

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE UM PORTA-FERRAMENTA
TRANSLATIVO PARA A USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO

CARLOS UMBERTO BURATO
Engenheiro Mecânico
Mestre em Engenharia Mecânica

DEDALUS - Acervo - EESC



31100104198

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço.....15...../.....05...../.....06.....

Ass.....*marisa R. Cavaglini*..... Orientador: Prof. Assoc. Jaime Gilberto Duduch



São Carlos
- março de 2006 -

FOLHA DE JULGAMENTO

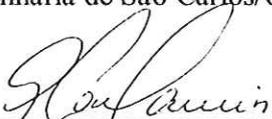
Candidato: Engenheiro **CARLOS UMBERTO BURATO**

Tese defendida e julgada em 08-03-2006 perante a Comissão Julgadora:



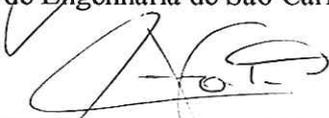
Prof. Associado **JAIME GILBERTO DUDUCH (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO



Prof. Associado **GLAUCO AUGUSTO DE PAULA CAURIN**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado



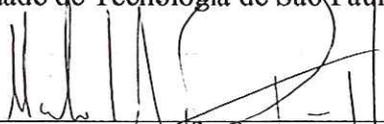
Prof. Dr. **CARLOS ALBERTO FORTULAN**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado



Prof. Dr. **PAULO ALBERTO SILVEIRA WREGE**
(Faculdade de Tecnologia de São Paulo/FATEC)

APROVADO



Dr. **MARCELO DE ASSUMPTÃO PEREIRA DA SILVA**
(Instituto de Física de São Carlos/USP)

APROVADO



Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica



Profa. Titular **MARIA DO CARMO CALJURI**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

*"O Senhor é quem vai adiante de ti:
ele será contigo; não te deixará, nem
te desampará; não temas, nem te
atemorizes".*

Dt. 31.8

*Para as pessoas que mais amo nessa
vida, minha esposa, Kátia; e minha
filha, Juliana.*

AGRADECIMENTOS

A Deus por permitir a conclusão desse trabalho.

Ao Prof. Assoc. Jaime Gilberto Duduch, pela amizade e orientação.

Ao Prof. Titular. Arthur José Vieira Porto, pela oportunidade.

A todos que contribuíram:

Eng. Dr. Carlos Magno de Oliveira Valente.

Eng. Giuliano Rossi.

Prof. Dra. Luciana Montanari.

Sherfis Gibran Ruwer.

À Secretaria de Pós-Graduação.

Em especial ao futuro engenheiro Paulo Rogério Berto, pela ajuda fundamental na realização desse trabalho.

Ao apoio dado pela FAPESP para a realização dessa pesquisa.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	iv
LISTA DE TABELAS.....	viii
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	ix
LISTA DE SÍMBOLOS.....	x
RESUMO.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - Considerações Iniciais.....	1
1.2 - Formulação do Problema.....	3
1.3 - Objetivos.....	3
1.4 - Justificativas e Motivações.....	4
1.5 - Organização da Tese.....	5
2 - REVISÃO DA LITERATURA - PARTE I - ENGENHARIA DE PRECISÃO.....	6
2.1 - Introdução.....	6
2.2 - Engenharia de Precisão.....	7
2.2.1 - Sinergia das Áreas Envolvidas.....	7
2.2.2 - Metodologias para Definir Alternativas de Projeto.....	8
2.3 - Aspectos de Projeto de Máquinas-Ferramenta de Ultraprecisão.....	9
2.3.1 - Sistemas Mecânicos Passivos e Ativos.....	10
2.3.2 - Princípios Relevantes na Área de Engenharia de Precisão.....	12
2.3.3 - Filosofia de Projeto.....	19
2.4 - Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão.....	21
2.4.1 - Introdução.....	21
2.4.2 - Estrutura Funcional.....	23
2.4.3 - Componentes.....	24
2.4.3.1 - Guias de Movimento.....	24
2.4.3.2 - Transmissões Mecânicas.....	25
2.4.3.3 - Acionamento.....	26
2.4.3.4 - Sensores de Medição.....	30
3 - REVISÃO DA LITERATURA - PARTE II - TÉCNICAS DE	
CONTROLE.....	33
3.1 - Introdução.....	33
3.2 - Breve História.....	34

3.3 - Considerações Gerais.....	35
3.4 - Técnicas Convencionais e Não-Convencionais de Controle.....	35
3.5 - Controladores P e PID.....	37
3.5.1 - Efeito <i>Reset</i> – <i>Windup</i>	41
3.5.2 - Filtragem (atraso) no Termo Derivativo.....	42
3.5.3 - Sintonia dos Controladores PID.....	43
3.6 - Compensadores por Atraso de Fase.....	47
3.6.1 - Características dos Compensadores por Atraso de Fase.....	47
3.7 - Filtros Sintonizados.....	49
3.7.1 - Filtro Passa-Baixas.....	49
3.7.1.1 - Filtro CHEBYSHEV.....	51
4 - METODOLOGIA.....	53
4.1 - Introdução.....	53
4.2 - Concepção do Projeto.....	55
4.2.1 - Definição da Necessidade e do Problema.....	55
4.2.2 - Planejamento do Projeto.....	55
4.2.3 - Geração de Conceitos.....	56
4.3 - Projeto Mecânico.....	57
4.3.1 - Elaboração do Projeto Mecânico.....	57
4.3.2 - Simulação Mecânica.....	60
4.3.3 - Fabricação das Peças do Protótipo.....	61
4.3.4 - Realização dos Testes Mecânicos.....	61
4.4 - Sistema de Controle.....	62
4.4.1 - Aquisição de Dados.....	63
4.4.2 - Programa de Acionamento.....	65
4.4.3 - Programa de Controle.....	65
5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	66
5.1 - Introdução.....	66
5.2 - Porta-Ferramenta Translativo (PFT).....	66
5.2.1 - Análises Numéricas.....	66
5.2.2 - Análise pelo MEF.....	67
5.2.2.1 - Geração do Modelo.....	67
5.2.2.2 - Análise Estática do PFT.....	69
5.2.2.3 - Análise Dinâmica do PFT.....	74
5.2.2.4 - Validação do Projeto Mecânico.....	81

5.3 - Sistema de Controle.....	83
5.3.1 - Aquisição de Dados.....	84
5.3.1.1 - Elaboração do Programa.....	85
5.3.1.2 - Realização dos Testes.....	86
5.3.2 - Acionamento.....	92
5.3.2.1 - Elaboração do Programa.....	92
5.3.2.2 - Realização dos Testes.....	95
5.3.3 - Controle.....	103
5.3.3.1 - Simulação com o Matlab / SIMULINK.....	104
5.3.3.2 - Execução com o LabVIEW.....	113
6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	124
6.1 - Conclusões.....	124
6.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros.....	126
Referências Bibliográficas	128

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 -	Estrutura da Revisão da Literatura - Parte I.....	6
FIGURA 2.2 -	Domínio da engenharia de precisão, união entre as diversas áreas envolvidas visando a obtenção de produtos com características superiores (CAMPOS RUBIO, 2000).....	8
FIGURA 2.3 -	Funcionamento de um Sistema Mecânico Passivo (HORIKAWA, 2000).....	10
FIGURA 2.4 -	Funcionamento de um Sistema Mecânico Ativo (HORIKAWA, 2000).....	11
FIGURA 2.5 -	Princípios e Axiomas para Projetos de Precisão (BURATO et al., 2005b).....	12
FIGURA 2.6 -	Mecanismos de posicionamento: a) Guias de flexão tipo paralelas, com folga nula; b) Guias de rolos com sistema de ajuste e pré-carga (CAMPOS RUBIO, 2000).....	14
FIGURA 2.7 -	Medição de um deslocamento onde o Princípio de Abbé não é satisfeito (SMITH & CHETWYND, 1992).....	15
FIGURA 2.8 -	Locação de restrições de 6 graus de liberdade: (a) Acoplamento de Kelvin; (b) Acoplamento de Maxwell.....	17
FIGURA 2.9 -	Fixação da estrutura de uma máquina.....	18
FIGURA 2.10 -	Substituição de um projeto hiperestático: (a) guias em “v” e planas, com número excessivo de restrições; (b) projeto cinemático; (c) aplicação da força de movimentação em posicionador cinemático.....	18
FIGURA 2.11 -	Características dos Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão.....	22
FIGURA 2.12 -	Estrutura funcional de um posicionador (TAVARES, 1995).....	24
FIGURA 2.13 -	Tipos de Atuadores Piezelétricos (WECK et al., 1991).....	28
FIGURA 2.14 -	Curva de Histerese de um cristal piezelétrico (TZEN et al., 2003).....	30
FIGURA 3.1 -	Estrutura da Revisão da Literatura - Parte II.....	33
FIGURA 3.2 -	Diagrama em bloco do controlador proporcional.....	38
FIGURA 3.3 -	Resposta característica de um sistema dinâmico sub-amortecido com sobrepassagem e erro de regime permanente (CAMPOS RUBIO, 2000).....	39
FIGURA 3.4 -	Diagrama em bloco do controlador PID.....	39

FIGURA 3.5 - Implementação de um controlador tipo PID empregando realimentação de posição (NEWPORT, 1997).....	41
FIGURA 3.6 - Diagrama polar de um compensador por atraso de fase $K_c\beta(j\omega T + 1)/(j\omega\beta T + 1)$	48
FIGURA 3.7 - Diagrama de Bode de um compensador por atraso de fase $\beta(j\omega T + 1)/j\omega\beta T + 1$, com $\beta = 10$	48
FIGURA 3.8 - Filtro passa-baixas.....	49
FIGURA 3.9 - Especificação das características de transmissão do filtro passa-baixas	50
FIGURA 4.1 - Metodologia empregada no projeto do PFT.....	54
FIGURA 4.2- Montagem em corte do PFT.....	58
FIGURA 4.3 - Peças do PFT.....	58
FIGURA 4.4 - Alinhamento dos componentes.....	59
FIGURA 4.5 - Esquema para realização dos testes mecânicos.....	61
FIGURA 4.6 - Etapas do sistema de controle.....	62
FIGURA 4.7 - Esquema representativo da montagem para realização de testes experimentais.....	64
FIGURA 5.1 - Modelo real do eixo e mancais de flexão.....	68
FIGURA 5.2 - Vista lateral simplificada.....	68
FIGURA 5.3 - Modelo em Elementos Finitos.....	69
FIGURA 5.4 - Pontos de verificação do deslocamento.....	70
FIGURA 5.5 - Curvas de rigidez do sistema.....	71
FIGURA 5.6 - Deslocamento transversal da ferramenta de corte.....	72
FIGURA 5.7 - Deslocamento da ferramenta de corte para uma força aplicada de 281,85N.....	73
FIGURA 5.8 - Gráfico das tensões de Von Misses.....	73
FIGURA 5.9 - Função de Resposta em Freqüência do PFT.....	77
FIGURA 5.10 - Amplitude de deslocamento para a 1ª freqüência natural.....	77
FIGURA 5.11 - Modelo matemático.....	78
FIGURA 5.12 - Materiais provisionados para elaboração dos testes mecânicos.....	82
FIGURA 5.13 - Gráfico do Deslocamento da Ferramenta de Corte X Tensão Aplicada	83
FIGURA 5.14 - Montagem do sistema para a realização dos testes.....	84
FIGURA 5.15 - Diagrama de blocos correspondente ao programa de aquisição de dados.....	85

FIGURA 5.16 - Painel principal para a aquisição e armazenagem dos dados do deslocamento da ferramenta de corte do PFT.....	86
FIGURA 5.17 - Gráfico da Tensão Aplicada (TA) x Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) para a resolução de $0,5\mu\text{m}$	88
FIGURA 5.18 - Gráfico da Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) x Tensão de Aquisição (TAq) para a resolução de $0,5\mu\text{m}$	89
FIGURA 5.19 - Gráfico da Tensão Aplicada (TA) x Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) para a resolução de $0,25\mu\text{m}$	89
FIGURA 5.20 - Gráfico da Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) x Tensão de Aquisição (TAq) para a resolução de $0,25\mu\text{m}$	90
FIGURA 5.21 - Gráfico da Tensão Aplicada (TA) x Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) para a resolução de $0,05\mu\text{m}$	91
FIGURA 5.22 - Gráfico da Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) x Tensão de Aquisição (TAq) para a resolução de $0,05\mu\text{m}$	91
FIGURA 5.23 - Parte do diagrama de blocos correspondente ao programa de acionamento, introdução das funções polinomiais.....	93
FIGURA 5.24 - Bloco gerador da tensão de alimentação (TA).....	93
FIGURA 5.25 - Parte do diagrama de blocos correspondente ao programa de acionamento, introdução da frequência de acionamento e função linear.....	94
FIGURA 5.26 - Circuito em malha aberta do sistema.....	95
FIGURA 5.27 - Painel principal para o acionamento e armazenagem dos dados do deslocamento da ferramenta de corte do PFT.....	96
FIGURA 5.28 - Painel principal com os gráficos do deslocamento da ferramenta de corte do PFT.....	96
FIGURA 5.29 - Gráficos do deslocamento da ferramenta de corte em função da frequência e do tempo.....	98
FIGURA 5.30 - Gráficos com deslocamentos pré-determinados da ferramenta de corte com frequência de 10Hz em função do tempo.....	100
FIGURA 5.31 - Resposta característica do PFT com sobrepassagem para a resolução de $0,5\mu\text{m}$ com frequência de 10Hz.....	101
FIGURA 5.32 - Resposta característica do PFT com erro de regime permanente para a resolução de $0,25\mu\text{m}$ com frequência de 10Hz.....	102
FIGURA 5.33 - Resposta característica do PFT para a resolução de $0,05\mu\text{m}$ com frequência de 10Hz.....	102

FIGURA 5.34 - Estrutura do sistema dinâmico.....	104
FIGURA 5.35 - Resposta ao degrau unitário da planta.....	105
FIGURA 5.36 - Diagrama de Bode da planta.....	106
FIGURA 5.37 - Diagrama do sistema com dois compensadores por atraso de fase.....	108
FIGURA 5.38 - Resposta ao degrau unitário do sistema com a planta + atuador + 2x compensador.....	108
FIGURA 5.39 - Diagrama do sistema.....	109
FIGURA 5.40 - Parametrização dos requisitos de saída do sistema.....	110
FIGURA 5.41 - Curvas para a sintonização dos requisitos de saída.....	110
FIGURA 5.42 - Linhas de cálculo para determinação dos parâmetros do controlador PID.....	111
FIGURA 5.43 - Resposta ao degrau unitário do sistema com a planta + atuador + 2x compensador + PID.....	112
FIGURA 5.44 - Diagrama de Bode do sistema.....	112
FIGURA 5.45 - Bloco dos parâmetros do filtro CHEBYSHEV.....	114
FIGURA 5.46 - Diagrama de blocos com o filtro CHEBYSHEV.....	114
FIGURA 5.47 - Diagrama de blocos com os parâmetros do controlador PID.....	115
FIGURA 5.48 - Painel principal do instrumento virtual do sistema de controle do PFT.	116
FIGURA 5.49 - Ruído do sistema.....	116
FIGURA 5.50 - Gráfico para análise do ruído.....	117
FIGURA 5.51 - Gráfico do deslocamento da ferramenta de corte (DFC) com resolução de 0,5 μ m, com frequência de 1Hz e deslocamento de 15 μ m e parâmetros $K_p = 0,90$; $K_i = 0,1$ e $K_d = 0,002$	118
FIGURA 5.52 - Gráfico do deslocamento da ferramenta de corte (DFC) com resolução de 0,25 μ m, com frequência de 1Hz e deslocamento de 6 μ m e parâmetros $K_p = 0,83$; $K_i = 0,1$ e $K_d = 0,002$	118
FIGURA 5.53 - Gráfico do deslocamento da ferramenta de corte (DFC) com resolução de 0,05 μ m, com frequência de 1Hz e deslocamento de 1 μ m e parâmetros $K_p = 0,65$; $K_i = 0,1$ e $K_d = 0,002$	119
FIGURA 5.54 - Montagem do PFT no torno ASG-2500.....	120
FIGURA 5.55 - Superfície do corpo de prova com usinagem na frequência de 1Hz.....	121
FIGURA 5.56 - Superfície do corpo de prova com usinagem na amplitude de 5 μ m.....	122

LISTA DE TABELAS

TABELA 5.1 - Deslocamento dos dois pontos analisados.....	71
TABELA 5.2 - Tensão Aplicada (TA) X Deslocamento da Ferramenta de Corte (DFC).....	82
TABELA 5.3 - Deslocamentos da ferramenta de corte do PFT para as diversas resoluções.....	87

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAtF -	Compensador por Atraso de Fase
CI -	Circuito Integrado
DFC -	Deslocamento da Ferramenta de Corte
E -	Encoder
M -	Motor
MEF -	Método dos Elementos Finitos
P -	Proporcional
PD -	Proporcional Derivativo
PFT -	Porta-Ferramenta Translativo
PI -	Proporcional Integral
PID -	Proporcional Integral Derivativo
PZT -	Atuadores Piezelétricos
TA -	Tensão de Alimentação
TAq -	Tensão de Aquisição

LISTA DE SÍMBOLOS

A	-	amplitude do deslocamento (m)
AA	-	linha de centro do instrumento para verificação do Princípio de Abbé
$A_{m\acute{a}x}$	-	variação máxima permitida na transmissão da faixa de passagem (dB)
$A_{m\acute{i}n}$	-	atenuação mínima necessária para a faixa de bloqueio (dB)
a_{massa}	-	aceleração do sistema (m/s^2)
$a_{atuador}$	-	aceleração do atuador (m/s^2)
BB	-	linha de centro do objeto para verificação do Princípio de Abbé
β	-	fator de ponderação
Δb	-	deslocamento de uma guia com relação a um plano de referência de alta precisão (μm)
Δl	-	resultado da deformação (μm)
e	-	erro
c	-	coeficiente de amortecimento do PFT (kg/s)
c_{at}	-	coeficiente de amortecimento do atuador (kg/s)
$e(t)$	-	sinal de erro
ε	-	ondulação da faixa de passagem (dB)
$F_{atuador}$	-	força do atuador (N)
f_{at}	-	freqüência natural do atuador (Hz)
$f_{m\acute{a}x}$	-	freqüência máxima (Hz)
f_n	-	freqüência natural (Hz)
h	-	distância perpendicular entre instrumento e objeto (mm)
k	-	rigidez (N/m)
k_{at}	-	rigidez do atuador (N/m)
k_1	-	rigidez da mola 1 (N/ μm)
k_2	-	rigidez da mola 2 (N/ μm)
K	-	ganho
K_d	-	fator derivativo
K_i	-	fator integrativo
K_p	-	ganho proporcional
L	-	atraso (s)
L_i	-	limite de integração
λ	-	comprimento de onda
m	-	massa (kg)

m_{at}	massa do atuador (kg)
MF	margem de fase (graus)
MG	margem de ganho (dB)
N	fator do filtro para o termo derivativo
P	ponto do objeto onde se mede o deslocamento
S	leitura do instrumento (μm)
θ	desalinhamento do objeto com o instrumento de leitura (graus)
S_o	variação do ponto P (μm)
t	deslocamento do objeto (μm)
t_o	distância do movimento (μm)
T	constante de tempo (s)
T_d	tempo derivativo
T_i	tempo integral
U	variáveis de comando
u(t)	ação de controle
$u_1(t)$	contribuição da ação de controle integral na saída do controlador PID
V	tensão (V)
ω_{gc}	freqüência de corte de ganho (rad/s)
ω_p	borda da faixa de passagem (rad/s)
ω_n	freqüência natural (rad/s)
ω_s	borda da faixa de bloqueio (rad/s)
W_{el}	energia elétrica (J)
ζ	taxa de amortecimento
ζ_{at}	taxa de amortecimento do atuador

RESUMO

BURATO, C. U. (141p.). *Desenvolvimento de um porta-ferramenta translativo para a usinagem de ultraprecisão*. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Trata do desenvolvimento de um porta-ferramenta translativo (PFT). Objetiva o microposicionamento relativo ferramenta/peça durante a usinagem de ultraprecisão, para atender à tolerâncias nanométricas. Define esse microposicionamento com o emprego de atuador piezométrico. Mostra alguns aspectos de projeto aplicados à engenharia de precisão que foram usados no desenvolvimento do PFT. Relata as técnicas de controle aplicadas como PID e compensador por atraso de fase. Realiza uma análise para verificação dos modos de vibrar do PFT, identificando assim as frequências naturais do sistema. Apresenta um modelo ideal, ou seja, todos os componentes foram fabricados e montados para a realização dos testes. Propõe que a estratégia de controle seja baseada em processar sinais adquiridos ao longo do microposicionamento da ferramenta para identificar a condição de posicionamento relativo ferramenta/peça e obter informações que foram posteriormente usadas em um controlador PID, para realimentação de posição. Conclui com a avaliação e testes experimentais de deslocamento da ferramenta de corte, até 25 μ m; com frequência, até 10Hz, realizados com o PFT projetado.

Palavras chaves: microposicionamento, ultraprecisão, técnicas de controle, PID, atuador piezométrico.

ABSTRACT

BURATO, C. U. (141p.). *Development of the a tool post to be used in ultraprecision machining*. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

This work deals with the development of a tool post (PFT) for the micropositioning of a tool during ultraprecision machining in the nanometric range. Micropositioning employing piezoelectric actuators is defined. Precision engineering designs aspects applied to the development of the PFT are discussed. Control techniques such as PID and phase-lag compensator are addressed. A computer simulation for the verification of the vibrating modes of the PFT, with the simultaneous identification of the natural frequencies is carried out. An ideal model – all components will be manufactured and assembled – is presented. A control strategy based on the processing of signals acquired during the micropositioning of the tool to identify the positioning condition and to obtain information to be used by a PID controller is proposed. Experimental tests are performed with displacement of the tool, up to 25 μm , with frequency, up to 10Hz.

Key word: micropositioning, ultraprecision, control techniques, PID, piezoelectric actuators.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - Considerações Iniciais

Nos dias atuais, a engenharia de precisão tornou-se sinônimo de avanço tecnológico, devido à necessidade crescente de fabricação de produtos óptico-eletrônicos, da informática e da micro-mecânica com precisão dimensional e qualidade superficial nanométricas (BURATO, 2003). Devido à evolução desses produtos de alta tecnologia, muitos pesquisadores têm concentrado esforços no desenvolvimento de máquinas-ferramenta e processos de fabricação que permitem alcançar esses elevados níveis de precisão (WEINGAERTNER, 1992). O aprimoramento dos instrumentos de medição, também tem importância significativa no contexto dessa evolução tecnológica. Como por exemplo, as máquinas de medição por coordenadas que são muito usadas em vários campos da engenharia de precisão (OSAWA et al., 2005).

Com a evolução desses produtos, ocorre muitas vezes que uma máquina-ferramenta, sendo projetada para uma determinada função, tenha que se adaptar a novas exigências e isso dependerá da forma como ela foi projetada (HORIKAWA, 2000). Sabendo que uma máquina-ferramenta de ultraprecisão, de forma geral, é composta pela estrutura, sistema de posicionamento e sistemas de medição e controle, com a identificação de uma nova exigência de fabricação, pode-se manter a concepção inicial da máquina, mas melhorar e refinar o sistema de posicionamento. Por exemplo, indexar um dispositivo de microposicionamento aplicado à ferramenta para interagir diretamente com a peça que está sendo fabricada e durante a fabricação fazer a correção dimensional requerida. Para acompanhar essa modificação, deve-se também aprimorar o sistema de medição e controle da máquina.

Como estratégia de projeto, fica determinado que uma máquina-ferramenta deve ser projetada com a característica de permitir a introdução de dispositivos especiais que possam operar e interagir em contato direto com a peça que está sendo fabricada, bem como elementos de ajuste que permitam realizar as correções necessárias, por exemplo, de tolerâncias dimensionais, durante a fabricação de um determinado produto.

Todos esses conceitos de precisão dimensional, de qualidade superficial e de produtos de alta tecnologia evoluem com o passar dos anos. É evidente o desafio tecnológico, principalmente da miniaturização de produtos da área optoeletrônica, com precisão de forma micrométrica ou submicrométrica e rugosidade superficial de algumas dezenas de nanômetros (IKAWA et al., 1991). A cada dia esses produtos têm suas dimensões diminuídas, ficam mais leves e possuem um maior número de funções. O desenvolvimento da engenharia de precisão propicia essa evolução. Mas as variáveis (tolerâncias e acabamento superficial) que definem a precisão no presente estarão ultrapassadas no futuro.

As máquinas-ferramenta têm sido fabricadas através de projetos que têm uma concepção chamada de sistema mecânico convencional. Em contraste com essa concepção, o atendimento das necessidades de precisão obtém-se através do projeto de controle, incluindo sensores, atuadores e estratégias mais complexas de como realizá-lo, pois, para o processamento de sinais em tempo real, deve-se ter um sistema de controle que processa e realiza os cálculos com alta rapidez. Os avanços de controle estão sendo conseguidos através de desenvolvimento de *software* e sensores de posição. As mais sofisticadas unidades de microposicionamento são capazes de controlar a posição na ordem de 1nm, empregando a interferometria a laser. Esse controle de posição pode ser realizado pelo uso de atuadores piezelétricos, que possuem resolução extremamente fina, mas com alcance de movimento limitado.

Entende-se que, em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, os altos níveis de precisão requeridos somente podem ser atingidos pela adequada combinação dos sistemas de acionamento, guias, medição e controle (BURATO et al., 2002). O projeto dessas máquinas e as constantes pesquisas realizadas nessa área da engenharia de precisão, para que a evolução acompanhe a demanda tecnológica, têm dado a essa área da engenharia um caráter acentuadamente multidisciplinar.

Diante disso, justifica-se a importância do estudo da engenharia de precisão como ciência, mas com uma vertente apoiada nas técnicas de controle. Nesse trabalho, além dos aspectos de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão, será focado um sistema de microposicionamento através do projeto de um porta-ferramenta translativo (PFT) que usa atuador piezelétrico monitorado por um controlador PID.

1.2 - Formulação do Problema

Em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, as técnicas convencionais de acionamento resultam insuficientes para atingir as crescentes exigências de qualidade superficial e precisão dimensional.

Na medida em que as características metrológicas e de acabamento tornam-se mais críticas, o desempenho da máquina de usinagem cresce em importância (WECK et al., 1991, CAMPOS RUBIO, 2000). Dessa forma, quando se ingressa no campo da mecânica de precisão, o desempenho desejado de máquinas de usinagem destinada à fabricação de componentes de elevada precisão de forma e rugosidade superficial na faixa de 10nmRa (por exemplo, moldes para lentes, discos de memória para computador, lentes e espelhos para sistemas ópticos, etc.) demanda o uso de máquinas com melhor precisão de posicionamento (DOW et al., 1991, CAMPOS RUBIO, 2000).

Portanto, os acionamentos devem ser capazes de responder com rapidez e precisão a sinais de entrada de pequena amplitude. Requer-se boa resposta de posicionamento, estática e dinâmica, e alta qualidade de movimento, especialmente a velocidades muito baixas (CRAIG & YAUDEN, 1991, WECK & BISPINK, 1991, VÁSQUEZ, 1994).

Assim sendo, torna-se evidente que é necessário o desenvolvimento de dispositivos de microposicionamento, que permitam deslocamentos micrométricos e submicrométricos, objetivando garantir as tolerâncias de precisão requeridas nos componentes de engenharia.

1.3 - Objetivos

Esse trabalho tem como objetivo desenvolver um porta-ferramenta translativo (PFT) como um subconjunto de um sistema de microposicionamento, que emprega atuador piezelétrico para a obtenção de movimento axial linear, até 25 μm ; com frequência de acionamento da ferramenta de corte, até 10Hz, durante a usinagem de ultraprecisão.

Propõe-se a aplicação de uma estratégia de controle baseada em processar sinais adquiridos ao longo do microposicionamento da ferramenta e obter informações que serão posteriormente usadas em um controlador PID para realimentação de posição.

O PFT objetiva posicionar a ferramenta com alto grau de exatidão e rapidez durante a usinagem de ultraprecisão, auxiliando tanto no posicionamento relativo ferramenta/peça como na compensação de erros sistemáticos presentes.

1.4 – Justificativas e Motivações

O projeto do porta-ferramenta translativo (PFT) remonta a parte de um projeto de longo prazo de usinagem de ultraprecisão de peças anesféricas, no qual será permitida a auto-correção da superfície que está sendo usinada durante o próprio processo de usinagem.

O ponto de partida foi a concretização do projeto realizado por BURATO (2003), no qual foi aprimorado um dispositivo que foi inicialmente idealizado por MONTANARI (1999) e por CAMPOS RUBIO (2000) (auxiliado pela FAPESP, processo nº 98/10348-2), para microposicionamento de peças em relação a um referencial estático. Esse dispositivo denominado MAR (microposicionador angular rotativo) permite o microposicionamento de peças em relação a um referencial que tem movimento de rotação, pois é acionado por atuadores piezelétricos que são energizados por anéis coletores deslizantes. Num futuro próximo o MAR será a própria placa de fixação a vácuo do torno Rank Pneumo® ASG2500 do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC – USP.

Dando continuidade a esse projeto, MONTANARI (2004) desenvolveu um sistema de processamento de imagens através da interferometria a laser com otimização por redes neurais artificiais, que permite visualizar a geometria de uma superfície que está acoplada ao dispositivo (MAR) desenvolvido por BURATO (2003). Isto possibilitará a comparação entre imagens, de uma superfície pré-determinada através de um modelamento 3D, com a imagem dessa mesma superfície durante a usinagem. O objetivo é que esse sistema seja interligado aos atuadores do MAR e do PFT (que foi desenvolvido nesse trabalho), para acionar esses dois sistemas e auto-corriger a peça durante a usinagem de ultraprecisão.

Portanto, a grande motivação desse trabalho é desenvolver o PFT que é um projeto inédito aplicado na usinagem de ultraprecisão, para então, num futuro agrupar todos os

projetos já desenvolvidos em um único sistema inteligente. Será possível realizar auto-correção da peça que está sendo usinada, permitindo assim, que a fabricação de ultraprecisão de componentes de engenharia atinja as medidas com as tolerâncias pré-determinadas pela necessidade do projeto.]

1.5 – Organização da Tese

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão da literatura, parte I, enfocando os fundamentos para projeto em engenharia de precisão, relatando a sinergia das diversas áreas envolvidas e alguns princípios que são relevantes para a elaboração de um componente a ser usado em uma máquina-ferramenta de ultraprecisão. São mostrados também os sistemas de posicionamento usados na usinagem de ultraprecisão.

O Capítulo 3 apresenta a parte II da revisão da literatura, tratando das técnicas de controle, dando ênfase aos controladores proporcional - integral - derivativo (PID), a compensadores por atraso de fase e a filtros sintonizados.

No Capítulo 4 é mostrada a metodologia desde a concepção do projeto até a implementação do sistema de controle.

O Capítulo 5 mostra a análise e discussão dos resultados para apresentar o desempenho do PFT.

Finalmente, o Capítulo 6 apresenta a conclusão e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA – PARTE I

ENGENHARIA DE PRECISÃO

2.1 - Introdução

Os temas abordados nesse capítulo estão estruturados conforme a Figura 2.1.

