.1.2 Rigidez, frequência natural.....	80
5.1.3 Curva característica de atrito.....	82
5.2 Medições dinâmicas na malha de controle de velocidade....	83
5.2.1 Resposta ao degrau.....	83
5.2.2 Limite de corrente.....	86
5.2.3 Resposta-em-frequência do acionamento.....	86
5.3 Medições dinâmicas na malha de controle de posição.....	89
5.3.1 Medição do ganho do controlador de posição.....	89
5.3.2 Comportamento transitório no posicionamento.....	90
6 CONCLUSÃO.....	92
7 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	94

RESUMO

O principal objetivo deste trabalho é o de contribuir na produção e disseminação de conhecimentos em língua portuguesa na área de automação industrial. Na vastidão do campo da automação industrial o trabalho situa-se na área de controle (numérico) de movimento, tratando mais especificamente de posicionadores para a automação com ênfase em seu comportamento dinâmico.

O primeiro Capítulo introduz o assunto e faz uma revisão dos fundamentos de dinâmica de sistemas, comando e controle. Apresenta-se o comando numérico computadorizado (CNC) como sistema de controle de movimentos, que por sua vez controla um ou mais posicionadores de um sistema técnico automatizado. Posicionadores, portanto, são encarados como sistemas básicos, presentes na maior parte dos equipamentos automatizados para manufatura (aparelhos, instrumentos, máquinas-ferramenta, robôs, manipuladores, transportadores, etc.). Define-se o princípio básico de um posicionador e faz-se uma análise das funções básicas que o compõe bem como dos parâmetros principais, com ênfase nos dinâmicos.

O Cap. 2 aborda os componentes mecânicos para posicionadores, classificando-os por critérios funcionais. Apresenta-se um estudo do comportamento dinâmico dos componentes mecânicos no funcionamento do posicionador. Apresenta-se também recomendações de projeto e seleção de componentes mecânicos com vistas à otimização do comportamento dinâmico.

O Cap. 3 aborda os acionamentos eletromecânicos para posicionadores, que são a interface entre a parte eletro-eletrônica e a mecânica. Apresenta-se os principais tipos de acionamentos eletromecânicos com ênfase em seu comportamento dinâmico.

O Cap. 4 traz uma análise dos desvios (erros) que ocorrem em posicionadores, cuja origem esteja no sistema de controle, ou seja, devidos a problemas dinâmicos. Apresenta-se formas de minimizar ou eliminar tais erros.

Por fim o Cap. 5 apresenta sugestões de ensaios para serem realizados em posicionadores com o fim de determinar experimentalmente os seus parâmetros e o seu comportamento dinâmico. Através destes ensaios pode-se obter dados para simular o sistema, otimizar o comportamento dinâmico através do ajuste apropriado dos controladores e também realimentar o processo de projeto de posicionadores com informações a respeito do seu desempenho.

ABSTRACT

The main objective of the present work is to contribute to the dissemination, in portuguese, of knowledge in the industrial automation area. In the vast field of industrial automation this work may be located in the motion control (numerical control) area, being more specific, treating about positioning systems for automation with emphasis on its dynamic behavior.

In the Chapter 1 there is an introduction to the subject and a tutorial of system dynamics, command and control fundamentals. The computerized numerical control (CNC) as a motion control system which can control one or more positioning systems of a automatized technical system, is presented. Positioning systems are, therefore, thought as basic systems, present in the most part of manufacturing automatic equipments (apparatus, instruments, machine-tools, robots, manipulators, transporting systems, etc.). The basic principle of a positioning system is defined and an analysis of its basic functions as well as of its main parameters, with emphasis to the dynamics, is made.

In the Chapter 2 the mechanical elements for positioning systems and its classification is presented, in terms of functional criteria. A study of the dynamic behavior of mechanical elements of a positioning system is presented. Recommendations are also provided for the selection and the design of mechanical elements, toward a optimization of the dynamic behavior.

In Chapter 3 a review of electromechanical actuators for positioning systems, which are the interface between the electro-electronic circuits and the mechanical parts, is made. The most important types of electromechanical actuators are presented, emphasizing its dynamic behavior.

In Chapter 4 is made an analysis of the deviations (errors) which occur in positioning systems, which are originated in the control system, that means, originated by dynamic problems. Forms for the minimization or elimination of such errors are presented.

Finally, in the Chapter 5, are made suggestions for positioning systems testing towards the determination of its parameters and its dynamic behavior. By these tests it is possible to obtain data for the system simulation, the optimization of the dynamic behavior through the adjustment of the controllers and also to feedback the positioning systems design process with new informations.

1 INTRODUÇÃO E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1 AUTOMATIZAÇÃO: COMANDO, CONTROLE

Define-se automatização como o conjunto de medidas tomadas para ter-se o transcurso completa ou parcialmente autônomo de um processo, comandado por um programa previamente estabelecido, e sem a intervenção de um operador [6].

Em sistemas físicos pode-se distinguir o fluxo de energia do fluxo de sinais, como representado na Fig. 1.1.

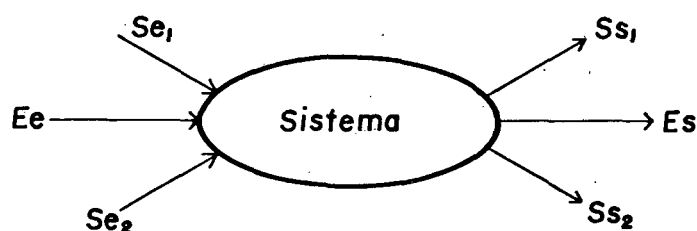


Fig. 1.1. Fluxo de energia e de sinais em um sistema físico genérico

O grau de automatização do sistema é nulo se não houver uma preocupação com os sinais de entrada S_{en} e com os sinais de saída S_{sn} . Quanto maior for o grau de automatização maiores serão o número de sinais de entrada e de saída considerados, as exigências de precisão e confiabilidade do fluxo de sinais e a importância dos sinais no desempenho do sistema [5].

A automatização pode ser realizada através de duas estratégias básicas: o comando ou o controle. [1, 2, 3, 4, 5] Um sistema de comando em sua forma básica, com um canal de informação, está esquematizado na Fig. 1.2.

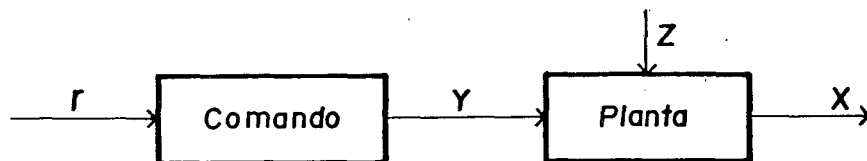


Fig. 1.2. Sistema genérico de comando

Um sinal de comando Y é gerado a partir de uma referência r (sinal de entrada) para atuar na planta sobre a variável de interesse X (sinal de saída) a qual não tem nenhuma influência de volta sobre o sinal de comando Y . Um exemplo de um sistema de comando pode ser um motor CC (de Corrente Contínua) com comutador mecânico, excitado por ímãs permanentes, alimentado por uma fonte CC de tensão variável, como mostrado na Fig. 1.3.

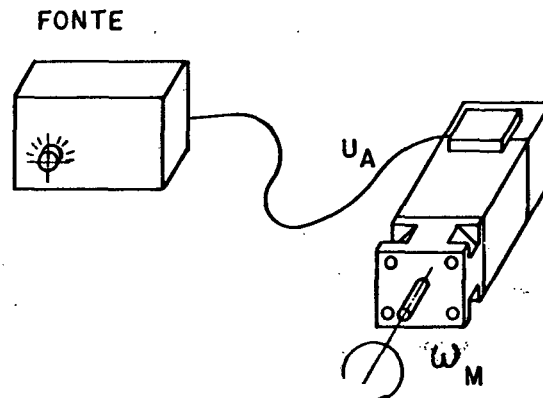


Fig. 1.3. Exemplo de um sistema de comando: motor CC

A referência r é ajustada através do botão de comando da fonte. Esta fornece na saída a tensão u_A que é aplicada aos terminais de armadura do motor, que vai girar a uma determinada velocidade angular ω_M . Se houver flutuações na carga aplicada ao eixo do motor (grandeza de perturbação Z), a velocidade ω_M vai variar, mas não produzirá nenhum efeito sobre a tensão u_A no sentido de ser mantida a velocidade inicialmente ajustada.

As funções básicas de um sistema de comando podem ser resumidas nos seguintes pontos: [4]

- transmissão de informações à distância;
- modificação do nível de energia de informações, e
- conversão de forma de energia.

Um esquema de um sistema de controle está mostrado na Fig. 1.4. Controlar um sistema significa levar determinada grandeza física de interesse X a um valor prescrito, dado por uma referência r , e mantê-la neste valor através da atuação de um sinal de comando Y sobre a planta. Isso é feito medindo-se a variável controlada X e realimentando o valor a ela correspondente, X^* , ao controlador, onde

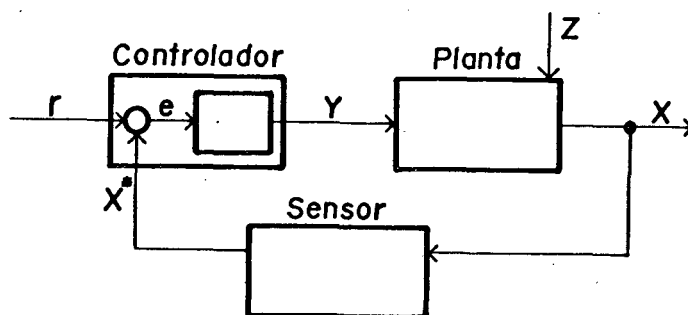


Fig. 1.4. Sistema de controle

este sinal é comparado com a referência r . A diferença entre o sinal de referência e o sinal correspondente ao valor medido da grandeza X (variável e , também chamada de erro no controlador), é o sinal de entrada do controlador, que atua sobre a planta através do sinal de comando Y , no sentido de zerar o sinal e . Essa ação de medir-comparar-actuar é um ciclo que se repete continuamente durante a operação de um controlador analógico, e periodicamente em um controlador digital.

Voltando-se ao exemplo de um motor CC, pode-se colocar uma pessoa a supervisionar as variações de velocidade angular decorrentes de variações na carga. Esta pessoa pode reajustar o botão de comando da fonte (sinal de referência) para compensar os efeitos da variação de carga. Esta pessoa cumpre o papel de sensor que avalia ("mede") a variável controlada, e também o de controlador, que em seu cérebro compara o valor medido com o valor desejado, realizando ainda a ação corretiva sobre a planta quando houver erro (reajustando o botão da fonte com sua mão). Dessa forma a variável controlada passa a ter influência sobre o sinal de comando na forma de uma realimentação.

Entretanto, para melhorar o desempenho do sistema e automatizá-lo pode-se utilizar um sensor de velocidade acoplado ao eixo do motor, fornecendo um sinal elétrico correspondente à velocidade. Um controlador eletrônico compara o sinal de referência com o sinal proveniente do sistema de medição, produzindo o sinal de comando para a planta. Dessa forma o sistema passa a independar da habilidade do operador.

Em automação é de grande importância a descrição do comportamento estático e do comportamento dinâmico dos sistemas posicionadores,

sendo que o segundo é de maior relevância que o primeiro.

1.2 COMPORTAMENTO ESTÁTICO DE SISTEMAS FÍSICOS

Por comportamento estático se entende o comportamento do sistema quando todas as variáveis estão estabilizadas em valores de regime permanente. Uma forma bastante usual de descrever o comportamento estático é a curva característica. Esta representa o comportamento estático (em regime permanente) de uma das variáveis de saída em relação a uma variável de entrada do sistema.

As curvas características de elementos podem ser: (Fig. 1.5)

- contínuas
 - lineares
 - não-lineares
- descontínuas.

Um sistema pode ser denominado de acordo com o tipo de sua curva característica. Por exemplo, um elemento que apresenta uma curva linear é dito um elemento linear.

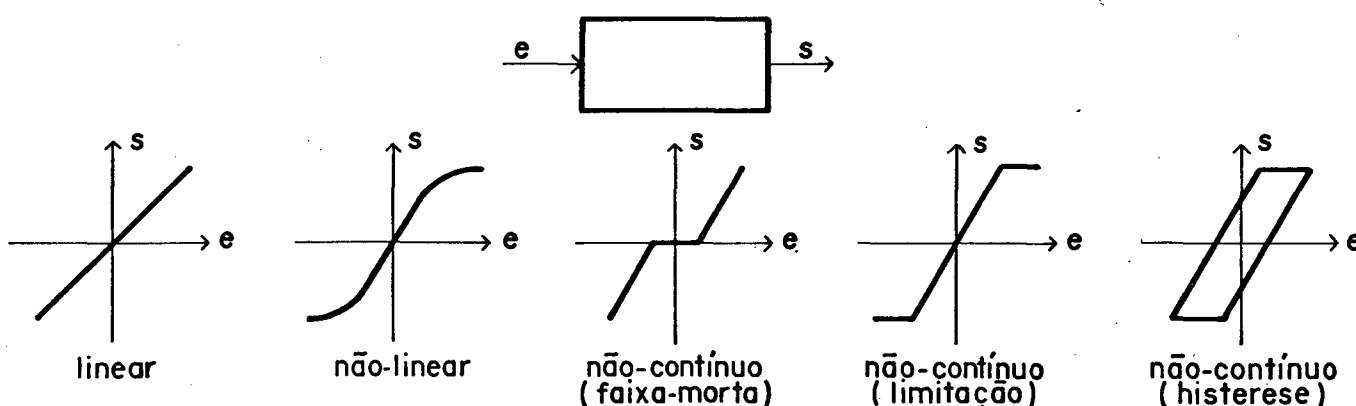


Fig. 1.5. Curvas características de sistemas

1.3 COMPORTAMENTO DINÂMICO DE SISTEMAS FÍSICOS

Por comportamento dinâmico entende-se o comportamento de um sistema durante regimes transitórios, até que se estabeleça novamente o re-

gime permanente, ou seja, a descrição da forma como os sinais de saída seguem sinais de comando variantes no tempo.

A descrição do comportamento dinâmico pode ser no domínio do tempo ou no domínio da frequência.

Para descrever um sistema no domínio do tempo, modela-se o sistema, escreve-se as leis físicas pertinentes, e a partir dessas, a equação diferencial que relaciona a grandeza de saída à grandeza de entrada. Aplicando-se uma excitação à entrada (por exemplo, a função impulso unitário, degrau unitário, etc.) à equação diferencial e resolvendo-a obtém-se a expressão da resposta do sistema à excitação aplicada em função do tempo.

Para os elementos lineares existe uma extensa teoria que permite o cálculo analítico do comportamento dinâmico durante transitórios e em regime permanente. Para elementos não-lineares existem apenas métodos aproximados e relativamente complexos para o cálculo do comportamento dinâmico.

Entretanto, sistemas não-lineares podem ser linearizados caso possam operar dentro de um pequeno intervalo ao redor de um ponto de operação escolhido. Neste caso a curva não-linear é substituída pela reta tangente a ela no ponto de operação [2].

O comportamento dinâmico também pode ser descrito no domínio da frequência. Para isso aplicam-se sinais harmônicos a uma entrada do sistema, representado pela sua função resposta-em-frequência obtida a partir da equação diferencial transformada pelo operador de Laplace. Determina-se então a relação entre o sinal de saída e o sinal de entrada (relação de amplitude e de fase) ao longo de uma faixa de frequências de interesse para o funcionamento do sistema.

Pode-se também determinar experimentalmente o comportamento dinâmico de um sistema real ou de um protótipo, aplicando sinais de excitação temporais e/ou frequenciais à sua entrada, e medindo/registando o comportamento da saída. A análise posterior dos resultados obtidos permite que se conheça o tipo de comportamento do sistema.

1.4 A AUTOMATIZAÇÃO DE MÁQUINAS-FERRAMENTA

O primeiro passo dado pelo homem no sentido de automatizar máquinas-ferramenta foi a substituição de sua força física como fonte de energia necessária ao processo por fontes de energia disponíveis na natureza (tração animal, ou energia hidráulica, posteriormente convertida em energia elétrica).

O segundo passo está sendo a eliminação gradativa de sua interferência no fluxo de informações do processo. A máquina deve trabalhar automaticamente a partir de um programa introduzido, requerendo o mínimo de supervisão do operador.

Nas máquinas automáticas modernas, ferramenta e peça devem deslocar-se uma em relação à outra, de acordo com a geometria da peça que se deseja fabricar. Devem ser levados em conta os dados tecnológicos correspondentes ao processo.

Num primeiro momento as máquinas eram dotadas de um acionamento central, do qual se obtinham todos os demais movimentos através de transmissões mecânicas. Em momentos posteriores, para aumentar a flexibilidade das máquinas, passou-se a equipar cada grau de liberdade com um acionamento próprio, independente dos demais. Os diversos eixos são gerenciados por um Comando Numérico.

1.4.1 CNC: COMANDO NUMÉRICO COMPUTADORIZADO

Um esquema genérico de um CNC é mostrado na Fig. 1.6. Ele recebe como informações de entrada os parâmetros da máquina e os programas-peça. Os parâmetros de máquinas informam a respeito das características particulares da máquina ligada ao CNC e por ele controlada. O programa-peça contém as informações geométricas e tecnológicas da peça que se deseja fabricar.

Estes dados de entrada podem ser introduzidos manualmente, através do painel do CNC (MDI - "Manual Data Input") ou através de uma interface padronizada (p.ex. a "RS 232") à qual é conectado um dispo-

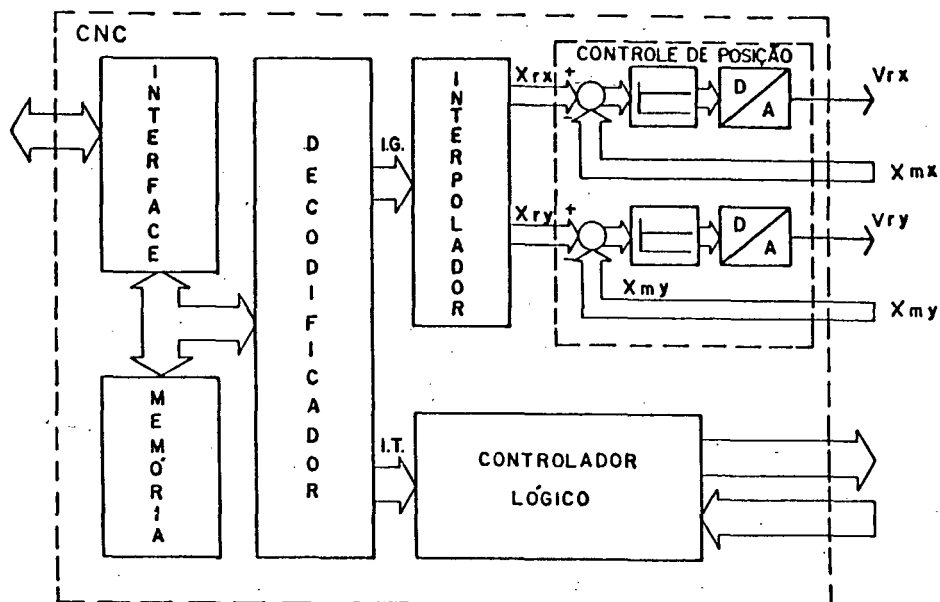


Fig. 1.6. Esquema de um CNC de 2 eixos

sitivo de entrada/saída (leitora/perfuradora de fita de papel, unidade de fita ou disco magnético) ou diretamente à interface de um computador no qual são gerados ou distribuídos os programas-peça. Neste último caso estamos falando de DNC ("Direct Numerical Control"). O CNC geralmente possui uma memória interna na qual diversos programas-peça podem ser armazenados simultaneamente.

Na execução de um programa-peça NC, este é decodificado em dois tipos de informações: Geométricas e tecnológicas. As informações geométricas são processadas pelo interpolador que fornece aos controladores de posição de cada um dos eixos de movimento os sinais de referência de posição. As informações tecnológicas são processadas pelo controlador lógico, que fornece em sua saída sinais de comando para atuadores e recebe sinais de sensores que indicam o estado de variáveis do processo, confirmam a execução de comandos enviados à máquina, etc.

1.4.2 POSICIONADORES

Na Fig. 1.7 está representado o esquema genérico de um posicionador de 1 eixo de movimento, que pode ser subdividido em quatro grupos para seu melhor entendimento: controlador de posição, acionamento, componentes mecânicos e sensores.

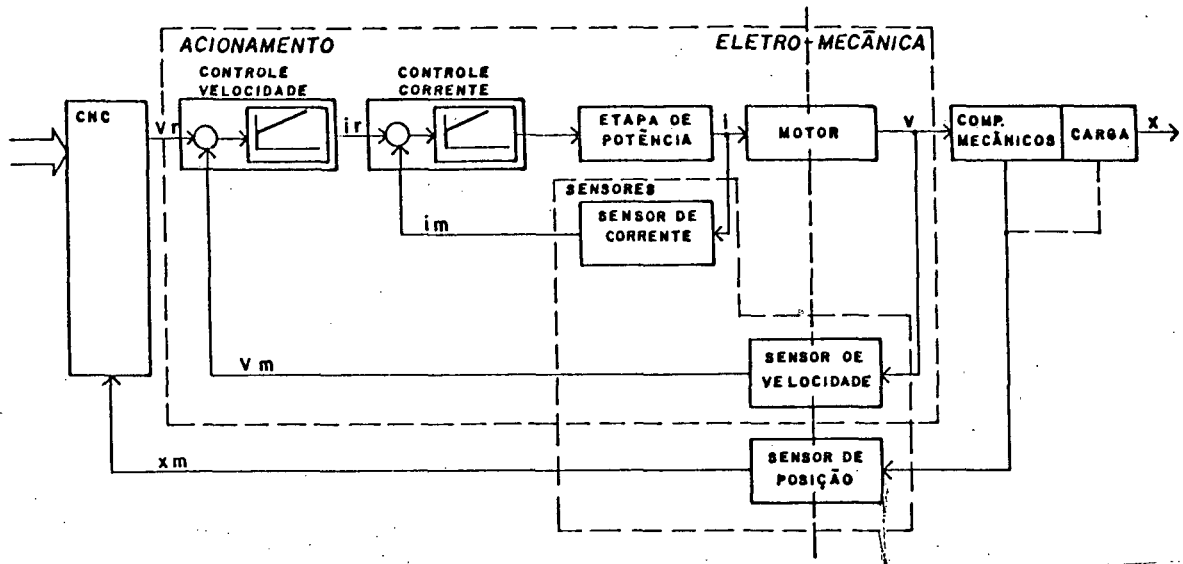


Fig. 1.7. Esquema genérico de um posicionador de 1 eixo

Um sistema com mais de um eixo de movimento (com "n" eixos) está genericamente esquematizado na Fig. 1.8.

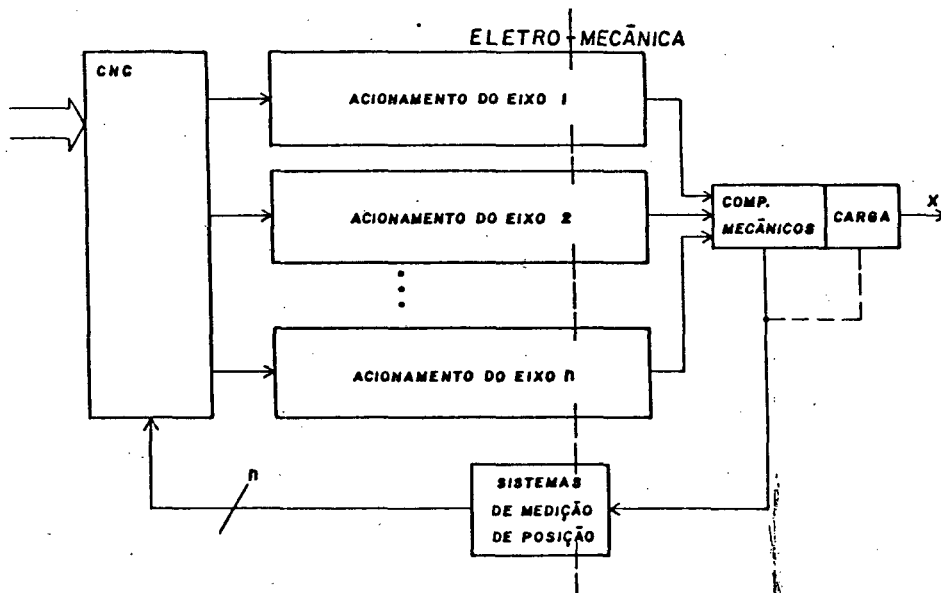


Fig. 1.8. Esquema de um posicionador multieixos

1.4.2.1 CONTROLADOR DE POSIÇÃO

O sinal de referência de posição x_r é comparado com o sinal x_m proveniente do sistema de medição. O sinal resultante da comparação, chamado de "erro de seguimento" Δx , é a grandeza de entrada do pró-

ximo elemento, denominado controlador de posição, cuja representação usual para um comportamento do tipo P (proporcional) está mostrada na Fig. 1.9a - curva característica - e Fig. 1.9b - resposta ao degrau. O parâmetro do controlador proporcional é o ganho K_v , dado pela inclinação da curva característica. O sinal de saída deste elemento é a referência de velocidade v_r .

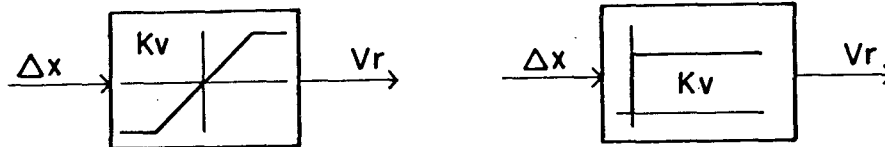


Fig. 1.9a, b. Representação de um controlador de posição do tipo P.
a. Curva característica, b. resposta ao degrau

Matematicamente pode-se expressar o ganho K_v da seguinte forma

$$v_r = K_v \cdot \Delta x \quad (1.1)$$

1.4.2.2 ACIONAMENTO

O subsistema denominado acionamento geralmente compreende as seguintes partes: (Fig. 1.7)

- controlador de velocidade
- controlador de corrente
- etapa de potência
- servomotor
- sensores de corrente e velocidade.

O controlador de velocidade recebe como informação de entrada a diferença resultante da comparação entre o valor de referência de velocidade v_r , e a velocidade medida pelo sensor, v_m . A representação usual de um controlador de velocidade do tipo PI (Proporcional-Integral) é mostrada na Fig. 1.10, apresentando o comportamento de resposta ao degrau unitário.

Os parâmetros do controlador PI são o ganho K_{cv} e a constante de tempo de integração T_{cv} , que por sua vez são dados pelos parâmetros dos componentes eletrônicos que compõe o controlador.

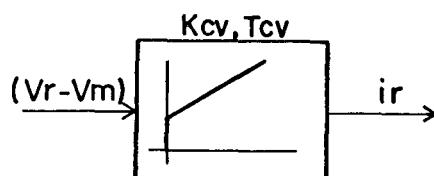


Fig. 1.10. Representação de um controlador de velocidade do tipo PI

Igualmente, o controlador de corrente pode ser do tipo PI e atuar no canal direto de informações como mostrado na Fig. 1.7, ou ainda fora do canal direto, sobre um elemento limitador de corrente, que por sua vez atua sobre o fluxo de sinais somente quando a corrente medida torna-se maior que a admissível para as condições de funcionamento instantâneas do motor (Fig. 1.11).