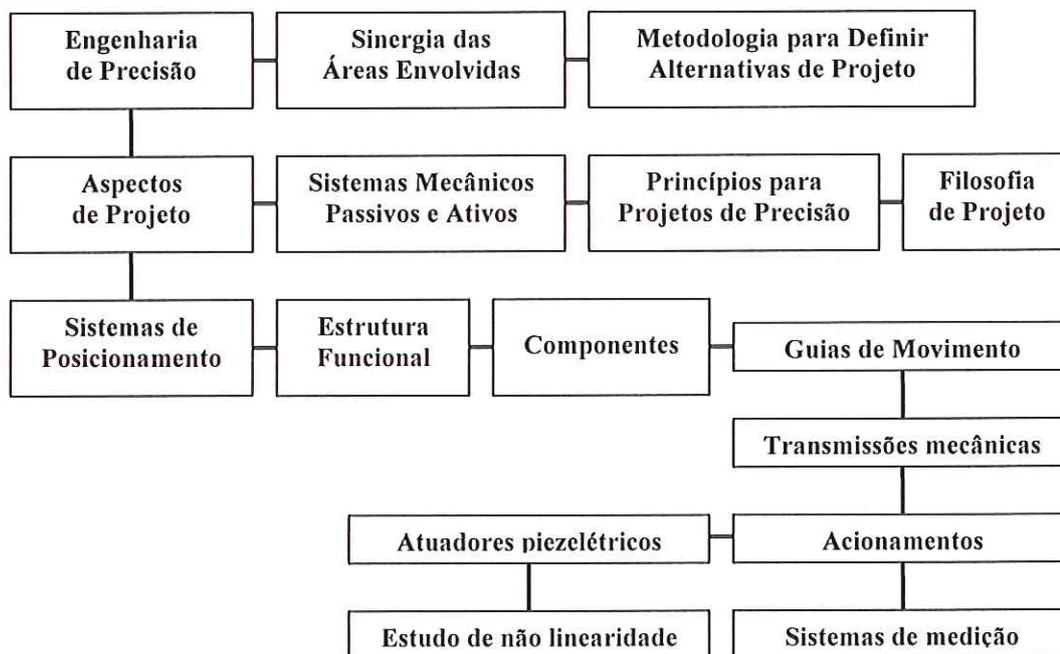


FIGURA 2.1 – Estrutura da Revisão da Literatura

Parte I

Foi feita uma revisão da literatura, abordando os temas considerados mais representativos para o projeto de um porta-ferramenta translativo (PFT) com sistema de controle para uso na usinagem de ultraprecisão. Esse sistema é baseado em processar sinais adquiridos ao longo do microposicionamento da ferramenta para identificar a condição de posicionamento relativo ferramenta/peça e obter informações que serão posteriormente usadas em um controlador PID para realimentação de posição. As técnicas de controle tem relevância significativa no desenvolvimento do PFT, portanto, esse assunto será abordado com maior profundidade no Capítulo 3, como parte II da revisão da literatura.

2.2 - Engenharia de Precisão

Com a evolução tecnológica de certos componentes de engenharia empregados em diversas áreas que exigem qualidade superficial nanométrica e precisão dimensional, faz-se necessário o estudo de ferramentas e teorias que permitam satisfazer essas crescentes necessidades. A engenharia de precisão é o foco desse estudo, pois fornece a base para os projetos de máquinas-ferramenta e instrumentos da classe de ultraprecisão, bem como de seus sub-sistemas que permitem aumentar cada vez mais a exatidão e rapidez de respostas a certas solicitações, como de posicionamento ferramenta/peça. Portanto, a engenharia de precisão fornece os princípios e metodologias necessárias sobre o funcionamento de máquinas-ferramenta de ultraprecisão e de processos de fabricação necessários para atender a essas exigências de produtos de alta tecnologia (VÁSQUEZ, 1994).

McKEOWN (1988) define a engenharia de precisão como um conjunto multidisciplinar de conhecimentos e técnicas, nos âmbitos científicos e de engenharia, fortemente embasado na metrologia dimensional, através do qual tem sido possível o desenvolvimento de uma gama ampla de produtos de tecnologia avançada.

2.2.1 - Sinergia das Áreas Envolvidas

Existe na realidade uma sinergia de diversas áreas que atuam nos projetos de engenharia de precisão, como a mecânica, eletrônica, informática e os sistemas de medição, conforme mostra a Figura 2.2. O objetivo é a obtenção do domínio da engenharia de precisão, unindo essas áreas visando a obtenção de produtos com características superiores àquelas obtidas nos processos convencionais de fabricação.

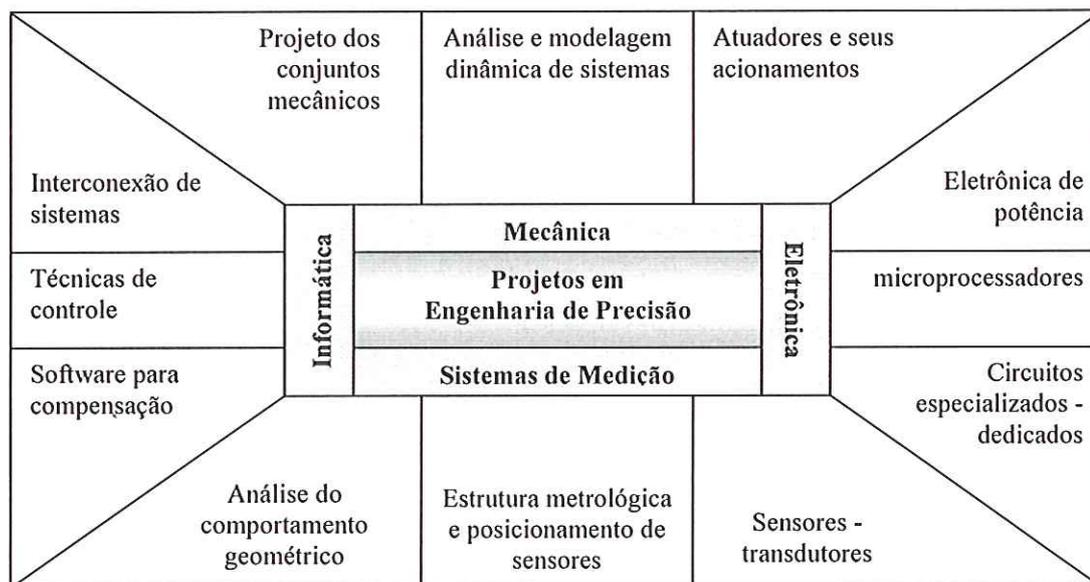


FIGURA 2.2 – Domínio da engenharia de precisão, união entre as diversas áreas envolvidas visando a obtenção de produtos com características superiores (CAMPOS RUBIO, 2000).

2.2.2 - Metodologias para Definir Alternativas de Projeto

O objetivo básico da engenharia de precisão é, sem dúvida, a concepção de máquinas de alta precisão através da aplicação de fundamentos de diversas disciplinas, analisando aspectos relacionados tanto ao projeto como à fabricação (NAKAZAWA, 1994).

A engenharia de precisão evoluiu rapidamente nos últimos anos, mesmo baseado na premissa de que não se conhece nenhuma metodologia que permita deduzir a melhor solução para dada necessidade (HORIKAWA, 1997). Por outro lado, o aumento cada vez maior das alternativas tecnológicas e da necessidade de conhecimentos multidisciplinares para a atuação em engenharia de precisão torna cada vez mais necessário um método capaz de ordenar esse número elevado de informações e auxiliar no processo de tomada de decisão para resolução de problemas de projeto.

Diversos autores na área de projetos para mecânica fina, como por exemplo: WECK (1984), McKEOWN (1986), SMITH & CHETWYND (1992), TAVARES (1995), MONTANARI (1999), CAMPOS RUBIO (2000), PORTO et al. (2004) entre outros, propõem métodos para realização de projetos na área de engenharia de precisão.

Em resumo, pode ser feito um estudo detalhado desde a definição do problema que o sistema deverá resolver, até sua produção, compreendendo desde a fase do projeto funcional até a definição dos processos tecnológicos. Esse estudo consiste basicamente na aplicação dos métodos de análise sistemáticos das características dos produtos e processos, de forma a:

- a) Conhecer de maneira clara as necessidades.
- b) Analisar de maneira funcional o problema, de forma a projetar um sistema que preencha corretamente as necessidades (árvore funcional).
- c) Definir as possíveis soluções técnicas, levando em consideração tanto o desempenho alcançado quanto as formas de produção e os testes a esses associados (banco de dados).
- d) Observar simultaneamente as vantagens e desvantagens das possíveis soluções, de maneira a otimizar a escolha (análise de risco).
- e) Realizar uma análise comparativa das diversas possibilidades por meio de métodos objetivos de auxílio à decisão e estabelecer premissas que justifiquem a decisão (análise de valor).

Dessa forma, podem ser identificadas três etapas básicas, discretizadas por CAMPOS RUBIO (2000), que compõem essa metodologia para o desenvolvimento de projetos em engenharia de precisão, sendo: análise das necessidades, análise funcional e definição dos riscos e otimização.

2.3 - Aspectos de Projeto de Máquinas-Ferramenta de Ultraprecisão

As máquinas em geral são projetadas para satisfazer uma necessidade pré-determinada, sendo construídas para atender a um determinado objetivo. Muitas vezes essa necessidade é modificada por uma nova exigência de um produto de alta tecnologia.

A capacidade de um sistema mecânico de adaptar-se a novas exigências dependerá da forma com que ele foi projetado. Nesse sentido, observando o universo de sistemas mecânicos existentes, pode-se identificar duas concepções básicas a ser adotadas num projeto de um sistema mecânico, que são identificadas, pelas seguintes nomenclaturas: sistema mecânico passivo e sistema mecânico ativo (HORIKAWA, 2000).

2.3.1 - Sistemas Mecânicos Passivos e Ativos

Segundo HORIKAWA (2000), a concepção de sistemas mecânicos passivos poderia ser considerada a mais clássica para a solução geral de problemas em engenharia mecânica. Segundo essa concepção, o problema de projetar um sistema mecânico em atendimento a uma necessidade se resume em definir: a) a forma geométrica do sistema e de cada um de seus componentes e b) o material a ser empregado em cada componente. Entende-se como forma geométrica, desde as formas macroscópicas como comprimento, altura e largura, até os detalhes microscópicos como rugosidade e acabamento superficial. E, entende-se como material, não somente os elementos químicos envolvidos no material, mas também os aspectos estruturais que envolvem o tipo de tratamento térmico / químico aplicado. Pode-se afirmar que a função executada por um sistema mecânico passivo fica definida assim que se define a sua forma e seu material, ou seja, assim que é projetado. Há casos de sistemas mecânicos em que já se prevê uma variedade de necessidades e, em função disso, o projeto é realizado de modo que um mesmo sistema mecânico incorpore vários subsistemas, cada um destinado a um tipo de necessidade. Nos sistemas mecânicos passivos o processo de adaptação a uma nova necessidade é integralmente dependente da intervenção humana, Figura 2.3, o que implica limitações na rapidez com que a adaptação ocorre.



FIGURA 2.3 – Funcionamento de um Sistema Mecânico Passivo (HORIKAWA, 2000).

O sistema mecânico passivo sofre algumas alterações para que se tenha um sistema mecânico ativo. O projeto prevê a inclusão no sistema de um elemento de ajuste, cuja função é a de permitir que o sistema já projetado e construído possa alterar o seu desempenho funcional. A grande alteração nesse modelo (sistema mecânico ativo) é o aspecto

fundamental que o diferencia dos sistemas passivos, sendo incluído o conceito de controle automático na etapa de concepção do sistema mecânico. Esse elemento de ajuste realiza as devidas correções de parâmetros internos do sistema de modo a obter-se uma saída desejada atuando sem a intervenção humana. O funcionamento de um sistema mecânico ativo é ilustrado na Figura 2.4. Em contraste com o esquema correspondente no caso de sistemas passivos, Figura 2.3, aqui, na entrada do sistema, as funções desejadas não são explicitamente indicadas, pois elas não são fixas e podem variar. De acordo com as alterações nas funções desejadas, o elemento de ajuste, incorporado ou anexo ao sistema mecânico, procede aos devidos ajustes nos parâmetros internos, sem a intervenção humana, de modo a obter as funções desejadas na saída.

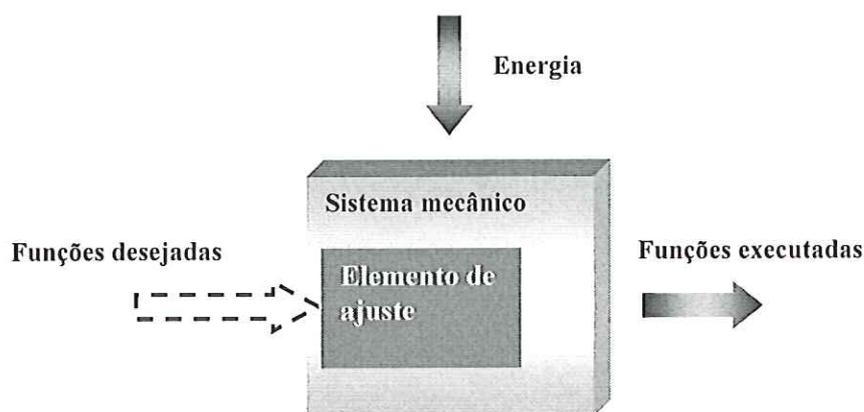


FIGURA 2.4 – Funcionamento de um Sistema Mecânico Ativo (HORIKAWA, 2000).

Com relação à Figura 2.4, aparentemente a metodologia geral de concepção não sofre nenhuma alteração. Contudo, ocorrem alterações importantes, primeiro na etapa de projeto, que, conforme mencionado, passa a incluir a teoria de controle no elenco de conhecimentos a ser empregados no projeto. A segunda alteração significativa ocorre no fato de que, comparando como caso de sistemas passivos, nos sistemas ativos, as funções desejadas no sistema (requisitos de projeto) passam a ser especificadas de forma mais ampla, sendo necessário descrever de que forma as funções desejadas deverão alterar-se.

A concepção de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão enquadra-se em sistemas mecânicos ativos. Esse tipo de máquina tem um sistema de medição e controle que é primordial para que se tenha bom desempenho durante a usinagem, com o intuito de obter-se um produto com elevados níveis de precisão, em tolerância e acabamento.

A seguir, serão abordados os princípios relevantes para a elaboração de um componente a ser usado em uma máquina-ferramenta de ultraprecisão.

2.3.2 - Princípios Relevantes na Área de Engenharia de Precisão

Algumas definições empregadas dentro do contexto de projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão são de fundamental importância. Segundo SLOCUM (1992), são:

Exatidão: É o erro máximo de translação ou rotação entre quaisquer dois pontos do volume que está sendo usinado.

Repetibilidade: É o erro entre um número de sucessivas tentativas de movimentar a máquina para a mesma posição.

Resolução: É o maior movimento da menor distância (passo) programável ou a menor distância (passo) mecânica que a máquina pode fazer durante o movimento ponto-a-ponto.

Através da identificação e do estudo das diversas restrições e problemas técnicos associados ao correto desempenho de um sistema para a área de engenharia de precisão, diversos princípios e axiomas têm sido propostos, conforme mostra a Figura 2.5.

Minimização das Deformações Térmicas	Laço Estrutural	Projeto Total	Seleção de Materiais	Estrutura Metrológica
Correção de Erros	Princípios e Axiomas para Projetos de Precisão			Acionamento Cinemático
Folga Nula				Movimento Suave
Efeito Filtro	Projeto Cinemático	Independência Funcional	Simetria	Redução Abbe

FIGURA 2.5 – Princípios e Axiomas para Projetos de Precisão (BURATO et. al, 2005b)

A seguir são analisados alguns dos princípios e axiomas mais representativos, que, na medida do possível, sempre devem ser considerados no desenvolvimento de projetos em engenharia de precisão. Entre os autores de maior relevância que definem detalhadamente cada princípio, relacionado na Figura 2.5, pode-se destacar McKEOWM (1988), SLOCUM (1992), SMITH & CHETWYND (1992), EVBUOMAWAN et al., (1996), CAMPOS RUBIO (2000).

Princípio da Folga Nula

As folgas são responsáveis pelo movimento descontrolado das partes mecânicas. Sua magnitude pode ser diminuída através do desenvolvimento adequado dos componentes ou aumentada com o envelhecimento natural dos componentes ou a sobrecarga do sistema.

Por isso, um dos primeiros requisitos que uma máquina deve possuir para alcançar movimentos de alta precisão, além de uma referência cinemática adequada, é a ausência de folga entre a referência e as partes móveis, evitando dessa forma erros no movimento da máquina e redução da precisão cinemática. Embora se possa dizer que erros devidos à folga sejam relativamente repetitivos e por isso possam ser compensados por meio de algoritmos de controle, em sistemas que priorizam a alta precisão, é sempre mais adequada a diminuição ou anulação das folgas. Dessa forma, torna-se importante no desenvolvimento de projetos de precisão a observação do seguinte princípio.

Para alcançar movimentos de altíssima precisão, deve-se observar que não existam folgas entre as partes móveis e suas respectivas referências cinemáticas.

Entre os diversos recursos que podem ser usados com o objetivo de anular ou atenuar o surgimento desse tipo de movimento indesejado, encontram-se aqueles empregados em guias para posicionadores de precisão, onde existe a alternativa de usar suportes do tipo elástico (guias de molas) os quais são por princípio isentos de folga no seu movimento (Figura 2.6-a). Essas guias de molas são conhecidas também como mancais de flexão. Os projetos de mancais de flexão são discutidos em detalhes em NEUGEBAUER, (1988), WEINSTEIN, (1988), AHMAD, (1997). Segundo HENEIN et al. (2003), a combinação de mancais de molas com atuadores e sensores adequados permite obter resolução nanométrica em sistemas de posicionamento.

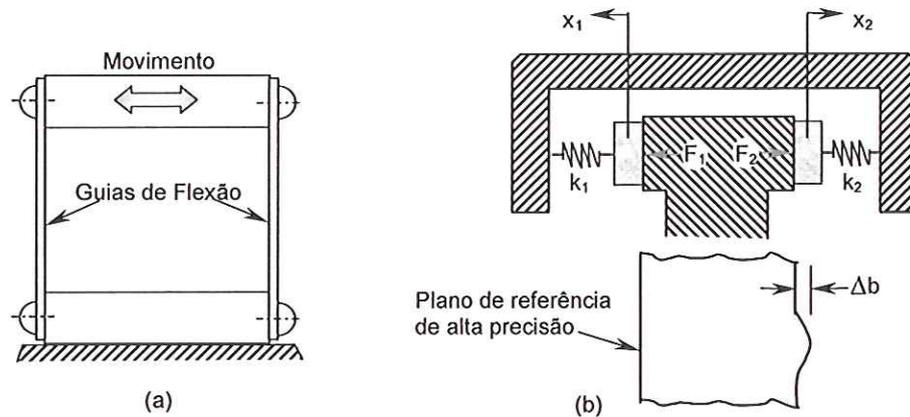


FIGURA 2.6 – Mecanismos de posicionamento: a) Guias de flexão tipo paralelas, com folga nula; b) Guias de rolos com sistema de ajuste e pré-carga

(CAMPOS RUBIO, 2000).

Mancais de flexão são mecanismos comumente usados em sistemas onde se deseja obter alta resolução de posicionamento (PAROS & WEISBORD, 1965, CUTTINO, et al., 1999, JOUANEH & YANG, 2003, WORONKO et al., 2003). Mecanismos com capacidade de movimento em uma única ou várias direções devem ser cuidadosamente projetados a fim de eliminar quaisquer tensões que provoquem desbalanceamento do sistema ou deformações indesejadas, fatores esses que causam deficiências em sistemas de microposicionamento (ELMUSTAFA & LAGALLY, 2001).

Um outro método utilizado como forma de atenuar ou anular folgas presentes nos mecanismos de movimento são os sistemas de bloqueio que trabalham de forma a anular a folga existente entre dois mecanismos com movimento relativo. Entre eles pode-se destacar os do tipo ajustáveis, como o da Figura 2.6-b. Nesse sistema, os rolos da guia estão contra-postos, permitindo, caso necessário, diminuir a influência de variações de retinidade em uma das guias. Assim, caso a rigidez da mola 1 seja 10 vezes superior à rigidez da mola 2 (i.e., $k_1 = 10 * k_2$), o erro cinemático acusado no movimento (para direita) será apenas $\frac{\Delta b}{11}$.

Um outro sistema de bloqueio é aquele que usa a montagem por interferência como princípio de ação. No bloqueio criado por interferência, não somente são anuladas as folgas como também é reduzido o erro ocasionado por erros na referência. Esse tipo de sistema de bloqueio de graus de liberdade onde não há desejo que ocorra movimento é muito usado tanto em guias de esferas e rolos, como em fusos de esferas recirculantes, onde a disposição de duas castanhas contra-postas, separadas através de um elemento elástico de pré-carga,

atua de forma a eliminar as folgas no conjunto fuso-esferas-castanha. Esse tipo de restrição de movimento atua através da aplicação de pré-cargas significativas, isso provoca diretamente um aumento do amortecimento do sistema dinâmico, o que, em casos como guias de rolamento e fusos de esferas, é até certo ponto desejável. Por outro lado, efeitos como diminuição da velocidade crítica e da vida útil, entre outros, forçam uma análise criteriosa dos parâmetros a serem usados.

Princípio de Abbé

Segundo BRYAN (1979), ao medir-se o deslocamento de um ponto determinado, não é suficiente que se tenha o eixo do sistema de medição paralelo à direção do movimento, mas o eixo deverá também estar alinhado com o ponto, formando um único eixo de movimento.

SMITH & CHETWYND (1992) mostram através da Figura 2.7, que as razões para esse tipo de afirmação podem ser evidenciadas claramente. Assumindo que a linha de centro do objeto BB seja paralelo à linha de centro do instrumento AA (o que dificilmente é conseguido na prática) e que a distância h não seja perfeitamente perpendicular aos dois eixos, então existirá um erro devido à inclinação contida na leitura S referente ao deslocamento t do ponto P dado pelo ângulo θ e que pode ser aproximado com $\delta \sim h\theta$. Por outro lado, se o desalinhamento θ for nos eixos A e B , a variação do ponto P , em uma distância t_0 será acusada pelo sensor como sendo (S_θ):

$$S_\theta = t_0 [(1 - \cos\theta) / \cos\theta] - h \operatorname{sen}\theta \quad (2.1)$$

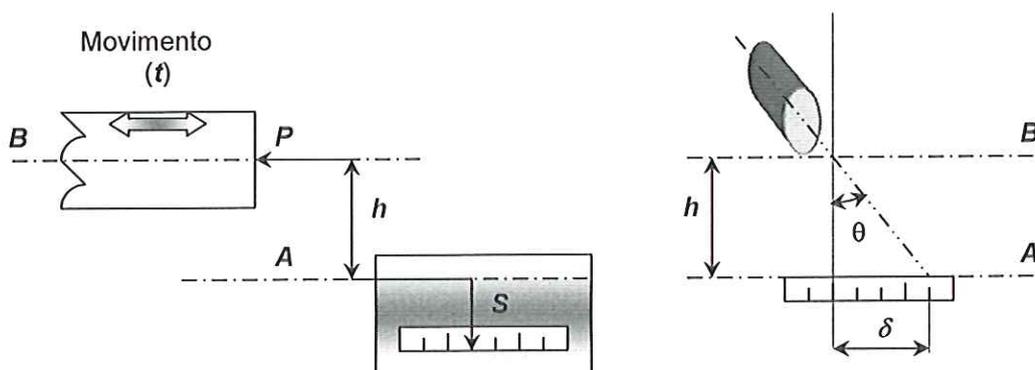


FIGURA 2.7 – Medição de um deslocamento onde o Princípio de Abbé não é satisfeito (SMITH & CHETWYND, 1992)

Princípio do Projeto Cinemático (CAMPOS RÚBIO, 2000).

A cinemática pode ser definida como “*a ciência que trata exclusivamente de corpos ou mecanismos em movimento, preocupada apenas com a geometria dos movimentos e com as relações de deslocamento e tempo*”, onde a força que produz esse movimento é completamente desprezada.

Na concepção e montagem de sistemas posicionadores, a restrição de movimentos nas direções indesejadas devem prever a ação de distorções internas, tanto nos mecanismos rotativos como de translação. Por outro lado, existem mecanismos que devem ser acoplados entre si, sem que esse acoplamento gere alguma deformação em qualquer parte, como por exemplo na fixação de peças em máquinas-ferramenta ou instrumentos de medição com o auxílio de fixadores. Dessa forma, quando um corpo é fixado em um número maior do que o número mínimo necessário de apoios para restringir seu movimento, essas restrições redundantes resultam em distorções, desgastes e maior custo para alcançar a especificação desejada.

A necessidade de determinar como se deve proceder para impor restrições a um determinado objeto, de modo a assegurar um número n de graus de liberdade, sem que o acoplamento se torne hiperestático, tem contribuído para o aprimoramento do conceito de projeto cinemático. Pode-se afirmar que o princípio de projeto cinemático baseia-se exclusivamente no seguinte preceito:

Ao se desejar que um objeto tenha n graus de liberdade em relação a um outro objeto determinado, é necessário que esteja em contato em $7 - n$ pontos com o outro objeto.

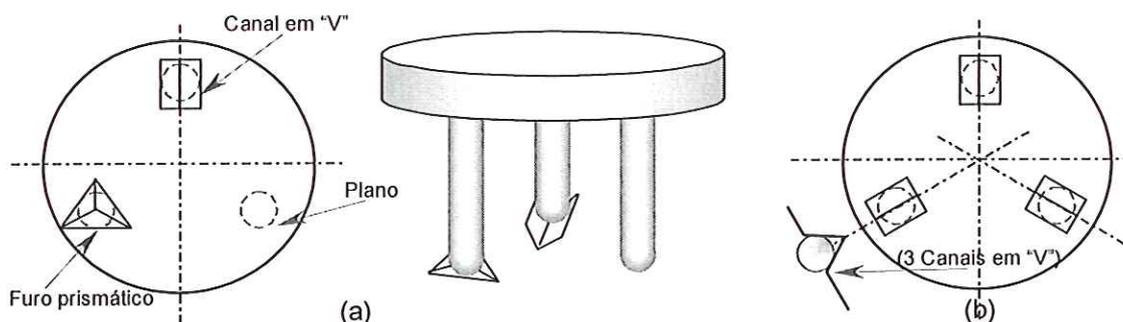


FIGURA 2.8 – Locação de restrições de 6 graus de liberdade: (a) Acoplamento de Kelvin; (b) Acoplamento de Maxwell

O projeto cinemático caracteriza-se principalmente pelo tipo de contato utilizado para formar a restrição cinemática, constituído por pontos teóricos. Em geral, cada ponto de contato entre o corpo e a superfície externa de contato remove um grau de liberdade, como pode ser observado nos exemplos da Figura 2.8, e cuja concepção data de aproximadamente 1800. Exemplos práticos do uso do acoplamento cinemático encontram-se na maioria dos instrumentos, com maior frequência na fixação de elementos ópticos. A utilização do conceito de projeto cinemático em estruturas para máquinas não é tão frequente, devido principalmente às grandezas envolvidas.

Um exemplo encontrado nas máquinas-ferramenta é o da fixação do suporte na base, como ilustrado na Figura 2.9. Nessa situação, a opção de se fixar o suporte diretamente sobre a base poderá gerar distorções nas superfícies de acoplamento devido à geração de um acoplamento hiperestático que somente poderia ser eliminado com a garantia da perfeita planicidade das superfícies, o que é economicamente inviável.

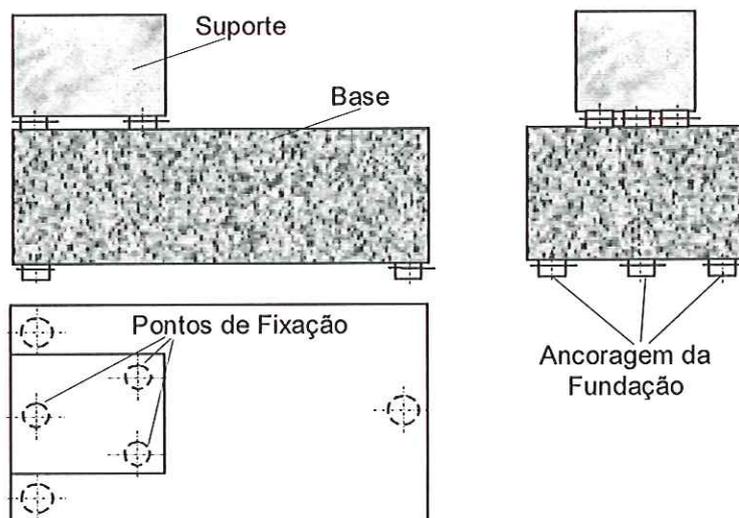


FIGURA 2.9 – Fixação da estrutura de uma máquina

Em máquinas e instrumentos que necessitam maiores esforços, os pontos de contato teóricos transformam-se em série de pontos, linhas, série de linhas e eventualmente superfícies. Entretanto, o uso dessas superfícies pode acarretar em desgastes, afetando a planicidade ou formato da guia. A essa técnica denomina-se de projeto semi-cinmático e, em função disso, esse princípio foi definido como:

Se a área de cada local de acoplamento é reduzida a um ponto de contato teórico, o projeto será exclusivamente cinemático “puro”, e não conterá sobre-restrições (hiperestático), Figura 2.10.

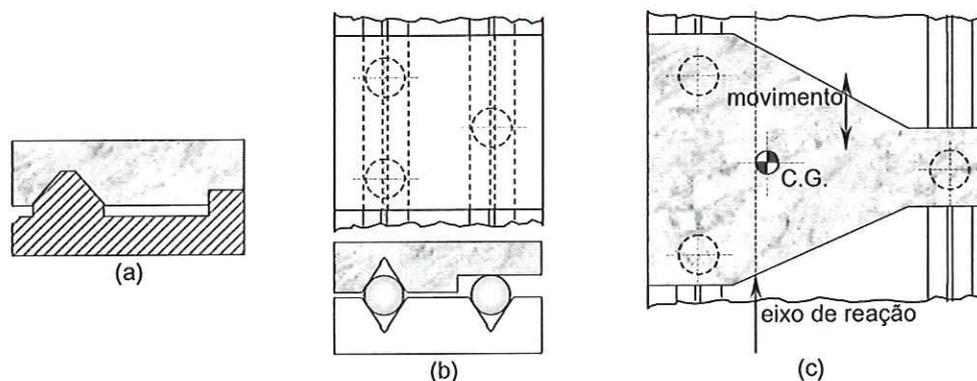


FIGURA 2.10 – Substituição de um projeto hiperestático: (a) guias em “v” e planas, com número excessivo de restrições; (b) projeto cinemático; (c) aplicação da força de movimentação em posicionador cinemático.

2.3.3 - Filosofia de Projeto

Uma filosofia geral de projeto para máquinas-ferramenta de ultraprecisão consiste em maximizar a probabilidade de sucesso, reduzindo os erros sistemáticos e não-sistemáticos. Como exemplo, erros de deslocamento têm sido medidos e avaliados em termos da compensação de Abbé (OIWA, 1999). O êxito do sistema de controle dessas máquinas depende da interação de todos os elementos que compõem o sistema ambiente (MEKID, 2000).