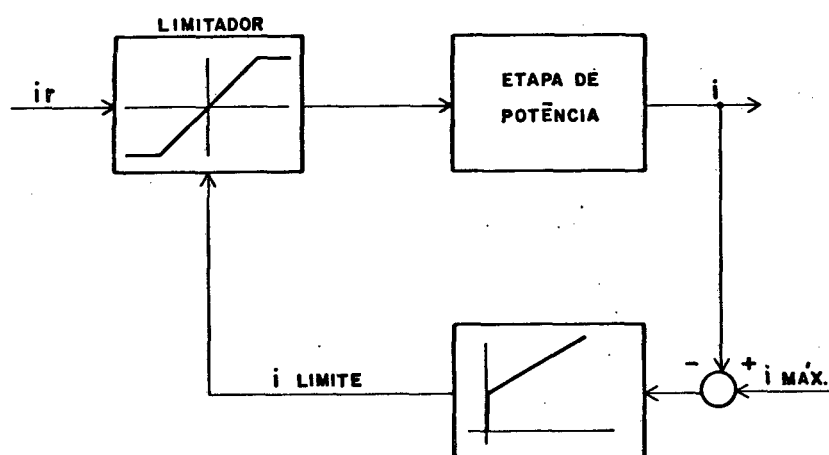


Fig. 1.11. Limitador de corrente

A etapa de potência é a responsável por amplificar o sinal vindo do controlador/limitador de corrente, conferindo-lhe o nível de energia necessário ao servomotor ligado à sua saída. O servomotor, funcionalmente, é o elemento que realiza a conversão de sinais e de energia entre os subsistemas elétrico e mecânico. A etapa de potência e o servomotor serão analisados mais detalhadamente no Cap. 3.

1.4.2.3 COMPONENTES MECÂNICOS

Para efeito do comportamento dinâmico serão considerados somente os componentes que se encontram entre a ponta do eixo do servomotor e o

objeto que se movimenta num determinado grau de liberdade, ou seja, os componentes percorridos pelo fluxo de informações. As informações devem ser transmitidas com máxima fidelidade e rapidez, de forma que se obtenham os resultados desejados, dentro das respectivas especificações.

De acordo com a função que desempenham, os componentes mecânicos mais importantes em posicionadores podem ser classificados em:

- transmissões mecânicas conversoras
- transmissões mecânicas transformadoras
- acoplamentos e
- guias.

No Cap. 2 cada um dos grupos funcionais será tratado mais detidamente no que diz respeito a suas características dinâmicas.

1.4.2.4 SENSORES

O sensor de corrente mede a corrente que circula pelas bobinas do servomotor e produz um sinal elétrico a ela correspondente, que é realimentado ao comparador do controlador de corrente.

O sensor de velocidade, na grande maioria das vezes integrado ao servomotor, mede a velocidade angular deste e produz um sinal elétrico correspondente, que é realimentado ao comparador do controlador de velocidade.

Quanto ao local onde é realizada a medição de posição, pode-se falar em: a. Medição direta, quando a grandeza que se deseja controlar é medida diretamente; b. medição indireta, quando a grandeza que se deseja controlar é medida indiretamente, através de outra grandeza a ela relacionada.

Em um posicionador de movimento de translação acionado por um servomotor através de um fuso de esferas recirculantes (Fig. 1.12), a medição será direta se o sensor estiver acoplado ao próprio objeto ou ao seu suporte, medindo diretamente sua posição. Entretanto pode-se

medir também a posição angular do fuso ou do eixo do motor, e indiretamente através dos parâmetros do fuso (o seu passo h) estabelecer a posição do objeto. Neste último caso a medição é indireta.

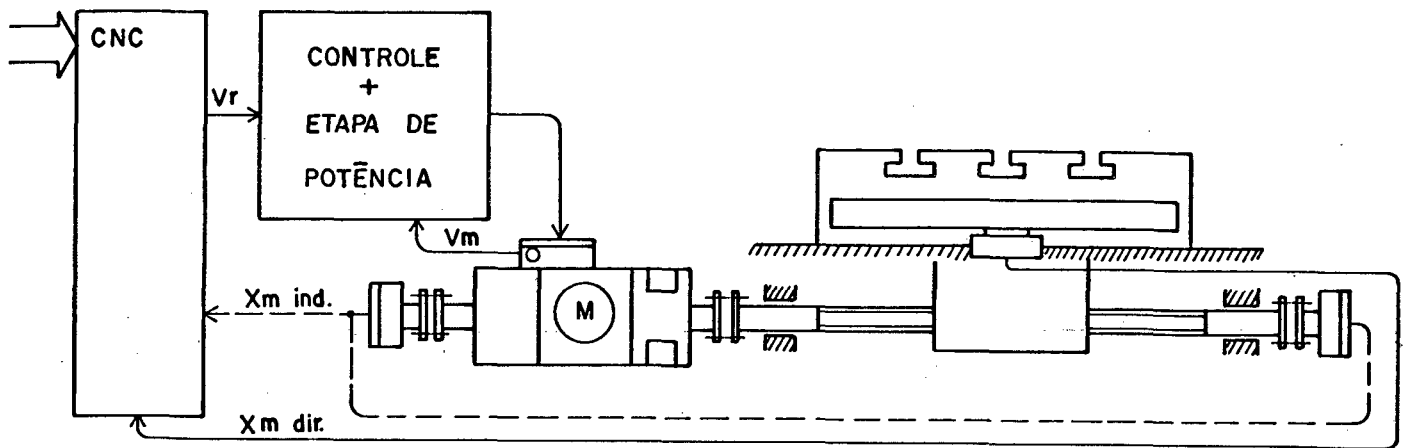


Fig. 1.12. Medição direta e medição indireta de posição

Na medição de posição também é de grande importância observar, sempre que possível, o princípio de Abbe, que diz que o comprimento a medir deve estar tão próximo quanto possível do instrumento que serve como sensor de medição, preferencialmente sobre a mesma reta [13].

1.4.3 DINÂMICA DE POSICIONADORES

O comportamento dinâmico do posicionador é influenciado por cada um de seus componentes percorridos pelo fluxo de informações. Conforme dito anteriormente, representa-se um posicionador através de seu modelo funcional, o que será tratado a seguir:

2.4.3.1 MODELOS

Para que se possa estudar um posicionador sob o aspecto de sua dinâmica é necessário que se tenha um modelo que o descreva suficientemente bem. Na modelação deve-se manter um compromisso entre a fidelidade do modelo ao sistema real e a complexidade do cálculo e modelação.

O modelo de um controlador de posição sugerido na referência [7] é mostrado na Fig. 1.13.

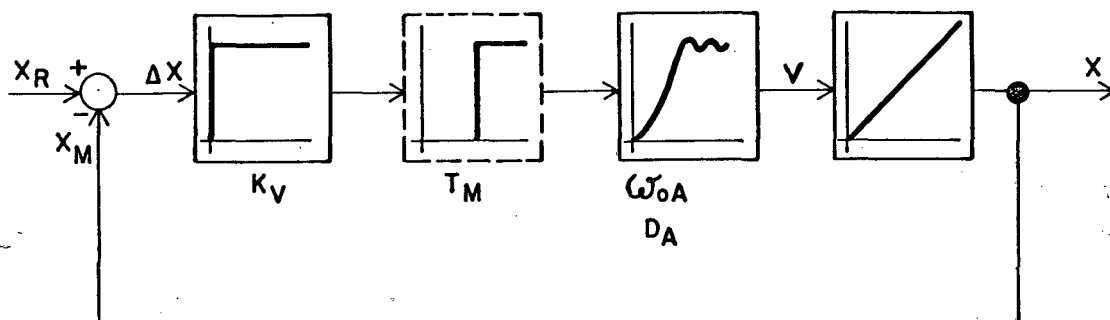


Fig. 1.13. Diagrama de blocos de um posicionador

Bem à esquerda está o comparador, cujas entradas são o sinal de referência, x_r , e o sinal de realimentação, x_m , e cuja saída é o erro dinâmico, Δx ($\Delta x = x_r - x_m$). Logo em seguida vem o bloco que representa o ganho do controlador de posição, K_V .

O 2º bloco representa o tempo morto de um amplificador de potência tiristorizado, T_M .

O 3º bloco representa o comportamento dinâmico do servo-motor e dos componentes mecânicos. Os parâmetros característicos são a frequência natural, ω_{0A} , e o fator de amortecimento, D_A . Estes são os parâmetros de um sistema de 2ª ordem, e são definidos por duas constantes de tempo características do sistema: A constante de tempo elétrica T_{eA} , que representa o tempo que a corrente num motor CC necessita para atingir 63,2 % do seu valor final após ser aplicada uma tensão de armadura de valor constante, e a constante de tempo mecânica T_{mA} , que representa o tempo que a velocidade do motor necessita para atingir 63,2 % de seu valor final após ser aplicado uma tensão de armadura de valor constante. T_{eA} depende da indutância de armadura do motor L_A , e do inverso da resistência de armadura R_A . T_{mA} depende da inércia total J_T , da resistência de armadura do motor R_A , e do inverso das constantes de tensão K_E e de torque K_T do motor.

O 4º bloco representa a integração realizada sobre o sinal de velocidade, v , na sua entrada, resultando no sinal de posição, x , na

saída.

Os parâmetros de um posicionador, portanto, dependem dos componentes utilizados, e somente podem ser alterados por substituição destes componentes. Entretanto os parâmetros dos controladores podem ser facilmente variados dentro de uma faixa e assim pode-se adaptá-los ao restante do conjunto para que este, como um todo, funcione de forma otimizada, com máxima rapidez e precisão.

1.4.3.2 FREQUÊNCIA NATURAL E AMORTECIMENTO

Os parâmetros ω_{DA} e D_A são de grande importância no projeto de um posicionador e na seleção dos seus componentes. Quanto mais alta a frequência natural, maior a rapidez de reação do posicionador e menores as distorções provocadas nos sinais.

O fator de amortecimento representa a rapidez de redução de amplitude de oscilações no posicionador. $D_A > 1$ caracteriza sistemas completamente isentos de oscilação, porém muito lentos. $D_A < 1$ caracteriza sistemas mais rápidos, porém com oscilações. Sistemas com $D_A < 0$ são instáveis pois as oscilações não são mais eliminadas, havendo inclusive amplificação delas.

1.4.3.3 NÃO-LINEARIDADES

Em posicionadores reais existe uma série de não-linearidades que influem sobre o seu comportamento dinâmico. Quanto mais próximo o modelo chegar do posicionador real, mais não-linearidades terão que ser modeladas. E como já foi enfatizado, o tratamento matemático das não-linearidades é mais complexo.

As não-linearidades distorcem os sinais, como pode ser visto na Fig. 1.14 para o caso de uma histerese. Como pode ser visto nessa figura, a frequência fundamental do sinal não é alterada, mas o sinal é atenuado (a) e defasado (φ) em relação ao sinal que deveria sair do elemento caso ele fosse perfeitamente linear (linhas tracejadas).

Como regra geral pode-se dizer que as não-linearidades em posicionadores devem ser mantidas em valores mínimos tais que a sua influência seja minimizada e que na modelação possam ser desprezadas.

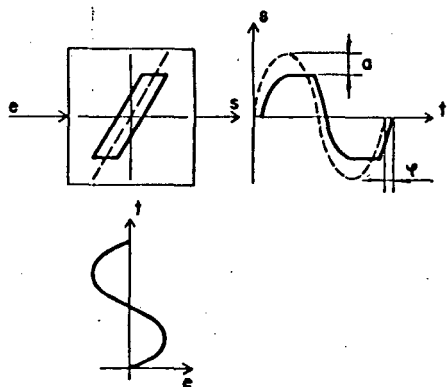


Fig. 1.14. Distorção de um sinal por uma não-linearidade

As não-linearidades em componentes mecânicos podem ser divididas em dois grupos distintos, que entretanto têm efeitos muito semelhantes:

- a) folgas mecânicas, tais como folgas em engrenagens ou em sistemas pinhão-cremalheira, folgas entre fuso e castanha, escorregamento entre correia e polia, folga em acoplamentos, folga em mancais, etc.
- b) Zona morta devida à elasticidade (rigidez finita), ou folga elástica. O efeito conjunto da característica elástica dos materiais dos componentes mecânicos e da carga estática é o de uma não-linearidade semelhante à folga mecânica.

Daí pode-se concluir que a estratégia para minimização das não-linearidades mecânicas é a seguinte:

- minimização das folgas;
- maximização da rigidez;
- minimização da carga estática.

Assim fica concluída a apresentação preliminar de um posicionador sob o ponto de vista dinâmico e de seu controle. Os capítulos a seguir tratarão de aspectos específicos do comportamento dinâmico:

2 COMPORTAMENTO DINÂMICO DE COMPONENTES MECÂNICOS

Neste capítulo os componentes mecânicos estão classificados de acordo com a sua função nos fluxos de energia e de informações em posicionadores.

Deve-se ressaltar que a regra de ouro para que se tenha um bom sistema mecânico é que este deve ser tão simples quanto possível. Quanto menor o número de componentes, em especial de componentes móveis, melhor e mais confiável será o funcionamento do mesmo. Portanto, ao projetar um posicionador, o projetista deve lançar mão apenas dos componentes funcionalmente necessários.

2.1 REQUISITOS DINÂMICOS PARA COMPONENTES MECÂNICOS

O projeto de posicionadores, além de requerer o dimensionamento estático usual, requer também o dimensionamento dinâmico. Este último é realizado com base em requisitos dinâmicos que assegurem uma boa performance dinâmica. [9]

Conforme já foi frisado no capítulo 1, item 1.4.3 - dinâmica de posicionadores -, os requisitos dinâmicos para se obter um bom comportamento do posicionador são:

- frequência natural tão elevada quanto possível, e
- amortecimento crítico ($D = 1$ - sem sobrepassagem -).

2.1.1 FREQUÊNCIA NATURAL MECÂNICA

A frequência natural mecânica, ω_0 Mec, para um componente mecânico que possa ser modelado por um sistema massa-mola, é definida da seguinte forma [7]:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_F}{M}} \quad (2.1)$$

onde: C_F - constante de rigidez
 M - massa

Da análise desta expressão pode-se concluir que para maximizar a frequência natural de um componente mecânico os requisitos de projeto são:

- rigidez tão elevada quanto possível, e
- massa tão reduzida quanto possível.

Nas seções seguintes serão discutidas as estratégias para o atendimento desses requisitos para cada um dos grupos funcionais de componentes apresentados.

É necessário salientar também ainda que no contexto geral de um posicionador, os componentes mecânicos são os que apresentam os menores valores absolutos de frequência natural. Portanto, para que não se desperdice a boa qualidade dinâmica dos acionamentos, deve-se concentrar os esforços no sentido de obter-se a máxima frequência natural do sistema mecânico.

Para melhor atingir esse objetivo é de grande importância uma homogeneidade na rigidez dos diversos componentes que compõe o sistema mecânico. Em outras palavras, deve-se evitar que haja "pontos fracos" (componentes com baixa rigidez em relação aos demais) pois estes põe a perder todos os esforços dispendidos ao se projetar os demais componentes com elevada rigidez. E igualmente a montagem dos componentes deve ser tão ou mais rígida que os próprios componentes.

De igual importância é que os componentes sejam projetados com massa tão reduzida quanto possível (e para componentes com movimento de rotação, com inércia tão reduzida quanto possível).

Em uma primeira análise esses requisitos podem trazer consigo alguma contradição na medida em que o aumento de rigidez pode ser conseguido aumentando-se as dimensões dos componentes, enquanto a diminuição da inércia pode ser conseguida diminuindo-se as dimensões dos componentes. Cada caso requererá um estudo específico que leve em conta todos os fatores atuantes e conduza à solução ótima.

2.1.2 AMORTECIMENTO

A rigidez (ou o seu inverso, a elasticidade) e a massa (ou a inércia) são elementos armazenadores de energia. Se tivéssemos somente desses elementos no sistema, então ao se fornecer energia para ele, esta circularia entre os armazenadores e o sistema estaria permanentemente em oscilação. Tem-se entretanto também presente o amortecimento, como elemento dissipador de energia, suprimindo assim as oscilações.

O amortecimento de componentes mecânicos, D_{Mec} , pode ser explicado por mecanismos de atrito através dos quais energia mecânica é convertida em energia térmica (calor). Destes os principais são:

- o atrito entre superfícies que apresentam movimento relativo;
- o atrito entre as moléculas ou átomos do material que se deforma elástica ou plasticamente;
- o atrito entre a superfície de um corpo e as moléculas ou átomos do meio fluidico dentro do qual ele se desloca.

2.2 GRUPOS FUNCIONAIS DE COMPONENTES MECÂNICOS

A seguir serão apresentados os grupos funcionais de componentes mecânicos de relevância para o comportamento dinâmico de posicionadores. Dentro de cada grupo funcional serão também apresentados os tipos construtivos de maior importância. [11, 12]

2.2.1 GUIAS DE MOVIMENTO

A função do grupo "guias de movimento" é de definir em qual (ou quais) grau(s) de liberdade do posicionador deseja-se que haja movimento. Por conseguinte ficam também determinados os graus de liberdade segundo os quais deve ficar bloqueado o movimento.

As guias para movimentos de translação podem também ser chamadas de guias lineares, enquanto que as guias para movimentos de rotação podem ser chamadas de mancais rotativos. Para aplicações especiais existem também guias que permitem dois ou mais graus de liberdade,

podendo inclusive haver a combinação de movimento rotativo e de translação. Nesse trabalho, sempre que houver uma referência genérica à guias, estará se referindo a guias lineares.

Os principais requisitos para o projeto de guias para posicionadores são de caráter estático, e podem ser resumidos da seguinte forma:

- elevada precisão dimensional e de forma macrogeométrica;
- elevada rigidez (das guias e de seus suportes);
- baixo coeficiente de atrito.

O atrito nas guias é um parâmetro que além de influir sobre o comportamento estático do posicionador também terá grande influência sobre o seu comportamento dinâmico. Entretanto para que se possa estabelecer a sua influência sobre o comportamento dinâmico não basta que se conheça o seu valor estático (atrito de Coulomb) mas é necessário que se conheça o seu valor e o seu comportamento ao longo de toda a faixa de velocidades de movimento na guia. Tal comportamento expresso na forma de um gráfico de coeficiente de atrito em função da velocidade de movimento chama-se de curva característica de atrito. Diversas curvas características de atrito para diferentes tipos construtivos de guias podem ser vistas na Fig. 2.1.

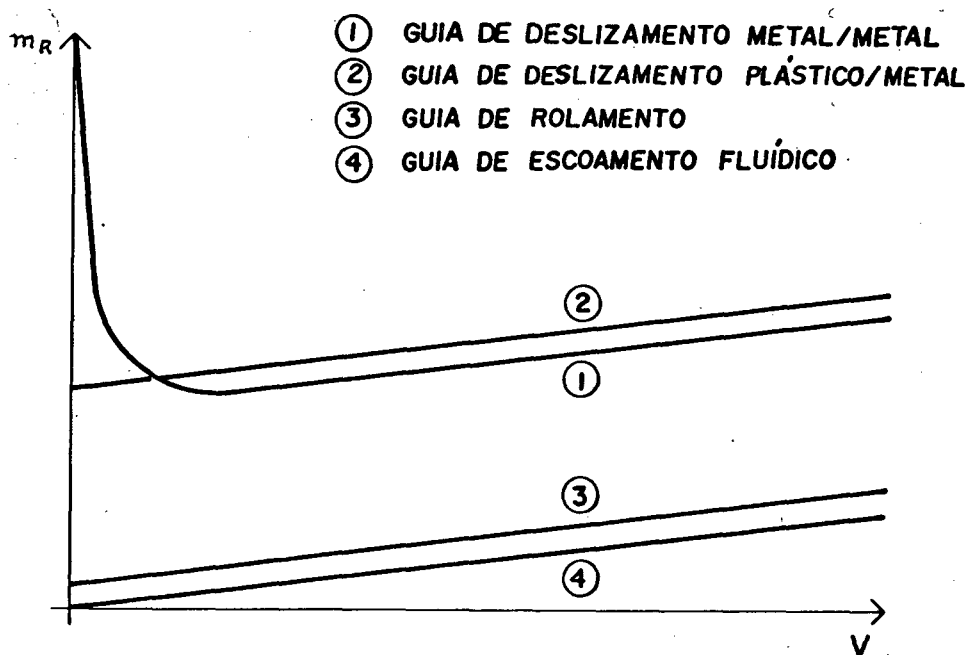


Fig. 2.1. Curvas características de atrito em guias

Pode-se então falar nos requisitos para guias, com base na curva característica de atrito. Estes são:

- atrito estático tão baixo quanto possível;
- atrito dinâmico levemente crescente em função da velocidade, ou então constante.

O atrito estático em conjunto com a elasticidade dos componentes mecânicos vai dar origem à deformação elástica destes. Esta por sua vez é uma não-linearidade que vai se manifestar como zona morta no início de movimentos a partir da velocidade zero e como histerese nas reversões de movimento. A influência das não-linearidades sobre o comportamento dinâmico já foi discutida no capítulo 1, seção 1.4.3.3.

Caso o atrito dinâmico for decrescente em função da velocidade, surge o efeito denominado "Stick-Slip". Em decorrência do surgimento desse efeito o movimento em baixas velocidades é irregular, com oscilações, praticamente inviabilizando posicionamentos de precisão.

Um critério muito utilizado para a classificação de tipos construtivos de guias é quanto à forma pela qual se dá o contato entre o elemento fixo e o elemento móvel da guia.

Nas guias de deslizamento há teoricamente um contato de superfícies sólidas, que como o próprio nome sugere, deslizam uma em relação à outra. Nas guias de rolamento há corpos de revolução (esferas, cilindros) entre o elemento fixo e o móvel. O contato é teoricamente puntual ou em forma de uma linha, e o atrito é de rolamento ao invés de escorregamento. Nas guias fluídicas um fluido à alta pressão é injetado em bolsões ou em uma fresta entre as superfícies de guia do elemento fixo e do elemento móvel. Estes deslizam sobre o filme fluidico que se estabelece, e portanto não há contato metal-metal. O atrito é do tipo fluido-viscoso.

2.2.1.1 GUIAS DE DESLIZAMENTO

Nas guias de deslizamento tradicionais o contato é de metal com metal. Na Fig. 2.1 a curva característica de atrito desse tipo de guia é aquela assinalada com o número 1. As características da guia de deslizamento do tipo metal-metal são:

- comportamento não-linear do coeficiente de atrito em função da velocidade;
- elevado coeficiente de atrito estático;
- coeficiente de atrito dinâmico decrescente em função da velocidade para baixas velocidades e novamente crescente para altas velocidades;
- elevada rigidez estática.

Devido à característica de atrito desse tipo de guias, surge em baixas velocidades o efeito "Stick-Slip".

Com o desenvolvimento dos materiais plásticos surgiram plásticos especiais para aplicação em guias de deslizamento. São plásticos à base de PTFE, aditivados ou não com MoS_2 , bronze, etc., com características de coeficiente de atrito estático mais baixo do que em guias de metal contra metal, e atrito dinâmico com comportamento linear e crescente em função da velocidade (ver Fig. 2.1 - curva 2). Dessa forma fica afastada a possibilidade de surgimento de "Stick-Slip".

O material plástico é aplicado à uma das superfícies da guia. A outra superfície continua sendo de metal, sem revestimento plástico.

A Fig. 2.2 mostra alguns tipos construtivos de guias de deslizamento.

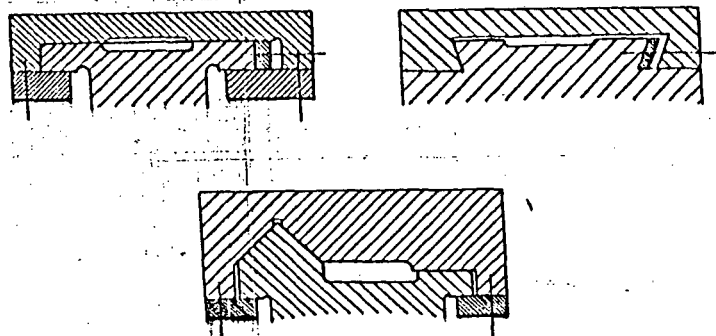


Fig. 2.2. Guias de deslizamento - tipos construtivos

2.2.1.2 GUIAS DE ROLAMENTO

Nas guias de rolamento o atrito de rolamento substitui o atrito de deslizamento. Esferas ou rolos rolam entre o elemento fixo e o elemento móvel. A curva característica de atrito para guias de rolamento é a de número 3, na Fig. 2.1.

A principal característica dinâmica das guias de rolamento é o baixo coeficiente de atrito. O coeficiente de atrito de rolamento (tanto o estático quanto o dinâmico) é consideravelmente menor que o coeficiente de atrito de deslizamento. Varia em geral na faixa de $1/20$ até $1/50$. Outra característica importante é o comportamento do coeficiente de atrito dinâmico que é crescente com a velocidade, que elimina a possibilidade de surgimento do efeito "Stick-Slip".

Essas características conferem às guias de rolamento uma boa performance dinâmica. Devido ao baixo coeficiente de atrito estático fica bastante reduzida a histerese devido às deformações elásticas.

A Fig. 2.3 mostra alguns tipos construtivos de guias de rolamento. De uma maneira geral pode-se dizer que as guias de rolamento podem ser dos seguintes tipos:

- com elementos rolantes recirculantes, não apresentando limitação ao curso de deslocamento;
- com elementos rolantes fixos em galola, atendendo apenas a um curso de deslocamento limitado.

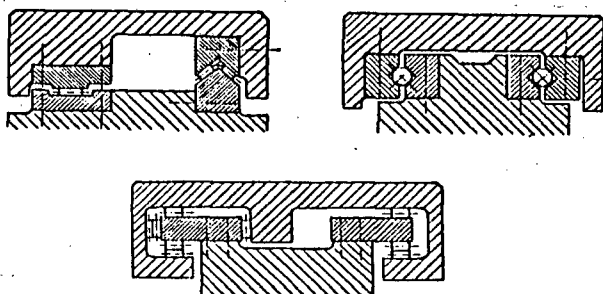


Fig. 2.3. Guias de rolamento - tipos construtivos

Devido ao baixo coeficiente de atrito das guias de rolamento torna-se possível a aplicação de pré-carga na guia, que traz as seguintes vantagens:

- a) Pode-se trabalhar fora da região inicial da curva de carregamento elástico da guia, que em geral é não-linear. Com pré-carga a rigidez estática final do conjunto é de até 3 vezes maior que a rigidez da guia sem pré-carga.
- b) Através da pré-carga pode-se aumentar um pouco a força de atrito nas guias com o objetivo de aumentar o amortecimento no posicionador como um todo. Isto algumas vezes torna-se necessário em guias de rolamento por estas caracterizarem-se por um baixo amortecimento.

2.2.1.3 GUIAS DE ESCOAMENTO FLUÍDICO

As guias de escoamento fluídico assemelham-se numa primeira análise, em seu aspecto construtivo, às guias de deslizamento. Entretanto ao invés de haver contato de metal com metal entre as superfícies de guia, providencia-se uma película de um fluido que é injetado à alta pressão na fresta existente entre as superfícies de guia. O elemento móvel da guia é levantado pela pressão do fluido até que haja um equilíbrio com seu peso próprio.

As características das guias de escoamento fluídico, que são de interesse para o comportamento dinâmico, são:

- comportamento aproximadamente linear do coeficiente de atrito em função da velocidade;
- coeficiente de atrito estático excepcionalmente baixo;
- coeficiente de atrito dinâmico crescente em função da velocidade (contribuindo para o amortecimento do sistema).

A Fig. 2.1 mostra qualitativamente a curva característica de atrito de guias de escoamento fluídico (curva de número 4).

As guias fluídicas trazem consigo a necessidade de que haja uma unidade para pressurização, adequação e distribuição do fluido de trabalho, bem como de coleta do mesmo, no caso do fluido ser um líquido.

Dois são os tipos principais de guias fluídicas:

a) Guias hidrostáticas, nas quais o fluido de trabalho é o óleo hidráulico.

b) Guias aerostáticas, nas quais o fluido de trabalho é em geral o próprio ar atmosférico tratado.

A Fig. 2.4 mostra um exemplo esquemático de uma guia hidrostática.

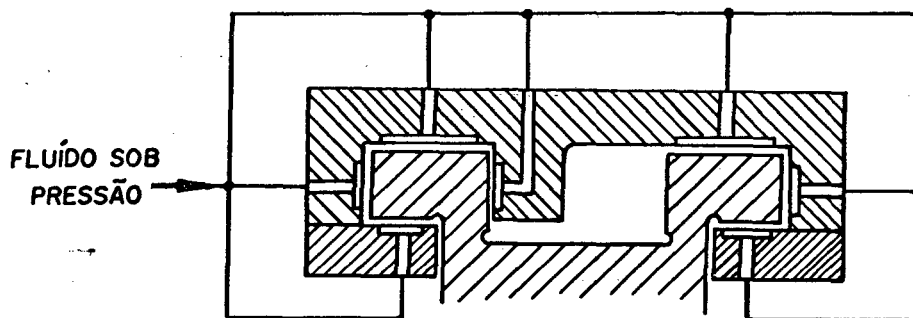


Fig. 2.4. Esquema genérico de uma guia hidrostática

2.2.2 TRANSMISSÕES MECÂNICAS CONVERSoras

Este grupo funcional de componentes mecânicos foi denominado de transmissões mecânicas conversoras porque sua função é a de realizar a interface entre o sistema mecânico de translação e o sistema mecânico de rotação, convertendo as grandezas físicas de um sistema nas correspondentes grandezas do outro sistema.

As transmissões mecânicas conversoras são necessariamente utilizadas sempre que o motor não produza o tipo de movimento de que se necessita no posicionador. Por exemplo, quando o motor gera movimento rotativo e o posicionador é de translação.

Os requisitos dinâmicos que devem orientar o projeto e a seleção de transmissões conversoras são:

- rigidez elevada, na medida da rigidez dos demais componentes mecânicos;
- inércias e massas tão reduzidas quanto possível;
- folgas tão reduzidas quanto possível.

A seguir serão apresentados os principais tipos construtivos de transmissões conversoras para posicionadores.

2.2.2.1 PARAFUSOS DE MOVIMENTO

Os parafusos de movimento são basicamente compostos do parafuso propriamente dito, também chamado de fuso, e da porca, também chamada de castanha.

Se classificados de acordo com a forma de contato entre fuso e castanha, poderão ser: fusos de deslizamento, de rolamento ou de escoamento fluídico, tal como com as guias (2.2.1).

Em posicionadores de precisão, entretanto, praticamente só se usam fusos de rolamento, e daqui por diante, quando houver uma referência genérica a fusos, sempre estarão subentendidos estes últimos. Os fusos de deslizamento encontram pouca utilização em posicionadores devido à folga presente e ao elevado coeficiente de atrito. Os fusos de escoamento fluídico (hidrostáticos, aerostáticos) devido ao seu alto custo e por requererem instalações adicionais para pressurização do fluido, são aplicados somente em casos muito especiais onde forem indispensáveis.

A seguir será tratado a respeito de dois tipos construtivos de fusos de rolamento: Os fusos de esferas recirculantes, que são os mais utilizados na grande maioria dos posicionadores, e os fusos de rolos planetários, que se aplicam em posicionadores de grande porte.

2.2.2.1.1 FUSOS DE ESFERAS RECIRCULANTES

Os fusos de esferas recirculantes compõe-se do fuso propriamente dito, da castanha, das esferas que rolam nas pistas entre fuso e castanha, e dos dispositivos de recirculação (ver Fig. 2.5).

A rigidez de um fuso é função da geometria deste e das propriedades do material de que é feito. [7] Ela pode ser dividida em duas componentes, para seu estudo, quais sejam:

- rigidez axial à tração/compressão;
- rigidez à torção.

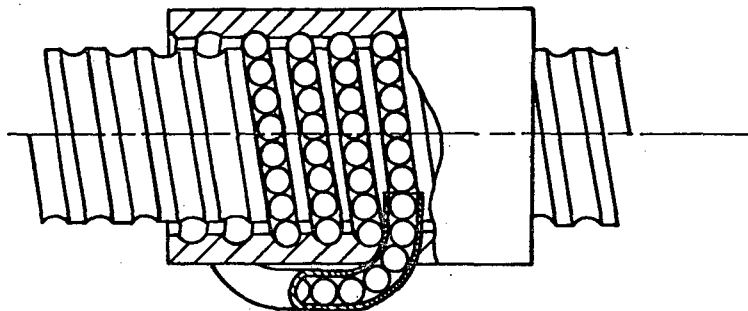


Fig. 2.5. Esquema de um fuso de esferas recirculantes

As expressões matemáticas para essas duas componentes são:

$$C_{Fa} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{E \cdot d_{nf}^2}{l_f} \quad (2.2)$$

$$C_{Ft} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{G \cdot d_{nf}^4}{l_f} \quad (2.3)$$

onde: E - módulo de elasticidade do material
 G - módulo de elasticidade transversal do material
 d_{nf} - diâmetro do núcleo do fuso
 l_f - comprimento livre do fuso

Pode-se observar, e facilmente comprovar, que a rigidez à torção, para um dado fuso qualquer, é bem maior que a rigidez axial. Portanto esta última deve ser atenciosamente considerada quando se tem necessidade de aumentar a rigidez do fuso.

A rigidez axial depende do tipo de apoios e da ancoragem axial do fuso. A forma como estes foram projetados e realizados vai definir o comprimento livre do fuso, l_f (Eq. 2.2). Na Fig. 2.6 estão mostrados quatro casos de apoio e ancoragem. Nos casos 1 e 2 o comprimento livre, l_f , é igual ao comprimento apoiado, l . Nos casos 3 e 4, l_f é igual à metade do comprimento apoiado, l , e a rigidez axial resultante é 4 vezes maior que a rigidez do mesmo fuso apoiado tal como nos casos 1 e 2.

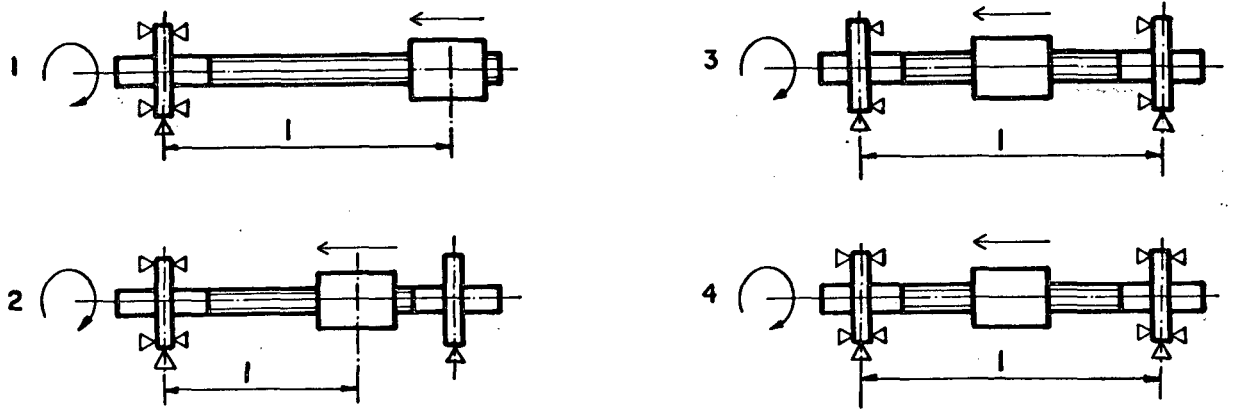


Fig. 2.6. Ancoragem de fusos de movimento

A rigidez do conjunto fuso-esferas-castanhas pode ser significativamente aumentada através da aplicação de pré-carga. A rigidez com pré-carga torna-se quase três vezes maior que a rigidez que o conjunto teria se não fosse pré-carregado. [14]

Outras vantagens da aplicação de pré-carga entre castanha, esferas e fuso é a eliminação da folga axial, sobre a qual ainda se voltará a falar, e também que se escapa da região inicial da curva de carregamento elástico, que é não-linear e caracterizada por baixa rigidez. A Fig. 2.7 mostra a curva de carregamento elástico de uma castanha única e de um par de castanhas com pré-carga.

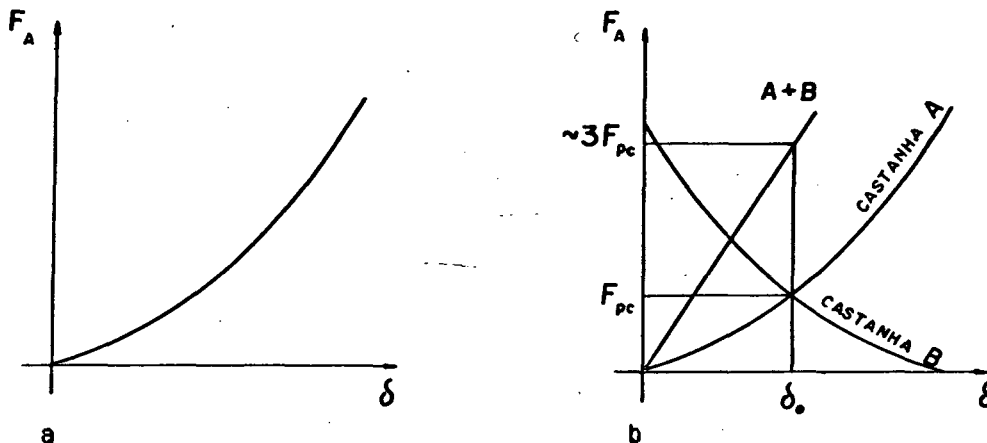


Fig. 2.7a,b. Curvas de carregamento elástico. a Castanha única; b par de castanhas pré-carregadas

Existem diversas maneiras de se aplicar pré-carga em fusos. Uma delas está exemplificada na Fig. 2.8, onde 2 castanhas são pré-carregadas por tração ou por compressão com o auxílio de um disco espaçador. Na Fig. 2.9 são mostrados dois métodos de pré-carga que reque-

rem apenas uma castanha, mas que permitem apenas pré-cargas leves. No primeiro caso o passo p da rosca na castanha é aumentado de um valor Δp para um fio de rosca no centro da castanha. No segundo caso as pistas das esferas são em forma de arcos góticos e as esferas entram apertadas, de forma que há quatro pontos de contato da esfera com as pistas e uma leve pré-carga.

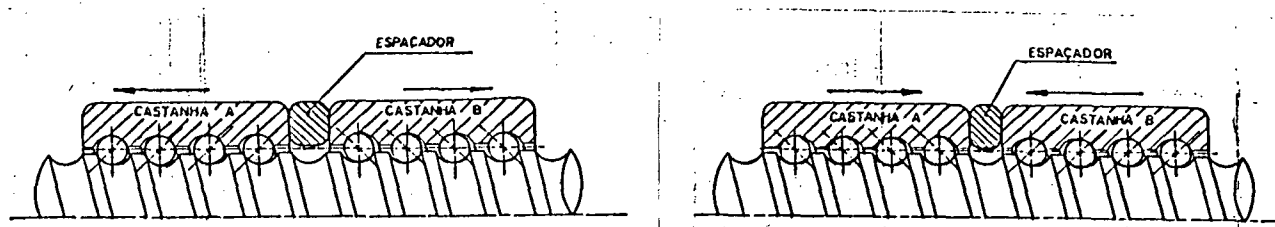


Fig. 2.8. Pré-carga com duas castanhas

Esgotadas as possibilidades de se aumentar a rigidez do fuso através do projeto mecânico de ancoragem deste ou através de pré-carga na castanha, resta apenas ainda o diâmetro do fuso como parâmetro que influi na rigidez. Entretanto isto deve ser feito com muito cuidado, pois pode tornar-se prejudicial ao invés de benéfico para a dinâmica (frequência natural), tendo em vista que a inércia aumenta com a 4ª potência do diâmetro, enquanto a rigidez aumenta apenas com a 2ª potência.

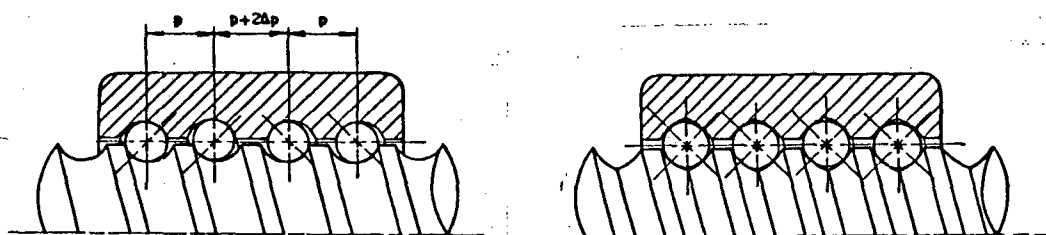


Fig. 2.9. Pré-carga com uma castanha

A inércia de um fuso é função da sua massa e também da sua geometria. A expressão matemática para a inércia de um cilindro referida ao seu eixo de rotação é:

$$J = \frac{1}{8} \cdot M \cdot d^2 \quad (2.4)$$

onde: M - massa
 d - diâmetro

Para um cilindro de aço tem-se a expressão:

$$J = 0,77 \cdot 10^{-12} \cdot d^4 \cdot l \quad [\text{kgm}^2] \quad (2.5)$$

onde: d - diâmetro [mm]
 l - comprimento [mm]

A inércia do fuso deve ser tão baixa quanto possível, para conseguir-se elevada frequência natural. Portanto, para um dado comprimento do fuso, deve-se selecioná-lo ou projetá-lo com diâmetro tão reduzido quanto possível.

Quando se está diante de posicionadores com curso muito longo, então a inércia pode assumir valores muito elevados. Isto é decorrência do grande comprimento do fuso, bem como do grande diâmetro que ele precisa ter para apresentar suficiente rigidez. Nesses casos pode ser vantajoso acionar a castanha com o motor, e o fuso realizar somente movimento de translação, conforme esquematizado na Fig. 2.10. Com esta medida de projeto pode-se conseguir uma significativa redução da inércia referida ao eixo do motor.

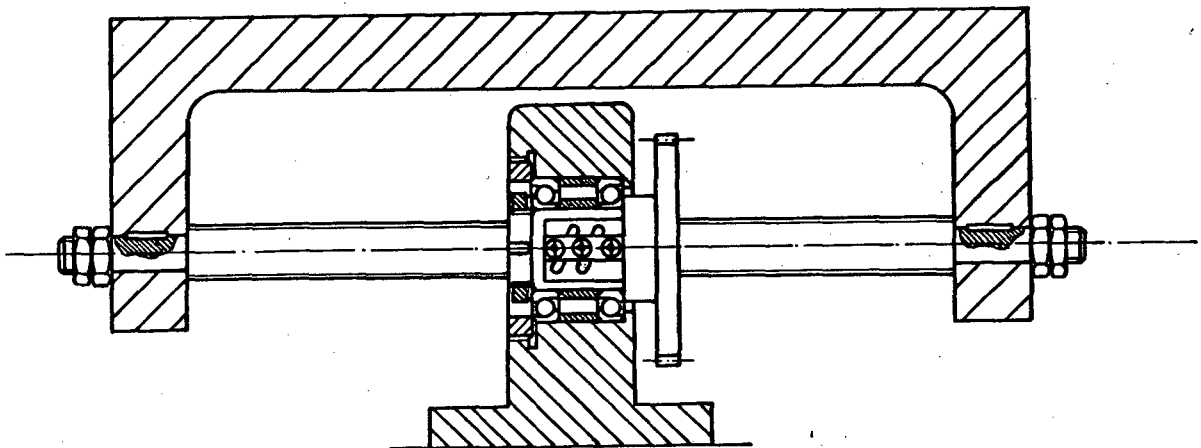


Fig. 2.10. Acionamento do fuso pela castanha

As partes que se deslocam com movimento de translação contribuem com uma parcela de inércia que se reflete no eixo do motor. Esta parcela pode ser calculada através da seguinte expressão matemática:

$$J = M \cdot \left(\frac{p}{2 \cdot \pi} \right)^2 \quad (2.6)$$

onde: M - massa dos componentes que se movem com translação
 p - passo do fuso

A análise desta expressão permite concluir que para atender o requisito de minimizar a inércia, deve-se minimizar as massas móveis. Pode-se concluir também que uma redução do passo do fuso contribui para a diminuição da inércia refletida no eixo do motor, além de melhorar a resolução de posicionamento.

O último parâmetro dinâmico que deve ser observado no projeto de posicionadores com fuso de esferas recirculantes é a histerese. Conforme já foi discutido na seção 1.4.3.3 a histerese é composta de duas componentes (a deformação elástica e a folga mecânica). A parcela da deformação elástica depende fortemente da rigidez, que já foi abordada anteriormente nesta seção. A parcela da folga mecânica pode ser resolvida lançando-se mão das mesmas soluções utilizadas para aplicação de pré-carga, ou seja, das soluções mostradas nas Fig. 2.8 e 2.9.

Por fim, também deve estar presente a preocupação com os rolamentos que apóiam e ancoram o fuso ou a castanha. Principalmente no que diz respeito à rigidez axial desses rolamentos, que está associada à rigidez axial do fuso. Sempre que necessário pode-se optar pelo uso de pares casados de rolamentos de contato angular, que podem ser axialmente pré-carregados, aumentando sensivelmente a rigidez do conjunto.

2.2.2.1.2 FUSOS DE ROLOS PLANETÁRIOS

Os fusos de rolos possuem rolos que realizam a transmissão de energia e informações entre o fuso e a castanha. A firma sueca SKF oferece dois tipos construtivos: Um no qual os rolos têm rosca e descrevem movimento planetário ao redor do fuso, e outro no qual os rolos têm ranhuras, e além de realizarem movimento planetário ao redor do fuso, também se deslocam axialmente, sendo necessário portanto que recirculem.

A Fig. 2.11 mostra esquematicamente um fuso de rolos com rosca. Demais informações de funcionamento dos dois tipos de fusos podem ser obtidas na referência bibliográfica [15].

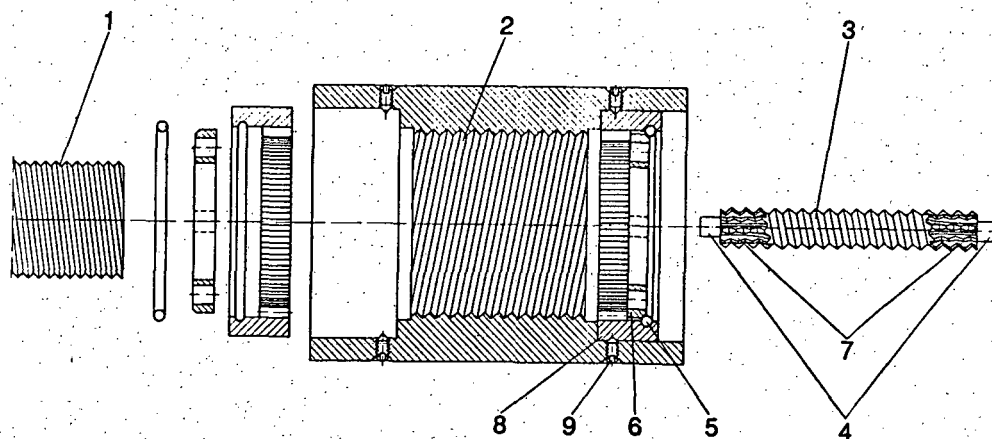


Fig. 2.11. Fuso de rolos

O fuso de rolos tem características muito semelhantes ao fuso de esferas recirculantes: Baixo coeficiente de atrito e comportamento linear do mesmo, possibilidade de eliminação de folga e elevada rigidez. Eles destacam-se nos seguintes pontos: Alta capacidade de carga e possibilidade de se ter passo muito reduzido.

As demais considerações feitas para fusos de esferas recirculantes valem também para fusos de rolos.

2.2.2.2 PINHÃO E CREMALHEIRA

O sistema pinhão-cremalheira tem seu campo de aplicação como transmissão conversora em especial nos posicionadores com curso muito longo. Segundo a referência [7], para cursos acima de 4 m os fusos de esferas recirculantes deixam de ser a melhor solução pelo fato de que a sua inércia torna-se muito grande devido às suas dimensões avantajadas por razões de rigidez. Consegue-se realizar sistemas pinhão-cremalheira com inércia significativamente menor para os posicionadores de curso longo.

Em geral quando se usa transmissão do tipo pinhão-cremalheira torna-se necessário o uso de um redutor de velocidade entre o motor e o

pinhão, para conseguir-se ajustar a velocidade que se deseja no posicionador, aproveitando integralmente a faixa de variação de velocidade do motor.

A Fig. 2.12 mostra um esquema de um acionamento do tipo pinhão-cremalheira.

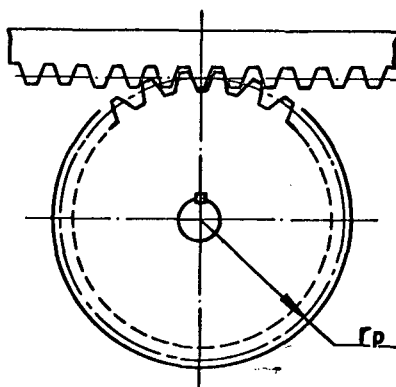


Fig. 2.12. Transmissão tipo pinhão-cremalheira

A rigidez de um sistema pinhão-cremalheira independe do comprimento do curso. Ela depende basicamente dos seguintes fatores:

- da rigidez à torção e à flexão do eixo do pinhão;
- da rigidez radial dos mancais de apoio do eixo do pinhão, e
- da rigidez à flexão dos dentes do pinhão e da cremalheira.

Pode-se montar o eixo do pinhão de duas maneiras distintas, como mostra a Fig. 2.13: com o pinhão entre os rolamentos de apoio ou com o pinhão em balanço.

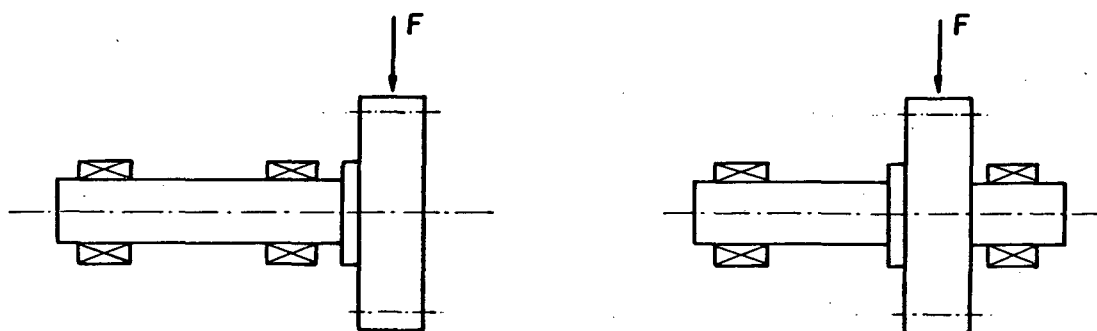


Fig. 2.13. Formas de montagem para o eixo do pinhão

Para que se obtenha elevada rigidez à torção e à flexão para o eixo do pinhão são as seguintes recomendações que se fazem:

- aumento do diâmetro do eixo, tomando-se o cuidado de não aumentar-se excessivamente a inércia, prejudicando a dinâmica;
- eixo de comprimento tão reduzido quanto possível; mínimo comprimento em balanço, quando for o caso.

A rigidez radial dos mancais de apoio do eixo do pinhão pode ser significativamente aumentada usando-se rolamentos que possam ser pré-carregados axialmente, tais como os rolamentos de contato angular ou então os rolamentos de rolos cônicos.

A rigidez à flexão dos dentes do pinhão e da cremalheira depende, dentre outros fatores, do grau de cobertura do engrenamento. Não é um valor constante, mas varia em função do número de dentes sob carga em cada instante. Pinhões helicoidais com grau de cobertura maior que 2 são a solução mais indicada, por reduzirem sensivelmente a descontinuidade da rigidez. Esta descontinuidade pode muitas vezes ser a origem de oscilações auto-induzidas no sistema, e também de ruído a elas associado.

A inércia também é uma preocupação que deve estar bem presente em sistemas pinhão-cremalheira. A inércia das partes que se deslocam com movimento de translação, referida ao eixo do motor, é dada pela expressão:

$$J = M \cdot r_p^2 \quad (2.7)$$

onde: M - massa das partes com movimento de translação
 r_p - raio primitivo do pinhão

Da análise desta expressão pode-se concluir que o raio primitivo do pinhão deve ser tão pequeno quanto possível, por duas razões:

- para minimizar a inércia das partes móveis que se deslocam com movimento de translação, refletida no eixo do motor;
- para minimizar a sua própria inércia rotacional.

Finalmente ainda serão feitas algumas considerações sobre a questão de não-linearidades em sistemas pinhão-cremalheira. A maior preocupação deve estar voltada para as folgas, que podem se tornar num problema crítico, pois em maior ou menor quantidade sempre estão presentes em engrenamentos. Maior cuidado deve ser tomado no caso de se ter também um redutor de velocidade compondo o sistema de acionamento. As folgas do redutor e do pinhão se somam, e podem prejudicar muito o comportamento dinâmico. Pode-se prover o sistema de transmissão com dispositivos que permitam que periodicamente seja realizado um ajuste que compense as folgas.

Existem soluções que permitem que se elimine completamente a folga de engrenamento em engrenagens ou em pinhões. A referência [7] aponta e desenvolve em parte algumas dessas soluções.

2.2.3 TRANSMISSÕES MECÂNICAS TRANSFORMADORAS

Esse grupo funcional foi denominado de transmissões mecânicas transformadoras porque a sua função é a de transformar o valor das grandezas físicas dentro de um mesmo sistema físico.

Para posicionadores interessa apenas um tipo específico de transmissão transformadora no sistema mecânico rotativo: A redução de velocidade. Neste componente a velocidade angular é reduzida e o torque é aumentado de acordo com a relação de transmissão, i . O produto "torque x velocidade angular" se conserva, a menos das perdas internas.

$$i = \frac{m_s}{m_e} \quad (2.8)$$

$$i = \frac{\omega_e}{\omega_s} \quad (2.9)$$

onde:

- i - relação de transmissão
- m_s - torque na saída do redutor
- m_e - torque na entrada do redutor
- ω_s - velocidade angular na saída do redutor
- ω_e - velocidade angular na entrada do redutor

Outros exemplos de transmissões transformadoras em outros sistemas físicos são:

- alavancas pivotadas em sistema mecânico de translação;
- transformador no sistema elétrico.

Os requisitos dinâmicos para transmissões transformadoras são os mesmos que para as transmissões conversoras, ou seja:

- rigidez elevada, na medida da rigidez dos demais componentes mecânicos;
- inércias e massas tão reduzidas quanto possível;
- folgas tão reduzidas quanto possível.

A aplicação de transmissões transformadoras em posicionadores resume-se basicamente nos seguintes casos:

- quando se necessita adaptar a velocidade angular do motor para obter uma velocidade mais baixa desejada no carro do posicionador;
- quando se necessita aumentar o torque do motor para obter mais força no carro do posicionador;
- para reduzir a inércia referida ao eixo do motor, dos componentes do sistema mecânico.

Com relação ao último item acima pode-se demonstrar que um determinado valor de inércia de componentes mecânicos, J_1 , referido ao eixo de saída de uma transmissão transformadora, tem seu valor reduzido para J_2 , referida ao eixo de entrada da transmissão, e conseqüentemente ao eixo do motor. A expressão matemática que relaciona J_1 e J_2 e o parâmetro i da transmissão é:

$$J_2 = \frac{J_1}{i^2} \quad (2.10)$$

onde: J_2 - inércia referida ao eixo de saída do redutor
 J_1 - inércia referida ao eixo de entrada do redutor

Na seqüência serão apresentados alguns tipos construtivos de transmissões transformadoras.

2.2.3.1 TRANSMISSÕES POR POLIAS E CORREIA SINCRONIZADORA

As transmissões por polias e correia sincronizadora são largamente aplicadas em posicionadores, pois apresentam características que vão ao encontro dos requisitos necessários para um bom comportamento dinâmico.

A Fig. 2.14 mostra o esquema de uma transmissão por correia sincronizadora.

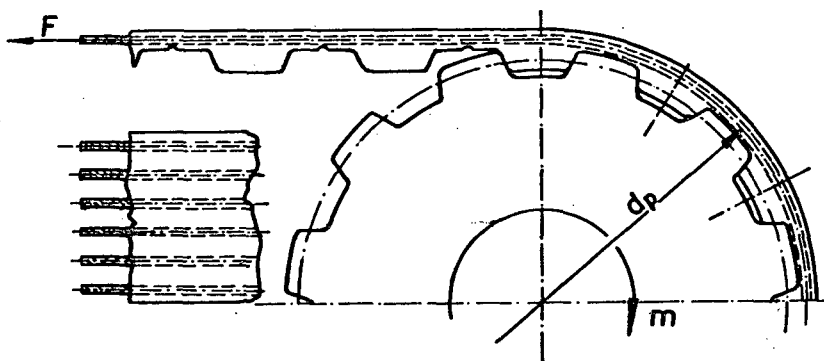


Fig. 2.14. Transmissão por correia sincronizadora

A relação de transmissão é dada por:

$$i = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} \quad (2.11)$$

onde: d_{p1} - diâmetro primitivo da polia ligada ao motor
 d_{p2} - diâmetro primitivo da outra polia

A rigidez do sistema é determinada pela rigidez à tração da correia, e pela rigidez à flexão e à compressão dos dentes da correia. As correias são fabricadas de borracha reforçada com cabos de aço ou com cordoalhas de fibra de vidro ou de carbono, que conferem uma excelente rigidez à tração para a correia. Existem também correias cujos dentes têm sua forma otimizada para minimizar a sua deformação.