O processo do projeto é uma atividade em rede e interativa. Sub-sistemas são avaliados e otimizados de acordo com as especificações e custos requeridos. O modelamento e análise de elementos finitos são considerados boa ferramenta para prever o comportamento do sistema e relatar o desempenho requerido no campo da ultraprecisão (MEKID & BONIS, 1997).

Pequenas modificações podem ser incluídas devido às análises computacionais realizadas, na parte estática, dinâmica ou térmica. A seqüência Projeto-Análise-Desempenho é usada como contínua interação na respectiva razão qualidade/custo (MEKID, 2000).

Uma máquina-ferramenta de ultraprecisão é composta de elementos de máquinas com alta-exatidão. O sistema de acionamento deve ser bem rígido e de baixo atrito. Também, a estrutura deve ser rígida (KIM et al., 1997).

No âmbito dos materiais para estruturas, nos últimos anos, têm sido desenvolvidos para as bases das máquinas-ferramenta os materiais compósitos (polímeros), que garantem coeficiente de amortecimento de 8 a 10 vezes maior do que o aço ou ferro fundido (MASON, 2000).

McKEOWN (1988) alerta para o fato que, de maneira geral no projeto de mecanismos de ultraprecisão, os efeitos de um projeto ruim poderão prejudicar os produtos manufaturados. Nesse sentido a simplicidade do projeto deve ser uma constante no objetivo de qualquer projeto que vise obter altíssimas precisões.

Portanto, com o que foi exposto, o projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão deve atender a três requisitos fundamentais para que se tenha uma máquina com um bom desempenho, que são: estrutura, sistemas de posicionamento e sistema de controle.

VÁSQUEZ (1994), detalha um pouco mais esses três requisitos.

Em relação à estrutura, essa deve garantir o isolamento de vibrações induzidas pelo meio externo, e a diminuição daquelas auto-induzidas pelo processo de usinagem (BURATO et al., 2004a). Segundo DeBRA (1992), uma máquina deve ser robusta, e isso acontece quando seu projeto e o material de seus componentes, para dada aceleração, minimizam a deformação nas direções críticas.

No que diz respeito ao sistema de posicionamento, ele deve ser:

- a) suficientemente rígido, de modo a evitar problemas tais como ressonâncias mecânicas devidas à interação entre folgas elásticas e os componentes inerciais,
- b) de baixo atrito, de modo a evitar problemas tais como *stick-slip*, movimento relativo intermitente entre duas superfícies (WANG & RUI, 2000), pois o coeficiente de atrito é linearmente proporcional à frequência crítica do movimento (LEE et al., 1999),
- c) de baixa inércia, de modo a obter-se boa resposta dinâmica do sistema de posicionamento.

Quanto ao sistema de controle, os critérios de projeto mais importantes são: garantir erros submicrométricos de posicionamento e seguimento de trajetórias e a obtenção de movimentos suaves e uniformes, especialmente em baixas velocidades (BURATO, 2003).

Aos três requisitos fundamentais para projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão, pode ser adicionado como o quarto requisito as fontes de erros que influenciam no desempenho da máquina. SLOCUM (1992), relaciona algumas fontes de erros que são: a) erros mecânicos quase-estáticos e b) erros devido à ação de forças dinâmicas.

Os erros mecânicos quase estáticos são erros: geométricos, cinemáticos, induzidos por cargas externas, introduzidos na montagem, de dilatação térmica, de instabilidade do material e de instrumentação. Os erros devidos à ação de forças dinâmicas são erros: devidos a vibrações estruturais e forças de atrito.

BURATO (2003) define detalhadamente cada fonte de erro mecânico e sua importância no projeto de um componente a ser usado em uma máquina-ferramenta de ultraprecisão.

Como foi explanado, os aspectos de projeto mais importantes a serem considerados são: a estrutura, o sistema de posicionamento e o sistema de controle e medição, além de outros parâmetros e variáveis que também são relevantes, como por exemplo as fontes de erros. Devem também ser respeitados os princípios relacionados no item 2.3.2. Como pode ser observado, as máquinas-ferramenta de ultraprecisão possuem caráter multidisciplinar, o que torna o estudo desse equipamento muito complexo.

O objetivo desse trabalho é estudar os aspectos de projeto de um porta-ferramenta translativo como subconjunto de um sistema de microposicionamento que utiliza atuador piezelétrico para a obtenção de movimento axial linear durante a usinagem de ultraprecisão. Propõe-se ainda o uso de uma estratégia de controle baseada em processar sinais adquiridos ao longo do microposicionamento da ferramenta para identificar a condição de posicionamento relativo ferramenta/peça e obter informações que serão posteriormente usadas por um controlador PID para realimentação de posição.

A seguir, serão mostradas algumas particularidades de sistemas de posicionamento existentes em máquinas-ferramenta de ultraprecisão.

2.4 - Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão

2.4.1 - Introdução

Recentemente, a exatidão de posicionamento evoluiu para alguns produtos de precisão, alcançando níveis submicrométricos. Exemplos típicos são: dispositivos ópticos, máquinas-ferramenta de ultraprecisão e máquinas que fabricam semi-condutores (LEE & GWEON, 2000). Portanto, os sistemas de posicionamento estão dentre os principais aspectos a serem considerados no projeto de máquinas-ferramenta de ultraprecisão.

Como mencionado, em sistemas de posicionamento de ultraprecisão, há três características relevantes que devem ser consideradas, como mostra a Figura 2.11.

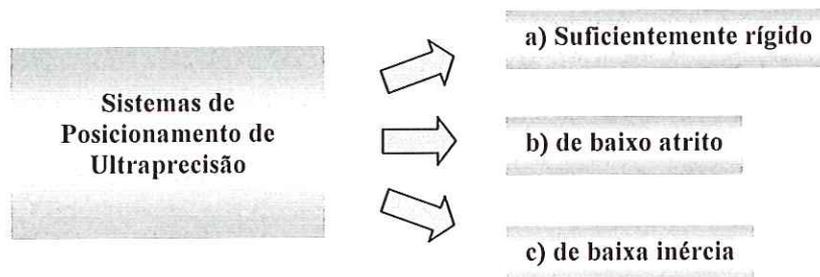


FIGURA 2.11 – Características dos Sistemas de Posicionamento de Ultraprecisão

Além dessas características, as máquinas para usinagem de ultraprecisão necessitam de sistemas de posicionamento e sistemas de correção dos erros provindos dos elementos componentes da máquina. É a maneira mais direta de alcançar-se a precisão desejada, porque em projetos de ultraprecisão não se deve tentar aumentar a precisão da máquina aumentando ao máximo a precisão de cada elemento, pois os custos tornarão o projeto proibitivo (PURQUERIO et al., 1994).

Basicamente, um sistema de posicionamento tem como objetivo movimentar um objeto ao longo de uma trajetória pré-determinada até uma posição desejada, em geral por meio de energia mecânica. Ou seja, os sistemas posicionadores são construídos com o propósito de estabelecer posições relativas entre elementos de um mesmo sistema. Por exemplo, o posicionamento de uma ferramenta em relação a uma peça a ser usinada em uma máquina-ferramenta (MONTANARI, 1999).

O controle de processo em máquinas-ferramenta vem se desenvolvendo, principalmente em função da precisão da máquina, pois as dificuldades e os custos aumentam de acordo com o nível de precisão desejado (THOMPSON et al., 1982; TÖNSHOFF et al., 1988).

A usinagem de ultraprecisão requer rígido controle do perfil a ser usinado, assim surge a necessidade de obter movimentos com resolução na faixa submicrométrica (BURATO, 2003).

O projeto de um sistema posicionador é efetuado de tal modo que ele se comporte, tanto quanto possível, como um corpo rígido. Existem sistemas de posicionamento que possuem movimentos de translação e/ou rotação, podendo apresentar um ou mais graus de liberdade (ASANO & GOTO, 1991).

A busca por sistemas posicionadores cada vez mais precisos tornou necessária a construção de equipamentos de melhor qualidade e a elaboração de novos métodos para a identificação e minimização dos erros de posicionamento, causados em sua maioria devido à presença de fatores perturbadores de origem interna ou externa aos equipamentos. Essa minimização pode ser obtida através da otimização dos elementos que compõem os sistemas posicionadores ou através da compensação de erros, usando atuadores de alta repetibilidade, resolução e rapidez de resposta de posicionamento, além de alta rigidez quando comparados aos equipamentos convencionais (WATANABE, 1992).

Os sistemas de posicionamento podem ser manuais ou automáticos, com movimentos de translação e de rotação, apresentando um ou mais graus de liberdade, ou seja, eixos de movimento. Os sistemas de posicionamento manuais são comumente empregados para trabalhos de média precisão, enquanto que os sistemas automáticos são empregados para trabalhos de maior precisão.

Os posicionadores automáticos caracterizam-se por possuir sensores para o monitoramento de posição e velocidade, além de subsistemas eletrônicos para o comando e controle das variáveis funcionais. Possuem maior complexidade eletro-mecânica que os sistemas de posicionamento manuais, porém proporcionam obter precisão e resolução na ordem submicrométrica (HÖNHE, 1990).

Estágios de posicionamento fino (de ultraprecisão) empregam normalmente acionamentos piezelétricos ou eletrostáticos e elementos cinemáticos tais como guias de flexão, os quais têm comprovada resolução submicrométrica (SLOCUM, 1992).

2.4.2 - Estrutura Funcional

A construção da maioria dos sistemas posicionadores tem como preocupação básica a obtenção de precisão na direção de posicionamento. Sistemas posicionadores mais complexos normalmente empregam atuadores de precisão de pequeno curso e grande rigidez para a compensação de erros geométricos (MONTANARI, 1999).

Existe uma abordagem para obtenção de deslocamento com percurso longo, que consiste na implementação de sistemas de posicionamento de dois estágios. Um estágio

realiza o posicionamento grosseiro de longo percurso e o segundo estágio realiza o posicionamento fino de pequeno curso (VÁSQUEZ, 1994).

A Figura 2.12 mostra a estrutura funcional de um posicionador, representada através de um fluxograma, começando no controlador e terminando no sistema de medição de sensores.

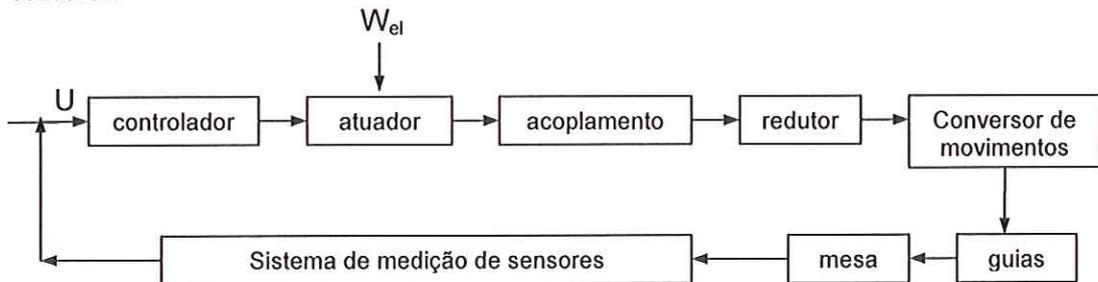


FIGURA 2.12 – Estrutura funcional de um posicionador (TAVARES, 1995)

TAVARES (1995), apresenta a estrutura funcional de um posicionador, onde o controlador executa sinais de comando de posição e os compara com os valores das variáveis controladas (U), enviando o sinal resultante para o acionamento. O acionamento tem como sub-função transformar controladamente a energia elétrica (W_{el}) em energia mecânica, movimentando a mesa do posicionador através de mecanismos adequados que convertem e reduzem os sinais provenientes do atuador (sinais de entrada) em deslocamentos de translação e rotação. Esses deslocamentos (sinais de saída) são medidos por sensores que realimentam a unidade controladora, fechando a malha de controle.

Para que seja possível entender melhor o sistema de posicionamento, é necessário apresentar os componentes básicos de um posicionador.

2.4.3 - Componentes

Os componentes básicos que constituem um sistema de posicionamento são: a) guias de movimento, b) transmissões mecânicas, c) acionamentos e d) sensores de medição.

2.4.3.1 - Guias de Movimento

Guias são componentes estruturais que permitem o movimento de um elemento em relação a outro, sendo que em geral, o movimento é restrito a um grau de liberdade

(SLOCUM, 1992). Portanto, ficam também definidos quais os graus de liberdade que devem ter os movimentos bloqueados.

Em sistemas de posicionamento de ultraprecisão, as guias possuem um projeto bastante criterioso por ser de extrema importância no desempenho do sistema. Como já citado, esses sistemas devem responder com rapidez a sinais de entrada muito pequenos. Por esse motivo, as guias devem ter baixo coeficiente de atrito, não sendo admissível nenhum tipo de *stick-slip* o que torna o número de concepções de guias utilizáveis reduzido. LICHTBLAU (1989) define os principais requisitos de caráter estático para o projeto de guias de posicionadores: elevada precisão dimensional e de forma macrogeométrica; elevada rigidez, das guias e de seus suportes e com baixo coeficiente de atrito.

As guias podem ser classificadas, basicamente, em: guias de deslizamento, guias com elementos rolantes, guias com filme de fluido (SLOCUM 1992, LICHTBLAU, 1989) e, mais recentemente, tem-se as guias magnéticas.

2.4.3.2 - Transmissões Mecânicas

Dois tipos de elementos de transmissões mecânicas podem ser relacionados segundo sua função, sendo definidas como transmissões mecânicas transformadoras ou conversoras.

a) transmissões transformadoras

Esses tipos de transmissões são aquelas que, tendo como entrada a rotação de um eixo, geram uma saída de menor velocidade e maior torque, sendo que, desprezando as perdas, a potência é mantida constante. Como exemplos, têm-se as reduções de engrenagens e os sistemas de polia com correias sincronizadas (SLOCUM, 1992, LICHTBLAU, 1989).

Em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, transmissões transformadoras devem ser evitadas devido aos efeitos negativos que podem introduzir, como folgas, próprias das reduções de engrenagens, e elasticidades não toleradas (PRITSCHOW & PHILIPP 1990).

b) transmissões conversoras

Essas transmissões são aquelas cuja função é a de realizar a conversão de movimento de rotação em movimento de translação. Como exemplos, têm-se os fusos de esferas recirculantes, fusos aerostáticos ou hidrostáticos e pinhão-cremalheira. Na maioria dos casos, o movimento de rotação provém diretamente do eixo de um servomotor ou da saída de uma transmissão transformadora.

Os requisitos dinâmicos que devem orientar o projeto e a seleção das transmissões conversoras são: rigidez elevada (equivalente à rigidez dos demais componentes mecânicos) e baixa inércia (massas e folgas tão reduzidas quanto possível) (LITCHTBLAU, 1989).

2.4.3.3 - Acionamento

Os acionamentos para sistemas de posicionamento são realizados através de motores elétricos (servomotores) ou motores hidráulicos. Para os sistemas de ultraprecisão existem posicionadores que garantem precisão de posicionamento na faixa submicrométrica. Porém o curso e a resolução são características que limitam o espectro de possíveis alternativas para a solução de projetos.

Servomotores

Consideram-se servomotores, aqueles motores elétricos que, por suas características especiais, principalmente linearidade de resposta, desacoplamento entre as variáveis de controle, alta dinâmica e baixa inércia, podem ser empregados em sistemas de controle realimentados (servossistemas), onde o objetivo de controle é obter uma boa resposta dinâmica, isto é, máxima rapidez e precisão (SLOCUM, 1992). Existem diversos tipos de servomotores, dependendo da tecnologia de fabricação e do princípio de funcionamento.

O aparecimento e evolução de servomotores coincidem com a constante busca de alto desempenho e conseqüentemente eliminação de fatores limitantes. Os servomotores distinguem-se dos “motores comuns” pelo fato desses serem otimizados em função do mínimo custo, alta eficiência e longa vida útil, enquanto aqueles são otimizados em função de seu desempenho estático e principalmente de sua dinâmica. Dessa forma, pode-se dizer que “servomotores são aqueles que podem ter comandados a posição e/ou velocidade e que

respondem aos comandos recebidos com elevada rapidez e precisão (CAMPOS RUBIO et al., 1996).

Atuadores

O desenvolvimento acelerado da microtecnologia foca cada vez mais o problema para se obter precisão nanométrica do sistema de posicionamento. Essa área da engenharia de precisão tem sido objeto de muitas pesquisas, especialmente voltadas para sistemas que envolvem atuadores piezelétricos, porque seu movimento e velocidade podem ser precisos e facilmente controlados (JUHAS et al., 2001).

Segundo BANKS (1999), os atuadores de precisão são usados na área mecânica, em particular em microssistemas de posicionamento. Os atuadores podem acionar instrumentos médicos para aplicações em microcirurgias; acionar microbombas e válvulas para microanálises; podem ser até mesmo dispositivos de microeletrodo para estimular o tecido nervoso em aplicações de prótese neural e ainda podem ser usados para referenciar peças durante a usinagem, que requerem tolerância na faixa nanométrica. Os atuadores podem ter diferentes concepções de projeto. Dentre os tipos encontrados, pode-se relacionar os eletrostáticos, eletromagnéticos, piezelétricos, hidráulicos e térmicos. Os atuadores piezelétricos e hidráulicos são os mais promissores, embora os outros também tenham suas aplicações específicas. Os atuadores eletrostáticos são possivelmente os mais comuns, mas seu uso é restrito por problemas de *stick-slip*. Atuadores eletromagnéticos normalmente requerem correntes e potências relativamente altas, o que limitam a sua aplicação. Atuadores térmicos também requerem quantias relativamente grandes de energia elétrica e ainda geram calor que deve ser dissipado.

BURATO (2003) define e exemplifica os tipos de atuadores de precisão mais usados na área mecânica. Será dada maior ênfase aos atuadores piezelétricos, pois esse tipo de atuador foi escolhido para o projeto do porta-ferramenta translativo (PFT) de ultraprecisão.

Atuadores Piezelétricos (PZT)

O efeito da piezeletricidade foi descoberto por Pierre e Jacques Curie em 1880. Essa descoberta não passou de uma mera curiosidade até 1940. A propriedade se refere a alguns cristais e polímeros que, quando processado sob certas condições, exibem o fenômeno da

interação entre os campos elétricos e os componentes mecânicos. Esse fenômeno tem sido objeto de muitas pesquisas (KISTLER, 1999, SUNAR et al., 2001).

Um material piezelétrico tem estrutura cristalina que produz tensão em sua superfície quando tracionado ou comprimido (SLOCUM, 1992). Como substâncias cristalinas de um atuador piezelétrico, são empregados materiais cerâmicos sinterizados, à base de bário (Ba), chumbo (Pb), titânio (Ti) e zircônio (Zr), que são baseados na propriedade de induzir carga elétrica proporcional à mecânica aplicada (TAVARES, 1995).

A deformação do elemento (expansão piezelétrica) é muito empregada na movimentação e posicionamento de sistemas mecânicos. Essa deformação é alcançada pela aplicação dos efeitos longitudinais ou transversais os quais podem ser observados na Figura 2.13 (WECK et al., 1991).

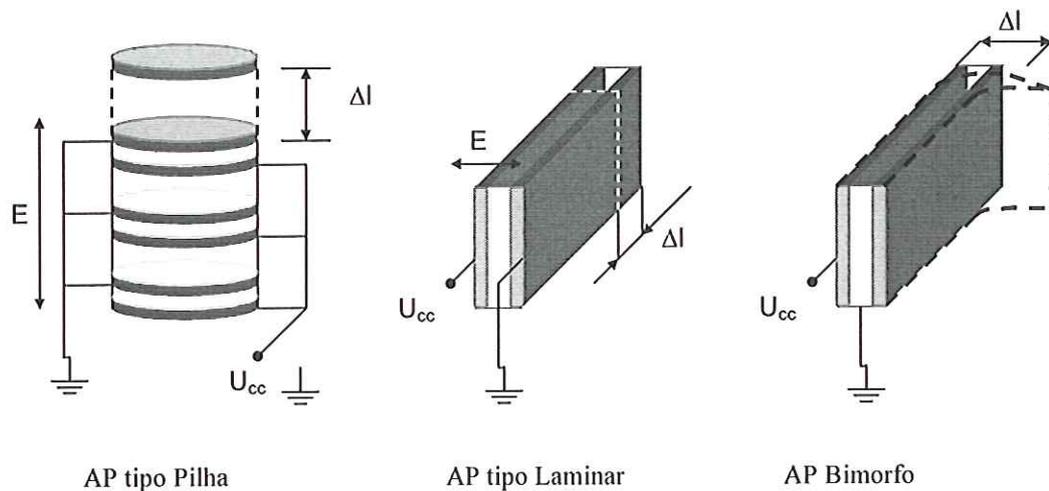


FIGURA 2.13 – Tipos de Atuadores Piezelétricos (WECK et al., 1991)

O efeito longitudinal descreve a deformação na direção de polarização (E) do elemento piezelétrico. Para uma pilha de elementos piezelétricos, denominadas de transdutor, o resultado da deformação (Δl) equivale ao somatório das deformações de cada um dos elementos isoladamente. Esse tipo de configuração é muito usado e consiste em vários discos cerâmicos com espessura variando entre 0,3 a 1mm, cada disco encontra-se situado entre placas planas condutoras (elétrodos); os vários conjuntos estão unidos entre si por um tipo de cimento epóxi isolante, por fim o arranjo completo é lacrado hermeticamente em uma cápsula de aço. Dessa forma, esse tipo de configuração alcança boa rigidez e alta

resistência mecânica associadas às características dinâmicas próprias dos piezelétricos (BURATO, 2003).

Por outro lado, no atuador Ap tipo laminar o efeito transversal descreve a contração transversal (Δl) do elemento piezelétrico devido à tensão aplicada na direção de polarização (E), isto significa que cada elemento realiza o movimento completo (distância total). A conexão em paralelo de camadas serve para aumentar a rigidez e a estabilidade. Um dos tipos mais comuns de atuadores baseados nesse efeito são os que se utilizam da conexão de laminas em paralelo. Nesse tipo de arranjo, o número de lâminas colocadas em paralelo determina a rigidez e estabilidade do atuador.

O atuador bimorfo é um tipo especial de atuador piezelétrico constituído de duas lâminas de cristais piezelétricos manufaturadas convenientemente. Essas duas lâminas são unidas de modo que quando aplicado o campo elétrico sobre os cristais, o movimento por eles efetuados seja do tipo de um atuador rotativo de curso limitado, com centro de giro na extremidade oposta do atuador.

Faz-se necessário citar que os atuadores piezelétricos não são adequados para suportar cargas fora de centro e esforços de tração, e muitos vêm equipados com molas internas de pré-carga. Por outro lado, deve ser evitada a aplicação de tensões muito altas. Se uma tensão reversa (provoca contração) superior a 20% do valor da nominal for aplicada, o piezelétrico despolariza irreversivelmente, além disso, tensões muito altas criam canais de condução elétrica na cerâmica, ocorrendo um curto-circuito, diminuindo a sua resistência e prejudicando a sua expansão (CAMPOS RUBIO et al., 1997).

Estudo de não-linearidade

A histerese é um dos principais problemas encontrados nos materiais piezelétricos. Quando é aplicada uma tensão de entrada no piezelétrico, há um deslocamento dos cristais, no entanto, quando a tensão é retirada, há uma defasagem entre a curva de entrada e a curva de saída (TZEN et al., 2003) e tal diferença é chamada de histerese. A forma da curva de histerese também pode ser afetada pela construção do atuador, faixa de tensão de operação ou variação de carga aplicada. Na Figura 2.14, tem-se a curva de histerese.

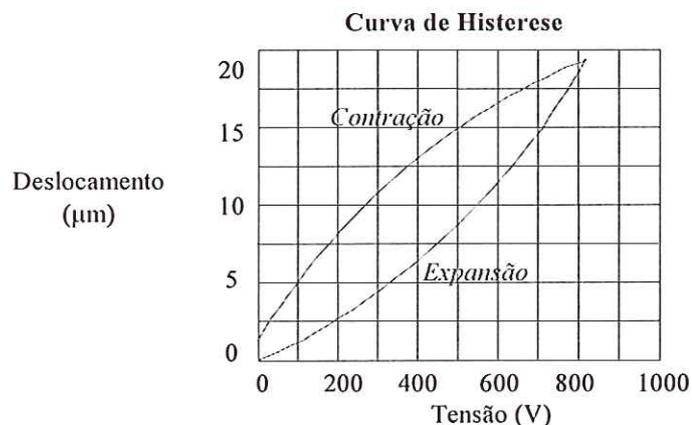


FIGURA 2.14 - Curva de Histerese de um cristal piezelétrico (TZEN et al., 2003).

A não linearidade está relacionada à histerese, porém essa é tida como sendo a parte mais baixa da curva de histerese. É definida como a máxima porcentagem de desvio de qualquer ponto na curva relativa, isto é, a melhor linha reta que se ajusta aos dados (KING et al., 1990).

2.4.3.4 - Sensores de Medição

Em geral, os sistemas físicos, tais como as máquinas-ferramenta, uma vez projetadas e desenvolvidas, apresentam comportamento dinâmico que não necessariamente atende às exigências da aplicação. Logo, deve-se empregar algum meio de compensação. O princípio fundamental dos métodos de compensação baseados na teoria de controle é a realimentação de sinais do processo (as saídas e/ou os estados) mensuráveis. Portanto, em todo sistema de controle, o uso de sensores, transdutores e circuitos de condicionamento de sinais, que possibilitem a medição das variáveis de interesse, é questão fundamental.

Em um posicionador de ultraprecisão, os sensores são responsáveis pela determinação da posição real de seus elementos móveis, como a posição de translação de guias e a posição angular de fusos e mesas rotativas. Os sensores ou os transdutores são os elementos de um sistema qualquer de medição que fornecem sinais de medição analógicos ou digitais, de forma incremental ou absoluta. Esses sensores empregados em posicionadores de ultraprecisão devem permitir leituras das grandezas medidas, com precisão e resolução submicrométricas ou mesmo nanométricas, permitindo avaliações automáticas de valores reais (MONTANARI, 1999).

Dentre os vários tipos de sensores e transdutores, pode-se destacar os seguintes:

Transdutores de Posição Indutivos

Os transdutores indutivos utilizam o princípio de indução eletromagnética para medir deslocamentos, através da medição da variação de impedância de uma ponteira indutiva, a qual é proporcional à variação da distância entre a ponteira e um objeto de material condutor (de baixa permeabilidade). Alumínio, cobre e bronze são bons elementos para esse fim. Um exemplo de sensor indutivo inclui a escala indutiva (*linear inductosyn*), que é usada em medições incrementais de deslocamentos lineares e angulares (SLOCUM, 1992).

Transdutores de Posição Capacitivos

Os transdutores de deslocamento capacitivos são baseados na capacitância entre duas placas, ou seja, permitem determinar a distância (*gap*) entre uma ponteira e uma superfície de referência, mediante a medição das variações da capacitância entre as placas. Pode-se também converter esses movimentos em voltagem. Devido aos sensores capacitivos possuírem maior sensibilidade que praticamente qualquer outro tipo de sensor analógico (SLOCUM, 1992), eles são freqüentemente usados como dispositivos de realimentação para posicionadores de curso pequeno com resolução nanométrica. RO & HUBBEL (1992) usam o transdutor capacitivo como dispositivo de realimentação para posicionamento fino nanométrico, sendo que para grandes deslocamentos é usado laser interferométrico.

Sistemas de Medição Ópticos

A exatidão de deslocamentos angulares de eixos é um problema freqüente em máquinas-ferramenta de ultraprecisão. Em paralelo, obter-se elevado nível de precisão na medição desses deslocamentos requer sistemas de medição com elevado desempenho, sendo em sua maioria baseados no princípio da interferometria a laser (PORTMAN & PERCHANSKY, 2001).

Todo o sistema de medição deve ser referido a algum padrão. Nesse sentido, o comprimento de onda de luz é uma das mais estáveis referências que existem (SLOCUM, 1992). Por esse motivo, os sistemas ópticos em metrologia e em sistemas de ultraprecisão têm muita relevância.

Sensores ópticos são aqueles que convertem uma quantidade física em um sinal de saída (analógico ou digital) por meios ópticos. Esses sinais são proporcionais à distância entre a fonte de luz (ou refletor) e o elemento fotossensível. Esses sistemas ópticos operam com base em princípios como: intensidade, interferência e tempo de percurso. Sistemas de medição ópticos podem ser usados para a medição de posição e velocidade. Os transdutores ópticos baseados no princípio de interferência atingem altos níveis de precisão e largura de banda. Os principais interferômetros existentes são:

Interferômetro de Michelson

O princípio de medição apropriado para expressar distâncias em termos do comprimento de onda de luz, é o interferômetro de Michelson. Sua idéia de dividir um feixe de luz em um feixe de referência e outro de medição são usados nos modernos interferômetros a laser (DUDUCH, 1993).

Interferômetro de Fizeau

O interferômetro óptico de Fizeau é tipicamente empregado para estimar planicidade de superfícies reflexivas ou semi-reflexivas. Essa técnica não se reduz somente à medição de deslocamentos através da contagem de franjas de um interferograma, mas também, vale-se da inspeção visual ou análise por computador (SANTOS, 1997).

CAPÍTULO 3

REVISÃO DA LITERATURA – PARTE II

TÉCNICAS DE CONTROLE

3.1 - Introdução

Os temas abordados nesse capítulo estão estruturados conforme a Figura 3.1.

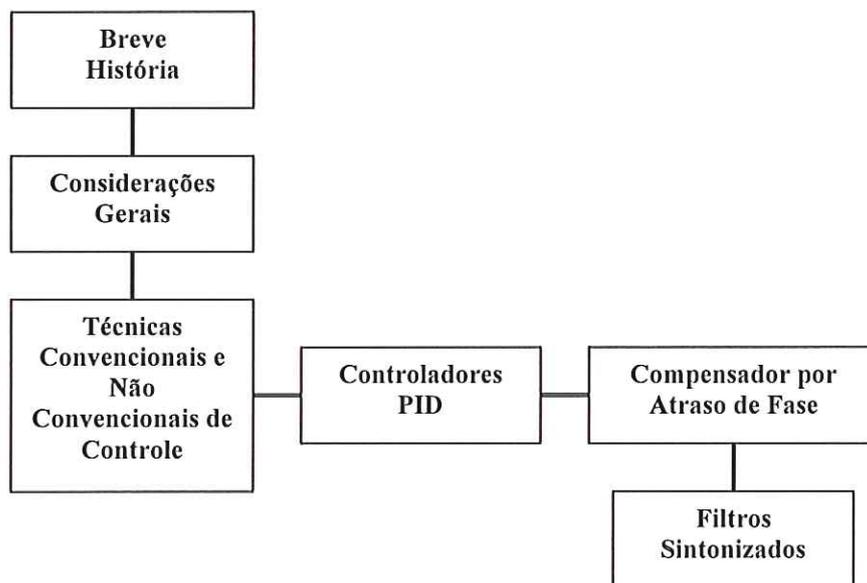


FIGURA 3.1 – Estrutura da Revisão da Literatura
Parte II

3.2 - Breve História

Durante as primeiras décadas do século XX, foram inventados alguns sistemas automáticos para navegação (ROBERTS et al., 2003). A idéia da ação derivativa foi proposta por James Henderson, sendo concebida uma patente em 1913 para o “Dispositivo de Pilotagem Automática” no qual usava o erro e a faixa do erro para ser introduzido em uma malha de realimentação. Entretanto, a maior contribuição para o desenvolvimento do sistema de pilotagem automática foi feita pela *Sperry Gyroscope Company*. ALLENSWORTH in apud ROBERTS (2003), descreve que Elmer Sperry construiu o primeiro mecanismo de navegação automática em 1911, um dispositivo mecânico chamado de “Piloto Automático”.