A inércia do sistema é determinada basicamente pela inércia das polias. Estas devem ser projetadas ou selecionadas com diâmetro tão pequeno quanto possível. Outra medida de bom resultado na redução da inércia é o uso de materiais de baixo peso específico na fabricação das polias, como por exemplo o duralumínio ou então os plásticos re-

forçados com fibras. Por fim usa-se também aliviar o peso das polias através de rebalxos e/ou furos na sua alma.

Folgas praticamente não existem pois a precisão com que se encaixam os dentes da correia sobre as polias, aliada à tensão de montagem da correia, conferem ao sistema completa isenção de folgas. Inclusive devido ao fato de os dentes da correia encaixarem sobre as polias e não haver risco de deslizamento, pode-se trabalhar com menor tensão na correia e assim carrega-se menos os rolamentos, que por conseguinte tem maior vida útil e produzem menos aquecimento.

A rigor um sistema de transmissão por polias e correia sincronizado-ra compõe-se de duas transmissões conversoras: Uma polia transforma o torque e a velocidade angular de seu eixo em força e velocidade de translação da correia. Esta por sua vez transforma a força de volta em torque e a velocidade de translação de volta em velocidade angular sobre a outra polia. Se observarmos o sistema como um todo veremos então a função de uma transmissão transformadora.

2.2.3.2 TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS

As transmissões por engrenagens são componentes largamente empregados em máquinas convencionais. Quando de seu emprego em posicionadores deve-se tomar alguns cuidados para que não se ponha em risco o bom funcionamento do sistema.

A Fig. 2.15 mostra o esquema de um par de engrenagens para redução de velocidade.

Da mesma forma como num par de polias, também num par de engrenagens a relação de transmissão é dada por:

$$i = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} \quad (2.12)$$

onde: d_{p2} - diâmetro primitivo da engrenagem de saída
 d_{p1} - diâmetro primitivo da engrenagem de entrada

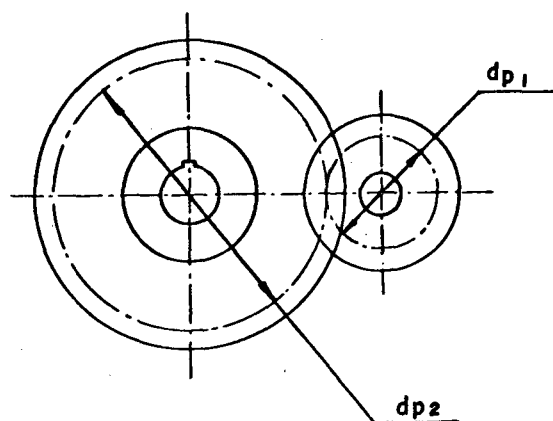


Fig. 2.15. Redutor por engrenagens

ou então:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.13)$$

onde: Z_2 - número de dentes da engrenagem de saída
 Z_1 - número de dentes da engrenagem de entrada

A rigidez de uma transmissão por engrenagens resulta da composição da rigidez dos seus seguintes componentes:

- rigidez à torção e à flexão dos eixos das engrenagens;
- rigidez dos rolamentos de apoio e ancoragem dos eixos;
- rigidez à flexão dos dentes das engrenagens.

As recomendações para se otimizar a rigidez de redutores são as mesmas que foram estabelecidas para a transmissão conversora do tipo pinhão-cremalheira, na seção 2.2.2.2.

A inércia de redutores de engrenagens é dada pela soma da inércia de cada componente móvel do redutor referida ao eixo de entrada deste. Os componentes que mais vão influir no valor global da inércia são as engrenagens que estiverem sobre o eixo de entrada. À medida que houver uma relação de transmissão entre uma determinada engrenagem e o eixo de entrada, a inércia desta engrenagem fica reduzida pelo quadrado da relação de transmissão, como já foi mostrado anteriormente. Portanto recomenda-se que as engrenagens sejam projetadas com diâmetro tão pequeno quanto possível, e também que se reduza a massa das engrenagens tanto quanto possível. E maior atenção deve ser dada às engrenagens do eixo de entrada do redutor.

Grande atenção deve ser dada ao problema das folgas sempre que se empregam redutores de engrenagens em posicionadores. Deve-se providenciar soluções para reduzir ao máximo as folgas ou se possível eliminá-las completamente. Algumas soluções nesse sentido existem. Dentre elas podem ser citadas as seguintes [7]:

- engrenagens duplas que podem ser deslocadas transversalmente para eliminação da folga;
- dispositivo de ajuste que permita a aproximação radial das engrenagens até ser eliminada a folga.

Entretanto o desgaste que vai ocorrendo nas engrenagens vai fazer com que periodicamente seja necessário um reajuste para novamente realizar a eliminação das folgas.

2.2.3.3 TIPOS ESPECIAIS DE TRANSMISSÕES TRANSFORMADORAS

Os dois tipos de transmissões transformadoras que serão abordadas nesta seção possuem características especiais que as tornam apropriadas para o uso em posicionadores.

2.2.3.3.1 TRANSMISSÃO PLANETÁRIA CICLOIDAL

Esta transmissão, cuja patente pertence a empresa alemã Cyclo GmbH, apresenta as seguintes características que a tornam indicada para o uso em posicionadores:

- folga extremamente reduzida, podendo inclusive ser nula, se for construída com três rotores defasados;
- inércia bastante reduzida; os componentes sobre o eixo de entrada são de pequeno diâmetro;
- boa rigidez;
- relação de transmissão variando na faixa de 6 a 85 em um só estágio; vários estágios podem ser montados em sequência.

Deve-se salientar que caso se quizesse realizar uma redução com engrenagens, com relação de transmissão da ordem de 85, certamente seriam necessárias diversas etapas de redução. A folga das diversas etapas se somam e normalmente este valor se tornaria muito grande. Para a mesma relação de transmissão a folga será significativamente menor, ou até mesmo nula, se for utilizado um redutor planetário cicloidal. [16, 17]

2.2.3.3.2 TRANSMISSÃO DO TIPO "HARMONIC DRIVE"

Esta transmissão cuja patente pertence à firma Inglesa Harmonic Drive Ltd., apresenta características muito semelhantes às transmissões planetárias cicloidais. A característica que o distingue é a faixa de relações de transmissão realizáveis em um estágio, que é na faixa de 50 até 320. Também essas transmissões podem ser associadas, colocando-se mais de um estágio consecutivos, caso se necessite de relações de transmissão maiores que 320. [18]

2.2.4 ACOPLAMENTOS

A função deste grupo de componentes é a de acoplar pontas de eixos, possibilitando o fluxo de energia e de informações entre os eixos acoplados, e compensando os erros de alinhamento eventualmente existentes entre os referidos eixos. [11, 12, 21]

Os requisitos dinâmicos que devem ser levados em consideração na seleção ou no projeto de acoplamentos são:

- rigidez à torção tão elevada quanto possível;
- inércia tão reduzida quanto possível;
- ausência de folgas.

No caso ideal onde os eixos a serem acoplados estão perfeitamente alinhados (são colineares) o acoplamento seria muito simples e poderia atender aos requisitos acima com facilidade. Entretanto nos casos reais os eixos sempre estão sujeitos a algum desalinhamento. A Fig. 2.16 mostra a divisão de um caso genérico de desalinhamento en-

tre dois eixos em três componentes: desalinhamento lateral, desalinhamento angular e desalinhamento axial. Por essa razão o acoplamento deve ser flexível em todos os graus de liberdade, com exceção do grau de liberdade segundo o qual giram os eixos, no qual a rigidez deve ser máxima, tanto para que se obtenha elevada frequência natural mecânica quanto para que seja minimizada a parcela de deformação elástica da histerese.

Outro ponto de vital importância quando se emprega acoplamentos, é a maneira através da qual é realizada a fixação do acoplamento aos eixos. Esta fixação deve ser completamente isenta de folgas. Desrecomenda-se por exemplo o uso de chaveta, pois mesmo que seja montada sem folga poderá deformar-se durante o uso, vindo a surgir folgas. Sugere-se que sejam utilizadas fixações por atrito (pinça, anéis cônicos, etc.) ou então soluções mistas de fixação por atrito e por forma.

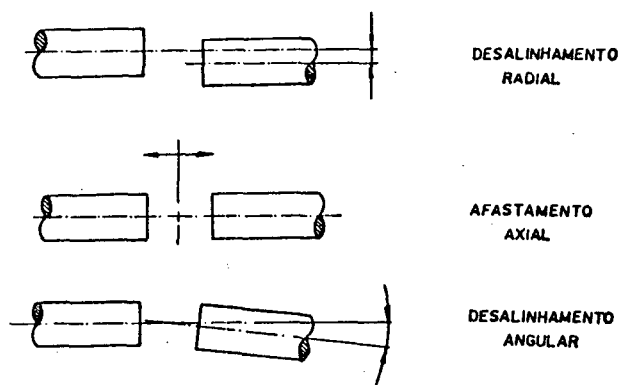


Fig. 2.16. Desalinhamento de eixos

Existem diversos tipos construtivos de acoplamentos que atendem às especificações mencionadas. A seguir passarão a ser apresentados os principais tipos.

2.2.4.1 ACOPLAMENTOS DE FOLES

Os acoplamentos de foles destinam-se à aplicações de baixa potência e alta precisão. Apresentam excelente rigidez à torção e também excelente flexibilidade nos demais graus de liberdade, compensando, portanto, todos os possíveis tipos de desalinhamentos. A inércia é muito baixa devido à reduzida espessura do material dos foles. Folgas inexistem, por tratar-se de peça única.

A Fig. 2.17 mostra um acoplamento de foles.

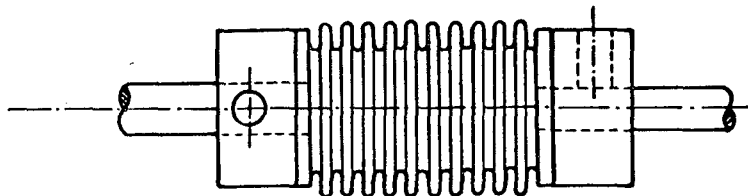


Fig. 2.17. Acoplamento de foles

2.2.4.2 ACOPLAMENTOS HELICOIDAIS

Os acoplamentos helicoidais destinam-se igualmente para aplicações de baixa potência e alta precisão. A rigidez à torção é excelente e a flexibilidade para compensação de desalinhamentos é boa. A inércia deve ser analisada para cada aplicação, se é suficientemente baixa em relação à carga. Folgas inexistem por tratar-se de componente único

A Fig. 2.18 mostra um acoplamento helicoidal.

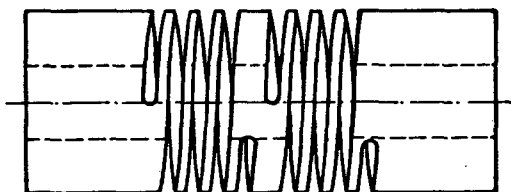


Fig. 2.18. Acoplamento helicoidal

2.2.4.3 ACOPLAMENTOS DE DISCOS

Os acoplamentos de discos destinam-se em geral para aplicações na faixa de média à alta potência. Existem porém acoplamentos de discos também para baixas potências. A rigidez à torção é excelente e a flexibilidade segundo os demais graus de liberdade é boa. A inércia novamente deve ser analisada em função da inércia da carga, para cada caso individualmente. As folgas, para uma boa construção também podem ser nulas, apesar de não se tratar de peça única. [22]

2.2.4.4 ACOPLAMENTOS DE OLDHAM

Os acoplamentos de Oldham destinam-se à aplicações de baixa potência e média precisão. Em especial para aplicações onde os desalinhamentos sejam muito grandes e não possam ser compensados pelos outros tipos. A rigidez à torção é boa. A inércia em geral também é suficientemente baixa. A ausência de folgas depende de uma boa construção do acoplamento.

A Fig. 2.19 mostra um acoplamento de Oldham.

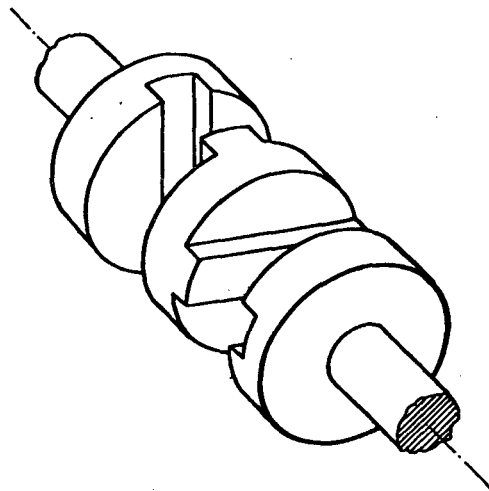


Fig. 2.19. Acoplamento de Oldham

Assim ficam estabelecidos os principais aspectos dinâmicos dos componentes mecânicos mais utilizados em posicionadores.

3 ACIONAMENTOS ELETROMECAÑICOS

Os sistemas eletromecânicos de acionamento cumprem a função de interface entre o sistema elétrico e o sistema mecânico em posicionadores. No fluxo de energia eles são os conversores de energia elétrica em energia mecânica e vice-versa. No fluxo de informações, eles convertem as informações de comando que vêm na forma de sinais elétricos de corrente e/ou tensão, em sinais mecânicos de torque (ou força) e velocidade (ou deslocamento).

Para que se estabeleça o fluxo de energia, o acionamento está ligado de um lado à rede de energia elétrica, e do outro lado ao sistema mecânico, também denominado carga.

3.1 OPERAÇÃO EM 4 QUADRANTES

Os servoacionamentos para posicionadores devem poder movimentá-los nos dois sentidos de um grau de liberdade, acionando a carga (entregando energia mecânica à carga) e freando-a (recebendo energia mecânica dela). A isto chama-se "acionamento em 4 quadrantes", pois a operação dá-se nos 4 quadrantes do plano "torque X velocidade angular", como mostrado na Fig. 3.1.

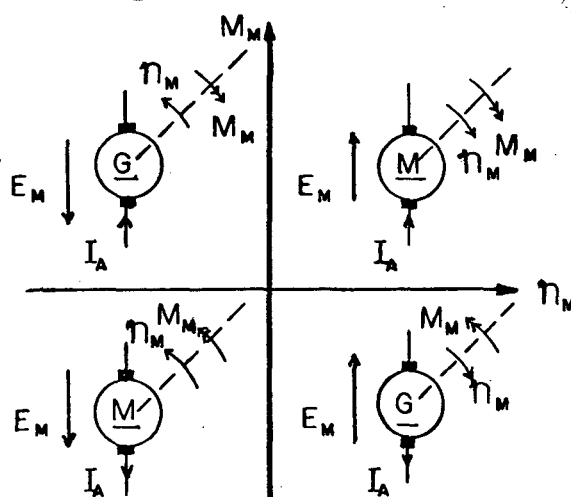


Fig. 3.1. Plano "torque X velocidade angular" mostrando o acionamento em 4 quadrantes

Quando o sistema mecânico está sendo acionado, energia elétrica da rede é convertida em energia mecânica. Quando o sistema mecânico está sendo frenado, energia mecânica é convertida em energia elétrica. Esta última é dissipada em resistências nas fontes de energia do tipo não-regenerativas, ou armazenada em capacitores ou ainda devolvida à rede elétrica nas fontes do tipo regenerativas. Em posicionadores de precisão recomenda-se o uso de fontes regenerativas, eliminando assim uma fonte de geração de calor próxima ao posicionador.

Para o seu estudo, os acionamentos serão sub-divididos em três partes:

- Sistema eletrônico de comando/controle;
- Fonte de energia elétrica, e
- Servomotor.

Este último é, funcionalmente falando, o conversor propriamente dito, de grandezas do sistema elétrico em grandezas do sistema mecânico e vice-versa.

Os principais requisitos estáticos e dinâmicos que devem ter os servo-acionamentos para posicionadores são os seguintes [7]:

- comportamento tão linear quanto possível;
- grande faixa dinâmica de velocidades ($v_{min}:v_{máx}$ da ordem de 1:10.000);
- baixa inércia das partes móveis (eixo, rotor, sensores);
- velocidade contínua e estável ao longo de toda a faixa de operação, principalmente nas baixas velocidades;
- torque constante ao longo de toda a faixa de operação;
- torque suficiente para superar as cargas estáticas e dinâmicas;
- capacidade de realizar pequenos deslocamentos angulares (da ordem de minutos de ângulo).

3.2 SERVOMOTORES

Servomotores são uma categoria de motores dos quais pode-se controlar uma ou mais das grandezas

- posição
- velocidade
- aceleração
- torque (força)

e que respondem aos comandos recebidos com elevada precisão e rapidez. Um servomotor distingue-se de um motor comum, por exemplo, por ser otimizado visando a obtenção de máxima performance dinâmica ao invés de mínimo custo de produção.

Os servomotores podem ser classificados quanto

- a) à forma de movimento de saída em
 - servomotores rotativos
 - servomotores translativos (ou "lineares")

- b) à continuidade do movimento de saída em
 - servomotores de movimento contínuo (analógicos)
 - servomotores de movimento discreto (motores de passo)

- c) ao tipo de energia elétrica fornecida em
 - servomotores de corrente contínua (CC)
 - servomotores de corrente alternada (CA)

3.2.1 TIPOS CONSTRUTIVOS DE SERVOMOTORES

A minimização da inércia própria de servomotores é um objetivo permanentemente perseguido. Alguns tipos construtivos de servomotores apresentam comportamento dinâmico superior aos demais.

O rotor construído de forma fina e alongada é uma possibilidade de se conseguir reduzir a inércia própria, que é proporcional à quarta potência do diâmetro. Outra possibilidade é o rotor construído em forma de disco de material plástico, com as bobinas realizadas em forma de circuito impresso. Há ainda os motores "sem ferro no rotor", nos quais somente as bobinas se movem, permanecendo estáticas as partes de ferro do circuito magnético. A Fig. 4.2a-d mostra esquematicamente alguns tipos construtivos de servomotores com baixa

Inércia própria.

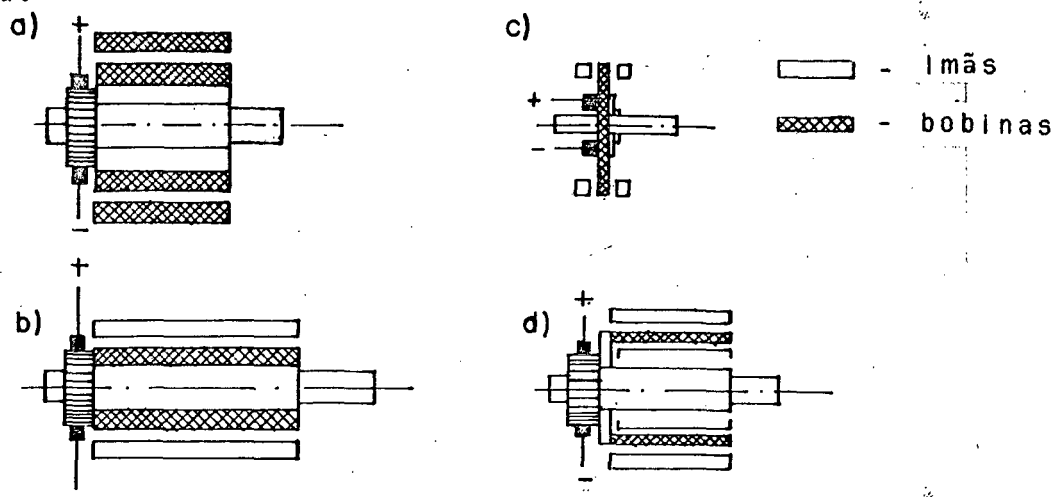


Fig. 3.2a-d. Esquema simplificado de alguns tipos construtivos de servomotores com baixa inércia própria. a Convencional; b de rotor alongado; c de rotor em forma de disco; d sem ferro no rotor [8]

Servomotores com rotor dos tipos disco ou sem ferro apresentam baixíssima inércia própria e, por conseguinte, são utilizados em aplicações onde se necessita acelerar/freiar muito rapidamente a carga.

3.2.2 SERVOMOTORES DE CORRENTE CONTÍNUA (CC) COM COMUTAÇÃO MECÂNICA

O servomotor CC com comutação mecânica foi historicamente o primeiro acionamento eletromecânico utilizado na automatização de posicionadores, e é ainda hoje o mais utilizado. Seu projeto evoluiu com o passar dos anos, apresentando performance dinâmica cada vez melhor.

Os servomotores CC que correspondem ao estado-da-arte são excitados por ímãs permanentes que, além de apresentar a vantagem de ter eliminada uma fonte de calor interna (as bobinas de excitação (ou, de campo) no caso do motor ser excitado eletricamente), apresentam menor relação peso/potência (que têm diminuído ainda mais a cada vez que surgem novos materiais magnéticos, com maior densidade de energia).

Construtivamente o rotor dos servomotores CC apresenta alguns detalhes que o diferenciam dos motores CC convencionais quais sejam: Ra-

nhuras ligeiramente inclinadas em relação ao eixo do motor, propiciando um movimento mais suave principalmente em baixas velocidades; coletor com grande número de lamelas para reduzir os efeitos de descontinuidades magnéticas.

O estator compõe-se dos ímãs permanentes, agrupados formando polos que produzem o fluxo magnético de excitação, transversal ao rotor, bem como da carcaça, que além da função de proteção também tem a função de completar o circuito magnético do estator.

O comutador é constituído das escovas e do coletor de lamelas, e suas funções básicas são: Realizar a comutação da corrente nas bobinas da armadura, possibilitando a continuidade de movimento; conduzir a corrente da caixa de ligações para o rotor, que é móvel.

O servomotor CC apresenta velocidade proporcional à tensão aplicada à armadura e torque proporcional à corrente que circula no circuito de armadura. Sua curva característica (Fig. 3.3d) mostra que para um determinado valor de tensão de armadura aplicada, a velocidade varia em função da carga.

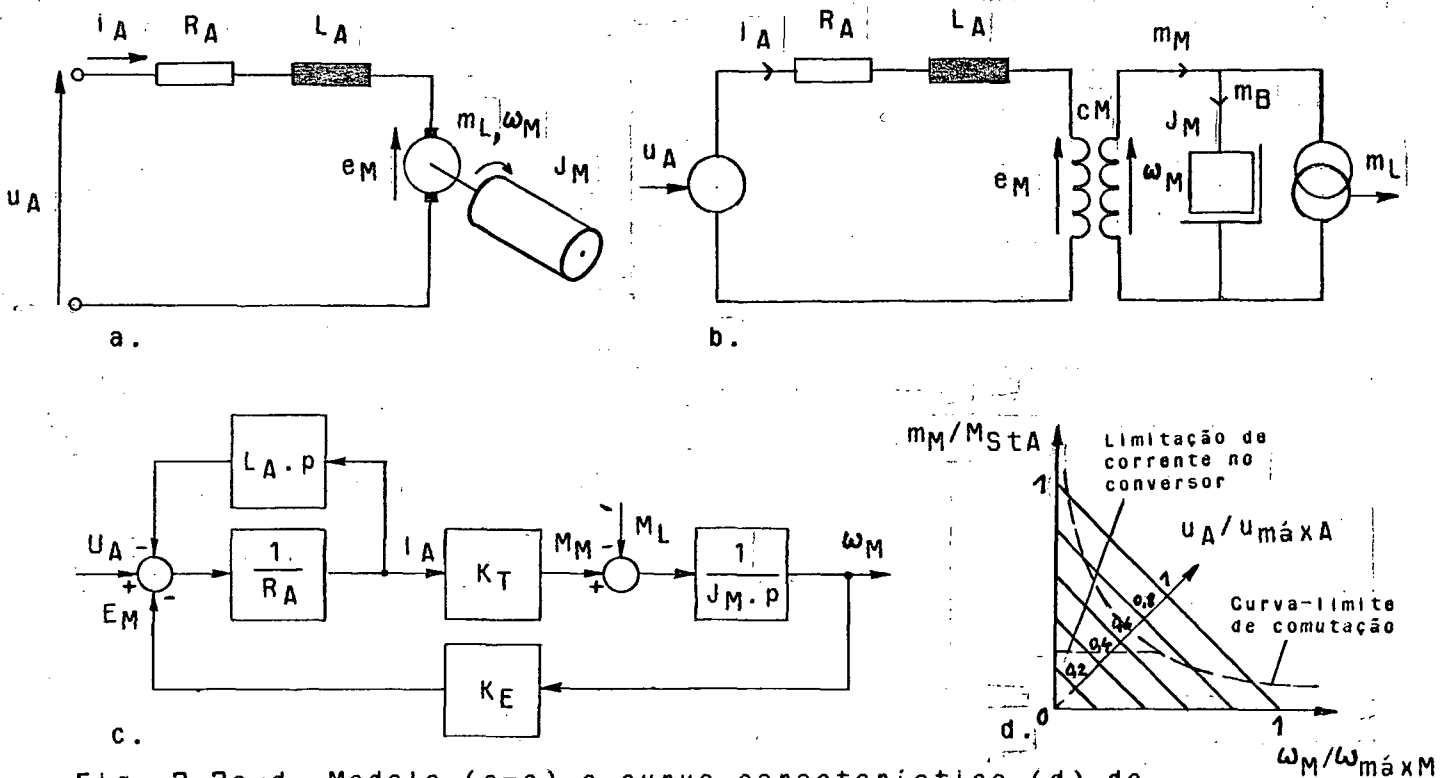


Fig. 3.3a-d. Modelo (a-c) e curva característica (d) de servomotores CC

Como na maior parte das aplicações a carga imposta ao servomotor não é constante torna-se necessário utilizar um sistema de controle de velocidade do motor para manter a velocidade constante independentemente da carga. Da mesma forma, para que em casos de sobrecargas mecânicas e também nos períodos de aceleração/desaceleração não haja riscos de danos às bobinas do servomotor por sobrecorrente, torna-se necessário utilizar um sistema de controle ou limitação da corrente de armadura (Ver Fig. 3.4).

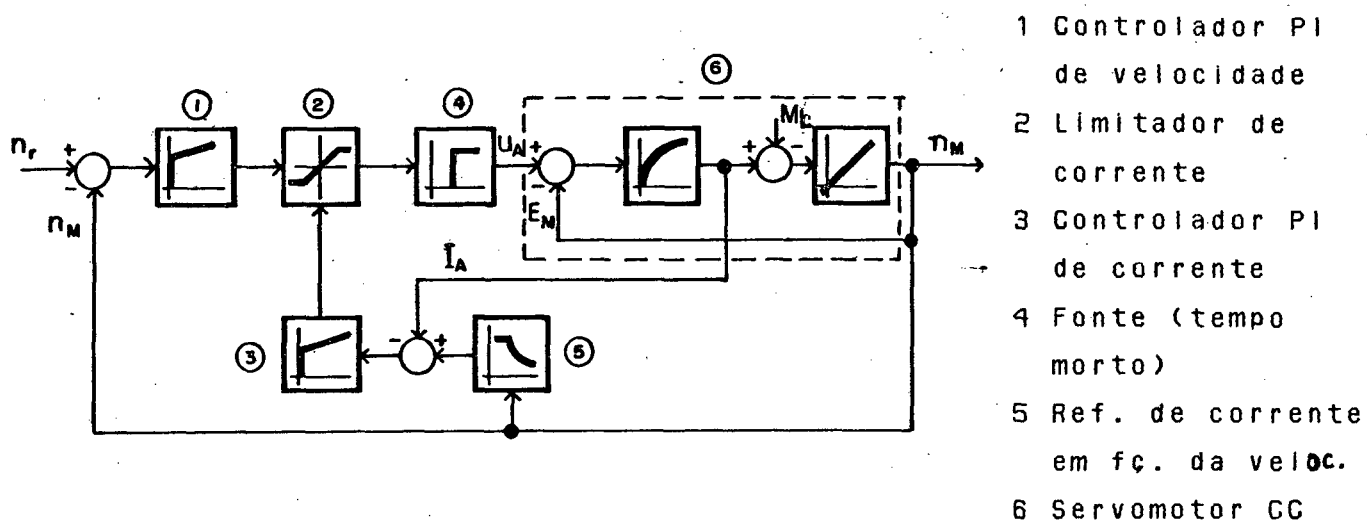


Fig. 3.4. Servomotor CC + fonte de energia, com controladores de velocidade e corrente antepostos

Termicamente os servomotores CC apresentam uma desvantagem: Os enrolamentos de armadura, que dissipam energia em forma de calor pelo efeito Joule, estão no rotor. É relativamente difícil transferir este calor para fora do motor devido à resistência térmica de convecção no entreferro (fresta de ar entre o rotor e o estator). Boa parte do calor gerado é transmitido por condução através do eixo do motor para os demais componentes do posicionador, provocando uma sequência de efeitos indesejáveis, quais sejam: Dilatação térmica, tensões/deformações e erros geométricos e de forma na trajetória real descrita pelo posicionador.