O trabalho de Nicholas Minorski (ROBERTS et al., 2003) é também considerado como contribuição chave para o desenvolvimento do sistema de pilotagem automática. A contribuição significativa foi a análise teórica e a especificação de três termos (proporcional, integral e derivativo) sendo conhecido como controlador PID. Como no caso do trabalho de Sperry, o projeto do controlador PID de Minorski foi desenvolvido na observação do controle de um navio realizado por um piloto experiente, que mostrava sua habilidade na correção da rota com intervenções no leme antes que o navio saísse do caminho pré-estabelecido.

Os estudos e postulados de Sperry e Minorski culminaram no primeiro projeto de um controlador automático do tipo PID, e que nos dias de hoje continua sendo um dos mais usados nos sistemas de navegação e também como controladores industriais (ROBERTS et al., 2003).

Desde a importante contribuição dada por Sperry e Minorski, as características de não linearidades e incertezas de sistemas dinâmicos são continuamente estudadas para o desenvolvimento de sistemas de controle com técnicas cada vez mais avançadas. Como é o caso da lógica difusa proposta inicialmente por L. A. ZADEH em 1965 através da teoria dos conjuntos nebulosos e das redes neurais artificiais que foram originalmente desenvolvidas com o objetivo de emular o comportamento do cérebro humano, que armazena, aprende e recupera informações. Assim como também o desenvolvimento de controladores híbridos, difuso adaptativo (SUNGCHUL & YORAM, 2004); P difuso + ID (LI et al., 1999); PI difuso + D (CAMPOS RUBIO et al., 2002); PID + difuso (MISIR et al., 1996,

PARNICHKUN & NGAECHAROENKUL, 2001); PID + *feedback linearization* (CHOI et al., 2002, LEE et al., 2002); neuro + difuso (WANG & FEI, 2001), entre outros.

3.3 - Considerações Gerais

No contexto atual de usinagem de ultraprecisão, os elevados níveis de qualidade superficial e precisão dimensional necessários requerem o emprego de máquinas-ferramenta cujos servossistemas de avanço respondam adequadamente a critérios tais como: resolução de posicionamento, erro de seguimento e repetibilidade submicrométricas, e movimento suave a baixíssimas velocidades (abaixo de 1mm/min) (VÁSQUEZ, 1994).

Em sistemas CNC de trajetória contínua, além do erro de posição axial, é importante considerar a minimização dos erros de contorno, definidos como as componentes de erros ortogonais à trajetória desejada. KOREN & LO (1992), mostram várias técnicas de controle que contribuem para a redução desses erros de contorno.

As técnicas de controle são referenciadas geralmente como técnicas convencionais de projeto, devido a possuírem como característica básica a necessidade de um modelo matemático da planta (CAMPOS RUBIO, 2000). Recentemente, estão sendo exploradas as técnicas não convencionais que possibilitam o projeto de controladores não lineares e / ou operando em ambientes complexos.

3.4 - Técnicas Convencionais e Não-Convencionais de Controle

As técnicas convencionais de controle (clássico ou moderno) apresentam desempenho satisfatório na maioria das aplicações em sistemas dinâmicos com comportamento linear e para alguns casos com fraco comportamento não linear (D'AZZO & HOUPIS, 1984, DORF & BISHOP, 1995, OGATA, 2003). De uma forma geral, os métodos ou técnicas convencionais têm sido desenvolvidos com modelos matemáticos no domínio do tempo (controle moderno) e frequência (controle clássico) (OGATA, 2003). Os controladores clássicos são estritamente lineares e se prestam ao tratamento de sistemas com uma única entrada e uma única saída. Os controladores modernos propiciam uma maior abrangência, oferecendo mais ferramentas matemáticas para tratar sistemas dinâmicos multi-variáveis, não lineares, além de permitir processos otimizados. Atualmente, a diferenciação

entre o controle clássico e o controle moderno começa a perder sentido, uma vez que ambas as estratégias tem se completado (NAGAMINE, 2001).

Em particular, podem-se destacar as técnicas de controle proporcional (P), proporcional - integral (PI), proporcional - derivativo (PD) e proporcional - integral - derivativo (PID), entre outras (CAMPOS RUBIO, 2000).

No controlador PID, o sinal de correção aplicado à planta é uma combinação de três componentes: proporcional, integral e derivativa. O ganho proporcional (P) contribui para a rapidez e robustez da resposta. O termo derivativo (D) introduz amortecimento, que contribui para a estabilidade do sistema. O fator integral (I) reduz o erro de regime (VÁSQUEZ, 1994). Quando usado um microcomputador como controlador, deve-se implementar um algoritmo que pode ser uma aproximação do PID analógico (ASTRÖM, 1983).

Segundo APOLÔNIO (1988), os controladores PID possuem algumas particularidades, como: facilidade de sintonia por métodos de tentativa e erro, devido ao significado físico dos parâmetros do controlador e robustez aos erros de modelação.

O termo não-convencional é proposto para referenciar as novas técnicas de controle. Considerando o projeto de um sistema não convencional, o que se tem é um sistema com ganhos constantes que estabiliza uma planta para uma determinada faixa de variações dos seus parâmetros, ou seja, é um sistema que possui boa rejeição a perturbações externas e baixa sensibilidade às variações desses parâmetros (controle robusto) (SANTORO, 1999). Busca-se também ajustar os valores dos ganhos para uma planta que apresenta incertezas no modelamento e variações nos parâmetros (controle adaptativo) (DOTE, 1988).

Nesse sentido, as duas metodologias mais relevantes no projeto de sistemas de controle não convencionais são aquelas baseadas no uso de lógica difusa (*fuzzy logic*) e em redes neurais artificiais (*artificial neural networks*). Essas metodologias podem ser aplicadas tanto a sistemas lineares como também a sistemas não lineares com parâmetros que podem ou não variar, e especificamente em sistemas onde existem dificuldades de estabelecer um modelo matemático preciso da planta.

Segundo ABREU & RIBEIRO (1999), o interesse despertado pela lógica difusa é decorrente de algumas características básicas dessa tecnologia. Sua formulação é natural e intuitiva, pois tenta imitar o comportamento consciente ou a estratégia de controle de um operador humano. Não prescinde do conhecimento detalhado dos modelos dos elementos do processo (planta, sensores, atuadores, etc.). Aplica-se a sistemas lineares e não lineares. É de fácil implementação e de baixo custo, além de apresentar características de robustez às incertezas ou variações paramétricas.

As redes neurais artificiais são compostas por unidades de processamento simples, chamadas neurônios (nome baseado no seu homônimo biológico). Tais unidades são dispostas em uma ou mais camadas e interligadas por um grande número de conexões, geralmente unidimensionais. Na maioria dos modelos, essas conexões estão associadas a pesos, os quais armazenam o conhecimento representado no modelo e servem para ponderar a entrada recebida por cada neurônio da rede (BRAGA et al., 1998, HAYKIN, 1999).

Por sua capacidade de generalizar modelos com não linearidades e inerente robustez, as redes neurais tem sido muito empregadas como alternativa para controle de sistemas dinâmicos complexos (NAGAMINE, 2001).

Nesse trabalho interessa estudar o controle de posicionamento e seguimento de trajetória do porta-ferramenta translativo (PFT), que possui atuador piezelétrico para deslocamento axial linear da ferramenta. A seguir serão apresentadas, dentre as técnicas de controle os sistemas PID, assim como serão relacionadas algumas formas de melhorar a estabilidade da planta como a introdução dos compensadores de fase e dos filtros sintonizados.

3.5 - Controladores P e PID

O emprego de controle proporcional é geralmente o mais usual e simples entre as alternativas para sistemas CNC convencionais (KRÜGER, 1993). Dentro desse contexto, a combinação do controlador tipo P com outros tipos de compensadores dão origem aos compensadores PID (proporcional, integral e derivativo), cujo desempenho e facilidade de implementação o tem tornado um dos mais usados em aplicações industriais em geral (DORF & BISHOP, 1995). A maior dificuldade de se projetar um controlador PID clássico está em se estabelecer o modelo do sistema mecânico, uma vez que de posse desse, o projeto

do controlador em si não envolve dificuldades maiores. O uso de controladores PID clássicos também é tentadora ao se trabalhar com sistemas mecânicos complexos tendo-se em vista seu excelente desempenho como controlador (CARDOSO, et al., 2002).

O controlador proporcional (P) trabalha através da multiplicação do sinal de erro (diferença entre o valor atual e o desejado) por um fator de ganho K_p . O resultado dessa operação é empregado como sinal de correção. O resultado pode ser representado como sendo uma ampliação excessiva do resultado do erro, acelerando a resposta através da ação de controle (SMITH et al., 1995). A Figura 3.2 mostra o diagrama de blocos do controlador proporcional.

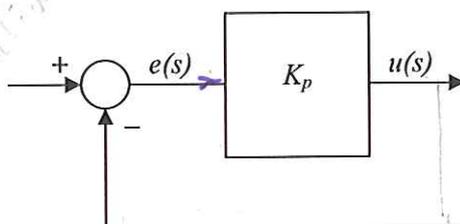


FIGURA 3.2 – Diagrama em bloco do controlador proporcional

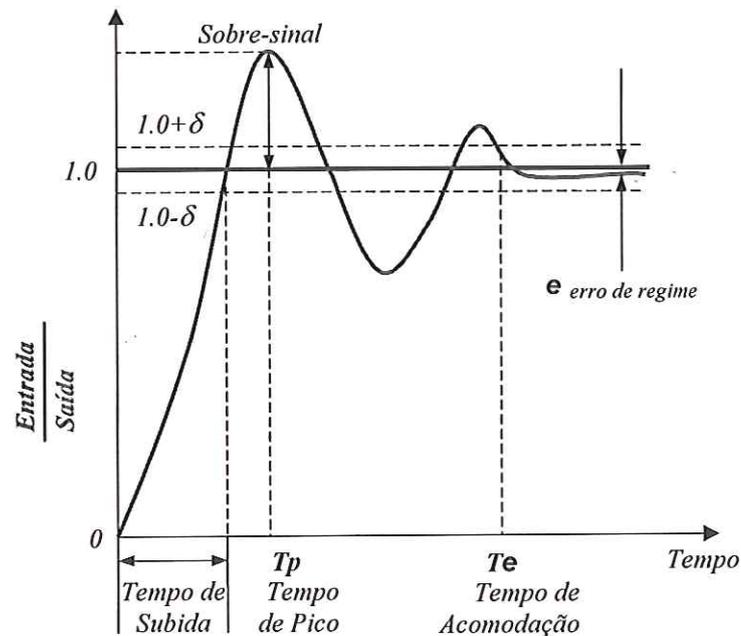
Segundo PARNICHKUN & NGAECHAROENKUL (2001), a função transferência desse controlador é:

$$\frac{u(s)}{e(s)} = K_p \quad (3.1)$$

Sendo, K_p o ganho proporcional do controlador.

Segundo CAMPOS RUBIO (2000), mudanças na posição em sistemas dinâmicos ocorrem durante comandos de aceleração, desaceleração e em movimentos onde existe uma alteração da velocidade. Uma vez que K_p aumenta o valor do erro esse é mais rapidamente corrigido. Entretanto, se K_p é aumentado em demasia, a resposta do sistema dinâmico apresentará sobre-passagens muito altas, conforme mostra a Figura 3.3, assim como o aparecimento de oscilações em torno do ponto desejado, podendo vir a se tornar instável caso o amortecimento não seja suficiente. Por outro lado, valores de K_p mais baixos não conseguem eliminar o erro por completo, uma vez que ao se aproximar de zero o valor da

correção ($K_p \cdot e$) não gerará um valor suficiente capaz de alterar a posição atual, dando origem a um erro denominado de regime permanente ou estacionário (*steady-state error*).



- FIGURA 3.3 – Resposta característica de um sistema dinâmico sub-amortecido com sobrepassagem e erro de regime permanente (CAMPOS RUBIO, 2000).

O controlador PID soma à ação proporcional as ações integral e derivativa. A ação integral elimina erro em regime estacionário, pois o sinal de controle apresenta um valor não nulo quando o erro for nulo; entretanto, pode introduzir oscilação na resposta pelo aumento da ordem do sistema. A ação derivativa antecipa o erro atuante e produz ação corretiva mais cedo, pois responde a taxa de variação do erro atual (SMITH et al., 1995, CAON JÚNIOR, 1999). A Figura 3.4 ilustra o diagrama correspondente ao controlador PID.

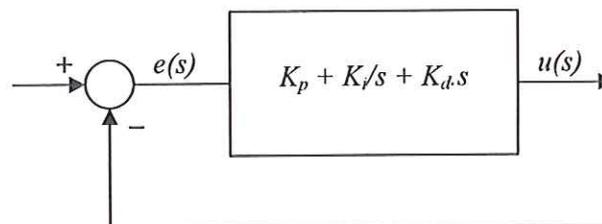


FIGURA 3.4 – Diagrama em bloco do controlador PID

Sendo, K_i o fator integrativo e K_d o fator derivativo.

SMITH et al. (1995) e PARNICHKUN & NGAECHAROENKUL (2001) descrevem a função transferência, como:

$$\frac{u(s)}{e(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (3.2)$$

Segundo MAO et al. (2003), a função transferência do controlador PID também pode ser descrita como:

$$\frac{u(s)}{e(s)} = K_p + \frac{K_p}{T_i s} + K_p T_d s \quad (3.3)$$

Sendo, T_i o tempo integral e T_d o tempo derivativo.

Portanto, a combinação dos fatores proporcional, integral e derivativo (PID) em um único bloco de compensação tem diversas versões bastante difundidas nas mais diversas aplicações. O elemento usado para realimentação da saída tem uma função primordial no desempenho do controlador e o ajuste dos coeficientes K_p , K_i , e K_d , deve levar em consideração essa característica, assim como dos demais elementos mecânicos envolvidos (CAMPOS RUBIO, 2000).

Na Figura 3.5, NEWPORT (1997) apresenta a configuração típica de um controlador PID usado no controle de posição em sistemas posicionadores.

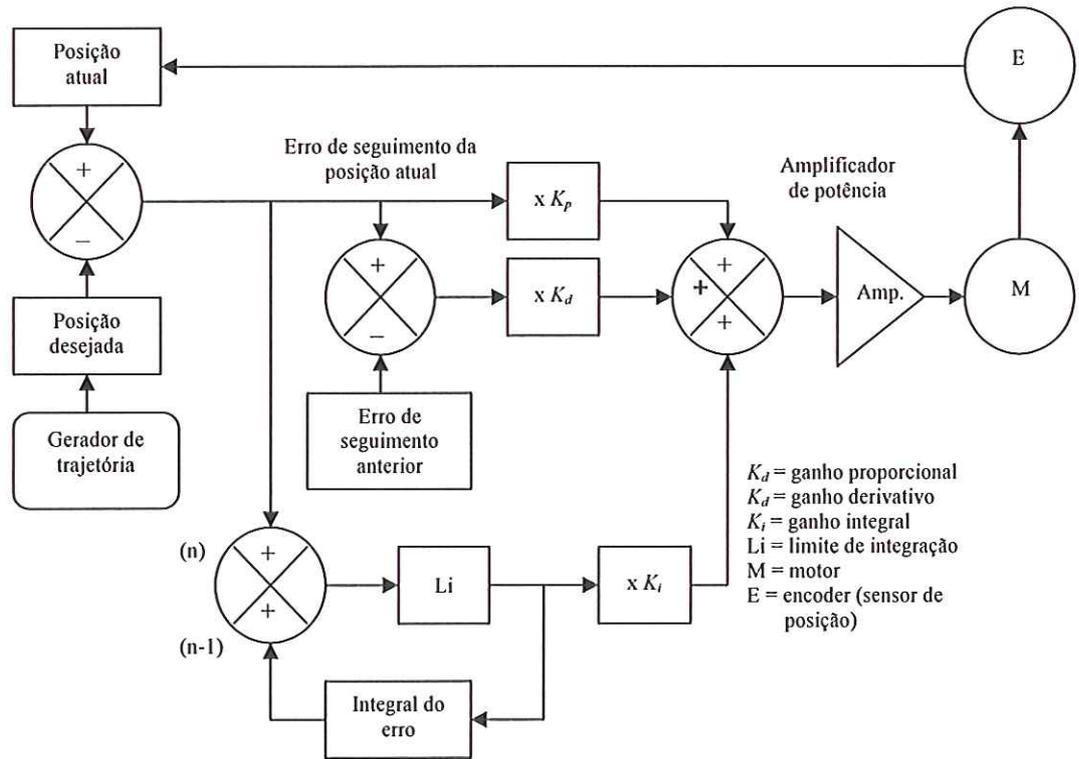


FIGURA 3.5 – Implementação de um controlador tipo PID empregando realimentação de posição (NEWPORT, 1997).

Segundo CAON JÚNIOR (1999), no momento da aplicação prática desse controlador alguns cuidados devem ser tomados para que se obtenha o desempenho adequado do sistema controlado, sem os quais o efeito final do controlador pode ser degradado ou mesmo inadequado. Alguns efeitos a serem considerados são: a saturação do sinal atuante e a limitação do ganho do termo derivativo em altas frequências.

3.5.1 - Efeito Reset – Windup

Segundo CHOI et al. (2002), a ação temporal do controlador PID é dada por:

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \tag{3.4}$$

Pode ser observado na Equação 3.4 do controlador PID, que quando o sinal do erro for muito grande, a saída $u(t)$ do controlador também será, podendo ocasionar uma saturação dos atuadores, fonte de potência ou do próprio processo. Esse sinal demasiado pode provocar

um retardo para que a saída alcance o valor desejado da referência, mantendo o sinal do erro ainda positivo, e aumentando a ação de controle, devido ao efeito da integração do controlador PID. Quando a saída atingir o valor desejado, a inversão de sinal do erro $e(t)$ poderá demorar a ter efeito sobre a ação de controle $u(t)$, devido ao grande valor alcançado pelo termo integral. Esse efeito é denominado *reset-windup* (ASTRÖM & HAGGLUND, 1995, BOHN & ATHERTON, 1995).

Para evitar esse fenômeno usa-se um esquema denominado *anti-reset-windup* que pode ser implementado de diversas maneiras, entre as quais as sugeridas por ISERMANN (1989):

- a) Cancelamento da integração.

Nesse caso faz-se:

$$\Delta u_I(k) = 0 \text{ quando } u(k) \geq u_{m\acute{a}x}.$$

- b) Integração condicional.

Aqui faz-se:

$$\Delta u_I(k) = 0 \text{ se } |e(k)| \geq e_{m\acute{a}x}.$$

Onde $u_I(k)$ é a contribuição da ação de controle integral na saída do controlador PID discreto.

No segundo caso o valor de $e_{m\acute{a}x}$ pode ser determinado por experimentos ou simulação a partir da função de transferência do processo (CAON JÚNIOR, 1999).

3.5.2 - Filtragem (atraso) no Termo Derivativo

Segundo CHAO & NEOU (2000), KIM & LEWIS (2000), RO et al. (2000), TACHIKAWA et al. (2000), RAY et al. (2001), RYU et al. (2001), a aplicação de um filtro no termo de ação derivativa é necessária para atenuar o ganho de malha em altas frequências que pode levar o sistema à instabilidade, devido ao ganho crescente que a ação derivativa introduz nessa região de frequência. Nesse atraso (pólo) permite ainda que a função de transferência do controlador PID seja realizável.

Da função de transferência do controlador PD pode ser observado que esse é um controlador de avanço de fase com pólo localizado no infinito. Da sua resposta em frequência tem-se que sua característica é somar ângulo de fase positivo a resposta em frequência do sistema como também melhorar a estabilidade, aumentar a largura de banda e a velocidade de resposta, sendo que seus efeitos são sentidos em altas frequências. Dessa forma quando o controlador PID estiver na malha de controle o ganho do controlador continua a aumentar indefinidamente conforme a frequência aumenta (pelo menos analiticamente). Assim o ganho de malha (controlador mais processo) se aproximará do infinito para altas frequências o que poderá levar o sistema para a instabilidade ou prejudicar o desempenho do sistema pela amplificação de ruídos que causam variação na saída do controlador, sendo esse efeito denominado *quick derivate* (CAON JÚNIOR, 1999). Segundo ASTRÖM & HAGGLUND (1995), CHAO & NEOU (2000), para evitar esse problema, um pólo (pelo menos) deve ser adicionado ao termo derivativo resultando na seguinte função de transferência para esse termo:

$$K_d = \frac{K_p T_d s}{1 + \frac{T_d}{N} s} \quad (3.5)$$

com o valor de N situado entre $8 < N < 20$ (KIM & LEWIS, 2000), onde N é o fator do filtro para o termo derivativo. Com isto o ganho em baixas frequências é praticamente mantido, mas em altas frequências é limitado a $K_p N$.

3.5.3 - Sintonia dos Controladores PID

O projeto e sintonia de controladores PID tem sido muito pesquisado desde os métodos apresentados por ZIEGLER & NICHOLS (1942). Há muitos aspectos que devem ser levados em consideração quando se projeta um controlador PID. Segundo ÅSTROM & HÄGGLUND (2001) os principais procedimentos são:

- a) obter um controlador que reúna as especificações do sistema proposto,
- b) deve ser baseado no conhecimento do processo disponível, e
- c) reunir as limitações computacionais com os recursos disponíveis para o projeto.

Conseqüentemente, há uma necessidade para diversos procedimentos de projetos diferentes com objetivos e complexidades variadas. Algumas pesquisas realizadas para a sintonia de parâmetros PID são apresentadas, destacando a metodologia e a referência bibliográfica.

Alguns métodos são clássicos como o de ZIEGLER & NICHOLS (1942) que desenvolveu duas maneiras para o cálculo dos parâmetros do controlador PID, sendo a) resposta da planta a uma entrada em degrau unitário, determinando o atraso L e a constante de tempo T que são usados no cálculo dos parâmetros e b) aumenta-se K_p de 0 ao valor crítico K_{cr} , no qual a saída exibe uma oscilação sustentada pela primeira vez. O período P_{cr} será usado para calcular os parâmetros. Alguns autores usaram como base as regras de ZIEGLER & NICHOLS e refinaram seus métodos como: MANTZ & TACCONI (1989) que usam uma conexão especial do controlador clássico PID proposto por ZIEGLER & NICHOLS, melhorando o comportamento da planta sem modificar as características iniciais do controlador. HANG et al. (1991) que realizam a *ponderação da referência no termo proporcional*, ou seja, introduz um fator de ponderação β sobre a referência desejada no termo proporcional. SHAW (2003) que apresenta o *Método de COHEN-COON* que é similar ao método de ZIEGLER-NICHOLS, no qual usa um modelo de primeira ordem mais tempo morto, sendo que os cálculos dos parâmetros do controlador PID são mais complexos, envolvendo mais operações aritméticas. Esse método resulta num ganho maior que o método de ZIEGLER-NICHOLS.

Outro método clássico é *regra da simetria ótima* que foi desenvolvida por KESSLER (1950), VODA & LANDAU (1995) que consiste na auto-sintonia dos parâmetros do controlador PID combinando-se um experimento a relê com regras de sintonia baseadas no princípio da simetria ótima de KESSLER.

Usando ainda as variáveis de ZIEGLER & NICHOLS, o atraso L e a constante de tempo T , tem-se o método de ÅSTROM & HÄGGLUND (1995) - *IMC – Internal Model Control* – que é um procedimento de cálculo dos parâmetros de controle por modelo interno, sendo aproximado por um modelo da forma:

$$G(s) = \frac{K_p}{1 + sT} e^{-sL} \quad (3.6)$$

Outros métodos clássicos são baseados na *integral do erro*, como:

- a) Integral do Erro Quadrático ponderado pelo tempo (ITSE), ZHUANG & ATHERTON (1993), SHAW (2003):

$$ITSE = \int_0^{\infty} te^2 dt \quad (3.7)$$

- b) Integral do Erro Absoluto (IAE), PESSSEN (1994), SHAW (2003):

$$IAE = \int_0^{\infty} |e| dt \quad (3.8)$$

- c) Integral do Erro Quadrado (ISE), LEQUIN et al. (2003), SHAW (2003):

$$ISE = \int_0^{\infty} e^2 dt \quad (3.9)$$

- d) Integral do Erro Absoluto Ponderado pelo Tempo (ITAE), SHAW (2003):

$$ITAE = \int_0^{\infty} t|e| dt \quad (3.10)$$

- e) Critério baseado na análise do sinal do erro usando a alternativa do domínio da frequência. Relaciona o ganho K_i com o IE / IAE (KRISTIANSSON & LENNARTSON, 2006), sendo:

$$IE = \int_0^{\infty} e(t) dt = \frac{1}{K_i} \quad (3.11)$$

Com o passar dos anos os métodos de sintonia dos parâmetros PID foram sendo aprimorados: i) a partir das regras de ZIEGLER & NICHOLS (INGIMUNDARSON & HÄGGLUND, 2001), ii) a partir do método IMC (SUNG et al., 1998), iii) a partir da integral do erro (NISHIKAWA et al., 1984, POULIN et al., 1996, KRISTIANSSON & LENNARTSON, 2006), e iv) a partir das especificações de margem de ganho e fase que são desdobradas em funções complexas ajudadas pelo processamento em computadores onde a simulação ganhou muito com o advento de computadores com processadores cada vez mais rápidos. Outros métodos de sintonia são detalhados por: HO et al. (1995), WANG et al. (1995), KHAN & LEHMAN (1996), FUNG et al. (1998), LEQUIN et al. (2003), DEJIMA et al. (2005), VISIOLI (2005) e GYÖNGY et al. (2006).

Dentre esses autores, DEJIMA et al. (2005) propõe através do conhecimento do modelo matemático preciso da planta uma sintonia dos parâmetros do controlador PID, baseado nas equações de FRANKLIN et al. (2002). Esse método é descrito a seguir:

DEJIMA et al. (2005)

O ganho integral (K_i) pode ser obtido pelo teorema do valor final, dado por:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \{f(t)\} = \lim_{s \rightarrow 0} \{sF(s)\} \quad (3.12)$$

A relação entre o ganho integral (K_i) e o erro de regime (e_{ss}) é expressado por:

$$sK_i G(s)_{s=0} = \frac{1}{e_{ss}} \quad (3.13)$$

onde $G(s)$ é a função transferência do sistema.

A sobre-passagem de sinal (O_s) do sistema é representado como função do coeficiente de amortecimento (ζ), sendo:

$$O_s = \exp\left(-\frac{\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right) \quad (3.14)$$

O tempo de acomodação é definido como um valor de t_s requerido para o decaimento exponencial atingir 1% do valor final, representado como:

$$\exp(-\zeta\omega_n t_s) = 0,01 \quad (3.15)$$

As Equações (3.13), (3.14) e (3.15) são definidas por FRANKLIN et al. (2002). Segundo DEJIMA et al. (2005) no sistema em malha fechada a frequência natural (ω_n) é quase igual a frequência de corte de ganho (ω_{gc}) no sistema em malha aberta. A fase (θ) do sistema é obtida da fase de margem MF como:

$$\theta(\omega_{gc}) = -2\pi + MF \quad (3.16)$$

onde:

$$MF = 2\text{sen}^{-1}(\zeta) \quad (3.17)$$

O sistema compensado é dado como:

$$(K_p + j\omega_{gc}K_d + \frac{K_i}{j\omega_{gc}})G(j\omega_{gc}) = 1e^{j\theta(\omega_{gc})} \quad (3.18)$$

Como o ganho integral K_i é um parâmetro conhecido, a Equação (3.18) pode ser reescrita como:

$$K_p + j\omega_{gc}K_d = \frac{1e^{j\theta(\omega_{gc})}}{G(j\omega_{gc})} + \frac{jK_i}{\omega_{gc}} = R + jX \quad (3.19)$$

A parte real (R) é igual ao ganho proporcional K_p , e a parte imaginária $\frac{X}{\omega_{gc}}$ é o ganho derivativo K_d .

A seguir serão apresentados dois temas importantes que se correlacionam no projeto de sistemas de controle e são muito usados na implantação do sistema juntamente com os controladores PID, são os compensadores de atraso de fase e os filtros sintonizados.

3.6 - Compensadores por Atraso de Fase (OGATA, 2003).

A compensação por atraso de fase produz uma sensível melhoria na precisão do regime estacionário à custa de um aumento da duração da resposta transitória e suprime os efeitos dos sinais de ruído de alta frequência.

3.6.1 - Características dos Compensadores por Atraso de Fase

Considere um compensador por atraso de fase que tenha a seguinte função transferência:

$$G_c(s) = K_c \beta \frac{Ts + 1}{\beta Ts + 1} = K_c \frac{s + \frac{1}{T}}{s + \frac{1}{\beta T}} \quad (\beta > 1) \quad (3.20)$$

No plano complexo, um compensador por atraso de fase tem um zero em $s = -1/T$ e um pólo em $s = -1/(\beta T)$. O pólo fica localizado a direita do zero.

A Figura 3.6 mostra um diagrama polar do compensador por atraso de fase.

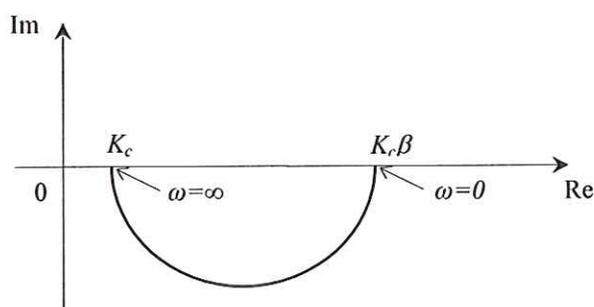


FIGURA 3.6 – Diagrama polar de um compensador por atraso de fase

$$K_c \beta (j\omega T + 1) / (j\omega \beta T + 1)$$

A Figura 3.7 indica o diagrama de Bode do compensador, onde $K_c = 1$ e $\beta = 10$. As frequências de canto do compensador por atraso de fase estão em $\omega = 1/T$ e $\omega = 1/(\beta T)$.

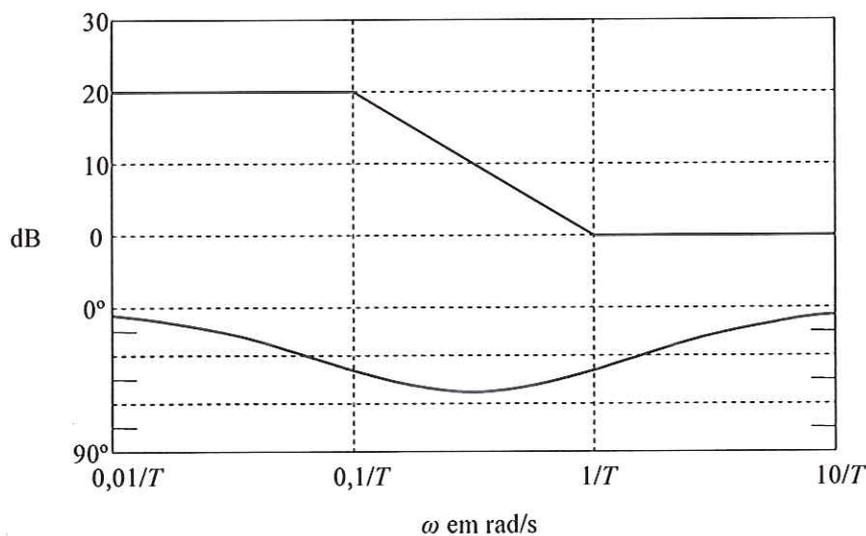


FIGURA 3.7 – Diagrama de Bode de um compensador por atraso de fase

$$\beta(j\omega T + 1) / j\omega \beta T + 1, \text{ com } \beta = 10$$

Como pôde ser observado na Figura 3.7, onde os valores de K_c e β são iguais a 1 e 10, respectivamente, o módulo do compensador por atraso de fase fica igual a 10 (ou 20dB) em baixas frequências e igual a unidade (ou 0dB) em altas frequências. Portanto, o compensador por atraso de fase é essencialmente um filtro passa-baixas.