Outra desvantagem dos servomotores CC com comutação mecânica são justamente os efeitos negativos da comutação, que são: Limitação do torque e da velocidade máximos do motor por problemas de comutação; manutenção periódica no coletor de lamelas e nas escovas devido ao

desgaste; risco de explosão em ambientes inflamáveis devido ao falsamento no comutador.

3.2.3 SERVOMOTOR CC SEM COMUTAÇÃO MECÂNICA ("BRUSHLESS DC MOTOR")

Os servomotores CC sem comutação mecânica, ou também, sem escovas, podem ser entendidos como sendo servomotores CC nos quais os elementos do estator e do rotor têm suas posições trocadas em relação ao servomotor CC com comutação mecânica. Os ímãs permanentes, que produzem o campo de excitação, situam-se no rotor, e as bobinas de armadura situam-se no estator. Portanto deixa de existir a necessidade de se conduzir corrente para o elemento móvel.

Entretanto a função de comutação continua sendo necessária para que haja continuidade de movimento, e é realizada por um sistema eletrônico. Este sistema precisa receber informações a respeito da posição do elemento móvel do motor. A partir desta informação é realizada a comutação da corrente nos enrolamentos da armadura através de chaves eletrônicas em estado sólido (transistores). Por esta razão estes servomotores também são chamados de servomotores com comutação eletrônica.

Os servomotores CC sem escovas são alimentados com corrente contínua chaveada de forma aproximadamente trapezoidal. Os ímãs apresentam fluxo magnético radial, resultando numa distribuição também aproximadamente trapezoidal da intensidade de fluxo no entreferro.

A Fig. 3.5 mostra a representação esquemática de um Servomotor CC sem escovas.

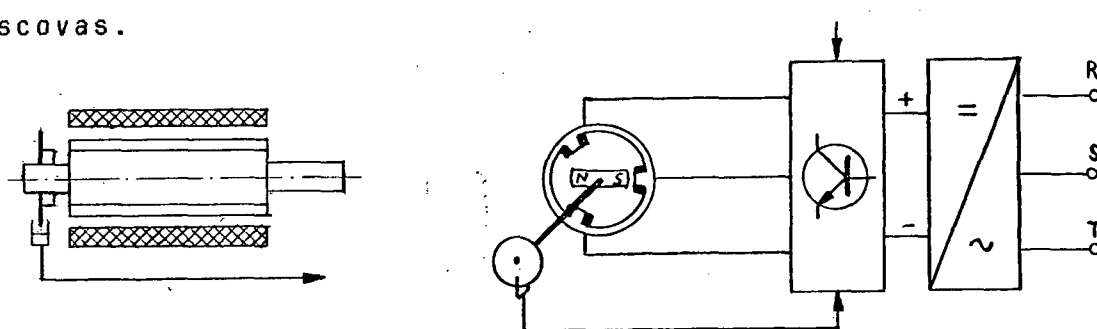


Fig. 3.5. Esquema simplificado de um servomotor CC sem escovas.

O calor é gerado principalmente nos enrolamentos localizados no estator, e portanto é facilmente transferido por condução para a carcaça e desta, por convecção, para fora do motor. A carcaça em geral é provida de aletas para melhorar o coeficiente de troca de calor por convecção com o ar do ambiente.

Os servomotores CC sem escovas requerem comparativamente pouca manutenção. Portanto a confiabilidade e a disponibilidade de um posicionador equipado com este tipo de servomotores é maior do que se equipado com servomotores CC com comutação mecânica.

Muitas vezes o sensor utilizado para fechar a malha de controle de posição ou de velocidade, em geral integrado ao servomotor, pode ser utilizado também para fornecer a informação necessária à comutação eletrônica.

O rotor dos servomotores CC sem escovas em geral é projetado de forma que o peso e o momento de inércia são significativamente reduzidos em relação ao rotor de um servomotor CC com comutação mecânica de mesmo torque nominal. A Fig. 3.6 mostra de forma comparativa o rotor de um servomotor CC com comutação mecânica e outro sem escovas, ambos em corte transversal. Pode-se observar que o rotor do segundo é dotado de furos de alívio de material. Isto significa que menos torque é necessário para acelerar o próprio rotor, e portanto mais torque está disponível para acelerar a carga, permitindo que sejam atingidas acelerações mais elevadas e por conseguinte tempos de resposta mais reduzidos.

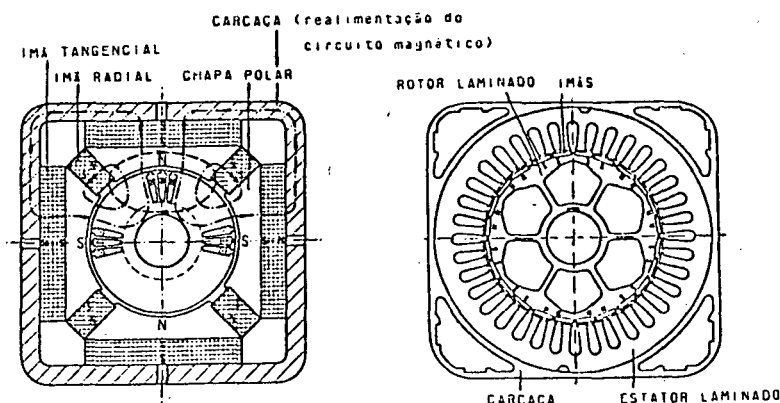


Fig. 3.6a,b. Comparação entre a. servomotor CC com escovas e b. servomotor CC sem escovas ("DC Brushless") [7, 25]

Nos servomotores CC sem escovas não há a limitação do campo de operação que há nos servomotores CC com comutação mecânica devido ao falscamento nas escovas, como ficou caracterizado anteriormente na Fig. 3.3. Estes servomotores podem ser operados à velocidade máxima com torque nominal, ou seja, à plena potência. A velocidade máxima nos servomotores CC sem escovas é, em geral, mais elevada do que nos servomotores CC com comutação mecânica.

3.2.4 SERVOMOTORES DE CORRENTE ALTERNADA (CA)

Os motores CA dividem-se em duas categorias principais: Os motores assíncronos e os motores síncronos. Servomotores CA, tais como os servomotores CC, desempenham a função de conversores eletromecânicos de sinais e de energia em posicionadores.

O funcionamento destes está igualmente baseado no princípio da interação entre dois campos magnéticos, um deles produzido no estator e o outro no rotor. O campo do estator é produzido em bobinas alimentadas com corrente alternada. O fluxo magnético resultante da alimentação com corrente alternada apresenta um movimento circular uniforme, cuja velocidade angular é função da frequência da corrente alternada de alimentação. Por esta razão o campo do estator é denominado "campo girante" e a velocidade angular do campo, "velocidade síncrona do campo girante".

O campo do rotor é produzido por ímãs permanentes nos servomotores síncronos. Nos servomotores assíncronos, por corrente elétrica induzida pelo campo do estator em espiras em curto-circuito no rotor.

Como principais vantagens dos servomotores CA pode-se enumerar as seguintes: A dissipação do calor gerado no motor é favorecida pelo fato de as bobinas estarem localizadas no estator; apresentam alta confiabilidade e disponibilidade, por exigirem pouca manutenção; podem ser operados à plena potência.

3.2.4.1 SERVOMOTORES CA SÍNCRONOS

O servomotor CA síncrono é construtivamente muito semelhante ao servomotor CC sem escovas: No estator estão as bobinas de armadura e no rotor os ímãs permanentes. A diferença está na distribuição do fluxo magnético dos ímãs permanentes no entreferro, que neste tipo de servomotor é senoidal. Portanto, a energia elétrica de alimentação fornecida ao servomotor também é do tipo CA senoidal.

Assim como os servomotores CC sem escovas, os servomotores CA síncronos apresentam baixa inércia própria.

3.2.4.2 SERVOMOTORES CA ASSÍNCRONOS

O tipo mais difundido de motor assíncrono é o motor de indução, cujo princípio de funcionamento, como o próprio nome diz, baseia-se no fenômeno de indução eletromagnética, semelhante à que ocorre num transformador. Neste caso o estator pode ser comparado ao primário do transformador, e o rotor, ao secundário. Torque e movimento são produzidos a partir da interação dos campos magnéticos produzidos no estator e no rotor.

O rotor mais difundido é o tipo "gaiola de esquilo", constituído de condutores de alumínio fundidos sob pressão em ranhuras do rotor. Estes condutores são curto-circuitados nas extremidades do rotor por anéis também de alumínio. Ao girar no campo do estator são induzidas correntes elétricas nos condutores da gaiola do rotor. A circulação destas correntes de curto-circuito produzem o campo magnético do rotor, que interage com o campo do estator produzindo torque e movimento.

O campo do estator gira à velocidade síncrona, dada pela frequência da corrente de alimentação e pelo número de polos do estator. O rotor procura seguir o campo do estator, mas com uma velocidade menor que a velocidade síncrona (caracterizando o escorregamento, ou "slip") para que haja indução e produção de torque.

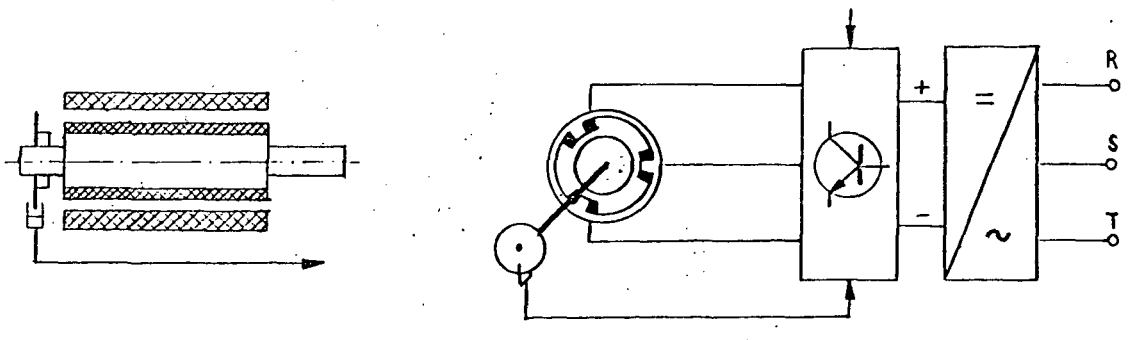


Fig. 3.7. Esquema simplificado de um servomotor AC assíncrono

Motores assíncronos são simples, muito robustos e comparativamente baratos. Tendem, por essa razão, a ser preferidos na utilização como servoacionamentos. Classicamente os motores de indução são utilizados em aplicações onde a velocidade é constante, ou seja, de forma não-controlada. O controle de motores de indução é complicado pois o seu modelo dinâmico é não-linear, multivariável, com acoplamento entre referenciais do rotor e do estator. Ele é descrito por equações de estado espaciais em relação a um referencial rotativo síncrono [23, 26]. Entretanto, ultimamente tem sido dispendidos significativos esforços no desenvolvimento de técnicas de controle para esse tipo de motores.

A técnica de controle vetorial têm se mostrado eficiente na solução dos problemas de controle de motores de indução. A implementação dessa técnica tem se tornado possível graças ao surgimento de microprocessadores e processadores digitais de sinais (DSPs) muito rápidos, com grande potência de cálculo e portanto, apropriados ao controle em tempo real.

3.2.5 MOTORES DE MOVIMENTO DISCRETO (MOTORES DE PASSO)

Motores de passo também enquadram-se na categoria dos servomotores. Funcionalmente são conversores de energia elétrica em energia mecânica, e também de sinais elétricos digitais (pulsos) em sinais mecânicos discretos (posição, velocidade). O deslocamento do elemento de saída de um motor de passo é diretamente proporcional ao número de pulsos aplicados à entrada, e a velocidade à frequência dos pulsos. O deslocamento elementar correspondente a um pulso aplicado é denominado passo fundamental do motor.

Os motores de passo são acionamentos que podem ser comandados de forma direta por computadores digitais em malha aberta. Para interfacear um motor de passo com um computador é necessário um circuito lógico digital que realize o comando do chaveamento da corrente contínua de uma fonte CC para as bobinas do motor. Utiliza-se uma porta de saída de 1 bit do computador para enviar os pulsos, e outra porta de saída de 1 bit para enviar a informação de sentido de movimento ao circuito lógico.

Motores de passo apresentam elevada precisão do ângulo de passo, e o erro de passo não é acumulativo. Por permitirem o posicionamento de seu eixo em malha aberta podem prescindir de um sensor para realimentação de posição, simplificando o sistema de comando. Apresentam também elevada confiabilidade por exigirem pouca manutenção e não possuírem escovas e comutador.

Os motores de passo rotativos podem ser classificados, quanto ao princípio de funcionamento, em

- motores de ímãs permanentes,
- motores de relutância variável ou
- motores híbridos

A seguir serão tratados aspectos mais específicos, referentes a cada um desses tipos de motores de passo.

3.2.5.1 MOTORES DE IMÃS PERMANENTES

Estes motores possuem no estator uma série de polos salientes bobinados. O rotor contém ímãs permanentes. O funcionamento desse motor baseia-se na interação que ocorre entre o campo magnético produzido pelos ímãs permanentes, e o campo produzido pela corrente elétrica que circula nas bobinas do estator. A Fig. 3.8 mostra simplificada-mente um motor de ímãs permanentes com um par de polos no rotor e duas bobinas independentes no estator. O ângulo de passo fundamental é de 90° .

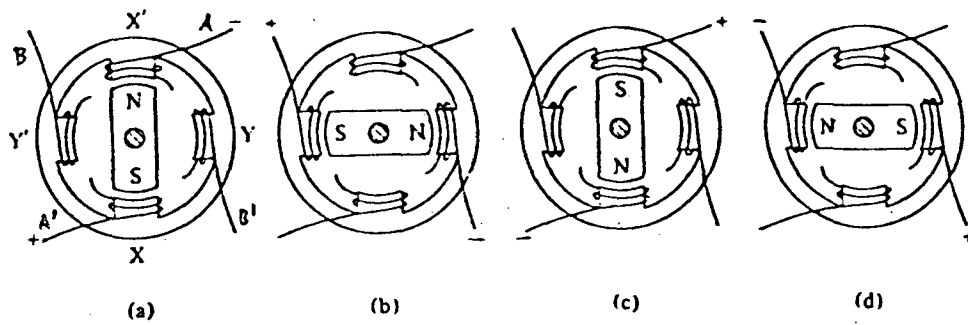


Fig. 3.8a-d. Motor de passo de ímãs permanentes em quatro situações diferentes de energização das bobinas

Para uma determinada combinação de bobinas energizadas há uma série de pontos de equilíbrio de forças magnéticas nas quais o rotor pode se encontrar, conforme mostra a Fig. 3.8a-d. Ao energizar o motor, o rotor se move para o ponto de equilíbrio mais próximo da posição onde ele se encontra, e permanece nesta posição enquanto não for modificada a combinação de energização das bobinas. Ao se modificar a combinação de energização das bobinas em sequência apropriada, o rotor segue em passos o "campo girante" discreto produzido no estator, permanecendo sempre no ponto de equilíbrio.

A presença dos ímãs permanentes acarreta um torque residual que segura o rotor em determinadas posições, mesmo estando as bobinas desenergizadas. Contudo esse torque é baixo se comparado ao torque nominal do motor.

Esse tipo de motor pode ser acionado de forma bipolar ou unipolar. No acionamento bipolar a corrente pode circular nos dois sentidos possíveis nas bobinas. No acionamento unipolar uma bobina é utilizada para cada sentido de corrente.

O torque de motores de passo de ímãs permanentes é maior do que de motores de relutância variável. Também o amortecimento é maior.

3.2.5.2 MOTORES DE RELUTÂNCIA VARIÁVEL

O estator dos motores de passo de relutância variável consiste de polos salientes bobinados, com dentes usinados nas sapatas polares.

O rotor, constituído de um núcleo cilíndrico de aço laminado, também é dentado. O rotor e o estator não possuem o mesmo número de dentes. Através dessa diferença produz-se um efeito de amplificação da resolução. Não há ímãs permanentes em motores de passo de relutância variável.

Quando é aplicada corrente a um conjunto de bobinas do motor, produz-se torque no sentido de levar o circuito magnético à condição de mínima relutância magnética (resistência à passagem de linhas de fluxo magnético). Enquanto for mantida a combinação inicial de energização o rotor permanece na posição de mínima relutância e se opõe a ser tirado desta posição. Quando é modificada a combinação de bobinas energizadas muda o ponto de mínima relutância e o rotor vai buscar atingi-lo novamente. Sequenciando-se apropriadamente o chaveamento das bobinas produz-se um "campo girante" discreto, que é acompanhado pelo rotor. A Fig. 3.10 mostra simplificada um motor de relutância variável com três bobinas independentes no estator e dois dentes de relutância no rotor, em quatro situações de energização. O ângulo fundamental de passo é de 60° .

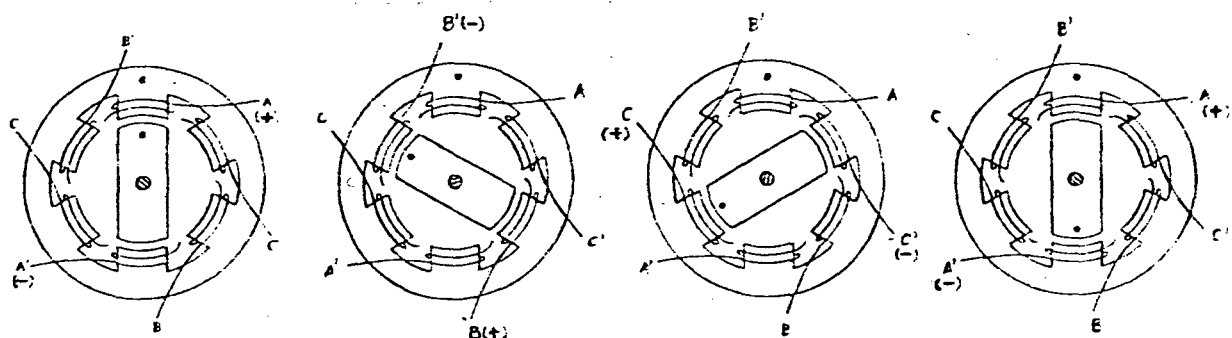


Fig. 3.9. Motor de passo de relutância variável

Os motores de relutância variável atingem velocidades angulares mais elevadas se comparados aos demais tipos, por não possuírem ímãs que induzem força contra-eletromotriz nas bobinas. Não apresentam, entretanto, nenhum torque residual. Finalmente, não podem ser acionados de forma bipolar pois o fenômeno de relutância independe do sentido do fluxo.

3.2.5.3 MOTORES HÍBRIDOS

Os motores de passo híbridos têm o estator semelhante aos motores de relutância variável, e o rotor combinando os princípios do motor de ímãs permanentes e de relutância variável. A Fig. 3.10 mostra esquematicamente um motor de passo híbrido cujo estator compõe-se de 4 bobinas enroladas em polos salientes. O rotor compõe-se de duas peças polares de aço doce dentadas, e entre elas um ímã permanente magnetizado de forma axial. O número de dentes do rotor e do estator é diferente (em geral 48 e 50 dentes respectivamente), e a relação entre eles determina o passo fundamental (em geral $1,8^\circ$ ou 200 passos por revolução).

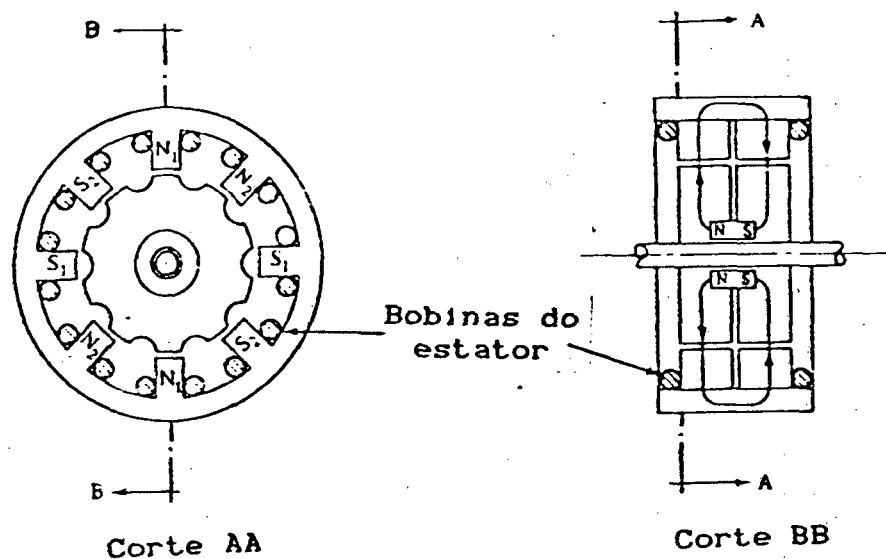


Fig. 3.10. Motor de passo híbrido

Esse tipo de motor é muito utilizado pois combina muitas das vantagens dos dois anteriores. Pode ser acionado de forma bipolar ou unipolar e apresenta a melhor resolução dentre os três.

3.3 FONTES CONTROLADAS DE ENERGIA PARA SERVOMOTORES ("DRIVES")

Uma fonte controlada de energia deve fornecer energia elétrica na forma e na quantidade adequadas para que o servomotor execute com máxima precisão e rapidez os comandos recebidos. Em outras palavras, a fonte amplifica o sinal de comando aplicado à sua entrada entregando-o então ao servomotor.

Como já mencionado anteriormente, antes da fonte de energia pode haver o sistema de controle de velocidade do motor e o sistema de controle (ou limitação) de corrente. Esses controladores fornecem como saída o sinal de comando para a fonte de energia. Na maior parte dos servoacionamentos industriais, fonte de energia e sistemas de controle de velocidade e corrente estão agrupados fisicamente num mesmo módulo ou aparelho. Cabe salientar que os tipos de controladores mencionados acima se referem a servoacionamentos de corrente contínua. Servoacionamentos para outros tipos de servomotores podem requerer sistemas de controle de outras grandezas.

A fonte de energia em geral recebe energia elétrica da rede pública de corrente alternada monofásica ou trifásica. Utiliza-se rede mono ou trifásica dependendo da potência do servoacionamento e da precisão de regulação de velocidade desejada. Mas a energia da rede pública não é adequada para alimentar diretamente os servomotores. Nesse contexto inserem-se as fontes de energia, sendo elas as responsáveis por fornecer aos servomotores os sinais de comando amplificados, com a forma de energia adequada ao funcionamento destes.

A seguir serão apresentados alguns tipos de fontes de energia frequentemente utilizadas em posicionadores: As fontes CA/CC, as fontes CA/CA, e algumas variantes destas.

3.3.1 FONTES CONVERSoras DE CORRENTE ALTERNADA EM CORRENTE CONTÍNUA (CA/CC)

A conversão CA/CC, também conhecida como retificação, pode ser realizada por componentes semicondutores controlados ou não-controlados (tiristores ou diodos respectivamente). Fontes CA/CC são utilizadas na alimentação de servomotores CC e também na primeira etapa dos conversores CA/CA com CC intermediária (ver Seção 3.3.2.).

A Fig. 3.11a mostra o símbolo esquemático utilizado na representação de fontes CA/CC a tiristores; a Fig. 3.11b o circuito de um conversor CA/CC tiristorizado trifásico, de 6 pulsos, em ligação antipara-

lela dos semicondutores e sem corrente de inter-circulação; a Fig. 3.11c a forma de onda da tensão de saída da fonte, não-filtrada. As fontes tiristorizadas utilizadas em acionamentos para posicionadores estão resumidas na Tabela 3.1, com as principais características de cada tipo. A tecnologia desse tipo de fontes está muito amadurecida.

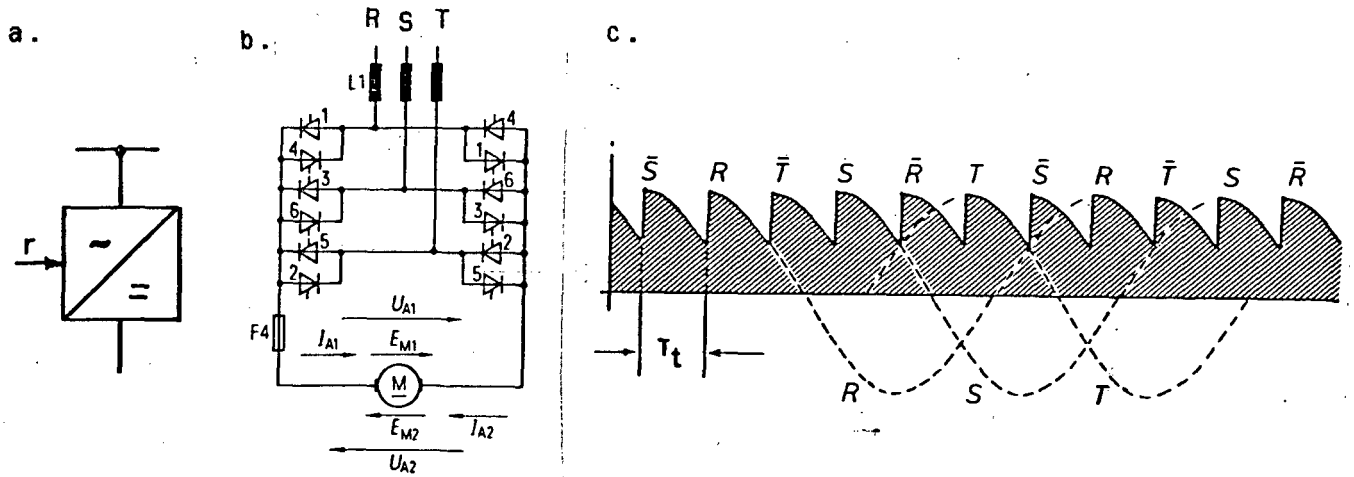


Fig. 3.11a-c. Fonte tiristorizada para servomotores CC: (a) Símbolo; (b) circuito e (c) forma de onda

Tipo	Monofásicas		Trifásicas	
No de pulsos	1	2	3	6
Tempo morto	16,67 ms	8,33 ms	5,56 ms	2,78 ms

Tabela 3.1. Características de fontes tiristorizadas

As fontes a transistores (Fig. 3.12) são constituídas de uma etapa de retificação não-controlada, a diodos, seguida de uma ponte de transistores comandada por um circuito de modulação por largura de pulso, ou de forma abreviada PWM ("Pulse Width Modulation"). A Fig. 3.12a mostra o símbolo esquemático de fontes CA/CC a transistores; a Fig. 3.12b mostra o circuito elétrico básico de uma fonte trifásica, com transistores de potência ligados em ponte do tipo "H"; a Fig. 3.12c mostra os sinais em alguns pontos importantes do circuito, para duas situações distintas de comando da ponte.