3.7 – Filtros Sintonizados (SEDRA & SMITH, 2000)

Os filtros que deixam passar os sinais de frequências cujo espectro está dentro de uma faixa especificada e não deixa passar sinais de frequências do espectro que estejam fora dessa faixa são filtros que executam uma função de seleção de frequências. Cada filtro tem idealmente uma faixa de frequências (ou faixas) na qual o módulo da amplitude é unitário (faixa de passagem) e a faixa de frequências (ou faixas) no qual o módulo da transmissão é zero (faixa de bloqueio). O filtro a ser estudado, por ser aplicado no projeto de controle do PFT é o filtro passa-baixas.

3.7.1 – Filtro Passa-Baixas

A Figura 3.8 representa as características de transmissão ideal do filtro passa-baixas.

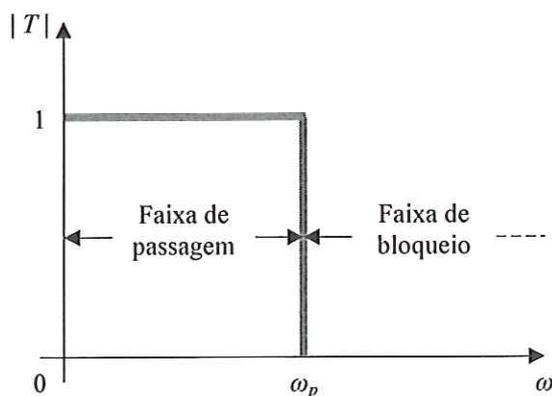


FIGURA 3.8 – Filtro passa-baixas

Especificação do filtro

A Figura 3.9 mostra as especificações reais para as características de transmissão de um filtro passa-baixas. Na prática, um circuito físico não pode fornecer uma transmissão

constante em todas as frequências na faixa de passagem e, portanto, as especificações devem considerar um desvio de transmissão na faixa de passagem em relação à ideal zero dB, impondo um limite, $A_{m\acute{a}x}$ (dB), para esse desvio. Dependendo da aplicação, a faixa de $A_{m\acute{a}x}$ varia tipicamente de 0,05 a 3dB. Além disso, como um circuito físico não pode fornecer uma transmissão zero em todas as frequências da faixa de bloqueio, as especificações na Figura 3.9 admitem também alguma transmissão na faixa de bloqueio. Contudo, as especificações requerem que os sinais na faixa de bloqueio sejam atenuados em pelo menos $A_{m\grave{i}n}$ (dB) em relação aos sinais da faixa de passagem. Dependendo da aplicação do filtro, $A_{m\grave{i}n}$ pode variar de 20 a 100dB.

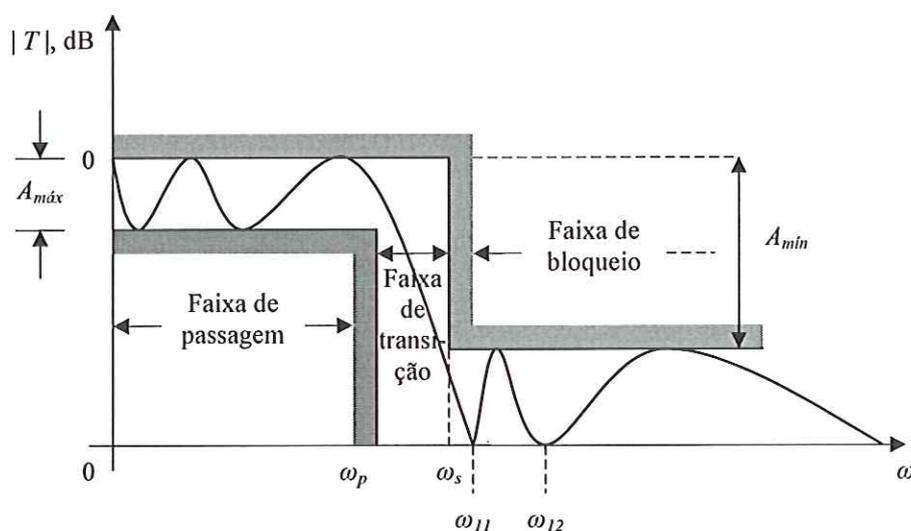


FIGURA 3.9 – Especificação das características de transmissão do filtro passa-baixas

Como a transmissão de um circuito físico não pode mudar abruptamente na borda da faixa de passagem, as especificações da Figura 3.9 apresentam uma faixa de frequências na qual a atenuação aumenta de cerca de 0dB a $A_{m\grave{i}n}$. Essa faixa de transição se estende da borda da faixa de passagem ω_p até a borda da faixa de bloqueio ω_s . A razão ω_s/ω_p é normalmente usada como medida da nitidez do filtro passa-baixas e é chamada de fator de seletividade. Finalmente, pode ser observado que, por conveniência, a transmissão na faixa de passagem é especificada como 0dB. Contudo, o filtro final pode ter um determinado ganho na faixa de passagem, se desejado, sem alteração em suas características de seletividade.

Portanto, a transmissão de um filtro passa-baixas é especificada por quatro parâmetros:

- a) a borda da faixa de passagem, ω_p ,

- b) a variação máxima permitida na transmissão da faixa de passagem, $A_{m\acute{a}x}$,
- c) a borda da faixa de bloqueio, ω_s ,
- d) a atenuação mínima necessária para a faixa de bloqueio, $A_{m\acute{i}n}$.

Quanto mais rigorosa for a especificação de um filtro, isto é, $A_{m\acute{a}x}$ menor, $A_{m\acute{i}n}$ maior e/ou a razão de seletividade ω_s/ω_p mais próxima da unidade, mais próxima será a resposta desse filtro da ideal. Porém, o circuito do filtro resultante deverá ser de ordem mais alta e, portanto, mais complexo e de maior custo.

Função transferência do filtro

A função transferência do filtro $T(s)$ pode ser descrita como uma razão de dois polinômios como:

$$T(s) = \frac{a_M s^M + a_{M-1} s^{M-1} + \dots + a_0}{s^N + b_{N-1} s^{N-1} + \dots + b_0} \quad (3.21)$$

O grau do denominador, N , é a ordem do filtro. Para o circuito do filtro ser estável, o grau do numerador deve ser menor ou igual ao do denominador ($M \leq N$). Os coeficientes do numerador e do denominador a_0, a_1, \dots, a_M e b_0, b_1, \dots, b_{N-1} , são números reais.

Existem alguns tipos de filtros passa-baixas, dentre os mais comuns tem-se o filtro BUTTERWORTH e CHEBYSHEV. Segundo (SEDRA & SMITH, 2000, SMITH, 2003) o filtro CHEBYSHEV proporciona uma maior atenuação para a faixa de bloqueio do que o filtro BUTTERWORTH.

Na aplicação do sistema de controle do PFT é utilizado o filtro CHEBYSHEV, sendo detalhado a seguir.

3.7.1.1 - Filtro CHEBYSHEV

Segundo SMITH (2003), além dos quatro parâmetros para especificar o projeto do filtro passa-baixas, descritos no item anterior, é necessário também determinar o número de pólos do filtro.

SEDRA & SMITH (2000) demonstram que a função transferência do filtro CHEBYSHEV pode ser escrita como:

$$T(s) = \frac{K\omega_p^N}{\varepsilon 2^{N-1} (s - p_1)(s - p_2)\dots(s - p_N)} \quad (3.22)$$

onde,

K é o ganho que o filtro precisa ter e ε é a ondulação da faixa de passagem, sendo dado por:

$$\varepsilon = \sqrt{10^{\frac{A_{r,sx}}{10}} - 1} \quad (3.23)$$

Segundo OGATA (2003) um compensador por atraso de fase é um filtro passa-baixas.

CAPÍTULO 4

METODOLOGIA

4.1 - Introdução

O projeto proposto prevê o desenvolvimento de um Porta-Ferramenta Translativo (PFT) como um subconjunto de um sistema de microposicionamento, que emprega atuador piezelétrico para a obtenção de movimento axial linear (até 25 μ m) durante a usinagem de ultraprecisão.

É aplicada uma estratégia de controle Proporcional-Integral-Derivativa (PID) baseada em processar sinais adquiridos ao longo do microposicionamento da ferramenta em relação a peça que está sendo usinada.

O PFT é adaptado à máquina de ultraprecisão ASG-2500 (*Aspheric Surface Generator*), da Rank Pneumo (atualmente TAYLOR HOBSON PNEUMO®) do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC – USP.

Para o projeto, construção e análise do PFT é empregada a metodologia mostrada na Figura 4.1, que tem início com a definição da necessidade e término com a validação do projeto.

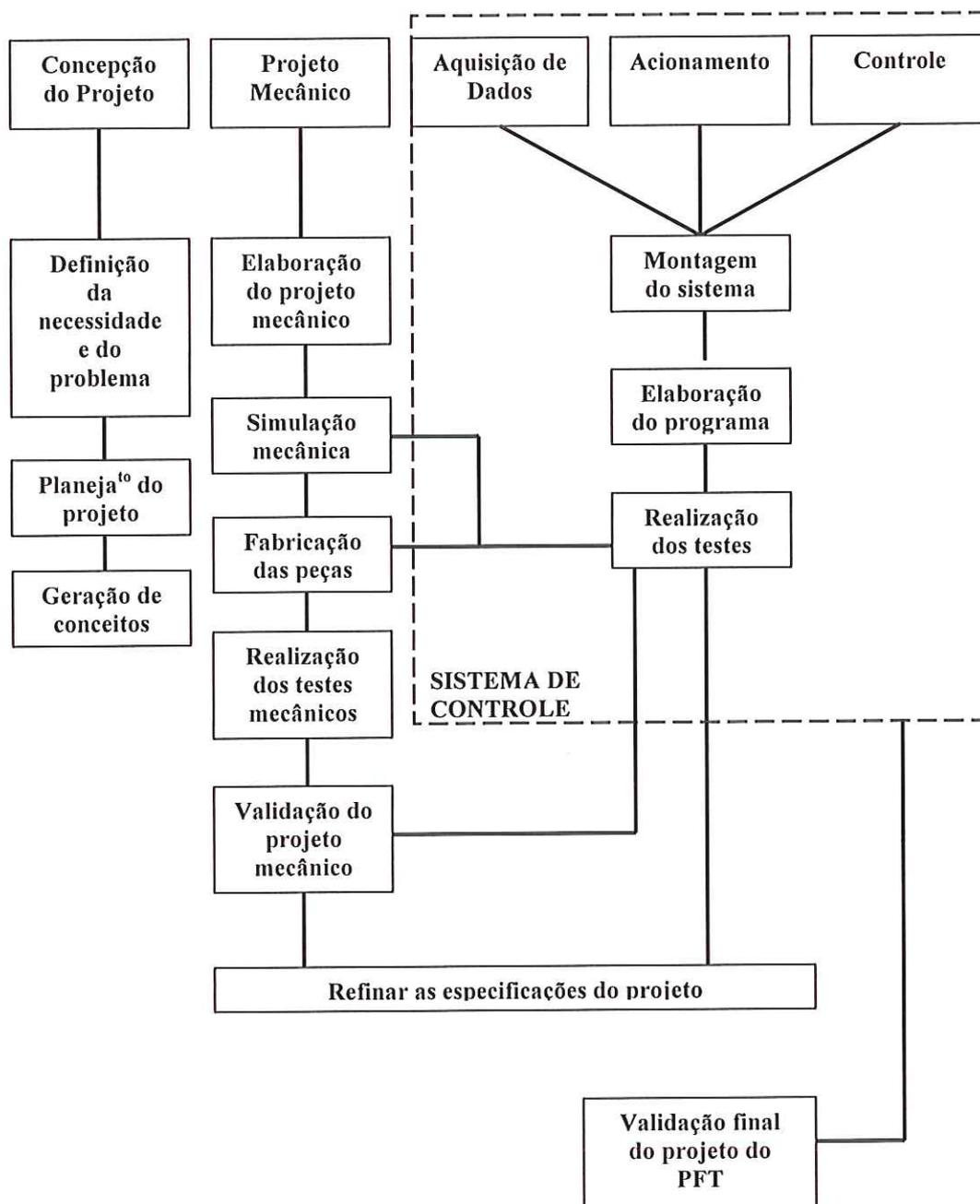


FIGURA 4.1 – Metodologia empregada no projeto do PFT

Conforme mostra a Figura 4.1 existem 5 fases distintas na elaboração do projeto do PFT, cada fase e suas etapas são descritas a seguir.

4.2 - Concepção do Projeto

Como pode ser observado na Figura 4.1 existem três etapas na fase da concepção do projeto:

- a) Definição da necessidade e do problema.
- b) Planejamento do projeto.
- c) Geração de conceitos.

4.2.1 - Definição da Necessidade e do Problema

Conforme descrito no Capítulo 1, em máquinas-ferramenta de ultraprecisão, as técnicas convencionais de acionamento resultam insuficientes para atingir as crescentes exigências de qualidade superficial e precisão dimensional.

Essas crescentes exigências evidenciam que é necessário o desenvolvimento de dispositivos de microposicionamento, que permitam deslocamentos micrométricos e submicrométricos, objetivando garantir as tolerâncias de precisão requeridas nos componentes de engenharia.

O PFT está inserido no contexto do desenvolvimento desses dispositivos de microposicionamento e também remonta a parte de um projeto de longo prazo do Laboratório de Engenharia de Precisão da EESC – USP de usinagem de ultraprecisão de peças anesféricas. Portanto, o problema é projetar um dispositivo que permita deslocar a ferramenta de corte, até 25 μ m; com frequência, até 10Hz, e que seja acoplado no torno ASG 2500.

O desenvolvimento do PFT é necessário também para aprimorar a usinagem (torneamento em faceamento) de peças com rebaixos em formas quaisquer, simétricas ou não (superfícies anesféricas) com deslocamentos micrométricos simples ou associados a uma frequência de operação.

4.2.2 - Planejamento do Projeto

O planejamento do projeto é uma etapa que foi estudada, pois a partir desse estudo foi possível identificar quais os assuntos relevantes que deveriam ser pesquisados, quais os

materiais seriam provisionados, quais softwares seriam necessários, em fim, foi elaborada a Figura 4.1 e realizado um cronograma das etapas a serem cumpridas.

Portanto, nessa etapa os pontos importantes planejados foram:

- Revisão da literatura enfocando engenharia de precisão e técnicas modernas de controle.
- Materiais provisionados, como: matéria-prima e ferramental necessário para a fabricação do PFT; para o microposicionamento, um atuador piezoelétrico (P410.030) da PHYSIK INSTRUMENTE¹; para o sistema de medição, um sensor de deslocamento linear com indicação analógica (LVDT Tesatronic TTA-20) da TESA²; para a aquisição de dados e sistema de controle, uma placa de aquisição de dados PCI-6111E da NATIONAL INSTRUMENTS³.
- Softwares como o SolidEdge para a elaboração do projeto, ANSYS e COSMOS para as simulações mecânicas, MAPLE para as análises matemáticas, MatLab/SIMULINK para técnicas de síntese e simulação, e LabVIEW para a execução da aquisição de dados e para o sistema de controle.

4.2.3 - Geração de Conceitos

No Capítulo 2 foram citados alguns autores como WECK (1984), McKEOWN (1986), SMITH & CHETWYND (1992), TAVARES (1995), MONTANARI (1999), CAMPOS RUBIO (2000), PORTO et al. (2004) que propõem métodos para realização de projetos na área de engenharia de precisão e também foram relacionados os princípios relevantes para projetos na área de precisão.

Dentre esses princípios podem ser destacados:

- Princípio de Abbé.
- Princípio do Projeto Cinemático.
- Princípio da Folga Nula.

1. PHYSIK INSTRUMENT. *Products for micropositioning*. Germany

2. BROWN & SHAIPE TESA S. A. *Measurement instruments*. Renes – CH.

3. NATIONAL INSTRUMENTS CORPORATION. *Measurement and automation software*. Texas – USA.

Como mencionado no Capítulo 2, em sistemas de posicionamento de ultraprecisão, há três características relevantes que devem ser consideradas, como:

- Suficientemente rígido (VASQUEZ, 1994).
- De baixo atrito (WANG & RUI, 2000).
- De baixa inércia (LEE et al., 1999).

No que diz respeito ao sistema de controle, os critérios de projeto mais importantes são:

- Garantir erros submicrométricos de posicionamento e seguimento de trajetórias.
- Obtenção de movimentos suaves e uniformes.

A próxima fase é definida como Projeto Mecânico e cada etapa será descrita a seguir.

4.3 - Projeto Mecânico

Como pôde ser observado na Figura 4.1 as etapas da fase do projeto mecânico são:

- a) Elaboração do projeto mecânico.
- b) Simulação mecânica.
- c) Fabricação das peças.
- d) Realização dos testes mecânicos e validação do projeto.

4.3.1 - Elaboração do Projeto Mecânico

A Figura 4.2 mostra um desenho de montagem em corte do projeto mecânico do PFT.

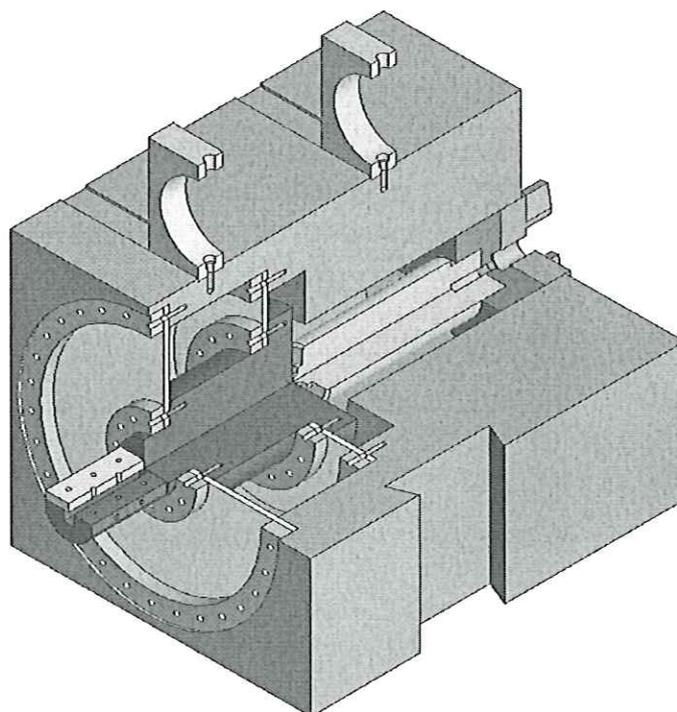


FIGURA 4.2 – Montagem em corte do PFT

As partes constituintes do projeto do PFT estão esquematizadas na Figura 4.3.

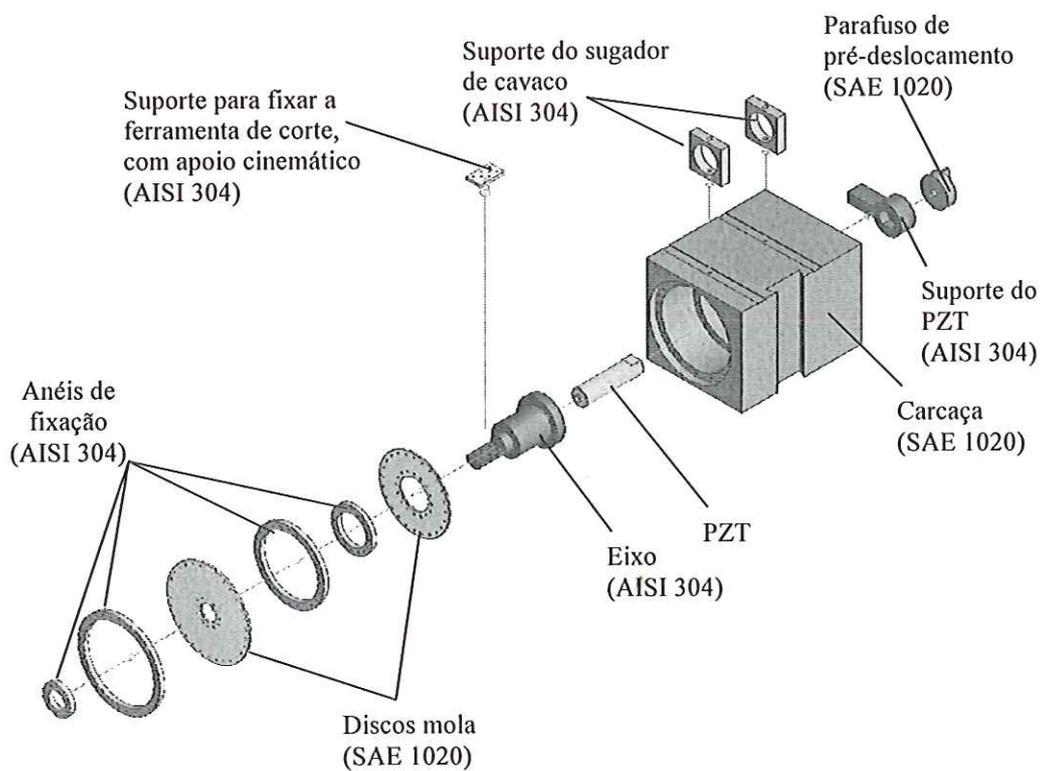


FIGURA 4.3 – Peças do PFT

Como foi citado anteriormente, o objetivo do PFT é o microposicionamento da ferramenta de corte em relação a peça que está sendo usinada. Portanto, o avanço da ferramenta de corte será realizado pelo deslocamento do atuador piezelétrico (P410.030), enquanto o recuo ocorrerá por efeito dos dois mancais de flexão, em forma de disco, que estão fixados à ferramenta de corte.

Os mancais de flexão são fixados através dos anéis de fixação e vários parafusos para distribuição da pressão. O atuador piezelétrico é pré-tensionado entre o eixo e um sistema de pressão na parte posterior de seu suporte. Esse sistema consiste de duas peças: uma restringe o movimento de rotação do atuador e a outra, com rosca (parafuso de pré-deslocamento), é responsável pelo pré-tensionamento do atuador no eixo.

Conforme descrito no item 4.2.3, alguns princípios de projeto na área de engenharia de precisão foram respeitados. A Figura 4.4 mostra o alinhamento dos componentes.

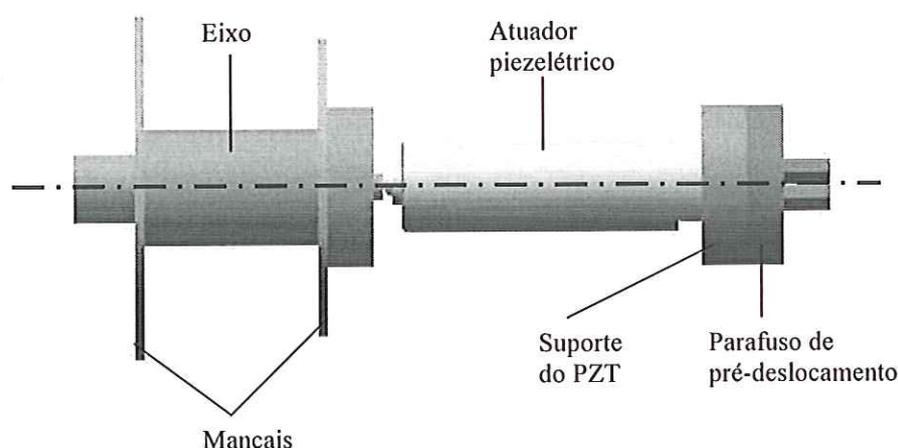


FIGURA 4.4 – Alinhamento dos componentes

Para evitar erros de alinhamento (Princípio de Abbé), o atuador, seu suporte, o eixo e a ferramenta de corte foram projetados de modo a manter todos os pontos de transmissão de tensão (e deslocamento) sobre uma mesma linha, conforme pode ser observado na montagem da Figura 4.4. Com o mesmo objetivo, os dois mancais de flexão foram projetados em forma de disco, onde o eixo é fixado no centro dos mancais, diminuindo a possibilidade de ocorrerem variações perpendiculares à linha de atuação do deslocamento.

Os mancais de flexão com efeito mola também foram projetados com o intuito de anular as folgas durante o deslocamento, atendendo assim o Princípio de Folga Nula.

O único movimento que é necessário é o axial na direção de avanço e recuo da ferramenta de corte, portanto o projeto do PFT prevê a restrição dos outros graus de liberdade da ferramenta que está se deslocando, conforme exige o Princípio do Projeto Cinemático.

4.3.2 - Simulação Mecânica

A avaliação do comportamento estático e dinâmico é extremamente importante em mecanismos que são usados em usinagem de ultraprecisão, pois influenciam diretamente o processo, logo a qualidade da superfície usinada (MONTANARI, 2004).

Para uma prévia avaliação e simulação do PFT, foi realizada uma Modelagem Matemática e também foi usado o Método dos Elementos Finitos (MEF) em ANSYS e COSMOS. Dessa forma foi possível conhecer os valores limites para a otimização do projeto mecânico.

Na avaliação estática foram analisados:

- a) a rigidez axial,
- b) a rigidez transversal,
- c) a deformação dos discos molas para conhecimento das tensões aplicadas,
- d) o deslocamento da ferramenta de corte.

Na avaliação dinâmica foi analisado o modelo matemático para a determinação da primeira frequência de ressonância e a Função de Resposta em Frequência (FRF) do sistema, ou seja, as vibrações naturais e a forma modal que o sistema vibrante assume (modos de vibrar) e portanto, obter a confirmação do cálculo da primeira frequência de ressonância (frequência natural) do sistema. Também foi elaborado o modelo matemático para a verificação da resposta dos discos molas com relação máxima frequência possível a ser aplicada pelo atuador.

4.3.3 - Fabricação das Peças do Protótipo

Após o estudo realizado na simulação mecânica foi realizado o ajuste necessário no projeto. Foram elaborados todos os desenhos de detalhes necessários para a fabricação, com dimensões, tolerâncias de forma e posição para preservar as características do modelamento 3D e facilitar a montagem do protótipo.

Com o término da confecção de todas as peças foi possível montar o PFT para o início dos testes mecânicos.

4.3.4 - Realização dos Testes Mecânicos

Após a montagem do PFT, foram iniciados os testes mecânicos de acordo com o esquema mostrado na Figura 4.5.

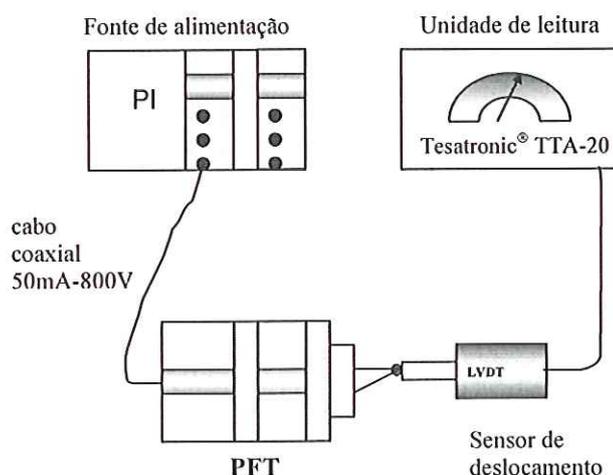


FIGURA 4.5 – Esquema para realização dos testes mecânicos

Observa-se na Figura 4.5 que o PFT foi acionado através da fonte de alimentação do atuador piezelétrico. Antes foi dado uma pré-deslocamento no eixo pelo parafuso do suporte do PZT. Esse pré-deslocamento corresponde a $15\mu\text{m}$.

O primeiro teste foi verificar se a ferramenta de corte está se deslocando em até $25\mu\text{m}$ com a aplicação da tensão de alimentação.

O próximo teste foi elaborar a curva da tensão de alimentação (V) versus o deslocamento da ferramenta de corte (μm). Para isso foi adotado variar a tensão de 0 a 800V com incrementos a cada 100V, sendo verificado no instrumento de medição (TESA) o deslocamento a cada voltagem aplicada. Da mesma forma, foi realizado o teste de 800V a 0V. Finalizando, foi plotado o gráfico (Figura 5.13).

4.4 - Sistema de Controle

Como pode ser observado na Figura 4.1, é nessa fase que se inicia toda a programação objetivando o sistema de controle. A Figura 4.6 ilustra as próximas três fases do projeto do PFT.

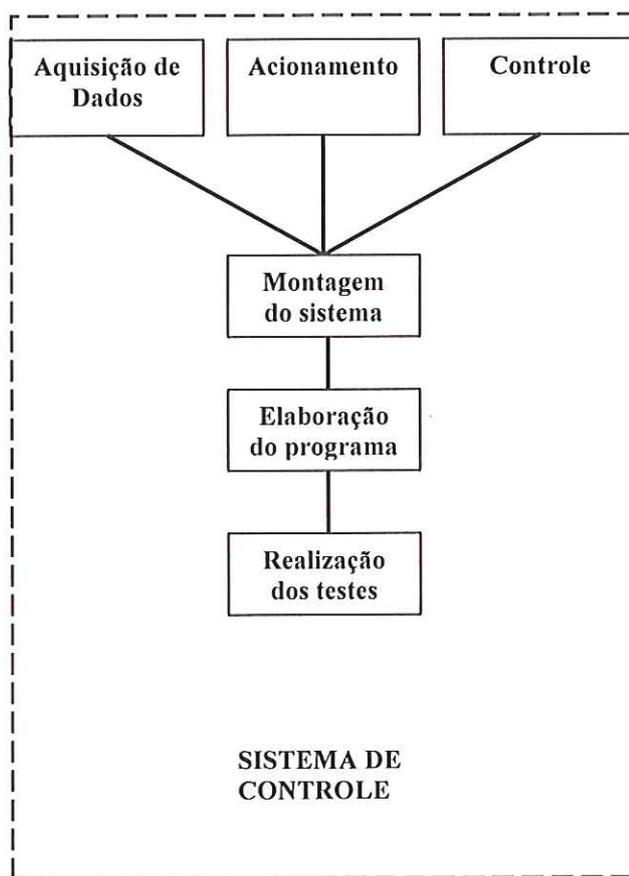


FIGURA 4.6 – Etapas do sistema de controle

A Figura 4.6 mostra que existem três fases que são comuns às etapas de aquisição de dados, acionamento e controle, sendo: montagem do sistema, elaboração do programa e realização dos testes. A seguir será apresentado um resumo do que foi realizado nessas três etapas.

4.4.1 - Aquisição de Dados

Foi elaborado um programa de aquisição de dados em LabVIEW. A escolha da programação em LabVIEW permite diminuição considerável do tempo de desenvolvimento de um programa capaz de gerenciar os eventos e com uma interface com o usuário de fácil compreensão (BURATO et al., 2004). Isso se torna possível graças ao uso de bibliotecas de funções e sub-rotinas disponibilizadas no ambiente de programação. Essas bibliotecas permitem, entre outros, a implementação direta de funções de aquisição, análise, apresentação e armazenagem de dados (CAMPOS RUBIO, 2000).

Para a obtenção das curvas experimentais de resposta no tempo, é necessário dispor de um sistema capaz de registrar o sinal de saída, quando esse for excitado por um sinal de entrada, que na prática corresponde a um degrau de posição programado pelo usuário. Para esse fim, implementou-se através da programação LabVIEW um “instrumento virtual” no microcomputador de forma a apresentar um registro gráfico da resposta no tempo.

O objetivo dessa aquisição de dados foi gerar as curvas padrão (referência) do deslocamento da ferramenta de corte (μm) em função da tensão de alimentação (V) do atuador piezelétrico (fonte de alimentação E-507) e as curvas da tensão de aquisição (V) (provinda do Tesatronic TTA-20) em função do deslocamento (μm) da ferramenta de corte do PFT.

Foram geradas as seguintes curvas com relação à exatidão do deslocamento:

- Resolução de $0,5\mu\text{m}$ com deslocamentos de 0 a $25\mu\text{m}$ (Figura 5.17).
- Resolução de $0,25\mu\text{m}$ com deslocamentos de 0 a $10\mu\text{m}$ (Figura 5.19).
- Resolução de $0,05\mu\text{m}$ com deslocamentos de 0 a $3\mu\text{m}$ (Figura 5.21).

Após conhecer as curvas padrão, foram identificadas as equações do sistema através do uso do *software* MAPLE, obtendo-se funções polinomiais tendo como variáveis o deslocamento da ferramenta de corte e a tensão de alimentação. Também foram obtidas as funções lineares do sensor LVDT em função da tensão de aquisição.

Para a realização dos testes o sistema foi montado de acordo com a Figura 4.7.

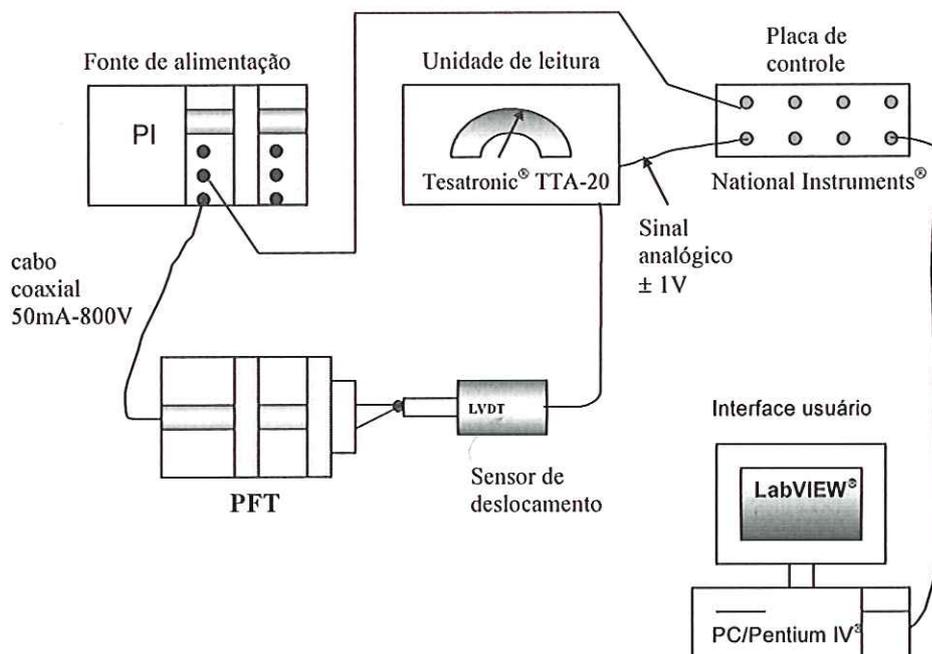


FIGURA 4.7 - Esquema representativo da montagem para realização de testes experimentais

Como pode ser observado na Figura 4.7, além do PFT, foram posicionados a fonte de alimentação do atuador piezoelétrico da PHYSIK INSTRUMENTE. Pode ser evidenciado também o sistema de medição composto por um sensor de deslocamento, sendo um instrumento eletrônico para medição linear com indicação analógica (LVDT Tesatronic TTA-20) da TESA, com frequência de 13kHz, apresentando segundo o fabricante, erro máximo na indicação de $\pm 0,010\mu\text{m}$ e tempo de estabilização na saída analógica de 20ms. Esse sistema de medição é ainda conectado a uma placa de controle de 5MS/s (PCI-6111E) da NATIONAL INSTRUMENTS, sendo por sua vez conectado a um PC que possui instalada a plataforma de desenvolvimento para aplicativos de aquisição e controle LabVIEW, para a aquisição e conversão dos dados em gráficos.

O programa de aquisição de dados foi validado comparando-o com os dados realizados no teste mecânico descrito no item 4.3.4.

4.4.2 - Programa de Acionamento

O programa de acionamento tem a função de introduzir as variáveis de deslocamento (μm) da ferramenta de corte (DFC) e da frequência (Hz) de acionamento. Com esse programa também foi gerada a aquisição de dados em um circuito em malha aberta, conforme ilustrou a Figura 4.7.

Foram introduzidos em LabVIEW as funções polinomiais, calculadas na aquisição de dados, para gerar as tensões de alimentação correspondentes ao deslocamento pré-determinado da ferramenta de corte e as funções lineares do sensor LVDT para conversão das tensões de aquisição em deslocamento.

Os testes foram realizados com o objetivo de gerar as curvas de deslocamento da ferramenta de corte (DFC) em função da tensão de alimentação (TA) com frequências de acionamento variando de 1 a 10Hz para as diferentes resoluções ($0,5\mu\text{m}$; $0,25\mu\text{m}$ e $0,05\mu\text{m}$). O objetivo foi observar se existe variação do deslocamento com diferentes frequências de acionamento. Também foram geradas as curvas de diferentes deslocamentos com uma frequência de acionamento para verificar se não há diferença de fase no sistema (Figuras 5.29 e 5.30).

4.4.3 - Programa de controle

Após análise dos gráficos plotados no sistema de acionamento foi verificado que existe sobre-passagem de sinal, erro de regime permanente e também que o tempo de subida pode ser melhorado.

Portanto, para a implementação do sistema de controle serão consideradas técnicas de síntese com o MatLab / SIMULINK e o uso do LabVIEW para a fase de execução.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 - Introdução

A análise de resultados e discussões está dividida em duas partes. A primeira parte mostra o estudo e desenvolvimento do projeto mecânico do PFT, sendo analisado o comportamento estático e dinâmico através de simulações usando o método de elementos finitos e também através da modelagem matemática do sistema. Na segunda parte constam os resultados relativos aos testes experimentais quando foi aplicado o sistema de controle do PFT, sendo mostrado toda a coleta de dados e geração das curvas de aquisição de dados, acionamento e controle. Conclui com a validação do PFT para a função projetada que é o microposicionamento relativo ferramenta / peça durante a usinagem de ultraprecisão.

5.2 - Porta-Ferramenta Translativo (PFT)

O PFT foi projetado segundo conceitos e princípios de projeto de precisão com o objetivo de obter comportamento cinemático dentro dos padrões exigidos (DUDUCH et al., 2004). Todos os conceitos gerados para a concepção do projeto do PFT foram descritos no Capítulo 4 no item 4.2.3.

5.2.1 - Análises Numéricas

Depois de definida a forma geométrica do PFT foram feitas as análises numéricas tanto do comportamento estático quanto do comportamento dinâmico. As análises foram realizadas usando o Método dos Elementos Finitos (MEF). O MEF é uma técnica de análise

numérica para obtenção de soluções aproximadas em uma variedade de problemas de engenharia. Apesar de oferecer soluções aproximadas, em muitos casos é o recurso que projetistas dispõem para encontrarem as respostas que procuram. Embora originalmente desenvolvido para estudar tensões em complexas estruturas aéreas, foi estendido e aplicado ao vasto campo da mecânica do contínuo (contínuo pode ser definido como um corpo de matéria sólida, líquida ou gasosa ou simplesmente uma região do espaço na qual um fenômeno particular está ocorrendo) (MONTANARI, 2004). Devido a essa diversidade e flexibilidade como ferramenta de análise, tem recebido muita atenção em escolas de engenharia e na indústria.

Existem alguns softwares para aplicação do MEF e nesse trabalho foram usados o ANSYS e o COSMOS que são aplicados em análises estáticas, dinâmicas, fluxo de calor, fluidos, eletromagnetismo e piezeletricidade. O ANSYS é capaz de resolver problemas lineares e não-lineares em engenharia. Essas não linearidades podem ser originadas do comportamento não-linear de materiais, grandes deformações e condições de contorno de contato (NADER, 2002).

5.2.2 - Análise pelo MEF

5.2.2.1 - Geração do Modelo

Para iniciar as simulações é necessário definir as condições de trabalho sob as quais o modelo irá operar. Assumem-se, inicialmente, algumas suposições básicas e restrições físicas, tais como:

- a) Modelo ideal do mecanismo, ou seja, os componentes são perfeitamente fabricados e montados.
- b) Os componentes constituintes são perfeitamente rígidos (carcaça, anéis de fixação, suporte), salvo os que possuem flexibilidade fixada, como o eixo que tem a característica de mancal de flexão, pois é fixado aos discos mola.
- c) Assume-se que o eixo e os mancais de flexão sejam perfeitamente solidários.
- d) A ferramenta de corte, o eixo, os mancais de flexão, o atuador piezeletrico, o suporte e o parafuso de pré-deslocamento mantém todos os pontos de transmissão de tensão (e deslocamento) sobre uma mesma linha reta, tendo o Princípio de Abbé.

- e) O único movimento necessário é o axial na direção de avanço e recuo da ferramenta de corte, sendo que há restrição dos outros graus de liberdade da ferramenta que está se deslocando, conforme exige o Princípio do Projeto Cinemático.

Para simular a ação do atuador piezelétrico, foi definido o deslocamento axial linear na direção da ferramenta de corte. Esse deslocamento foi tal que, representou o movimento real produzido pelo atuador. A Figura 5.1 mostra o modelo real que foi simplificado com modelos axi-simétricos.

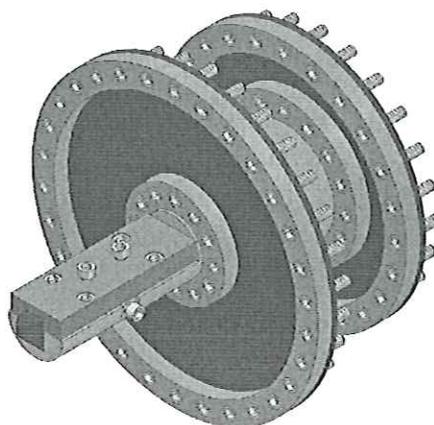


FIGURA 5.1 – Modelo real do eixo e mancais de flexão

Dessa forma a montagem do eixo com os mancais de flexão (Figura 5.1), pôde ser modelado através da seção de revolução, conforme mostra a Figura 5.2.

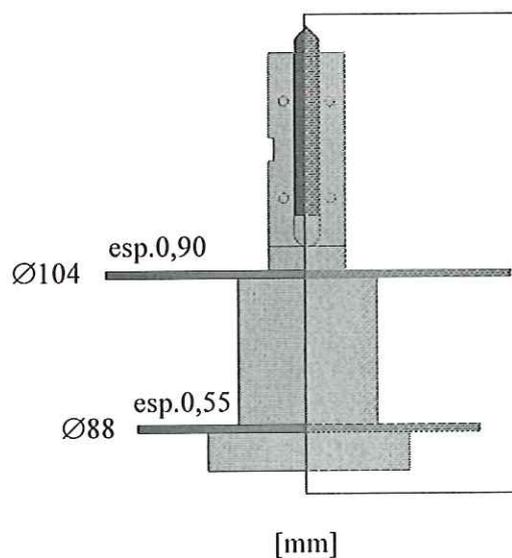


FIGURA 5.2 – Vista lateral simplificada

As circunferências externas dos mancais, que se encontram fixos na carcaça, são modelados com nós restritos em todos os graus de liberdade, conforme o modelo axi-simétrico mostrado na Figura 5.3.

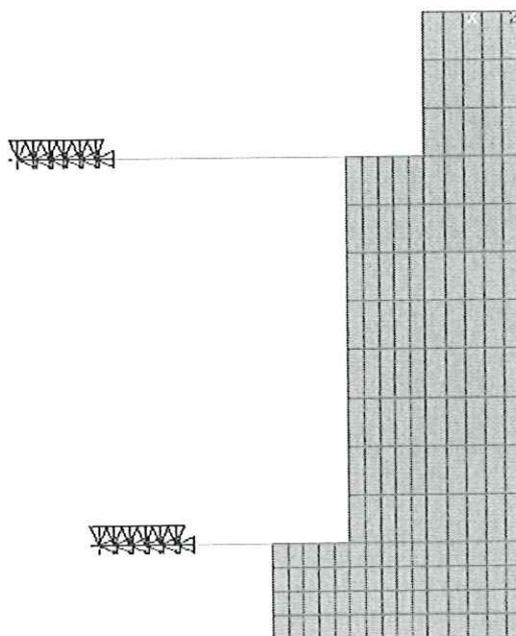


FIGURA 5.3 – Modelo em Elementos Finitos

Geralmente, elementos de máquinas são pré-dimensionados assumindo uma configuração estática, onde as cargas aplicadas consideradas são as maiores encontradas no caso estático ou dinâmico. O fator dominante no projeto estático é a rigidez, enquanto no projeto dinâmico são a frequência natural e o amortecimento (SLOCUM, 1992). Portanto, a seguir, são apresentadas as análises estáticas e dinâmicas, bem como a modelagem matemática do sistema estudado.

5.2.2.2 - Análise Estática do PFT

Como mencionado anteriormente, admitiu-se que os componentes constituintes são infinitamente rígidos, salvo os que possuem flexibilidade fixada e assume-se que o eixo e mancais de flexão são perfeitamente solidários. Em vista disso, a construção do modelo em elementos finitos foi facilitada. O fato da adoção de um só bloco tende, indiscutivelmente a garantir maior rigidez (característica básica e fundamental de toda a máquina de precisão) ao

sistema, e melhorar o deslocamento real efetivo da ferramenta de corte estando suscetível a erros menores do sistema global.

A seguir é apresentado a descrição do procedimento e apresentação das simulações do modelo do PFT.

Rigidez Axial

Foi aplicada uma carga no eixo onde será o contato com o atuador piezelétrico e foi verificado o deslocamento em dois pontos do eixo: (1) no ponto de aplicação da carga (contato com o PZT) e (2) na extremidade onde será fixada a ferramenta de corte, conforme mostra a Figura 5.4. Não foi adicionada um força contrária no ponto 2, pois a força de corte em usinagem de ultraprecisão é desprezível; além do que, a rigidez do mancal de flexão é elevada.

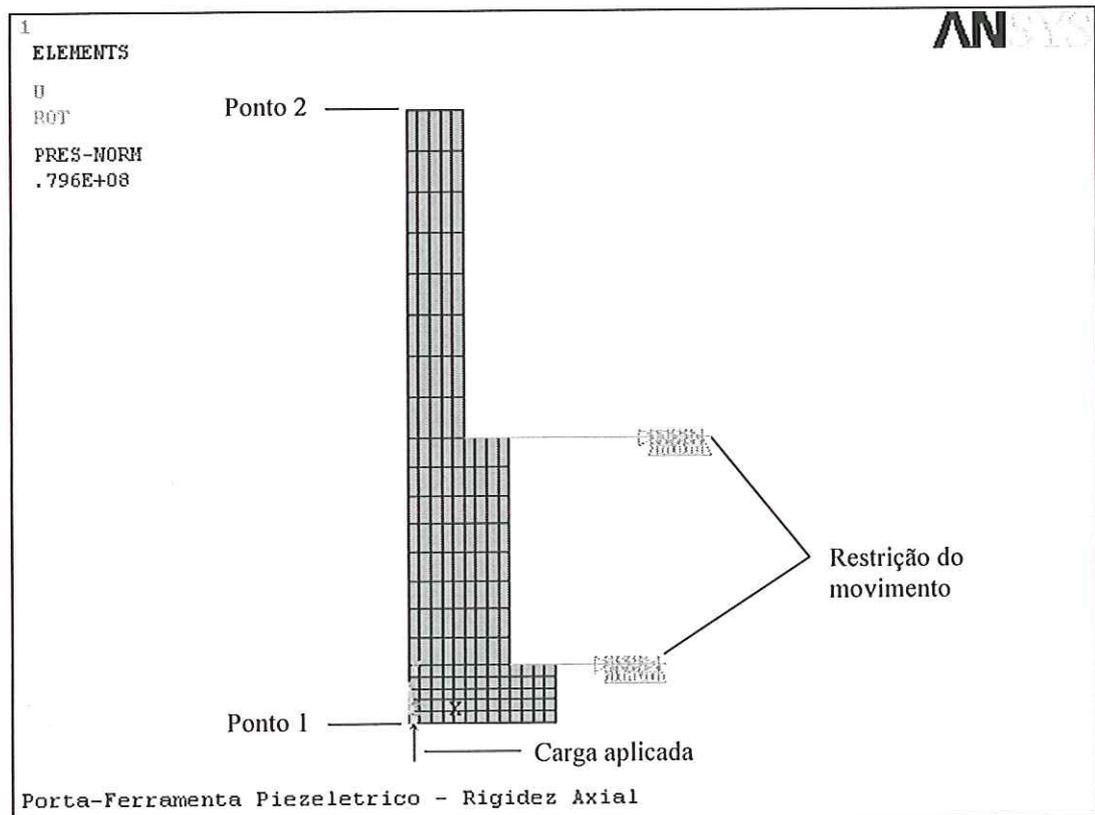


FIGURA 5.4 – Pontos de verificação do deslocamento

Após a solução do problema e verificação do deslocamento dos dois pontos, foi extraída as curvas de rigidez do sistema, conforme ilustra a Figura 5.5.

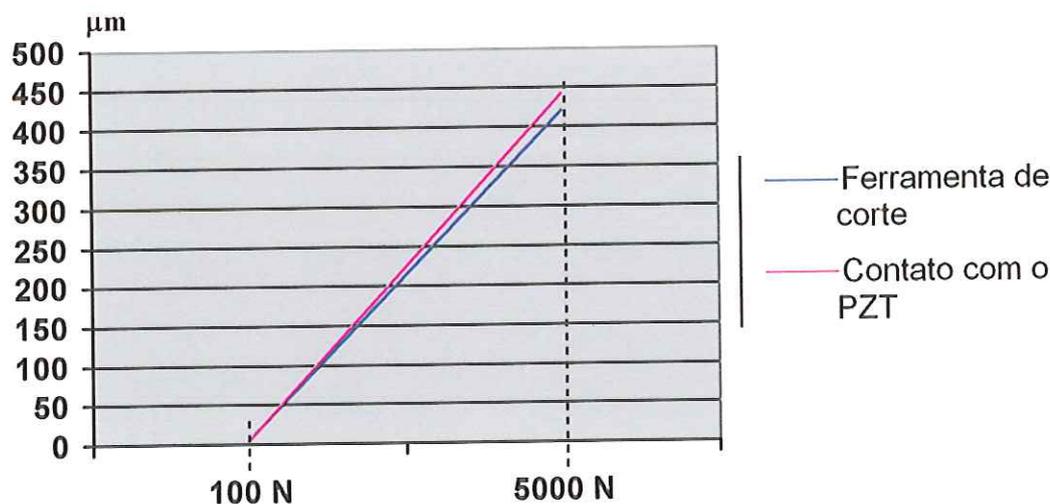


FIGURA 5.5 – Curvas de rigidez do sistema

Os resultados desses testes estão apresentados na Tabela 5.1.

TABELA 5.1 – Deslocamento dos dois pontos analisados

Carga	Deslocamento (μm)	
	Contato com PZT	Ferramenta de Corte
100 N	8,87	8,42
1000 N	88,7	84,2
5000 N	443	421

Como pode ser observado na Figura 5.5 e na Tabela 5.1 há uma diferença entre o deslocamento de entrada, efetuado pelo atuador piezelétrico; e o deslocamento de saída, da ferramenta de corte. Por esse motivo (diferenças de deslocamento), foi usado no sistema de controle (sendo detalhado adiante, nesse capítulo) um sensor que mede o deslocamento da ferramenta de corte, ou seja, não importa o deslocamento efetuado pelo atuador e sim o deslocamento ocorrido pela ferramenta de corte.

Rigidez Transversal

A análise da rigidez transversal foi feita para avaliar o deslocamento no sentido perpendicular ao eixo de movimento do sistema devido à força de corte. Como o projeto será aplicado ao torno de ultraprecisão, ASG 2500, na qual a força de corte é muito pequena (<1kgf), foi aplicado na extremidade do eixo, onde é fixada a ferramenta de corte, uma força

transversal de 10N. O resultado foi um deslocamento da ferramenta de corte de apenas $0,022\mu\text{m}$, conforme pode ser verificado na Figura 5.6.

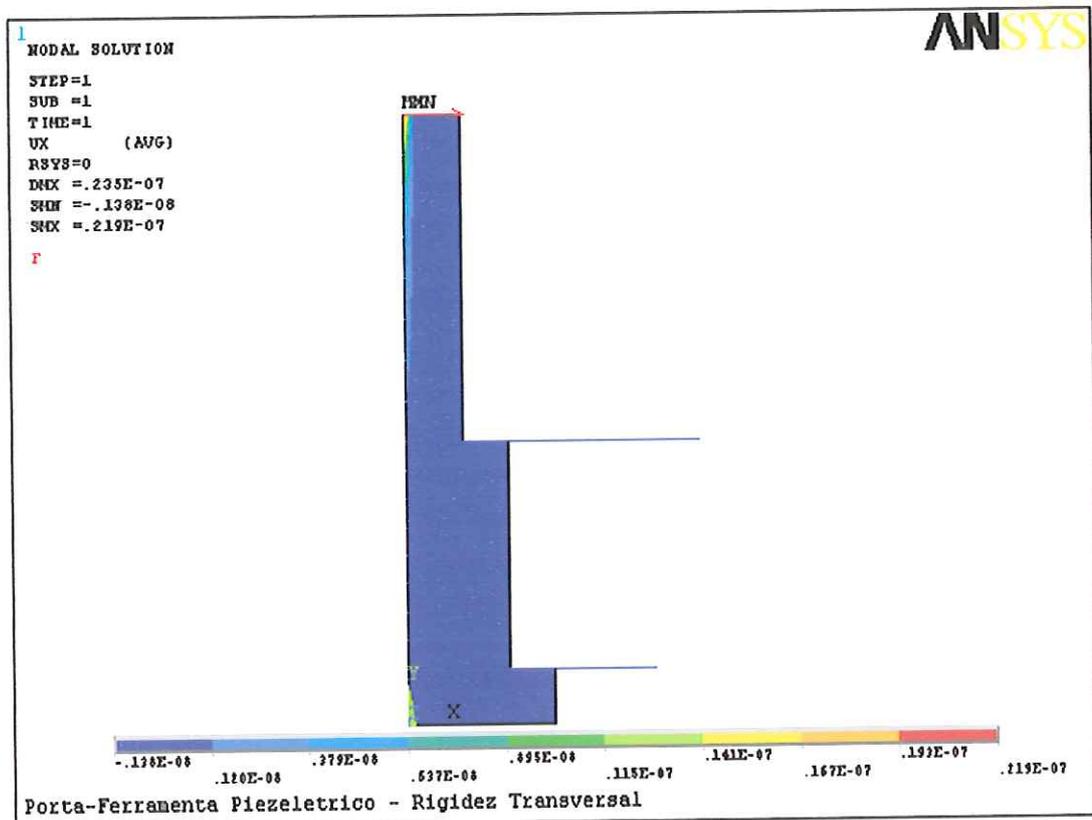


FIGURA 5.6 – Deslocamento transversal da ferramenta de corte

Deslocamento X Tensão

Outro fator importante para analisar é o comportamento do eixo e mancais de flexão do PFT em relação as tensões de Von Misses – critério de falha baseado no cálculo das tensões médias do material comparado à tensão admissível do mesmo material – usado para materiais metálicos.

Como o máximo deslocamento da ferramenta de corte foi de $25\mu\text{m}$, pode-se através da Figura 5.5 e Tabela 5.1, calcular a força de 281.85N para esse deslocamento.

A Figura 5.7 apresenta o deslocamento da ferramenta de corte aplicando a força de 281,85N no contato do atuador piezelétrico.

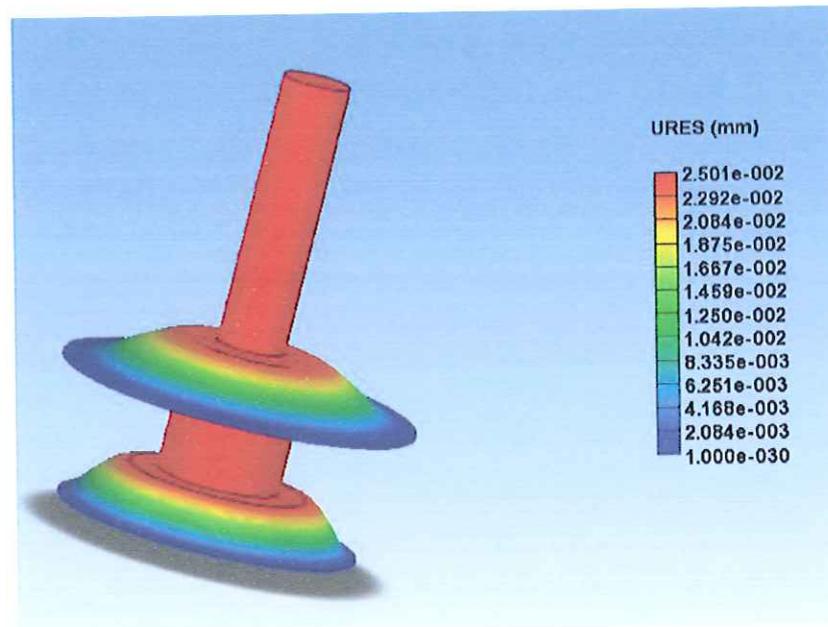


FIGURA 5.7 – Deslocamento da ferramenta de corte para uma força aplicada de 281,85N

Portanto foi gerado o gráfico de tensões conforme mostra a Figura 5.8, para a mesma força aplicada de 281,85N.

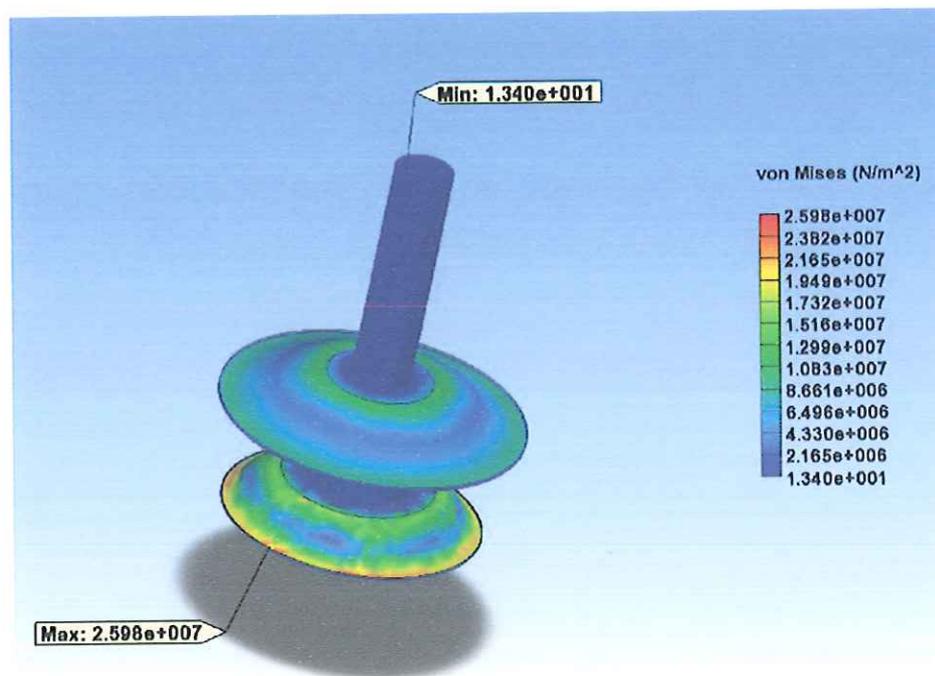


FIGURA 5.8 – Gráfico das tensões de Von Misses

Observando a Figura 5.8 pode-se constatar que as tensões se concentram na região dos mancais de flexão. A tensão máxima é da ordem de 26MPa. Considerando o limite de elasticidade do aço 1020 que está em torno de 340MPa, tem-se, para o máximo deslocamento da ferramenta de corte, um coeficiente de segurança de 13,07.

5.2.2.3 - Análise Dinâmica do PFT

Qualquer sistema físico pode vibrar. As frequências nas quais ocorrem as vibrações naturais e a forma modal que o sistema vibrante assume (modos de vibração) são propriedades do sistema, e podem ser determinados analiticamente por meio da análise modal (ANSYS REFERENCE GUIDE, 2004).

As frequências naturais e modos de vibração são parâmetros importantes no projeto de uma estrutura com carregamentos dinâmicos. Os modos de vibração em componentes estruturais ou sistemas mecânicos podem diminuir a vida do equipamento, e causar falhas prematuras ou antecipadas, geralmente resultando em situações perigosas.

O estudo da análise modal é baseado nas matrizes de massa e rigidez do sistema. A frequência natural (frequência fundamental) dos componentes mecânicos normalmente é muito inferior à aquela apresentada pela maioria dos atuadores (PHYSIK INSTRUMENTE, 2005), dessa forma, deve-se concentrar esforços no sentido de obter-se a máxima frequência natural do sistema mecânico.

Segundo McCONNELL (1995) os sistemas que apresentam vibração livre e sem amortecimento tem a equação de movimento dada por:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (5.1)$$

sendo:

k = rigidez (N/m)

m = massa (kg)

Essa vibração é caracterizada pela força de inércia ($m\ddot{x}$) e pela força da mola (kx) que se igualam. Substituindo na Equação (5.1) o fasor $x = Ae^{st}$ que representa as funções periódicas, tem-se:

$$ms^2 + k = 0 \quad (5.2)$$

do qual

$$s = \pm \sqrt{-\frac{k}{m}} = \pm j\omega_n \quad (5.3)$$

onde:

$$\omega_n = \text{frequência natural (rad/s)}$$

e reescrevendo a Equação (5.3), pode-se verificar que a frequência natural é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.4)$$

Ou seja, a frequência natural de um componente mecânico qualquer pode ser modelada como um sistema massa-mola. Portanto, a expressão para a frequência natural mecânica é função da rigidez (k) e da massa (m), conforme mostrou a Equação (5.4).

Analisando a Equação (5.4), pode-se concluir que, para aumentar a frequência natural de um componente mecânico, deve-se aumentar a rigidez deste e diminuir a massa o quanto possível.

Esses requisitos podem trazer consigo algumas contradições, por exemplo, o aumento da rigidez pode ser conseguido aumentando-se as dimensões dos componentes, enquanto a diminuição da inércia pode ser conseguida diminuindo-se as dimensões dos componentes. Isso força o estudo de cada caso de forma específica, levando em consideração todos os fatores atenuantes e assim otimizando o resultado (CAMPOS RUBIO, 2000).