3.3.2 FONTES CONVERSoras DE CORRENTE ALTERNADA EM CORRENTE ALTERNADA DE FREQUÊNCIA VARIÁVEL (CA/CA)

A conversão CA/CA é aplicada em fontes de alimentação de servomotores CA. Em geral a conversão CA/CA é realizada em duas etapas: A primeira, uma retificação (conversão CA/CC), seguida de uma etapa de conversão CC/CA (também conhecida por inversão). A primeira etapa geralmente é realizada por uma ponte de retificação não-controlada (diodos). A conversão CC/CA é realizada em grande parte das vezes por pontes trifásicas de transistores de potência comandados por um sistema PWM. Dessa forma pode ser variada a frequência da corrente alternada que se obtém na saída, em uma determinada faixa de operação (ver Fig. 3.13).

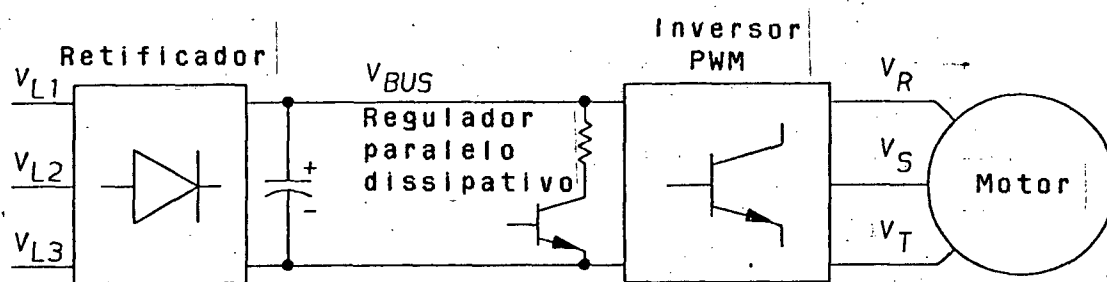


Fig. 3.13. Representação esquemática de fontes CA/CA

Dependendo do tipo de servomotor que se deseja acionar, e do comportamento dinâmico que se deseja obter, poderá ser necessário controlar determinadas grandezas do sistema para que o desempenho seja adequado. No caso de servomotores CA assíncronos, é requerido um complicado sistema de controle vetorial, como já foi visto anteriormente (Seção 3.2.4.2).

3.3.3 FONTES DE ENERGIA PARA MOTORES DE PASSO

Uma fonte controlada de energia para motores de passo é constituída basicamente de uma fonte CC e do "drive" propriamente dito. As funções principais deste último elemento são de sequenciar, distribuir e amplificar adequadamente os pulsos de comando. A sequenciação é realizada de acordo com uma informação de sentido de deslocamento. As saídas da fonte são tensão e corrente para cada uma das fases do mo-

tor de passo (ver Fig. 3.14).

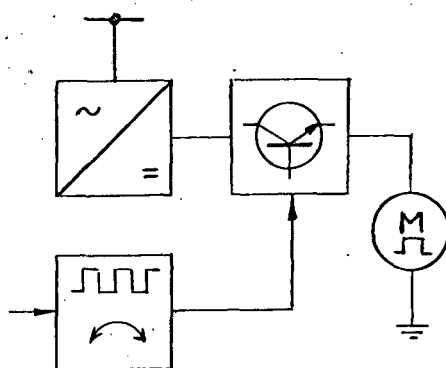


Fig. 3.14. Fonte para motores de passo

Há diversas características de fontes para motores de passo, que são apresentadas a seguir:

1 O tipo de excitação pode ser:

- Em passo completo, onde todas as fases do motor sempre estão energizadas. O deslocamento correspondente a um pulso é igual ao passo fundamental do motor.
- Em meio passo, onde ora duas e ora uma fase estão energizadas. O deslocamento correspondente a um pulso é igual a metade do passo fundamental.
- Em micro-passo, onde é realizado controle analógico da corrente nas fases.

O tipo de excitação a ser selecionado depende da resolução requerida na aplicação.

2 O modo de acionamento diz respeito ao sentido da corrente nas fases e pode ser:

- Unipolar, quando a corrente circula somente em 1 sentido nas fases do motor.
- Bipolar, quando a corrente circula em ambos os sentidos nas fases do motor.

Nos acionamentos bipolares as fases são ligadas em paralelo duas-a-duas.

O acionamento bipolar permite obter maior torque em baixa velocidade. Quando o principal requisito é alta velocidade, o acionamento unipolar é o recomendado, por apresentar menor constante de tempo e assim a corrente estabelecer-se mais rapidamente.

3 A técnica de controle da corrente nas fases pode ser:

- Com auxílio de um resistor em série com as fases do motor (ver Fig. 3.15). Aumentando-se o valor da resistência em série pode ser aumentada a tensão da fonte CC e, por conseguinte, obtida uma constante de tempo menor (crescimento mais rápido da corrente) e conseqüentemente melhor dinâmica. Esta técnica apresenta uma grande desvantagem que é a dissipação de energia no resistor-série.

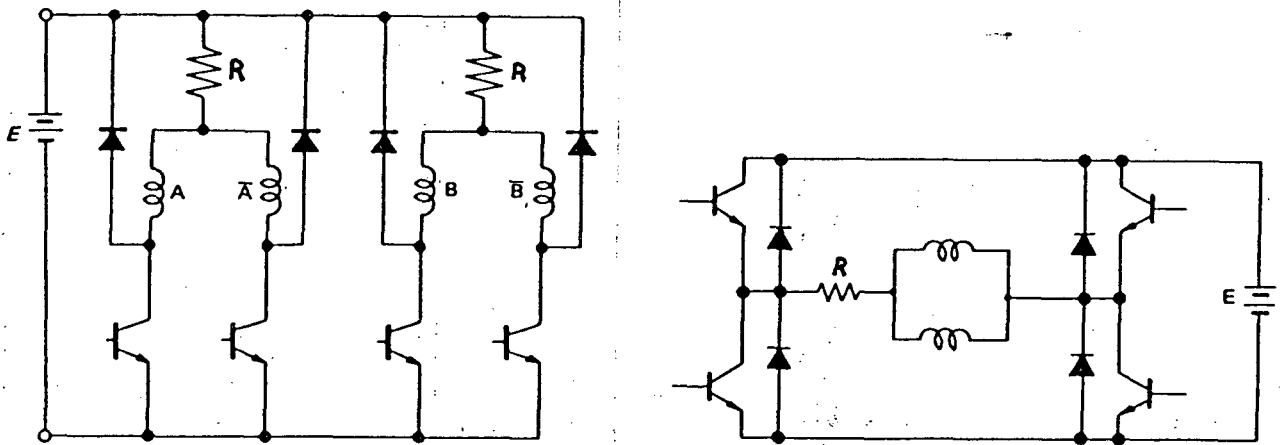


Fig. 3.15. Fonte com resistor-série para motores de passo

- Através do chaveamento em alta frequência dos transistores (chopper). A tensão aplicada ao motor é muito maior que sua tensão nominal, o que possibilita um crescimento mais rápido da corrente nas fases do motor. Monitora-se a corrente nas fases. Um circuito de controle compara a corrente medida com um valor de referência previamente ajustado e chaveia os transistores de forma a manter a corrente muito próxima do valor requerido (ver Fig. 3.16). Esta técnica de controle permite obter a melhor performance dinâmica de servomotores. Geralmente é utilizada em acionamentos bipolares.

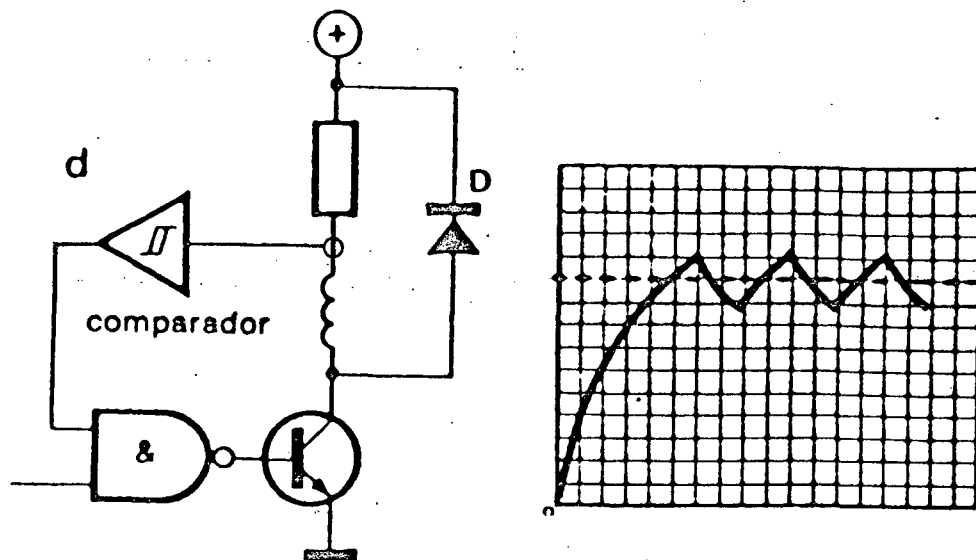


Fig. 3.16. Fonte chaveada para motor de passo (chopper)

Desta forma foram analisados neste capítulo os principais acionamentos eletromecânicos para posicionadores, correspondentes ao estado-da-arte atual, e suas principais características dinâmicas.

4 ERROS EM POSICIONADORES

Este capítulo tratará da análise dos erros que surgem no funcionamento de posicionadores. Trata-se de um assunto de grande importância, pois o usuário final de máquinas-ferramenta está interessado na qualidade com que suas máquinas podem produzir peças. Também a cada dia que passa são maiores as exigências de precisão dimensional e mais apertadas as tolerâncias de fabricação que se deseja para as peças. Por esta razão também é de grande importância que se conheça os erros que ocorrem em posicionadores, a sua origem, e que sejam encontradas maneiras, sempre mais aprimoradas, de eliminar ou minimizar tais erros.

Os erros em posicionadores podem ser divididos em dois grupos:

- erros estáticos;
- erros dinâmicos.

Por erros estáticos entendem-se aqueles que independem do movimento do posicionador. São os erros geométricos, devidos, por exemplo, à imperfeição na fabricação dos componentes do posicionador e na montagem do mesmo.

Por erros dinâmicos entende-se aqueles que têm sua origem no sistema de controle do posicionador como um todo, que por não ser ideal, produz, por exemplo, atenuações, atrasos e distorções nos sinais que o percorrem. São, por exemplo, erros que se manifestam quando dois ou mais posicionadores trabalham em conjunto, realizando interpolações coordenadas pelo CNC, como se verá a seguir.

Neste trabalho serão enfocados os erros dinâmicos, quanto a sua origem, e à maneira de se eliminá-los.

4.1 ERROS EM POSICIONADORES DE UM EIXO

Em posicionadores de um eixo que trabalham individualmente, deseja-se que o ponto final seja atingido com precisão e sem sobrepassagem.

A precisão com que é atingido o ponto final depende do tipo de medição de posição que está sendo realizada (ver Seção 1.4.2.4). Se a medição for indireta, a posição final ficará afetada de um erro da ordem de grandeza da histerese (folga + deformação elástica) nesse eixo. Se a medição for direta, atinge-se o ponto programado com a precisão do sistema de medição.

A ocorrência ou não de sobrepassagem depende do coeficiente de amortecimento do sistema, que por sua vez é influenciado pelo ganho do controlador de posição, K_V . Se há sobrepassagem, é porque o amortecimento é sub-crítico, e portanto K_V precisa ser diminuído.

Exemplos de aplicação de posicionadores de um eixo trabalhando individualmente, em máquinas-ferramenta, são: movimento de profundidade de máquinas de eletro-erosão por penetração; acionamento do carro longitudinal ou transversal de um torno, em operação de cilindragem ou faceamento, respectivamente.

4.2 ERROS EM VÉRTICES

Ao serem programadas trajetórias em máquinas CNC, deseja-se que elas sejam percorridas com máxima exatidão. Os erros que ocorrem no percurso de um vértice entre duas linhas, L_1 e L_2 , são mostrados na Fig. 4.1. Na realização deste percurso estão envolvidos dois posicionadores, aqui chamados de X e Y, que recebem sinais de referência de posição do interpolador do CNC (ver Fig. 1.6).

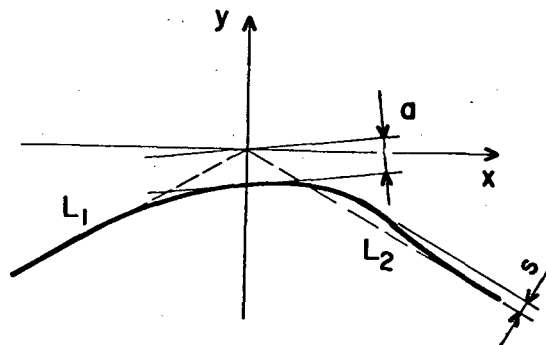


Fig. 4.1. Erros no percurso de um vértice

O erro de arredondamento, a , é definido como sendo a maior distância entre a tangente à trajetória real e o ponto extremo do vértice. O erro de sobrepassagem, s , é definido como sendo a máxima distância entre a linha L_2 e uma linha paralela a esta e tangente à trajetória real (ver Fig. 4.1).

Na Fig. 4.2a é mostrado o sinal de referência de posição que o interpolador do CNC envia para o controlador de posição, para que se realize o posicionamento do carro do posicionador, da posição X_1 na qual ele se encontra originalmente, até a posição X_2 que se deseja. Na Fig. 4.2b e c pode-se ver ainda os gráficos da velocidade e da aceleração teóricas necessárias para realizar tal posicionamento. Este tipo de comando chama-se de comando de posição com velocidade controlada.

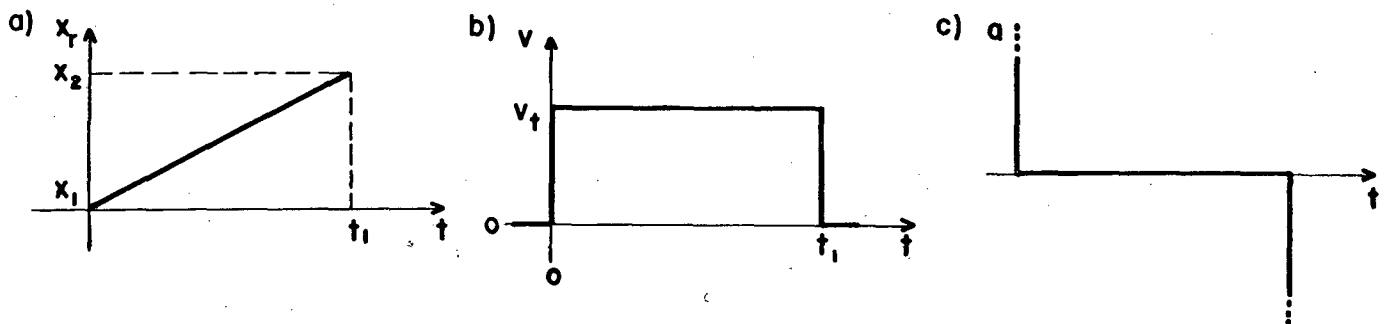


Fig. 4.2a-c. Comando de posição (a), velocidade (b) e aceleração teórica (c)

Da análise desta figura pode-se verificar que para realizar tal comando de posicionamento é necessária uma aceleração de valor infinito. A Fig. 4.3 mostra, em termos qualitativos, a resposta do sistema posicionador, que é a posição do carro em função do tempo. O sistema responde com atraso e pode também oscilar, caso o amortecimento seja muito baixo. O carro atinge a posição X_2 somente num tempo t_2 , maior que t_1 , que é o instante no qual o valor de referência de posição (linha tracejada) atinge o valor X_2 . A explicação para o atraso ocorrido é que o acionamento do posicionador não consegue acelerar o carro com aceleração infinita. Para reduzir o atraso ocorrido deve-se usar um acionamento com maior capacidade de aceleração, ou seja, com maior dinâmica.

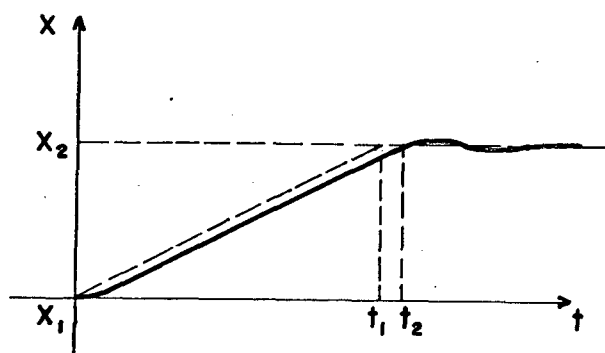


Fig. 4.3. Resposta de um posicionador

Para realizar-se uma trajetória composta de duas linhas retas que formam um vértice entre si, são necessários dois posicionadores X e Y. Para simplificar o entendimento, serão tomadas trajetórias coincidentes com os eixos dos posicionadores, como se pode ver na Fig. 4.4.

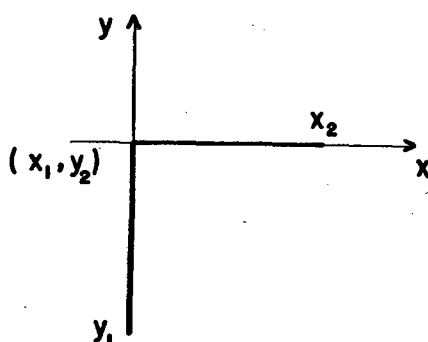


Fig. 4.4. Trajetória em forma de vértice

O eixo Y deve deslocar-se da posição Y_1 até à posição Y_2 , e então o eixo X, da posição X_1 até à posição X_2 . A Fig. 4.5 mostra o sinal de referência de posição que o interpolador envia para cada um dos eixos (x_r e y_r). Note-se que no instante t_1 quando o sinal de referência de posição do eixo Y chega ao valor Y_2 , o sinal de referência de posição do eixo X passa a comandar este eixo da posição X_1 até na posição X_2 . Entretanto, como já foi visto anteriormente, o sistema responde com atraso, o que vai resultar no fato que o eixo X começará a se movimentar antes que o eixo Y tenha efetivamente chegado à sua posição final Y_2 . Em decorrência disso aparece o erro de arredondamento. Caso o eixo Y esteja sub-amortecido e sobrepassse a posição final Y_2 , então também teremos erro de sobrepassagem no vértice realizado. Na Fig. 4.5 pode-se acompanhar esta explicação.

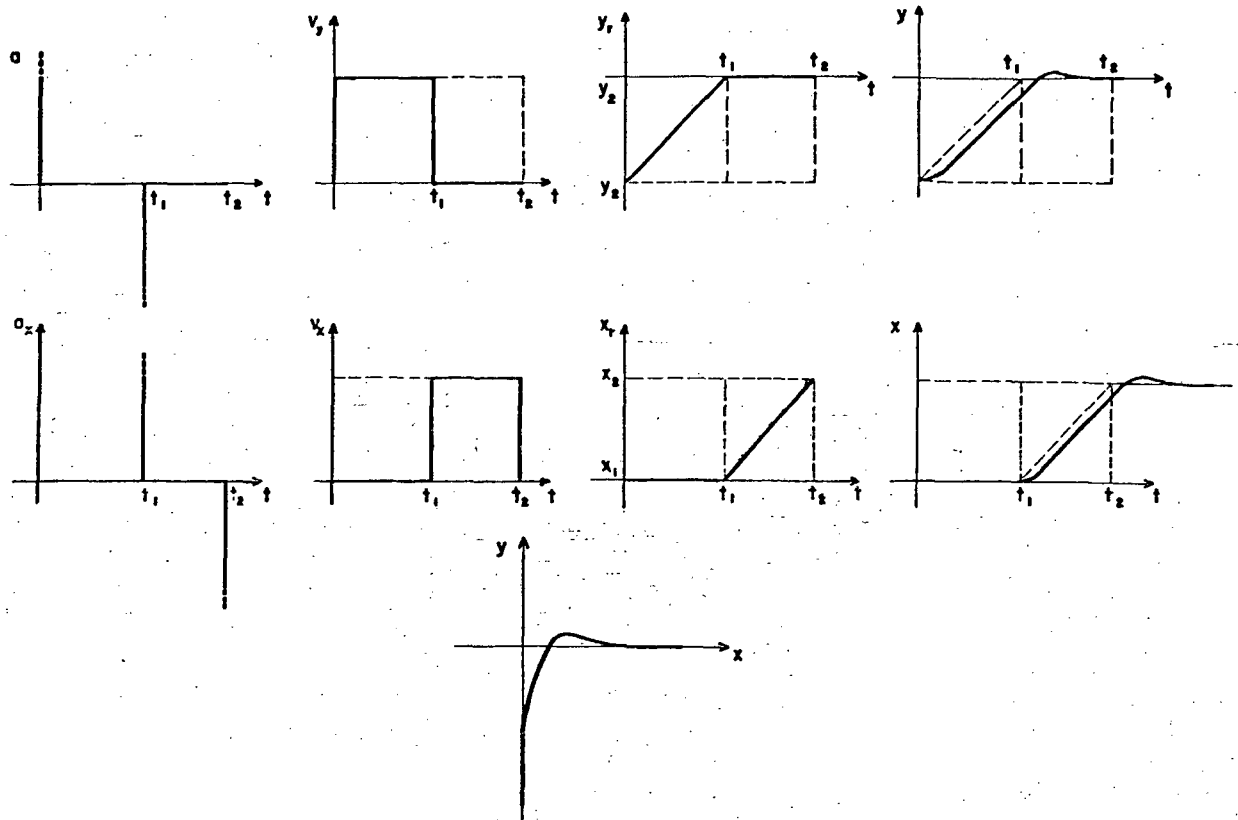


Fig. 4.5. Realização de um vértice através de comando de posição com velocidade controlada

4.2.1 COMANDO DE POSIÇÃO COM ACELERAÇÃO CONTROLADA

Uma solução para diminuir-se o erro de arredondamento sem ser necessário o uso de acionamentos de melhor dinâmica, é através de uma suavização no comando de posição, para que não haja mais aceleração infinita. A Fig. 4.6 mostra como é o comando de posição suavizado, também chamado de comando de posição com aceleração controlada. Nesse caso a aceleração teórica pode ser dosada de acordo com o torque de aceleração de que se dispõe no acionamento.

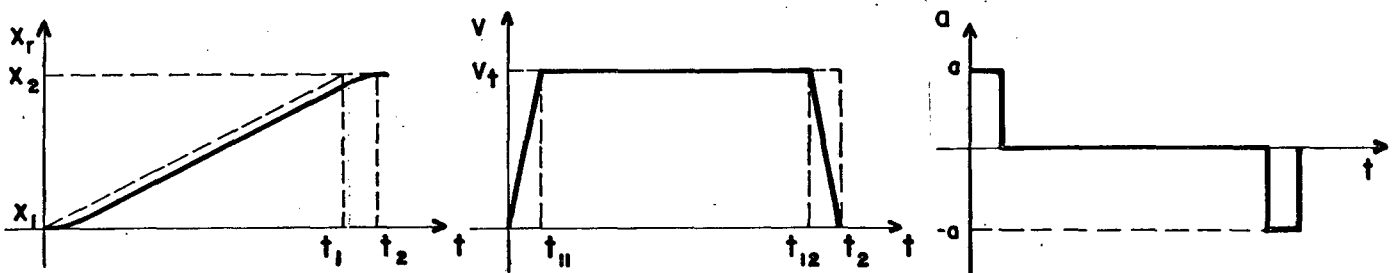


Fig. 4.6. Comando de posição com aceleração controlada

Tal comando terá como resultado uma resposta do posicionador como mostrado na Fig. 4.7, que está menos atrasada em relação ao valor de referência de posição do que no caso do comando de posição com velocidade controlada.

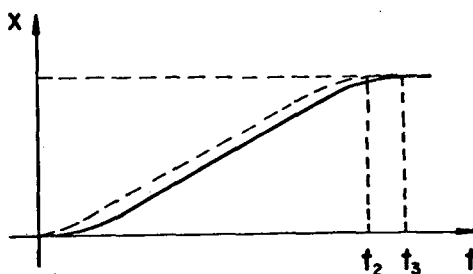


Fig. 4.7. Resposta ao comando de posição com aceleração controlada

Ao percorrer-se um vértice com comando de posição suavizado, o erro de arredondamento será menor do que no caso anterior onde foi aplicado comando de posição com velocidade controlada. Esta melhora conseguida na precisão do vértice é conseguida às custas de um maior tempo, $(t_3 - t_2)$, necessário para realizar o posicionamento, como pode ser constado na Fig. 4.7.

4.2.2 COMANDO DE POSIÇÃO COM TEMPO DE PAUSA

Pode-se reduzir ainda mais o erro de arredondamento sem ser necessário para isso o uso de acionamentos de melhor dinâmica. Isto pode ser conseguido através da introdução de um tempo de pausa no sinal de referência de posição sempre que houver uma mudança brusca de direção (um vértice). Durante o tempo de pausa o valor dos sinais de referência dos eixos envolvidos na realização do vértice permanecem constantes para permitir que os carros dos posicionadores, que vêm com atraso, cheguem próximo da posição desejada (ver Fig. 4.8). Somente então os eixos voltam a receber sinal de referência de posição para prosseguirem no seu percurso.

A duração do tempo de pausa será ajustado em função da tolerância desejada na execução do vértice. Também neste caso a melhora na precisão da peça executada acarreta um maior tempo de posicionamento.

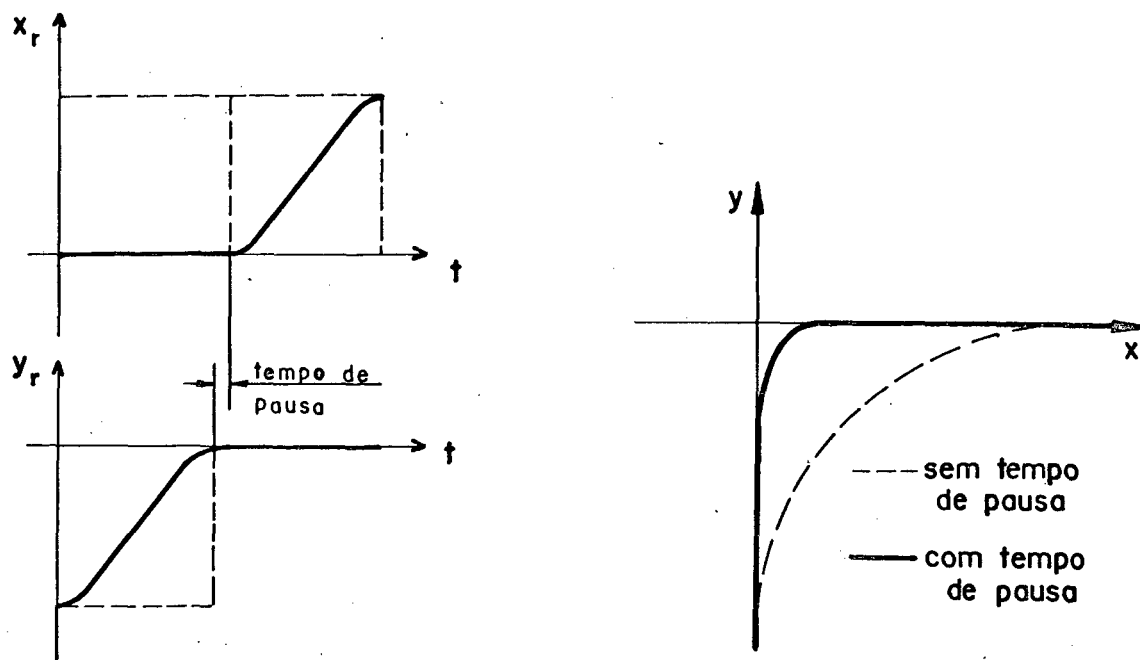


Fig. 4.8. Tempo de pausa no comando de posição

4.3 ERROS DE TRAJETÓRIA DEVIDOS À NÃO-LINEARIDADES

As não-linearidades presentes em posicionadores podem ser modeladas por elementos de histerese. A curva característica de um elemento de histerese já foi apresentada no Cap. 1 (Fig. 1.14) e também foi discutido o efeito deste elemento sobre um sinal que o atravessa.

A influência das não-linearidades sobre o comportamento dinâmico de posicionadores é diferente se se trata de posicionadores com medição direta ou indireta de posição.

4.3.1 MEDIÇÃO INDIRETA

Neste caso há um bloco de histerese fora da malha de controle de posição (ver Fig. 4.9), e não podem ser detectados nem corrigidos os erros que acontecem entre o lugar de medição e o carro do posicionador.

O valor global da histerese $2\epsilon_u$ irá refletir-se integralmente como erro na posição do carro do posicionador.

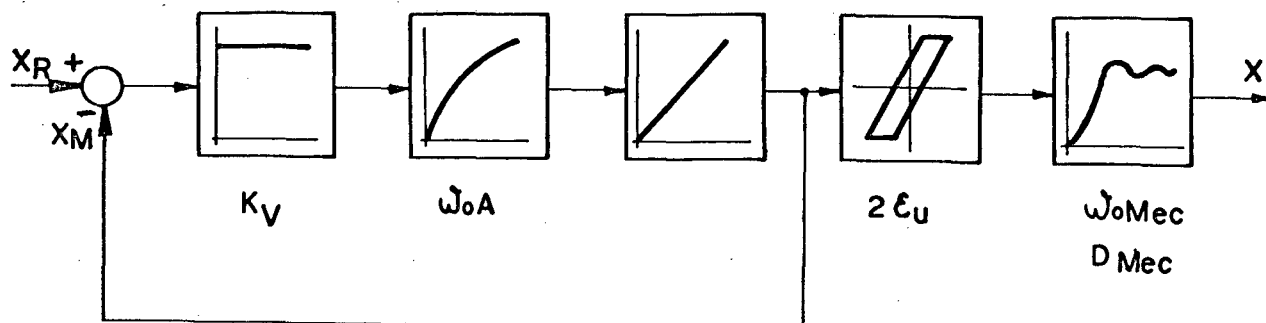


Fig. 4.9. Medição indireta de posição

Programando-se uma trajetória retilínea através da interpolação linear de dois eixos, tem-se a trajetória executada paralela e não coincidente com a programada, além de não se atingir o ponto final desejado. A distância entre a trajetória programada e a executada, e entre o ponto final desejado e o realizado, são dadas pela soma geométrica da histerese $2\epsilon_u$ em cada eixo.

Programando-se uma trajetória curvilínea através de uma interpolação circular de dois eixos, tem-se que a sua forma é distorcida para um quadrado com os cantos arredondados.

4.3.2 MEDIÇÃO DIRETA

Em posicionadores com medição de posição direta, a histerese está dentro da malha de controle de posição (ver Fig. 4.10). A folga mecânica, que durante uma reversão permite que haja um completo desacoplamento entre os componentes do posicionador, prejudica a estabilidade da malha de controle de posição. A folga mecânica juntamente com a deformação elástica dos componentes mecânicos provocam distorções no sinal que as percorre, produzindo erros de trajetória. Em ambos os casos discutidos acima o problema acentua-se quando os sinais forem de baixa amplitude, ou seja, quando os posicionamentos forem muito pequenos.

Devido ao efeito de instabilização produzido pelas não-linearidades deve-se reduzir o ganho K_V do controlador de posição em até 40 % da-

quele valor que poderia ser utilizado caso não houvessem não-linearidades [7].

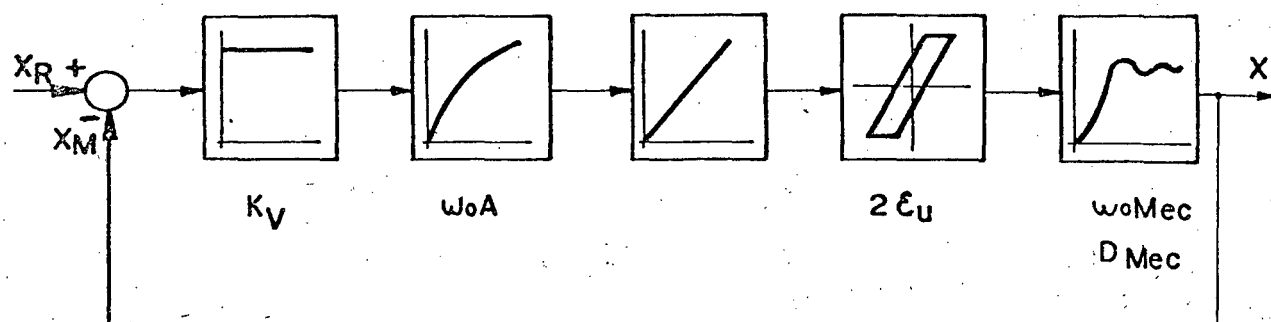


Fig. 4.10. Medição direta de posição

Programando-se uma trajetória retilínea através da interpolação linear de dois eixos, tem-se que a trajetória executada coincide com a programada inclusive no ponto final. Um pequeno desvio de trajetória ocorre no início do deslocamento, até que a histerese seja percorrida.

Programando-se uma trajetória curvilínea através da interpolação circular de dois eixos, tem-se que a trajetória executada também é distorcida para um quadrado com cantos arredondados, porém com valores de desvio de trajetória bem menores que os apresentados em posicionadores com medição de posição indireta. Este problema torna-se crítico quando o diâmetro do círculo que se deseja percorrer se torna pequeno e sua ordem de grandeza se aproxima do valor da histerese.

A resolução do sensor de medição de posição também introduz uma histerese na malha de controle de posição. Pode tornar-se necessário que se leve o seu efeito em conta, em casos de posicionamentos de maior precisão. A literatura recomenda que a resolução do sistema de medição de posição seja pelo menos 2 ou 3 vezes melhor do que a precisão dimensional desejada no posicionador em questão [7].

4.4 ERROS DEVIDOS À DESIGUALDADES NAS MALHAS DE CONTROLE

Os erros devidos à desigualdades nas malhas manifestam-se quando se realizam interpolações entre dois ou mais eixos.

4.4.1 DESIGUALDADES DO GANHO K_V

Programando-se uma trajetória retilínea através da interpolação linear de dois eixos X e Y, como mostrado na Fig. 4.11, tem-se que a posição do carro do posicionador nos dois eixos estará atrasada em relação ao valor de referência de posição de um valor s dado pela velocidade de percurso da trajetória v , e pelo ganho do controlador de posição K_V .

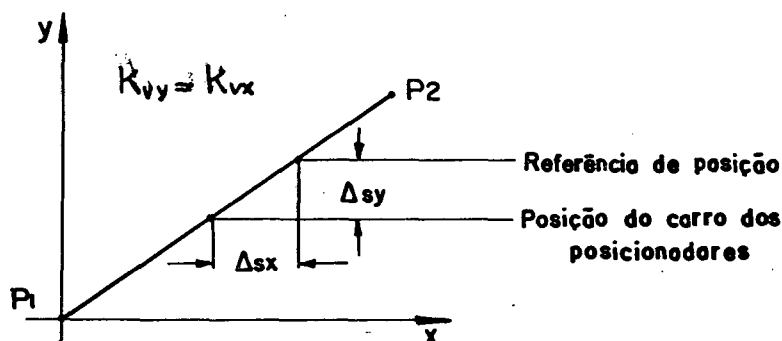


Fig. 4.11. Interpolação linear em dois eixos

Se os ganhos dos controladores de posição forem iguais nos dois eixos então os atrasos Δs serão proporcionais à respectiva velocidade em cada posicionador, e a trajetória percorrida coincidirá com a programada.

Caso os ganhos sejam diferentes nos dois eixos, ocorrerá que os atrasos Δs não mais guardarão a mesma proporção com as velocidades, e a trajetória percorrida será paralela e não-coincidente com a trajetória programada.

Daí decorre que todos os eixos que participam de interpolações devem apresentar ganho do controlador de posição iguais entre si, para que sejam evitados erros de trajetória.

A Fig. 4.12 mostra o efeito de diversas relações de ganho no resultado de uma trajetória retilínea programada.

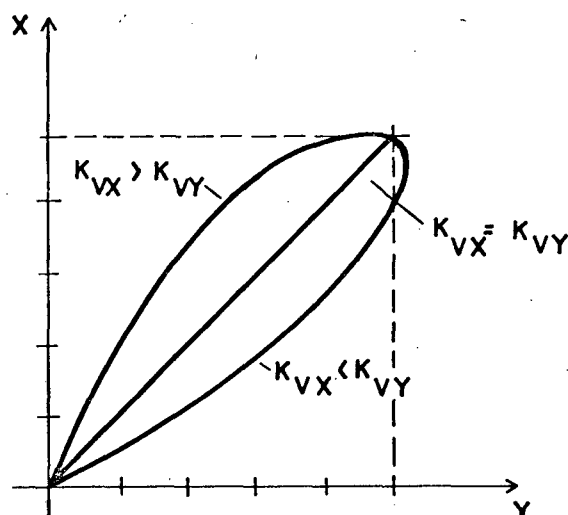


Fig. 4.12. Consequências da desigualdade do ganho K_V [7]

4.4.2 DESIGUALDADES DA FREQUÊNCIA NATURAL DO ACIONAMENTO ω_A

Partir-se-á da mesma trajetória mostrada na Fig. 4.11. Se as frequências naturais dos acionamentos dos posicionadores forem iguais entre si, a trajetória executada coincidirá com a programada. Caso forem diferentes, ocorrerão desvios de trajetória durante os transientes (acelerações e desacelerações), pois cada eixo responderá de acordo com sua própria dinâmica. A Fig. 4.13 mostra o efeito de três diferentes relações de frequência natural no resultado de uma trajetória retilínea programada.

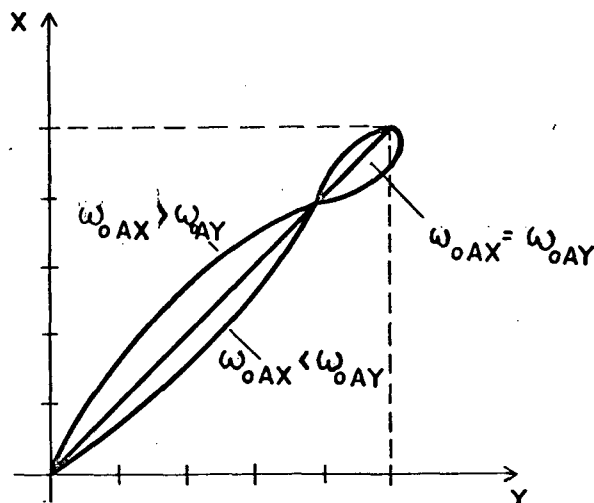


Fig. 4.13. Consequências da desigualdade de ω_{0A} [1]

Para evitar-se a ocorrência de tais erros, deve-se tomar o cuidado de ajustar a frequência natural do acionamento de cada posicionador que toma parte em interpolações para que tenham o mesmo valor.

Estes são os erros que ocorrem em posicionadores devido a problemas dinâmicos.

5 MEDIÇÕES EM POSICIONADORES

5.1 MEDIÇÕES ESTÁTICAS

5.1.1 HISTERESE

Um parâmetro importante do sistema mecânico é o parâmetro da não-linearidade representada pelo bloco de histerese, e que engloba a folga nos componentes mecânicos e a deformação elástica destes (ver Seção 1.4.3.3).

Conforme já foi frisado, a influência da histerese sobre o posicionador será diferente se esta se encontra dentro ou fora da malha de controle de posição (medição direta ou indireta).

Se a medição for direta basta que seja determinada a histerese global entre o motor e o acoplamento do sistema de medição. Se a medição for indireta deverá ser determinado o parâmetro da histerese interna e externa à malha de controle de posição.

A instrumentação necessária resume-se a um sensor de posição angular que possa ser acoplado ao eixo do motor, e no caso de medição indireta, a mais um sensor para realizar a medição de posição do carro do posicionador.

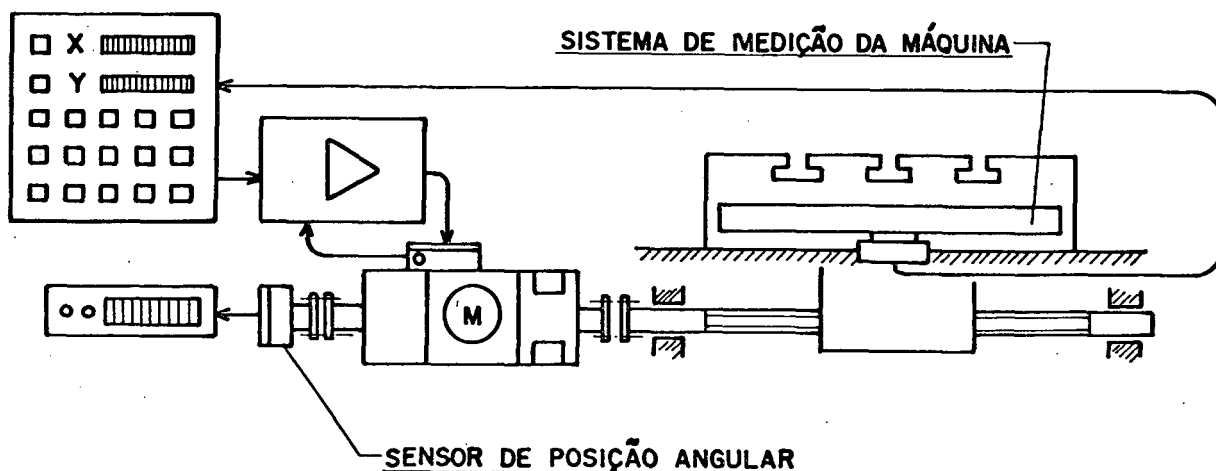


Fig. 5.1. Histerese em posicionador com medição direta

Em ambos os casos, medição direta e indireta de posição, é necessário que seja medida a histerese total $2\varepsilon_u$, entre o eixo do motor e o carro do posicionador. A figura 5.1 mostra o esquema da montagem para posicionador com medição direta.

O procedimento de medição é o seguinte:

- movimenta-se o posicionador em uma direção qualquer, à escolha, e de um valor seguramente maior que o valor global de histerese, $2\varepsilon_u$;
- zera-se o sistema de medição acoplado ao motor, e o sistema de medição da máquina, ou então anotam-se os valores indicados neste instante;
- movimenta-se o posicionador na direção contrária àquela do item a. em pequenos passos (de $1\ \mu\text{m}$ p.ex.) até que o sistema de medição da máquina acuse o início de movimento do carro do posicionador;
- no sistema de medição acoplado ao eixo do motor lê-se o valor da histerese global $2\varepsilon_u$.

Este procedimento é repetido várias vezes para eliminar os erros devidos à dispersão dos valores medidos. É repetido também para várias

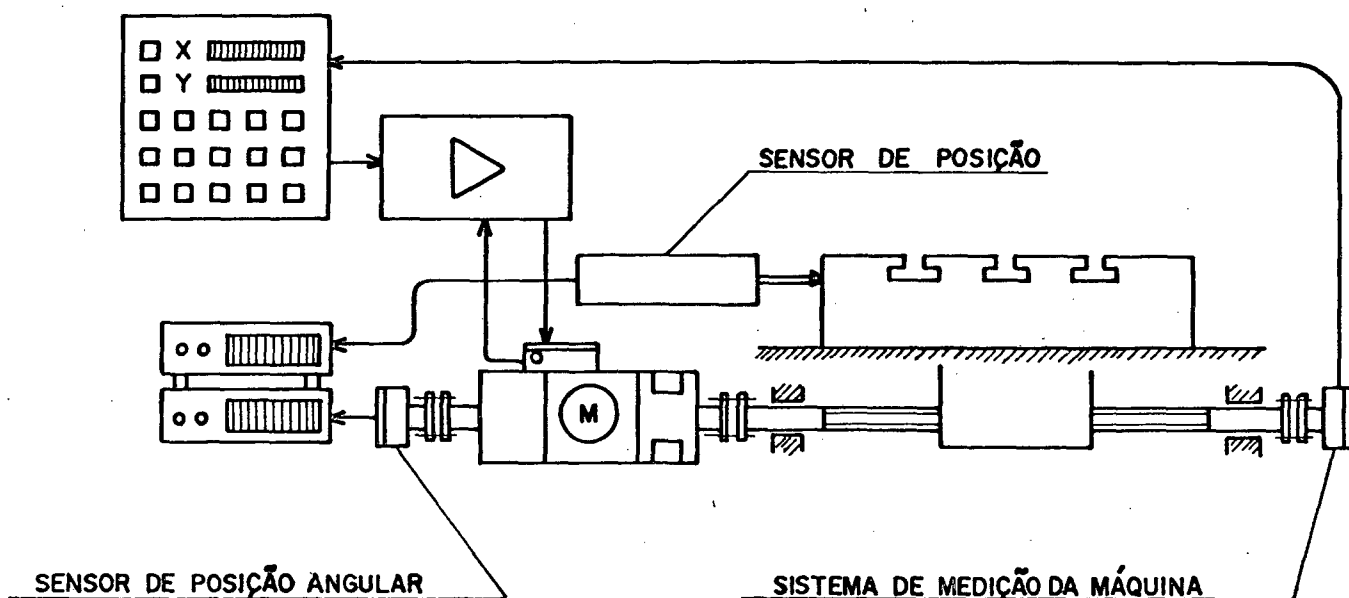


Fig. 5.2. Histerese em posicionador com medição indireta

posições do carro do posicionador, pois a histerese pode não se manter constante, e importa determinar o valor máximo.

Para posicionadores com medição indireta realiza-se o mesmo procedimento acima com o fim de medir a histerese interna à malha de controle de posição, $2\varepsilon_{u3}$ (Fig. 5.2).

Em seguida repete-se o mesmo procedimento, somente com um sensor de posição acoplado ao carro do posicionador, para medir a histerese global $2\varepsilon_u$.

A histerese externa à malha de controle de posição, $2\varepsilon_{u1}$ pode ser determinada através dos dois valores medidos

$$2\varepsilon_u = 2\varepsilon_{u1} + 2\varepsilon_{u3} \rightarrow 2\varepsilon_{u1} = 2\varepsilon_u - 2\varepsilon_{u3} \quad (5.1)$$

5.1.2 RIGIDEZ, FREQUÊNCIA NATURAL

A rigidez é um parâmetro de grande importância nos sistemas dinâmicos, conforme já foi salientado anteriormente. Do seu valor vai depender tanto a frequência natural mecânica quanto a deformação elástica que vai compor a histerese $2\varepsilon_u$.

A referência bibliográfica [7] recomenda, para posicionadores com medição direta, que a rigidez seja ao menos de $100 \text{ N}/\mu\text{m}$. Para posicionadores com medição indireta recomenda que a rigidez seja até dez vezes maior do que em posicionadores com medição direta para que a histerese devida a deformações elásticas mantenha-se dentro de valores aceitáveis.

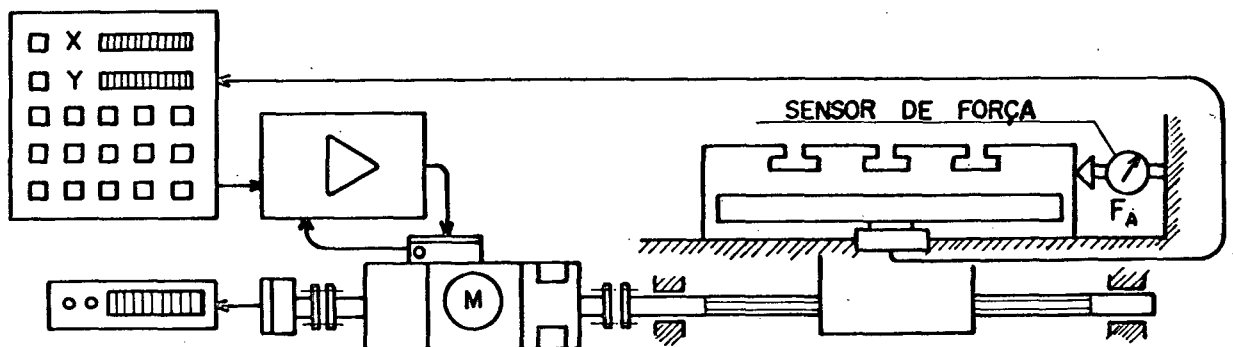


Fig. 5.3. Medição de rigidez de um posicionador

O método proposto é para a medição da rigidez global C_{FG} . O esquema do experimento está mostrado na Fig. 5.3. Deverá ser utilizado um sensor para medição de força entre o carro do posicionador e o referencial, além dos sensores de posição utilizados na medição da histerese.

O procedimento de medição é o seguinte:

- a. o carro do posicionador é movimentado através de pequenos deslocamentos em direção ao sensor de força;
- b. depois de cada deslocamento é realizada uma leitura no sensor de força, no sensor de posição do carro do posicionador e no sensor de posição do eixo do motor.

O deslocamento indicado pelo sensor de posição do eixo do motor possibilita que se calcule qual seria o percurso teórico do carro caso a rigidez fosse infinita. A diferença entre este valor e o deslocamento indicado pelo sensor ligado ao carro é o valor da deformação elástica s no sistema mecânico.

Com estes dados pode-se construir a curva de carregamento elástico. A inclinação desta curva é o valor da rigidez C_{FG} , como mostrado na figura 5.4.

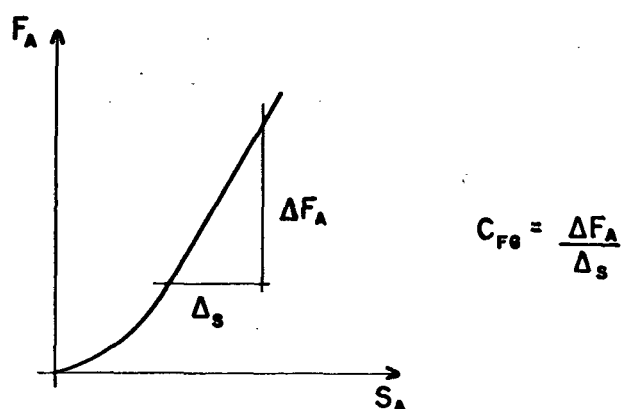


Fig. 5.4. Curva de carregamento elástico

Determinada a rigidez global C_{FG} e com os valores da massa do carro M_1 e da massa dos componentes transportados pelo carro (peça, ferramenta ou outro posicionador) M_2 , pode-se determinar a frequência natural mecânica como segue

$$\omega_{\text{Mec}} = \sqrt{\frac{C_{FG}}{M_1 + M_2}} \quad (5.2)$$

5.1.3 CURVA CARACTERÍSTICA DE ATRITO

A curva característica de atrito já foi discutida qualitativamente na Seção 2.2.1. Ela permite que se façam previsões do aparecimento ou não do fenômeno "Stick-Slip", bem como que se avalie, em conjunto com o valor da rigidez, qual será a deformação elástica (histerese).

O método aqui proposto é válido para posicionadores equipados com servomotores CC, nos quais a corrente elétrica que circula no motor é proporcional ao torque motor.

A instrumentação necessária é basicamente um sensor de corrente elétrica (p.ex. uma resistência "Shunt" instalada em série no circuito do motor, e um voltímetro para medir indiretamente a corrente). O esquema pode ser visto na figura 5.5.

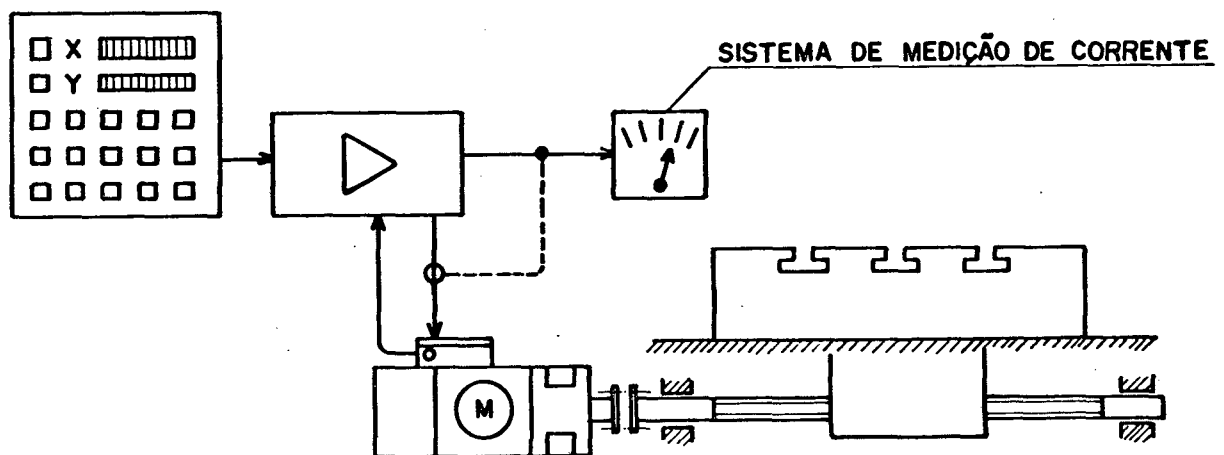


Fig. 5.5. Medição de característica de atrito

O procedimento de medição é o seguinte:

- a. no comando numérico programa-se várias velocidades, desde valores bem baixos até a velocidade máxima (dita velocidade de avanço rápido) em ambos os sentidos de rotação;

b. para cada velocidade programada faz-se a leitura da intensidade de corrente no motor.

Estes valores plotados em função da velocidade já possibilitam uma avaliação qualitativa da curva característica de atrito. Caso se esteja interessado em valores numéricos de torque pode-se converter os valores de corrente através da constante de torque do motor, K_T :

$$m = K_T \cdot I \quad (5.3)$$

Onde: m - torque motor em Nm
 I - corrente no motor em A
 K_T - constante de torque em Nm/A

5.2 MEDIÇÕES DINÂMICAS NA MALHA DE CONTROLE DE VELOCIDADE

5.2.1 RESPOSTA AO DEGRAU

O levantamento da resposta do acionamento à excitação do tipo função-degrau permite que se determine a sua frequência natural ω_{0A} e seu amortecimento D_A , desde que se possa admitir que o sistema apresenta comportamento de 2ª ordem.

É importante frisar que estas medições devem ser realizadas com o acionamento acoplado ao restante da máquina ou aparelho, pois este influencia no seu comportamento. Acionamentos isolados normalmente apresentam um desempenho bem melhor do que quando estão instalados na máquina.

Um terceiro parâmetro importante para a malha de controle de velocidade é o tempo morto T_M , que não precisa ser medido pois é uma característica do tipo de fonte de potência utilizada para alimentar o motor (ver Seção 3.3).

O esquema da montagem para realizar-se o levantamento da resposta ao degrau está mostrado na Fig. 5.6. A instrumentação necessária é a seguinte:

- um gerador de degraus, que pode ser realizado por uma fonte elétrica ajustável na faixa de $-10 \dots +10$ V, com uma chave através da qual possa ser ligada e desligada a tensão na saída deste gerador;
- um sensor de corrente elétrica tal como o utilizado na Seção 5.1.3. e
- um instrumento de registro de sinais (p.ex. um osciloscópio de memória e/ou um registrador X,Y-t).

O procedimento de medição é o seguinte:

- a. desconecta-se o comando numérico do controlador de velocidade (sinal de referência de velocidade) e conecta-se neste lugar a saída do gerador de degraus;
- b. nas entradas do registrador são conectados os sinais do gerador de degraus, o sinal de velocidade medido pelo tacogerador é o sinal de corrente no motor;
- c. são realizadas medições para degraus com os seguintes valores de velocidade: 0,1-0,2-0,5-1-2-5-10-20-50-100% da velocidade máxima [7].