É importante saber o nível de frequência do primeiro modo de vibrar, pois esse é o que apresenta maior amplitude, possibilitando a ocorrência de danos em toda a estrutura.

No caso do PFT, aplicando a Equação (5.4) pode-se calcular a primeira frequência natural do sistema.

Segundo McCONNELL (1995), tem-se que:

$$F = kx \quad (5.5)$$

Portanto, da Tabela 5.1 com os valores de F e x , tem-se que:

$$k = 11,876 \cdot 10^6 \text{ (N/m)}$$

do projeto mecânico,

$$m = 0,5433\text{kg}$$

Da Equação (5.4),

$$\omega_n = 4675,362 \text{ rad/s}$$

como $\omega_n = 2 \cdot \pi \cdot f_n$, tem-se:

$$f_n = 744,106\text{Hz (1ª frequência natural do sistema)}$$

Foi realizado em ANSYS a análise modal para verificar as frequências naturais do sistema. De forma análoga à análise estática foi usado o mesmo modelo da Figura 5.3, com as restrições de todos os graus de liberdade na periferia dos discos mola, que são fixados a carcaça.

A Figura 5.9 apresenta em escala logarítmica a Função de Resposta em Frequência (FRF) do sistema.

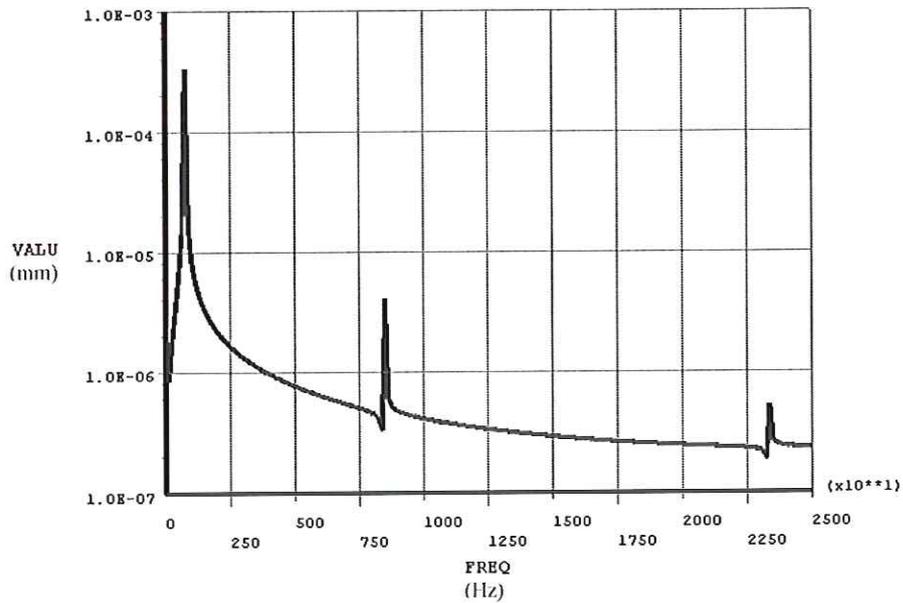


FIGURA 5.9 – Função de Resposta em Freqüência do PFT

A análise modal encontrou como 1ª freqüência natural do sistema o valor de $f_n = 744\text{Hz}$ que é igual ao valor calculado quando foi empregada a Equação (5.4). Conforme citado a 1ª freqüência natural apresenta a maior amplitude de deslocamento, o que pôde também ser evidenciado na Figura 5.9. Essa amplitude de deslocamento encontrada é mostrada em escala linear na Figura 5.10.

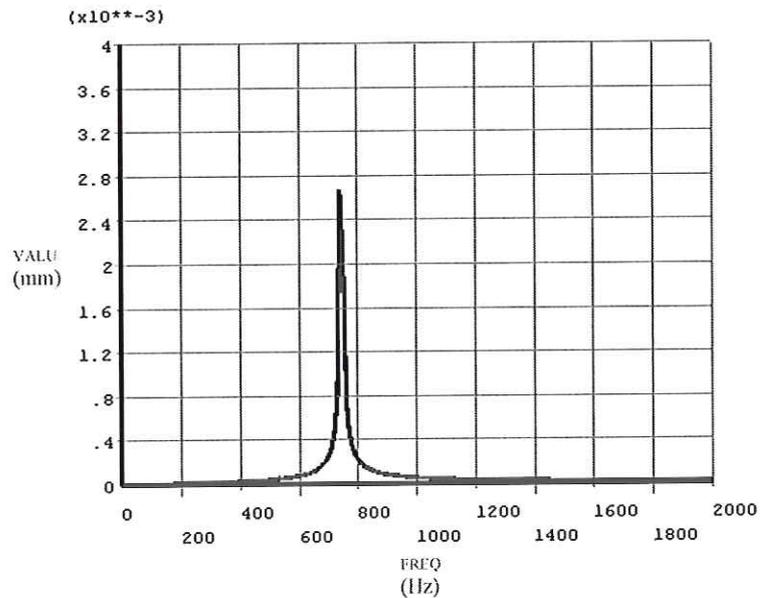


FIGURA 5.10 – Amplitude de deslocamento para a 1ª freqüência natural

Complementando a análise dinâmica do sistema, é importante conhecer a maior frequência que pode ser empregada no atuador piezelétrico sem que o atuador perca o contato com o eixo.

Fisicamente esse problema pode também ser modelado de forma que, com os valores do deslocamento inicial da ferramenta de corte (x), devido a pré-carga; da rigidez (k) e da massa (m) conhecidos, pode-se calcular a aceleração provocada pela mola sobre a massa no caso extremo de não haver reação do atuador, mas ainda haver contato. Conhecendo-se essa aceleração e garantindo que todo o deslocamento do atuador seja sempre no sentido de aumentar a tensão em relação a tensão inicial, pode-se estipular essa aceleração como a máxima a ser aplicada ao atuador, já que é a aceleração mínima de resposta da mola. Assim espera-se que o atuador não perca o contato com a massa (PERKINS, 1969).

Modelagem Matemática

No modelo abaixo adota-se $f(t)$ para a função de deslocamentos do atuador como senoidal e sempre positiva, e $x(t)$ como a resposta de posição da massa.

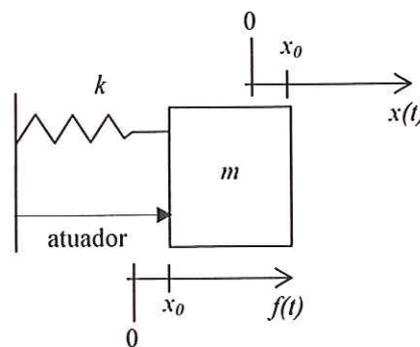


FIGURA 5.11 – Modelo matemático

$$f(t) = A + A \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (5.6)$$

onde:

A = amplitude do deslocamento (m)

ω = frequência (rad/s)

Aplicando a Segunda Lei de Newton:

$$\sum F = k \cdot x(t) - F_{\text{atuador}} = m \cdot a_{\text{massa}} \quad (5.7)$$

Considerando no limite para perder o contato entre o atuador e a massa:

$$F_{\text{atuador}} = 0 \quad (5.8)$$

portanto:

$$a_{\text{massa}} = \frac{k \cdot x(t)}{m} \quad (5.9)$$

No estado inicial (pré-tensionado): $x(0) = x_0 \leq x(t)$ e portanto a aceleração terá o seu menor valor. Agora deve-se garantir que a maior aceleração do atuador não ultrapasse a menor aceleração da massa: $a_{\text{atuador}} < a_{\text{massa}}$. Para isso deriva-se duas vezes a função $f(t) = A + A \cdot \text{sen}(\omega t)$ e encontram-se seus pontos de máximo.

$$g(t) = f''(t) = -A \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\omega t) \Rightarrow \text{esta é a função aceleração do atuador} \quad (5.10)$$

Para encontrar os pontos de máximo de $g(t)$ iguala-se a sua derivada a zero e substituem-se os valores encontrados para t em $g(t)$.

$$g'(t) = -A \cdot \omega^3 \cdot \cos(\omega t) = 0 \quad (5.11)$$

portanto:

$$-A \cdot \omega^3 = 0$$

ou

$$\cos(\omega.t) = 0$$

$$\omega.t = \frac{\pi}{2} + n.\pi, \text{ onde } n \in \mathbb{N}$$

logo:

$$t = \frac{\left(\frac{\pi}{2} + n.\pi\right)}{\omega} \quad (5.12)$$

Substituindo a Equação (5.12) na Equação (5.10), tem-se:

$$\text{MAXIMO}(|g(t)|) = -A.\omega^2 . \text{sen} \left(\omega \cdot \left(\frac{\left(\frac{\pi}{2} + n.\pi\right)}{\omega} \right) \right) = A.\omega^2 = a_{\text{atuador}} \quad (5.13)$$

como:

$$a_{\text{atuador}} < a_{\text{massa}}$$

logo:

$$A.\omega^2 < \frac{k.x_0}{m} \quad \Rightarrow \quad \omega < \sqrt{\frac{k.x_0}{m.A}} \quad (5.14)$$

Através de análise por elementos finitos, tem-se:

$$\left. \begin{array}{l} k = 11,876.10^6 \text{ N/m} \\ m = 0,5433 \text{ kg} \\ A_{\text{máxima}} = 25.10^{-6} \text{ m} \\ x_0 = 15.10^{-6} \text{ m} \end{array} \right\} \quad \omega = 3621,520 \text{ rad/s} \quad \Rightarrow \quad f = 576,383 \text{ Hz}$$

Com relação as análises estática e dinâmica realizadas pôde-se conhecer todas as características mecânicas relevantes do sistema, como:

- a) rigidez axial,
- b) rigidez transversal,
- c) deslocamento X tensão admissível,
- d) frequência natural,
- e) frequência máxima ($f_{máx}$) que pode ser empregada sem que o atuador perca o contato com o eixo.

É importante destacar que a primeira frequência natural ($f_n = 744\text{Hz}$) e que a frequência máxima ($f_{máx} = 576\text{Hz}$) são frequências altas, e, supostamente, distante daquelas a qual o PFT é submetido durante o processo de usinagem, tanto de acionamento da ferramenta de corte (até 10Hz, por limitações do sensor de deslocamento linear – LVDT) e da frequência de giro da placa do torno ASG 2500 (até 20Hz).

Concluindo com a análise do comportamento estático e dinâmico do sistema mecânico, pode-se afirmar que o PFT trabalha sem riscos de tensões aplicadas, pois para o maior deslocamento tem-se um coeficiente de segurança de 13,07, como foi mostrado. Também não apresenta maiores perturbações no que diz respeito a vibrações perigosas e danosas impostas pelas frequências naturais.

5.2.1.4 - Validação do Projeto Mecânico

Conforme descrito no Capítulo 4, após a simulação mecânica estática e dinâmica para conhecer o comportamento do PFT, bem como otimizar o projeto, foram fabricadas as peças para a montagem e realização dos testes mecânicos.

Os testes mecânicos foram realizados após o provisionamento da fonte de alimentação (E-507) da PHYSIK INSTRUMENTE, do sensor de deslocamento LVDT Tesatronic TTA-20 da TESA com a unidade de leitura e do PFT, conforme ilustra a Figura 5.12.

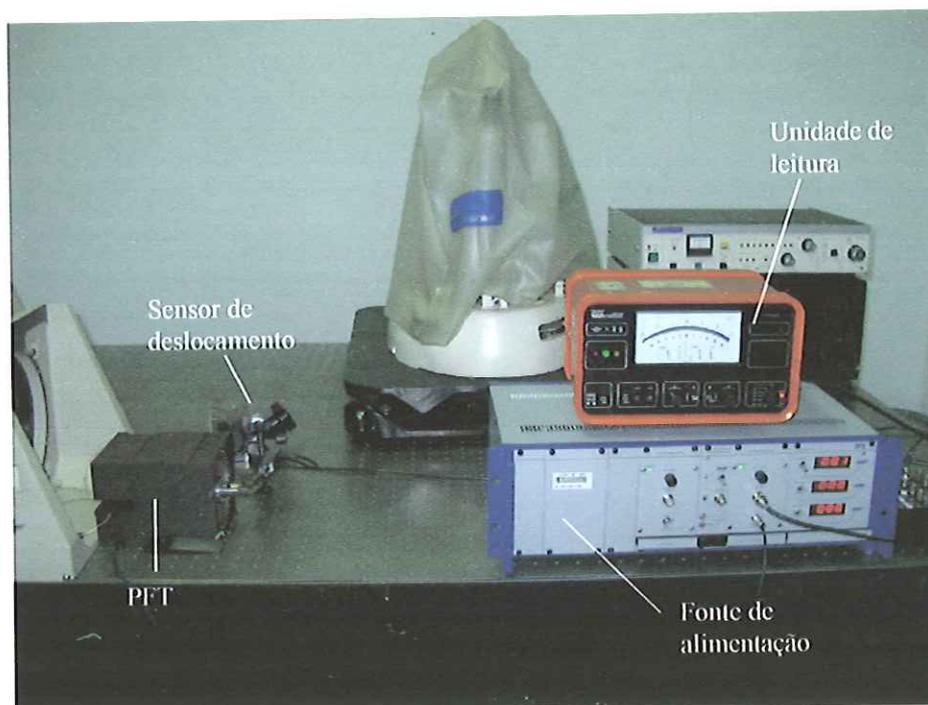


FIGURA 5.12 – Materiais providos para elaboração dos testes mecânicos

Antes de iniciar os testes foi dada uma pré-carga que gerou um deslocamento de $15\mu\text{m}$ no eixo pelo parafuso do suporte do PFT.

Para plotar a curva de tensão de alimentação (V) versus o deslocamento da ferramenta de corte (μm) foi adotado variar a tensão de 0 a 800V com incrementos a cada 100V, sendo verificado na unidade de leitura o deslocamento a cada tensão aplicada. Da mesma forma foi realizado o teste de 800V a 0. A Tabela 5.2 mostra os valores de tensão e deslocamento.

TABELA 5.2 – Tensão Aplicada (TA) X Deslocamento da Ferramenta de Corte (DFC)

TA (V)	DFC (μm)	TA (V)	DFC (μm)
0	0	800	27,5
100	2,2	700	25,5
200	5,0	600	23,0
300	8,5	500	20,0
400	12,0	400	17,0
500	16,0	300	13,0
600	19,5	200	10,0
700	23,5	100	6,0
800	27,5	0	2,0

A Figura 5.13 mostra o gráfico plotado com as coordenadas da Tabela 5.2

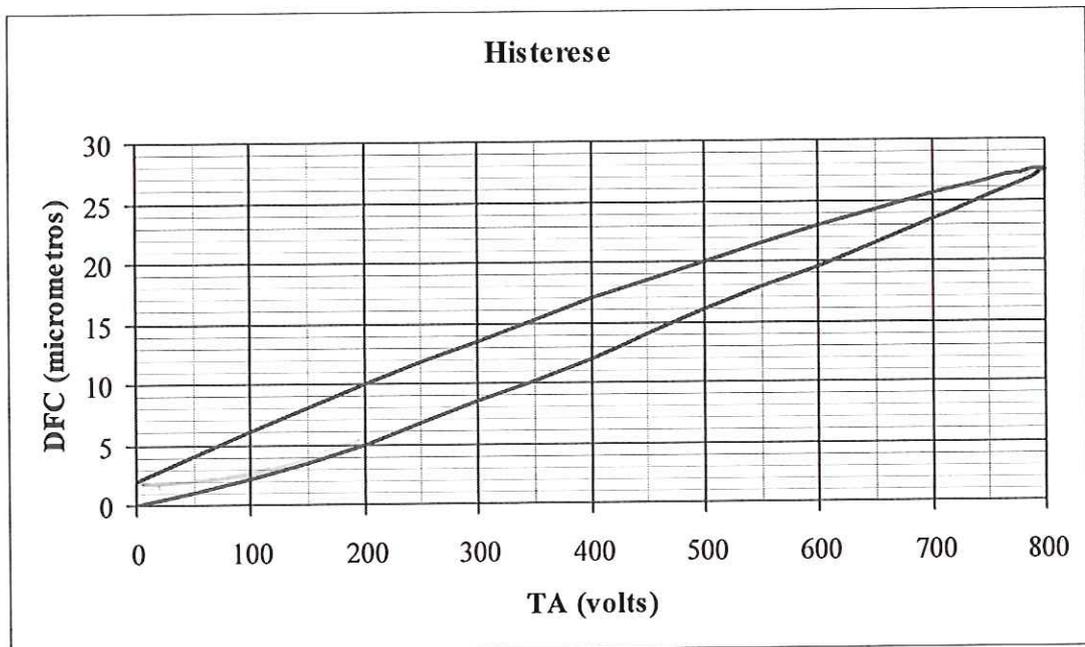


FIGURA 5.13 – Gráfico do Deslocamento da Ferramenta de Corte X Tensão Aplicada

O gráfico plotado ilustra o problema da histerese apresentado no sistema dinâmico do PFT. Além dos mancais de flexão que contribuem para esse fenômeno, a maior parcela se deve ao atuador piezelétrico. Os materiais piezelétricos quando são submetidos a uma tensão de entrada, há um deslocamento dos cristais, no entanto, quando a tensão é retirada, há uma defasagem entre a curva de entrada e a curva de saída e essa diferença é chamada de histerese (conforme foi explicado no Capítulo 2).

5.3 - Sistema de Controle

Conforme descrito no Capítulo 4, o sistema de controle apresenta três etapas a serem seguidas:

- a) Aquisição de dados.
- b) Acionamento.
- c) Controle.

Cada etapa é composta de:

- i) Montagem do sistema para implementação dos testes.

- ii) Elaboração do programa.
- iii) Realização dos testes após execução das duas etapas anteriores.

Primeiramente o sistema foi montado de acordo com a foto da Figura 5.14.

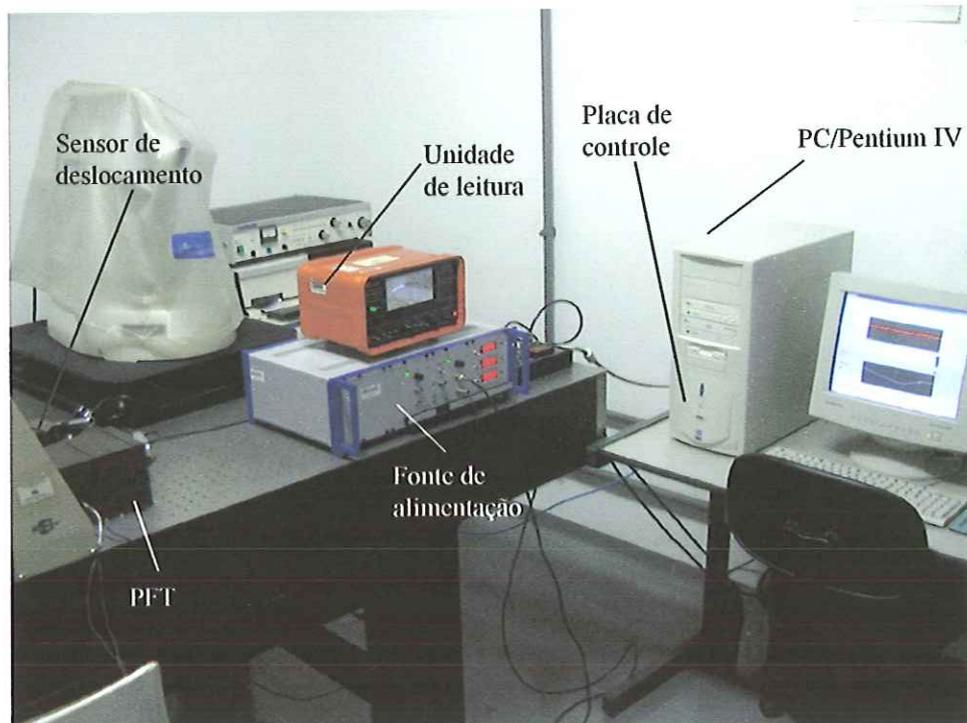


FIGURA 5.14 – Montagem do sistema para a realização dos testes

A montagem do sistema mostrado na Figura 5.14 foi usada para a realização dos testes de aquisição de dados, acionamento e controle. Além da fonte de alimentação (E-507) da PHYSIK INSTRUMENTE, do sensor de deslocamento LVDT Tesatronic TTA-20 da TESA com a unidade de leitura e do PFT, foram adicionados a placa de controle (PCI-6111E) da NATIONAL INSTRUMENTS e um PC que possui instalada a plataforma de desenvolvimento para aplicativos de aquisição e controle LabVIEW.

A seguir serão descritas as três etapas para a implementação do sistema de controle.

5.3.1 - Aquisição de Dados

O programa para aquisição dos dados que são gerados pelo deslocamento da ferramenta de corte (DFC) em função da tensão de alimentação aplicada (TA) no atuador

piezométrico do PFT tem também como objetivo gerar as curvas padrão do sistema dinâmico e conseqüentemente o equacionamento do DFC x TA.

Foi trabalhado com três faixas de deslocamento com diferentes resoluções:

- Resolução de $0,5\mu\text{m}$ com deslocamentos de 0 a $25\mu\text{m}$.
- Resolução de $0,25\mu\text{m}$ com deslocamentos de 0 a $10\mu\text{m}$.
- Resolução de $0,05\mu\text{m}$ com deslocamentos de 0 a $3\mu\text{m}$.

5.3.1.1 - Elaboração do Programa

O programa de aquisição de dados foi elaborado na plataforma de desenvolvimento para aplicativos de aquisição e controle LabVIEW da NATIONAL INSTRUMENTS.

A Figura 5.15 apresenta o digrama de blocos correspondente ao programa de aquisição de dados.

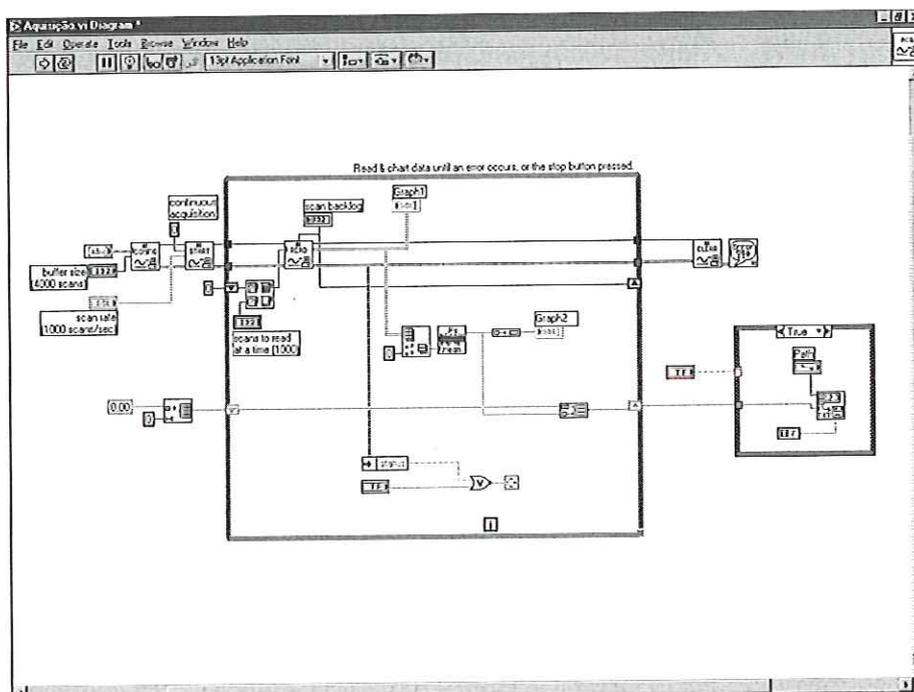


FIGURA 5.15 – Diagrama de blocos correspondente ao programa de aquisição de dados

Nesse diagrama é destacado o bloco onde são feitas as rotinas para a aquisição dos dados e elemento filtrante (filtro passa-baixas) para aprimorar a medição do sinal que é gerado pelo Tesatronic TTA-20. Possui também um módulo para a gravação dos dados em arquivos com extensão “.txt”, possibilitando assim, realizar a geração dos gráficos e fazer a análise dos diversos tipos de testes realizados.

5.3.1.2 - Realização dos Testes

A Figura 5.16 mostra o painel do instrumento virtual gerado através do diagrama de blocos correspondente a aquisição de dados (mostrado na Figura 5.15).

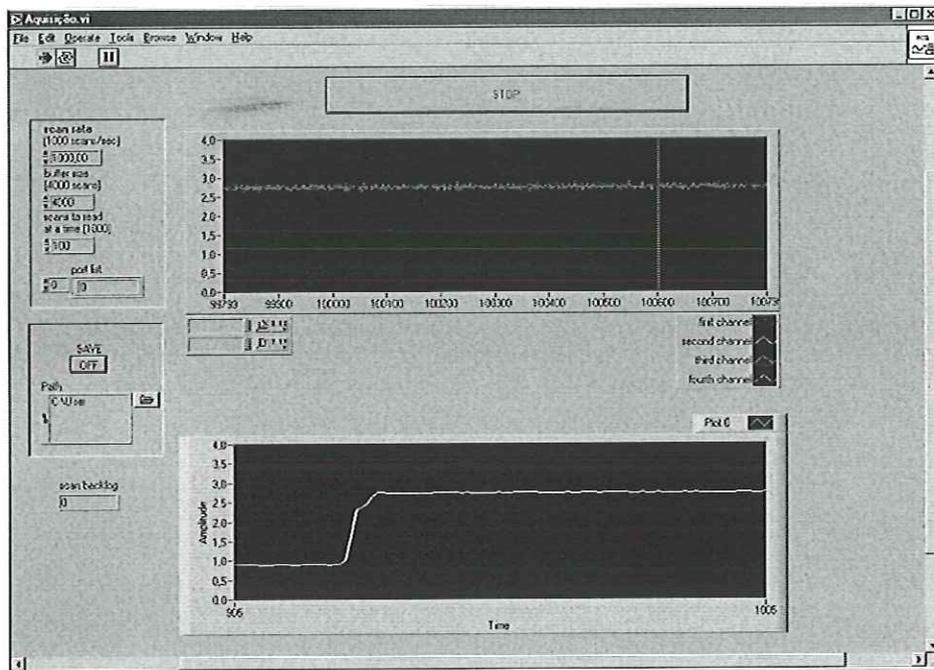


FIGURA 5.16 – Painel principal para a aquisição e armazenagem dos dados do deslocamento da ferramenta de corte do PFT

Como pode ser observado na Figura 5.16, esse painel apresenta janelas para programação dos parâmetros para a aquisição dos dados, sendo coletado 1000 pontos a cada segundo para a elaboração dos gráficos. O painel apresenta também dois registradores gráficos, sendo o primeiro referente à coleta de sinal sem filtro e o segundo já apresenta o sistema de filtragem mencionado anteriormente.

Após a conclusão da coleta de dados foi iniciada a plotagem dos gráficos de acordo com a seguinte metodologia:

- a) Levantamento de n pontos para cada deslocamento da ferramenta de corte estipulado, ou seja:
 - i) resolução de $0,5\mu\text{m}$ (0, 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21, 24, $25\mu\text{m}$),
 - ii) resolução de $0,25\mu\text{m}$ (0, 2, 4, 6, 8, $10\mu\text{m}$),
 - iii) resolução de $0,05\mu\text{m}$ (0, 1, 2, $3\mu\text{m}$).
- b) A posição inicial (X_0) de cada deslocamento era zero, portanto a cada novo deslocamento (dentro de uma mesma resolução) voltava-se no X_0 e deslocava-se até a posição desejada (X_n), conforme ilustra a Tabela 5.3.

TABELA 5.3 – Deslocamentos da ferramenta de corte do PFT para as diversas resoluções

Resolução de $0,5\mu\text{m}$		Resolução de $0,25\mu\text{m}$		Resolução de $0,05\mu\text{m}$	
X_0 (μm)	X_n (μm)	X_0 (μm)	X_n (μm)	X_0 (μm)	X_n (μm)
0	0	0	0	0	0
0	3	0	2	0	1
0	6	0	4	0	2
0	9	0	6	0	3
0	12	0	8		
0	15	0	10		
0	18				
0	21				
0	24				
0	25				

- c) Análise estatística dos n deslocamentos. Foi calculada a média e assim para cada deslocamento da ferramenta de corte tinha-se a tensão de alimentação correspondente.
- d) Após essa análise estatística foram plotados dois gráficos para cada resolução de deslocamento. O primeiro gráfico foi da tensão de alimentação (TA) aplicada pela fonte de alimentação (E-507) da PHYSIK INSTRUMENTE pelo deslocamento da ferramenta de corte (DFC). O segundo gráfico foi da tensão de aquisição (TAq) da unidade de leitura (Tesatronic TTA-20) da TESA pelo deslocamento da ferramenta de corte (DFC).
- e) Realização da análise matemática no *software* MAPLE para a obtenção das equações das curvas geradas, as equações tem a seguinte forma:

Para o gráfico da TA(y) versus DFC (x)

$$y = a_n \cdot x^n + a_{n-1} \cdot x^{n-1} + a_{n-2} \cdot x^{n-2} + \dots + a_{n-n} \cdot x^{n-n} \quad (5.15)$$

sendo:

n = número de pontos coletados -1.

a = coeficientes função polinomial.

Para o gráfico da DFC(y) versus TAq (x)

$$y = a \cdot x + b \quad (5.16)$$

sendo:

a, b = coeficientes da função linear.

Os gráficos relacionados à resolução de $0,5\mu\text{m}$ são apresentados nas Figuras 5.17 e 5.18.