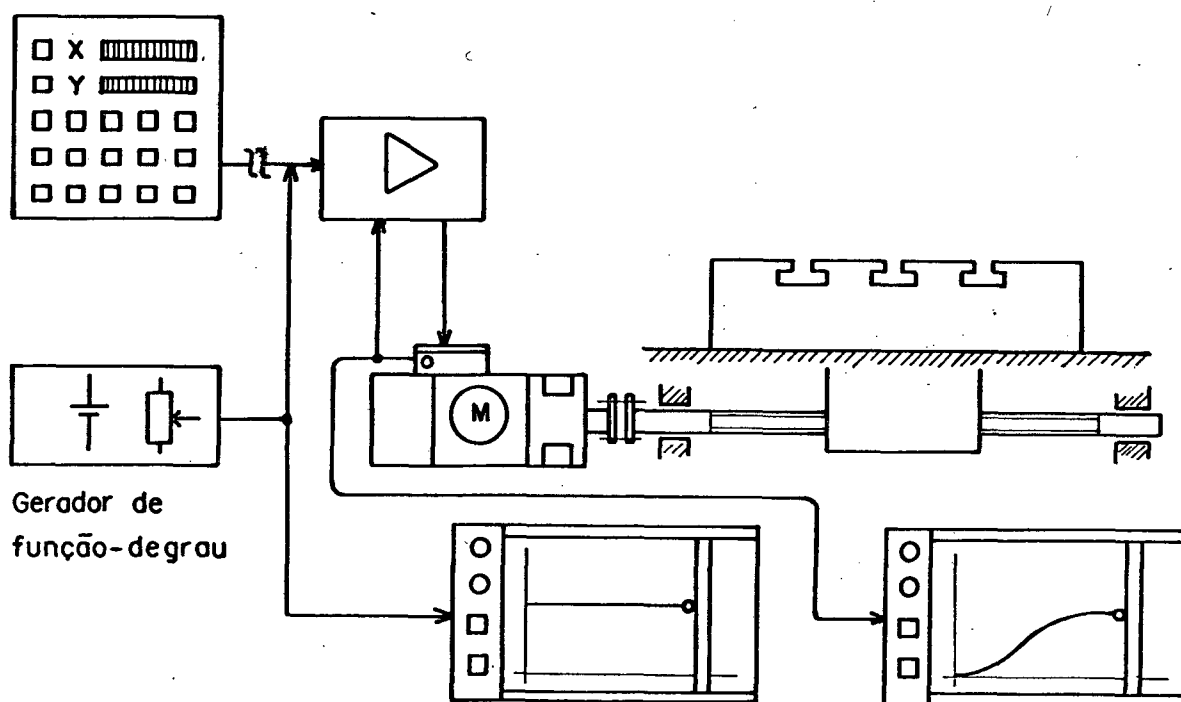


Fig. 5.6. Medição de resposta ao degrau

Análise dos resultados:

Para cada degrau de referência de velocidade obtém-se três curvas: o próprio degrau que serve de referência, a resposta de velocidade na qual se está interessado, e a corrente no motor para que se possa controlar se foi ou não atingida a limitação interna do controlador de corrente. Caso tenha sido atingida a limitação de corrente não é mais possível calcular-se os valores de ω_{0A} e de D_A a partir da resposta ao degrau. A Fig. 5.7 mostra curvas adquiridas sem ser atingida a limitação de corrente e com limitação atingida.

Para um sistema de 2ª ordem são válidas as seguintes relações:

$$D_A = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{\ln \frac{100}{s}}\right)^2}} \quad (5.4)$$

$$\omega_{0A} = \frac{2,5 \dots 2,7}{T_2 - T_1} \quad \text{para} \quad D_A = 0,6 \dots 0,5 \quad (5.5)$$

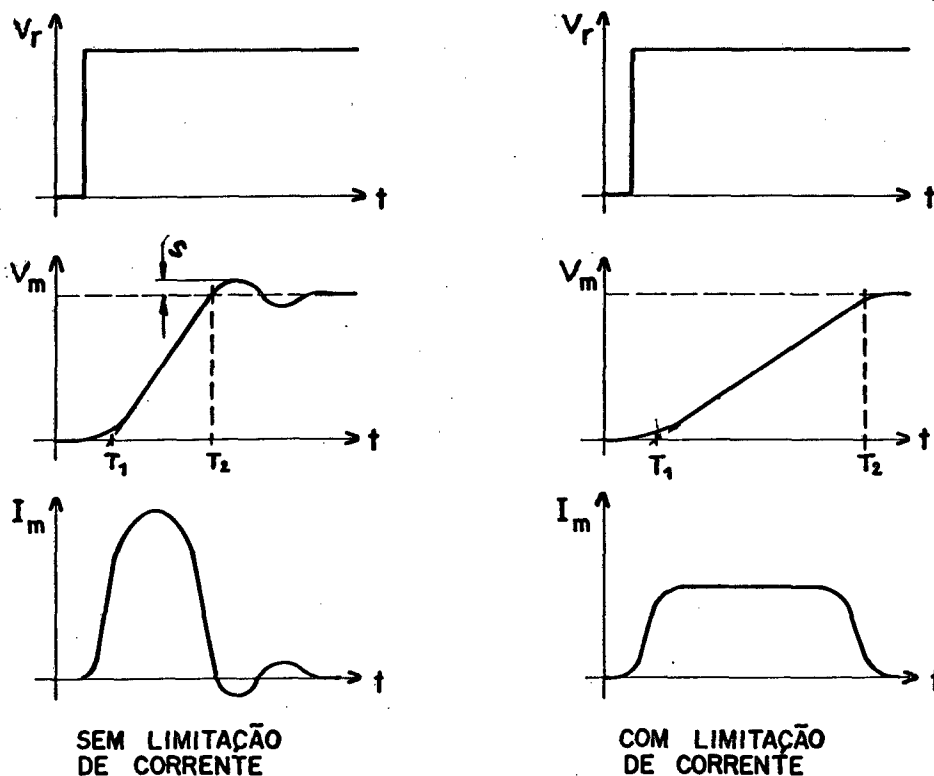


Fig. 5.7. Resultados da resposta ao degrau

5.2.2 LIMITE DE CORRENTE

A limitação de corrente existe para proteger o servomotor, a etapa de potência e os componentes mecânicos contra sobrecargas. Entretanto ela causa erros de trajetória se for atingida durante um posicionamento. Portanto um acionamento de posicionador deve ser projetado de tal forma que na faixa de velocidade de trabalho (não de avanço rápido) mesmo a maior variação de velocidade não atinja a limitação de corrente. Usando comando de posição com aceleração controlada (Seção 5.3) pode-se escolher uma referência de aceleração que garante esta especificação. Para determinar o valor do degrau para o qual é atingida a limitação de corrente pode-se fazer uso do mesmo procedimento descrito na Seção 5.2.1. Quando a limitação de corrente entra em ação a curva da corrente medida sofre um achatamento e aumenta o tempo de resposta do sistema (ver Fig. 5.7).

5.2.3 RESPOSTA-EM-FREQÜÊNCIA DO ACIONAMENTO

A resposta-em-freqüência fornece as mais importantes informações dinâmicas do sistema em teste, no caso, o acionamento. Dela, em pri-

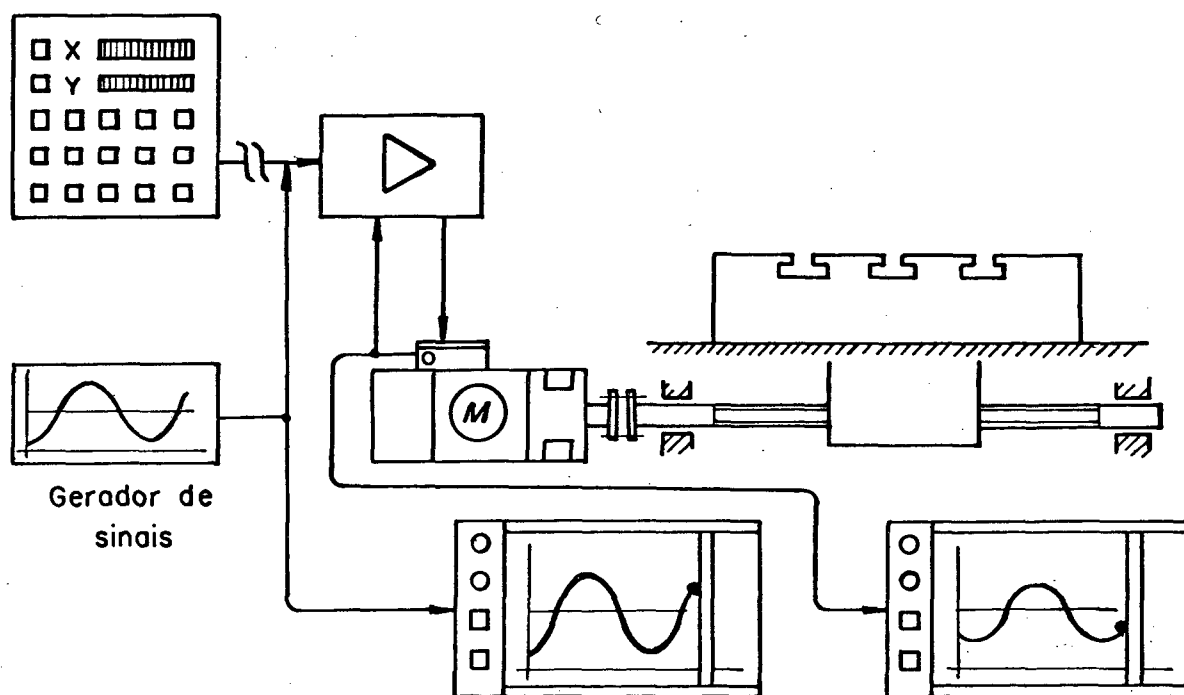


Fig. 5.8. Medição de resposta-em-freqüência

meio lugar, pode-se determinar o tipo de comportamento do sistema. Pode-se também determinar a frequência natural e o amortecimento, caso o sistema seja de 2ª ordem. Pode-se estabelecer também o limite de estabilidade do sistema.

O esquema de montagem para o levantamento da resposta-em-freqüência do acionamento pode ser vista na figura 5.8.

O procedimento é o seguinte:

- a. o comando numérico é desconectado do controlador de velocidade (sinal de referência de velocidade) e neste lugar é conectado um gerador de sinais;
- b. recomenda-se que o sinal harmônico seja superposto a uma componente contínua de 2 a 5% do máximo valor do sinal de referência de velocidade e que sua amplitude seja de 60 a 80% do valor da componente contínua. Desta forma evita-se que sejam atingidas as não-linearidades (limitação de corrente e histerese na reversão);
- c. um instrumento de medição e registro (osciloscópio de memória, registrador X,Y-t) recebe o sinal harmônico do gerador de sinais e a resposta do acionamento tomada na saída do tacogerador ou em um ponto de medição específico no controlador de velocidade;
- d. registra-se, para diversos valores de freqüência do sinal harmônico de excitação, o sinal de entrada e o sinal de resposta, que serão posteriormente processados.

Análise dos resultados:

Com cada par de curvas obtidas para uma determinada freqüência determina-se a relação entre as amplitudes do sinal de referência e do sinal medido de velocidade, V_m/V_r e a defasagem φ entre os sinais.

De posse destes valores para toda a faixa de freqüências medidas, pode-se traçar os diagramas de Bode [1, 2], dos quais podem então ser obtidas as informações sobre a dinâmica do sistema, conforme discutido no início desta Seção.

No caso de se saber a priori e com segurança que o comportamento do sistema é de 2ª ordem pode-se medir a frequência natural ω_{0A} de uma

forma simplificada:

- conecta-se o gerador de sinais à entrada de referência de velocidade do acionamento;
- o registrador (X-t), ou osciloscópio, mede somente o sinal de saída do sistema, dado pelo tacogerador. É ajustada uma base de tempo baixa ou a mínima velocidade do papel do registrador;
- varia-se a frequência em degraus discretos com valores não muito espaçados. Obtém-se um gráfico como mostrado na Fig. 5.9.

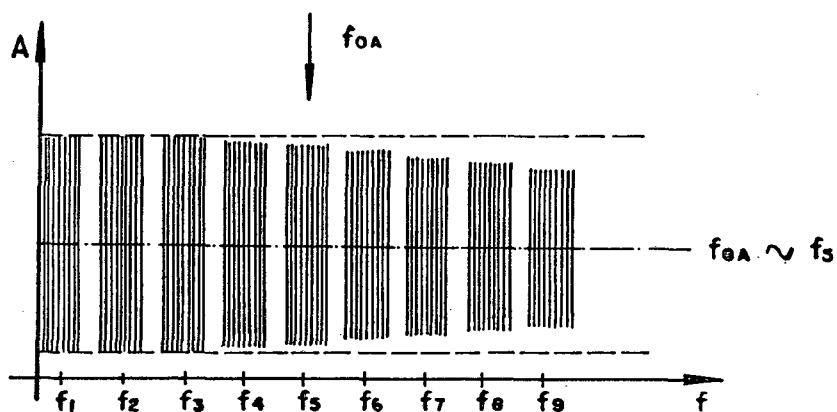


Fig. 5.9. Medição de resposta-em-freqüência simplificada

Análise dos resultados:

Ao ser atingida a freqüência f_{0A} ocorre uma nítida atenuação da amplitude do sinal do tacogerador em relação à amplitude que ele apresentava para freqüências muito menores do que f_{0A} .

A freqüência natural do acionamento é dada por:

$$\omega_{0A} = 2\pi \cdot f_{0A} \quad (5.6)$$

Este método também pode ser utilizado para comprovar o valor determinado na medição de resposta ao degrau.

5.3 MEDIÇÕES DINÂMICAS NA MALHA DE CONTROLE DE POSIÇÃO

5.3.1 MEDIÇÃO DO GANHO DO CONTROLADOR DE POSIÇÃO

O ganho do controlador de posição, K_V , é um parâmetro de grande importância na dinâmica de posicionadores. O seu valor ótimo num sistema ideal de 2ª ordem é de

$$0,2 \omega_{0A} \leq K_V \leq 0,3 \omega_{0A},$$

porque assim assegura-se que o fator de amortecimento será suficiente para garantir que não haja sobrepassagem. A existência de tempos mortos e não-linearidades obriga que seja diminuído o valor de K_V para que não haja sobrepassagem nem instabilização.

Para a realização de interpolações é necessário que o ganho do controlador de posição seja igual em todos os posicionadores que tomam parte nas interpolações, pois haveria erros de trajetória decorrentes de desigualdades, conforme já foi exaustivamente tratado na Seção 4.3.

Portanto é necessário que se possa medir o valor deste ganho. Isto pode ser feito de uma forma bem simples caso o comando numérico permita que seja mostrado no display, para cada eixo da máquina, o "erro de posição" Δx resultante de comparação entre o valor de referência e o valor medido de posição (ver figura 1.4). Este recurso é oferecido na maioria dos comandos numéricos existentes no mercado.

Neste caso o procedimento é o seguinte:

- a. programam-se no comando numérico diversas velocidades em um determinado eixo para o qual se deseja determinar o valor de K_V ;
- b. para cada velocidade é feita no display do CNC a leitura de Δx .

Análise dos resultados:

Com os dados levantados pode-se traçar a curva " $V_f \times \Delta x$ " que é a curva característica do controlador de posição (figura 1.9), e da qual pode ser determinado o valor de K_V :

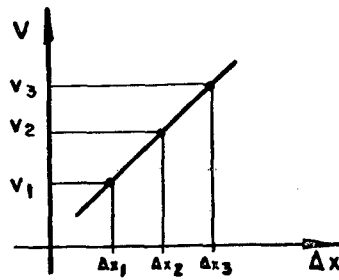


Fig. 5.10. Determinação de K_V

5.3.2 COMPORTAMENTO TRANSITÓRIO NO POSICIONAMENTO

Dos posicionadores é requerido um posicionamento rápido e sem sobrepassagem, para qualquer velocidade programada. O último parâmetro sobre o qual vai-se efetuar ajustes é o ganho do controlador de posição, K_V . Se ocorrerem sobrepassagens em posicionamentos então o parâmetro K_V deve ser diminuído nos eixos onde ocorreu sobrepassagem. Nos demais eixos que realizarem interpolações também será necessário reajustar o valor do ganho K_V de forma que eles sejam iguais em todos esses eixos por causa dos erros de trajetórias decorrentes de ganhos desiguais (ver Seção 4.3.1).

O posicionador que apresentar o menor valor de frequência natural do acionamento ω_{0A} é o que muito provavelmente terá o menor valor de K_V ajustado. Por este valor os demais posicionadores terão que ser ajustados.

É importante que se verifique em cada posicionador se estão ocorrendo ou não sobrepassagens. O procedimento de medição sugerido é o seguinte:

- a. instala-se um sensor de posição no carro do posicionador, caso a medição de posição seja feita de forma indireta ou o sensor de posição do próprio posicionador não seja adequado;
- b. registra-se este sinal com um osciloscópio de memória ou um registrador X-t rápido. Note-se que é necessário registrar somente a parte final do posicionamento, pois o objetivo é unicamente verificar se há ou não sobrepassagem;

c. programa-se no comando numérico posicionamentos com diversas velocidades para o eixo que está sendo analisado.

Em posicionadores com medição direta de posição que apresentem reduzida histerese externa à malha de controle de posição pode-se usar o sinal de referência de velocidade, V_r , dispensando a instalação de um sensor de posição.

O sinal V_r é proporcional à Δs , e portanto tornar-se-á negativo se houver sobrepassagem, pois o posicionador deverá retornar à posição desejada, que foi sobrepassada. Se a histerese externa for maior que a sobrepassagem não haverá correção do erro de sobrepassagem

Assim foram apresentados neste capítulo sugestões para medição dos principais parâmetros de posicionadores, para avaliação da sua dinâmica.

B CONCLUSÃO

A automação industrial hoje é uma realidade em grande parte do mundo, e também no Brasil. Entretanto ainda há uma escassez muito grande de literatura (livros, dissertações, periódicos especializados) em língua portuguesa nas áreas de controle (numérico) de movimento e posicionadores o que sem dúvida contribui para o atraso tecnológico do país no setor. Já nos países tecnologicamente mais desenvolvidos há excelente e abundante literatura, que fundamenta e constantemente amplia a base de conhecimentos nesta área. Há uma terminologia clara, concisa, madura e bem difundida, ou seja, uma cultura tecnológica que, por certo, é fruto da tradição tecnológica e também do grande volume de investimentos destes países no setor. No Brasil muito há que se fazer nesta direção. Quiçá este trabalho tenha contribuído para este fim.

A pobreza da terminologia foi um dos problemas com que se deparou no decorrer do desenvolvimento desse trabalho. Muitas vezes precisou-se explicar alguma coisa com muitas palavras, por não existir um termo que o fizesse de forma sucinta.

A automação é uma área tipicamente interdisciplinar. Ela abrange 3 grandes áreas da física, a mecânica, a eletricidade e a ótica, e as inter-áreas, eletro-mecânica, opto-mecânica e opto-eletrônica. Os currículos dos cursos clássicos de engenharia no Brasil não preparam o profissional para resolver problemas nesta área. É um novo desafio trazido pela automação industrial: A formação de recursos humanos com amplo espectro de conhecimentos físicos e tecnológicos, capacitados a aplicá-los na solução de problemas de automação.

No caso específico desta dissertação, a opção por essa área de automação é mérito de alguns professores do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC que tinham uma visão da sua importância no desenvolvimento tecnológico do país e souberam motivar e desafiar pessoas a se envolver com este tema. Algumas disciplinas inovadoras do curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC possibilitaram o acesso a conhecimentos da área e forneceram subsídios para a dissertação. O restante foi conquistado às custas de muito esforço pessoal

na busca de conhecimentos e informações complementares das disciplinas não-cursadas (principalmente eletrônica, eletro-mecânica).

Desde o início desejou-se que o trabalho não fosse somente teórico, mas que houvesse uma atividade prática laboratorial que acompanhasse o trabalho teórico, o apoiando-o através da obtenção de resultados experimentais, possibilitando uma efetiva aproximação da teoria com as questões práticas reais, resultando assim em sólido domínio tecnológico.

Com este fim foi montado um sistema que consiste de uma mesa de coordenadas de dois eixos (X-Y), dotada de servoacionamentos CC, sensores opto-eletrônicos de posição e um CNC, equipamento este em grande parte doado por Empresas, em parte também adquirido com recursos de projetos de pesquisa. Foi realizada a integração dos equipamentos à mesa de coordenadas, formando um sistema CNC. Não foi pouco o trabalho envolvido nem pequenas as dificuldades encontradas. O fundamental estava à disposição, mas muitas vezes faltavam recursos para aquisição de material complementar para a instalação, sem o qual o funcionamento do sistema não era possível, ou então era inseguro. Além disso o Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC passou por re-estruturações do seu espaço físico, transcorrendo muito tempo até que fosse definido um espaço físico fixo e adequado à montagem, reunindo condições mínimas de infra-estrutura.

Percalços também houveram na realização da integração da mecânica com a eletrônica e no ajuste dos servoacionamentos e dos respectivos sistemas de controle. Os fabricantes dos equipamentos disponíveis por um lado não forneciam as informações necessárias para realização dos mesmos e não havia recursos, por outro lado, para pagar a Empresa para realizá-los. Portanto foi necessário trilhar o "caminho das pedras" do auto-aprendizado e da realização própria com os meios disponíveis. Isto, sem dúvida alguma, têm um importante efeito de aprendizado.

Outra grande dificuldade diz respeito à falta de equipamento de medição para realizar testes dinâmicos de sistemas mecânicos. Da forma como foram propostos no trabalho, ou não puderam ser realizados por

absoluta falta de aparelho à disposição, ou então pelo fato de os erros de medição com a aparelhagem existente serem muito grandes. A área de dinâmica de sistemas (em especial quando se incluem aí os sistemas mecânicos) requer um laboratório especialmente equipado para esse fim, com instrumentação específica e adequada.

7 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- [1] LEONHARD, Werner. "Einführung in die Regelungstechnik; Lineare u. nichtlineare Regelvorgänge für Elektrotechniker, Physiker u. Maschinenbauer ab 5. Semester". 2. verbesserte Auflage, Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg, 1984.
- [2] D'AZZO, John J. & Houpis, Constantine H. Análise e Projeto de Sistemas de Controle Lineares. ("Linear Control System Analysis and Design") Trad. Bernardo Severo da Silva Filho. 2. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1984.
- [3] MARTIN, Carlos A.: Dinâmica e Controle de Sistemas. Florianópolis, UFSC. Apostila.
- [4] MARTIN, Carlos A. Sistemas de Comando/Controle. Florianópolis: UFSC. Apostila.
- [5] DITTMAR, Edgar. "Mikrocomputer-Einsatz in der Automatisierung". Würzburg: Vogel, 1979.
- [6] KIEF, Hans B. "NC Handbuch '81". Michelstadt, Stockheim: NC-Handbuch-Verlag, 1981.
- [7] STUTE, Gottfried et al. "Elektrische Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen". Bearb. von Hans Gross. Berlin, Muenchen: Siemens-Aktiengesellschaft, 1981.
- [8] STUTE, Gottfried. "Regelung an Werkzeugmaschinen". München, Wien: Carl Hanser Verlag, 1981. "Fortschritte der Fertigung auf Werkzeugmaschinen, Bd. 5."
- [9] MARTIN, Carlos A. et al. Soluções Nacionais em Máquinas-Ferramenta com CNC. Boletim SOBRACON, São Paulo: SOBRACON, 27/28, p. 9-17, 1986..

- [10] SCHNEIDER, Carlos A.: Técnicas da Pesquisa Experimental. Florianópolis: UFSC, 1984. Apostila.
- [11] HILDEBRAND, Siegfried. "Feinmechanische Bauelemente". 4. Auflage, München, Wien: Carl Hanser Verlag, 1983.
- [12] KRAUSE, Werner. "Geratekonstruktion". 2. Auflage, Berlin: VEB Verlag Technik, 1986.
- [13] NEW ENGLAND AFFILIATED TECHNOLOGIES. "Precision Positioning Components & Systems". Lawrence, Massachusetts, 1990. Catálogo.
- [14] NSK. Precision Machine Parts. Linear Motion Products. Ball Screws, Ball Screw Support Bearings, Rolling Guides". Tokyo: Nippon Seiko K.K., 1987. Pr.No. A1371.
- [15] SKF: "Transroll Kugel- und Rollengewindetribe" Catálogo 3501 T. 1984.
- [16] CYCLO. "Das ist Cyclo". Markt Indersdorf: Cyclo Getriebebau Lorenz Braren GmbH. Catálogo.
- [17] CYCLO. Katalog 03-5-0487. 3. Auflage, Markt Indersdorf: Cyclo Getriebebau Lorenz Braren GmbH.
- [18] HARMONIC DRIVE: "The flexible transmission" England.
- [19] FICHTNER, K.: "Harmonic-Drive-Antriebe in der Feinwerktechnik" Feinwerktechnik und Messtechnik 94 (1986) 2. pg. 83 - 84.
- [20] Redutor para robótica procura fabricante. Máquinas e Metais, Julho, 1986. pg. 32-33.
- [21] DVORAK, P.: "Sorting out flexible couplings" Machine Design 11, 1988. pg. 90 - 96.

- [22] FLENDER: "ARPEX - Ganzstahlkupplungen" Catálogo K 430 D EN 6.84.
- [23] LEONHARD, Werner. "Control of Electrical Drives". (Completely revised and enlarged edition of the German Book "Regelung in der Elektrischen Antriebstechnik". Stuttgart: Teubner, 1974) Transl. by the author in cooperation with R.M. Davis & R.S. Bowes. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1985. "Electric Energy Systems and Engineering Series".
- [24] RICHTER, Armin. Acionamentos posicionadores comandados e controlados eletronicamente e usados em aparelhos de mecânica fina. ("Elektronisch geregelte und gesteuerte Positionier-Antriebe im feinwerktechnischen Gerätebau") Trad. Carlos A. Martin. Florianópolis: UFSC, 1984.
- [25] GOTTING, Gerd. Concepção Moderna de Acionamentos para Máquinas-Ferramenta e Robôs. In: Seminário de Comando Numérico no Brasil, 6., São Paulo, 1986. Anais do 6º Seminário de Comando Numérico no Brasil, São Paulo: SOBRACON, 1986. v. II, p. 29.01-29.20.
- [26] BOSE, Bimal K. "Technology Trends in Microcomputer Control of Electric Machines". In: IEEE Transactions on Industrial Electronics, February 1988, Vol. 35, No. 1, Pg. 160-177.
- [27] CUNHA JR., H. O estado atual de aplicação das máquinas elétricas em robótica e máquinas de ferramentas. In: Seminário de Comando Numérico no Brasil, 6., São Paulo, 1986. Anais do 6º Seminário de Comando Numérico no Brasil, São Paulo: SOBRACON, 1986. v. I, p. 04.01-04.16.
- [28] ANZENHOFER, Karl et al. Eletrotécnica para Escolas Profissionais. ("Elektrofachkunde für Berufsschulen") Trad. Walfredo Schmidt. 2. ed. São Paulo: Ed. Mestre Jou, 1974.
- [29] SIEMENS. "Regelbare Antriebe für Werkzeugmaschinen". Katalog DA 35-1981. Siemens Aktiengesellschaft, 1981.

- [30] SIEMENS: Reguladores para controle de acionamentos. Aplicação em motores de corrente contínua. São Paulo: Siemens do Brasil.
- [31] SIEMENS: Técnicas de acionamento de máquinas de corrente contínua. Apostila CP 31. São Paulo: Siemens do Brasil.
- [32] SIEMENS: Técnicas de acionamento de máquinas de corrente alternada. Apostila CP 41. São Paulo: Siemens do Brasil.
- [33] ROBBINS & MYERS/ELECTRO-CRAFT. "DC Motors - Speed Controls - Servo Systems; including optical encoders". 5. Edition, Eden Prairie, Minnesota.
- [34] ROBBINS & MYERS/ELECTRO-CRAFT. "Position Controllers - Brushless Servo Systems - DC Servo Systems - Handbook". Eden Prairie, Minnesota. Catálogo.
- [35] INLAND MOTOR. "Direct Drive DC Motors". 3. Printing, Radford, Virginia, 1985. Catálogo.
- [36] Unimatic Engineers Ltd.: "Hybrid motor steps in line with precision control" Engineering Materials and Design, October 1985, pg. 38-39.
- [37] A nacionalização dos motores de passo. Máquinas e Metais, Julho, 1986. pg. 40-43.
- [38] Princípios do motor de passo. Máquinas e Metais, Julho, 1986. pg. 44-46.
- [39] "1985 Electrical & Electronics Reference Issue. Part 1 - Drives and Subsystems" Machine Design
- [40] COLLINS, G.W.: "Precise Positioning - Motor-Driver Combinations" Machine Design, October 22, 1987. pg. 167-168.

[41] SKF: "Positioning tables offer drives in three styles"
Engineering Materials and Design, September 1985, pg. 26-27.