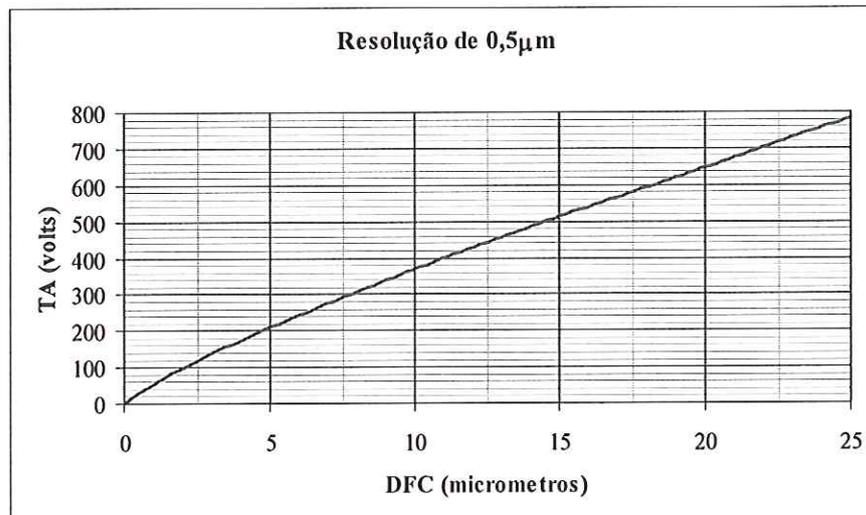


FIGURA 5.17 – Gráfico da Tensão Aplicada (TA) x Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) para a resolução de $0,5\mu\text{m}$

Após a análise matemática no MAPLE obteve-se a equação da curva da Figura 5.17, sendo:

$n = 9$, tem-se:

$$y = -5,0467 \cdot 10^{-8} \cdot x^9 + 5,8300 \cdot 10^{-6} \cdot x^8 - 2,8434 \cdot 10^{-3} \cdot x^7 + 7,6023 \cdot 10^{-3} \cdot x^6 - 1,2020 \cdot 10^{-1} \cdot x^5 + 1,1509 \cdot x^4 - 6,2222 \cdot x^3 + 1,5470 \cdot 10^1 \cdot x^2 + 3,2381 \cdot 10^1 \cdot x \quad (5.17)$$

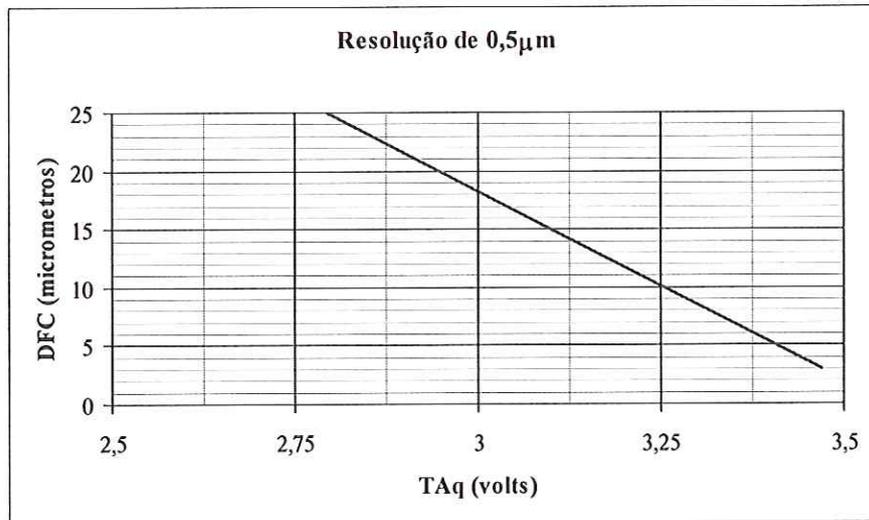


FIGURA 5.18 – Gráfico da Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) x Tensão de Aquisição (TAq) para a resolução de 0,5µm

A função linear gerada pelo sensor LVDT é dada por:

$$y = -3,2552 \cdot 10^1 \cdot x + 1,1596 \cdot 10^2 \quad (5.18)$$

Os gráficos relacionados à resolução de 0,25µm são apresentados nas Figuras 5.19 e 5.20.

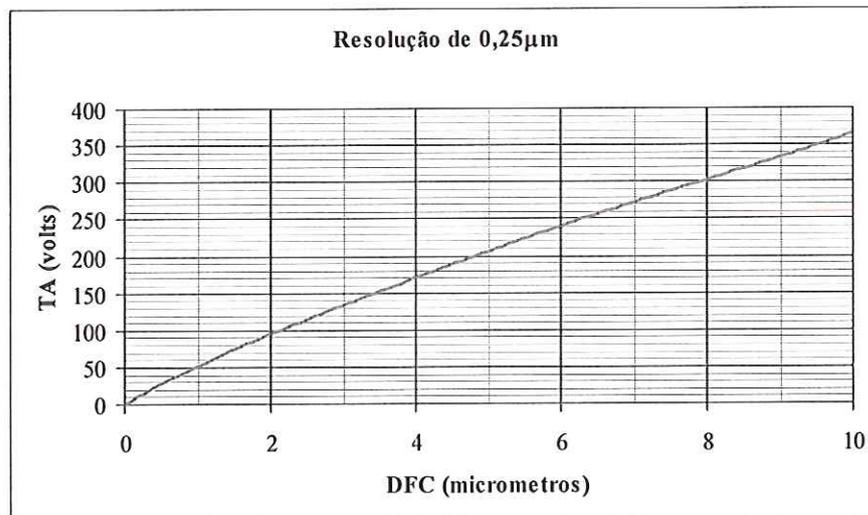


FIGURA 5.19 – Gráfico da Tensão Aplicada (TA) x Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) para a resolução de 0,25µm

Após a análise matemática no MAPLE obteve-se a equação da curva da Figura 5.19, sendo:

$n = 5$, tem-se:

$$y = 6,0937.10^{-3} \cdot x^5 - 1,1585.10^{-1} \cdot x^4 + 1,5719 \cdot x^3 - 8,1146 \cdot x^2 + 5,8515.10^1 \cdot x - 2,5260.10^{-8} \quad (5.19)$$

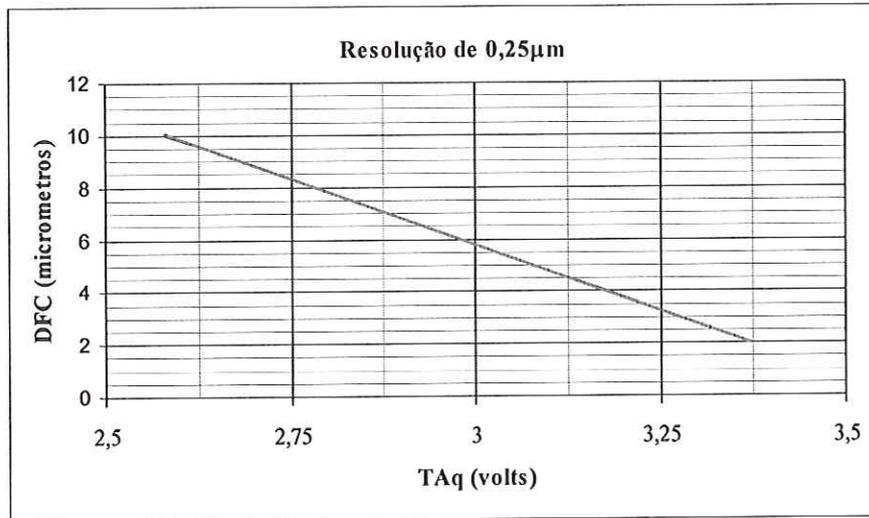


FIGURA 5.20 – Gráfico da Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) x Tensão de Aquisição (TAq) para a resolução de 0,25µm

A função linear gerada pelo sensor LVDT é dada por:

$$y = -1,0111.10^1 \cdot x + 3,6125.10^1 \quad (5.20)$$

Os gráficos relacionados à resolução de 0,05µm são apresentados nas Figuras 5.21 e 5.22.

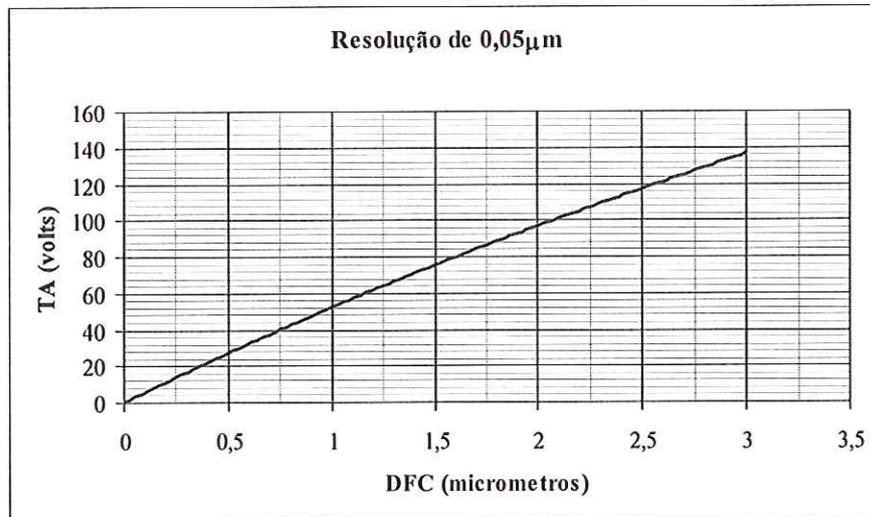


FIGURA 5.21 – Gráfico da Tensão Aplicada (TA) x Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) para a resolução de 0,05µm

Após a análise matemática no MAPLE obteve-se a equação da curva da Figura 5.21, sendo:

$n = 3$, tem-se:

$$y = 5,0000 \cdot 10^{-1} \cdot x^3 - 5,4000 \cdot x^2 + 5,7300 \cdot 10^1 \cdot x - 9,2086 \cdot 10^{-12} \quad (5.21)$$

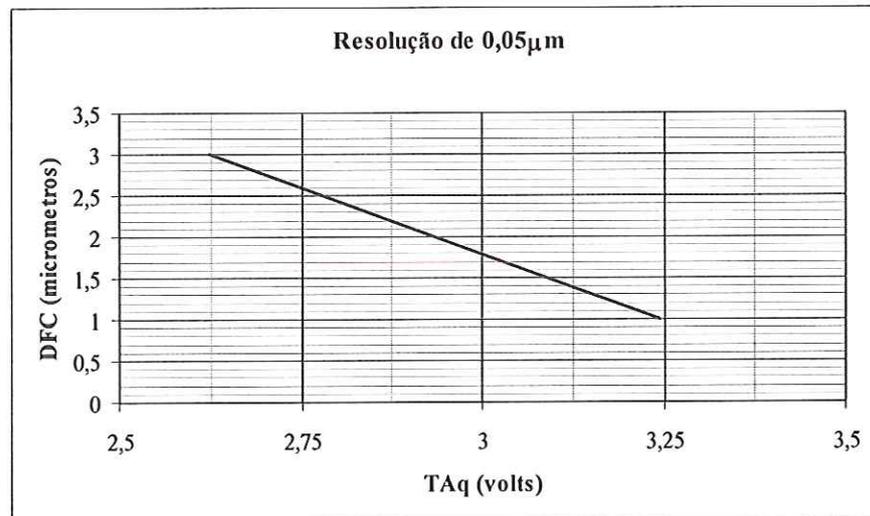


FIGURA 5.22 – Gráfico da Deslocamento da Ferramenta de corte (DFC) x Tensão de Aquisição (TAq) para a resolução de 0,05µm

A função linear gerada pelo sensor LVDT é dada por:

$$y = -3,2162 \cdot x + 1,1440 \cdot 10^1 \quad (5.22)$$

O objetivo dessa aquisição de dados foi gerar as equações da tensão de alimentação em função do deslocamento da ferramenta de corte, conforme foi mostrado através das Equações (5.17), (5.19) e (5.21); e as equações do deslocamento da ferramenta de corte em função da tensão de aquisição, conforme foi mostrado através das Equações (5.18), (5.20) e (5.22) para serem adicionadas no programa de acionamento e controle. Também teve como objetivo compensar a histerese, pois foi possível obter o deslocamento real, zerando-se sempre a posição inicial (X_0) no marcador do Tesatronic TTA-20 a cada novo deslocamento.

5.3.2 - Acionamento

A partir dessa etapa foi introduzido no sistema uma condição de contorno a mais, a frequência de acionamento aplicada no atuador piezelétrico. O objetivo foi gerar um programa que permitiu obter um deslocamento pré-determinado da ferramenta de corte em conjunto com a frequência de acionamento.

5.3.2.1 - Elaboração do Programa

O programa de acionamento também foi elaborado na plataforma de desenvolvimento para aplicativos de aquisição e controle LabVIEW da NATIONAL INSTRUMENTS.

A Figura 5.23 apresenta parte do digrama de blocos correspondente ao programa de acionamento do PFT.

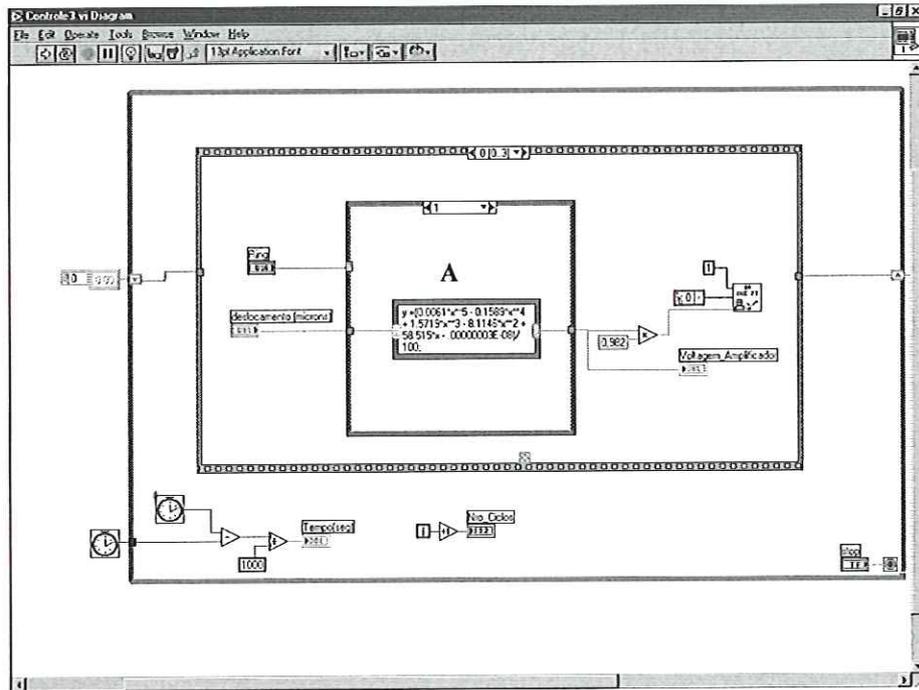


FIGURA 5.23 – Parte do diagrama de blocos correspondente ao programa de acionamento, introdução das funções polinomiais

Observando a Figura 5.23 pode ser identificado as Equações (5.17), (5.19) e (5.21) - A - que são responsáveis pela saída da tensão de alimentação correspondente à condição de entrada do deslocamento requerido da ferramenta de corte, Figura 5.24.

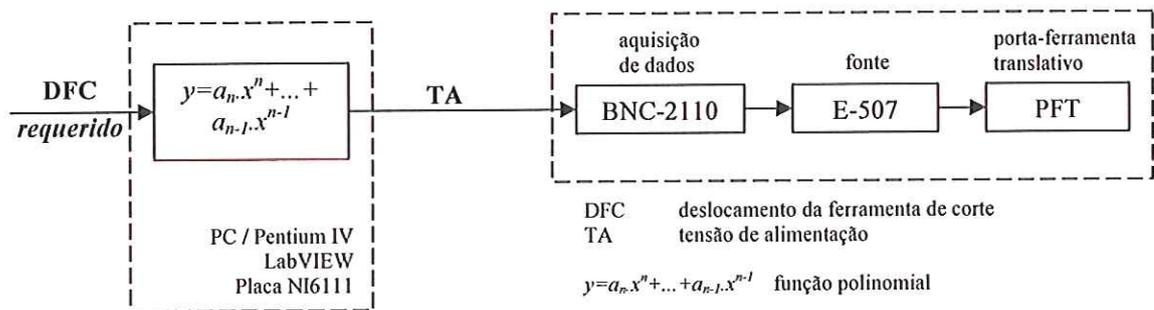


FIGURA 5.24 – Bloco gerador da tensão de alimentação (TA)

Em outra janela do LabVIEW foi inserido o módulo referente a frequência de acionamento – B – do atuador piezelétrico, conforme mostra a Figura 5.25.

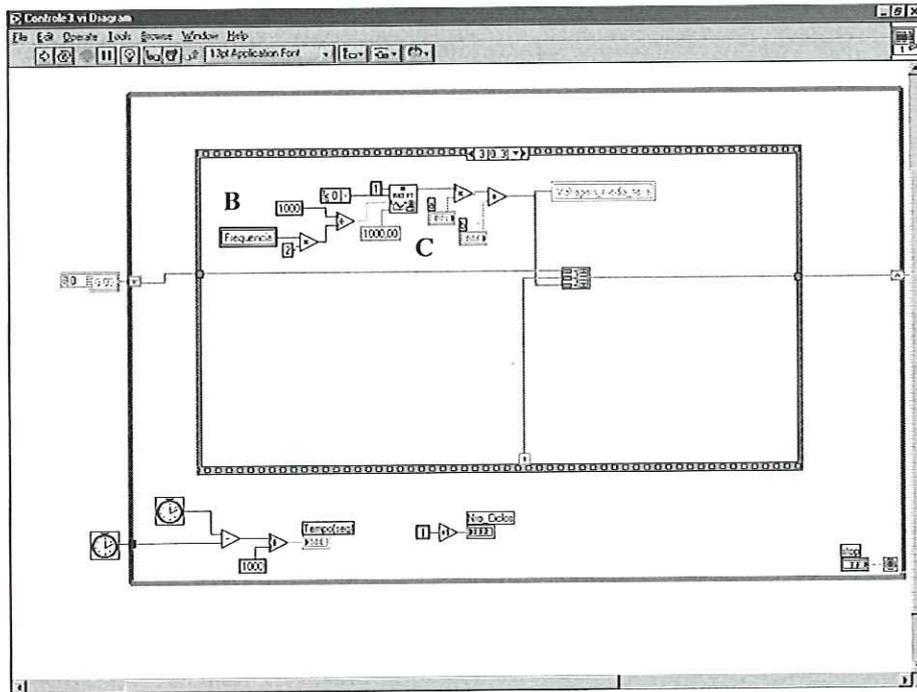


FIGURA 5.25 – Parte do diagrama de blocos correspondente ao programa de acionamento, introdução da frequência de acionamento e função linear.

Observa-se também na Figura 5.25 os coeficientes a e b relativos as Equações (5.18), (5.20) e (5.22) – C – do deslocamento da ferramenta de corte em função da tensão de aquisição. A Figura 5.24 pode ser rearranjada de acordo com o esquema da Figura 5.26.

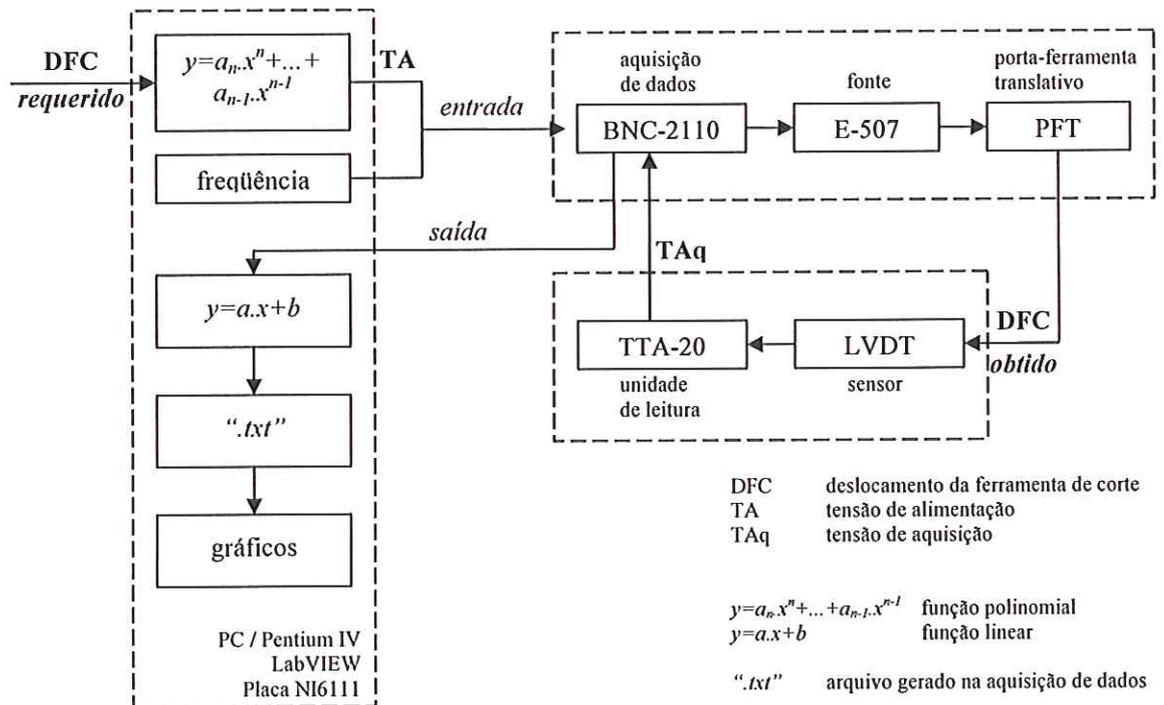


FIGURA 5.26 – Circuito em malha aberta do sistema

O programa de acionamento foi elaborado em conjunto com todos os itens provisionados na Figura 5.14 e representados na Figura 5.26, perfazendo então um circuito em malha aberta.

5.3.2.2 - Realização dos Testes

Os testes foram realizados conforme a montagem do sistema mostrado na Figura 5.14. Para a geração das curvas de acionamento do sistema foram adicionados como dados de entrada o deslocamento requerido da ferramenta de corte (DFC) e a frequência de acionamento do atuador piezolétrico para as três faixas de resolução (0,5µm; 0,25µm; 0,05µm). Esse esquema foi representado na Figura 5.26.

A Figura 5.27 e a Figura 5.28 mostram o painel do instrumento virtual gerado através do diagrama de blocos correspondente ao programa de acionamento.

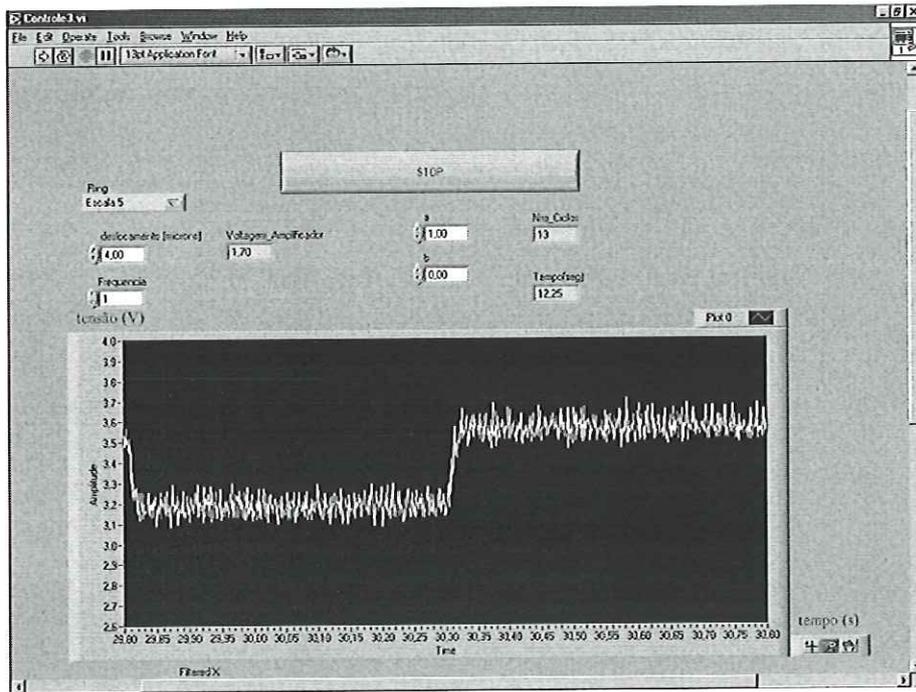


FIGURA 5.27 – Painel principal para o acionamento e armazenagem dos dados do deslocamento da ferramenta de corte do PFT

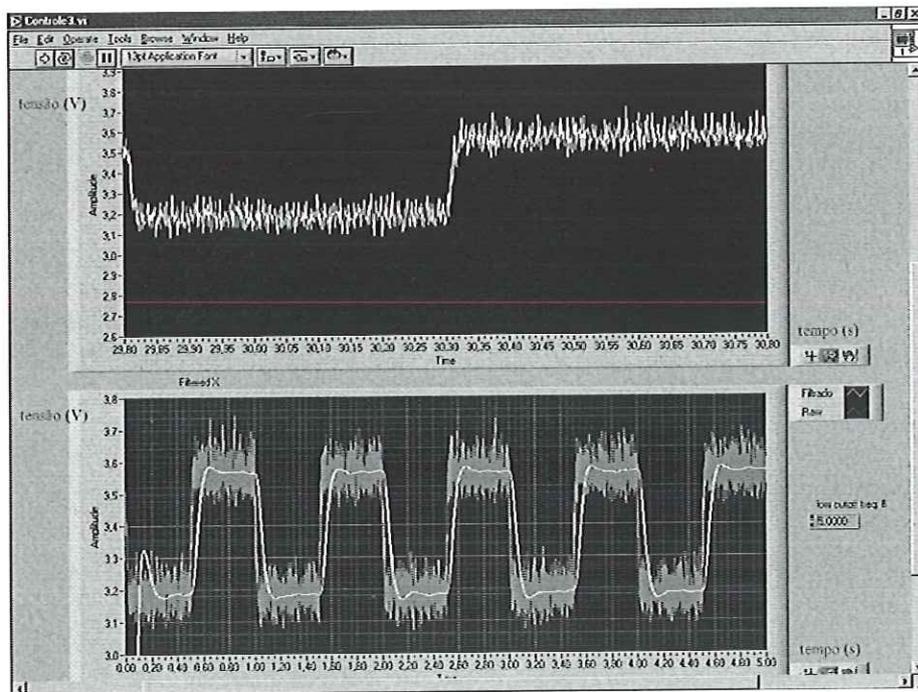


FIGURA 5.28 – Painel principal com os gráficos do deslocamento da ferramenta de corte do PFT

Como pode ser observado na Figura 5.27 esse painel apresenta janelas para programação dos parâmetros para o acionamento do PFT, sendo que foi inserida a coleta de 1000 pontos por segundo. O painel, conforme mostrado na Figura 5.28, apresenta dois registradores gráficos, sendo o primeiro referente à coleta de sinal sem filtro e o segundo já apresenta um sistema de filtragem com filtro passa-baixas, (o ponto do DFC é marcado por média móvel). Os gráficos marcam a variação do deslocamento pelo número de pontos coletados com relação ao tempo.

Os testes foram realizados da seguinte forma:

Análise I

Análise do deslocamento da ferramenta de corte em função da frequência de acionamento. Tem como objetivo verificar se ocorre variação do deslocamento após variar a frequência.

Análise II

Análise com relação aos diferentes deslocamentos da ferramenta de corte com uma mesma frequência de acionamento. Permite verificar se há alguma variação dos deslocamentos com relação ao tempo.

Análise III

Análise que será empregada no sistema de controle. Será verificado se existe sobrepassagem e erro de regime permanente.

A Figura 5.29 mostra os gráficos referentes à Análise I, sendo:

- Figura 5.29(a) – pré-determinado um deslocamento de $15\mu\text{m}$ com frequências de 1Hz e 10Hz para a resolução de $0,5\mu\text{m}$.
- Figura 5.29(b) – pré-determinado um deslocamento de $8\mu\text{m}$ com frequências de 1Hz e 10Hz para a resolução de $0,25\mu\text{m}$.
- Figura 5.29(c) – pré-determinado um deslocamento de $1\mu\text{m}$ com frequências de 1Hz e 10Hz para a resolução de $0,05\mu\text{m}$.

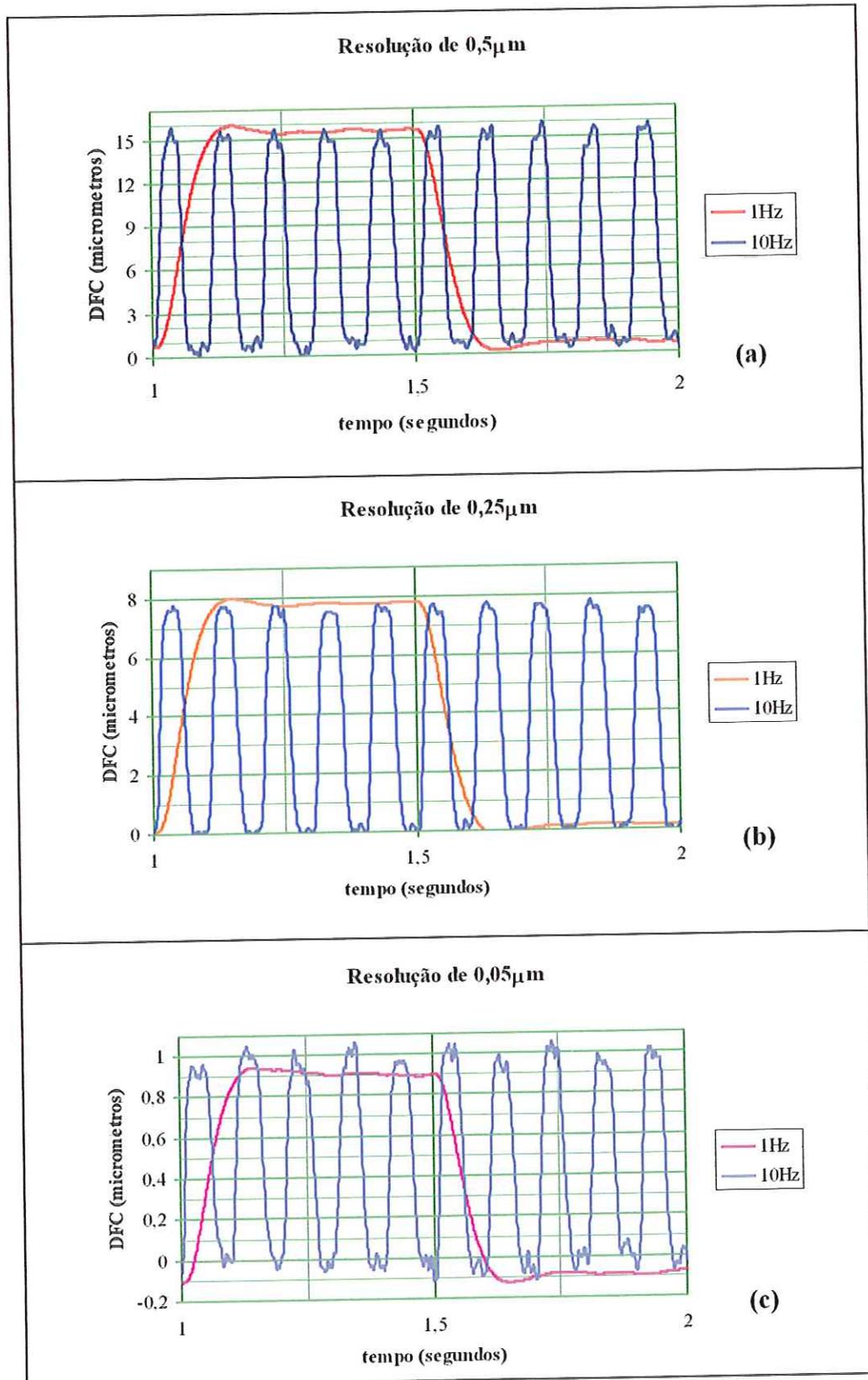


FIGURA 5.29 – Gráficos do deslocamento da ferramenta de corte em função da frequência e do tempo

Conforme proposto na Análise I pode ser observado na Figura 5.29 que não houve variação do deslocamento pré-determinado da ferramenta de corte em função da frequência de acionamento do atuador piezelétrico. E também os gráficos mostram que os deslocamentos possuem um comportamento constante ao longo do tempo.

A Figura 5.30 mostra os gráficos referentes à Análise II, sendo:

- Figura 5.30(a) – pré-determinada um frequência de acionamento do atuador piezelétrico de 10Hz com deslocamentos de 6, 15 e 24 μm para a resolução de 0,5 μm .
- Figura 5.30(b) – pré-determinada um frequência de acionamento do atuador piezelétrico de 10Hz com deslocamentos de 2, 6 e 10 μm para a resolução de 0,25 μm .
- Figura 5.30(c) – pré-determinada um frequência de acionamento do atuador piezelétrico de 10Hz com deslocamentos de 1, 2 e 3 μm para a resolução de 0,05 μm .

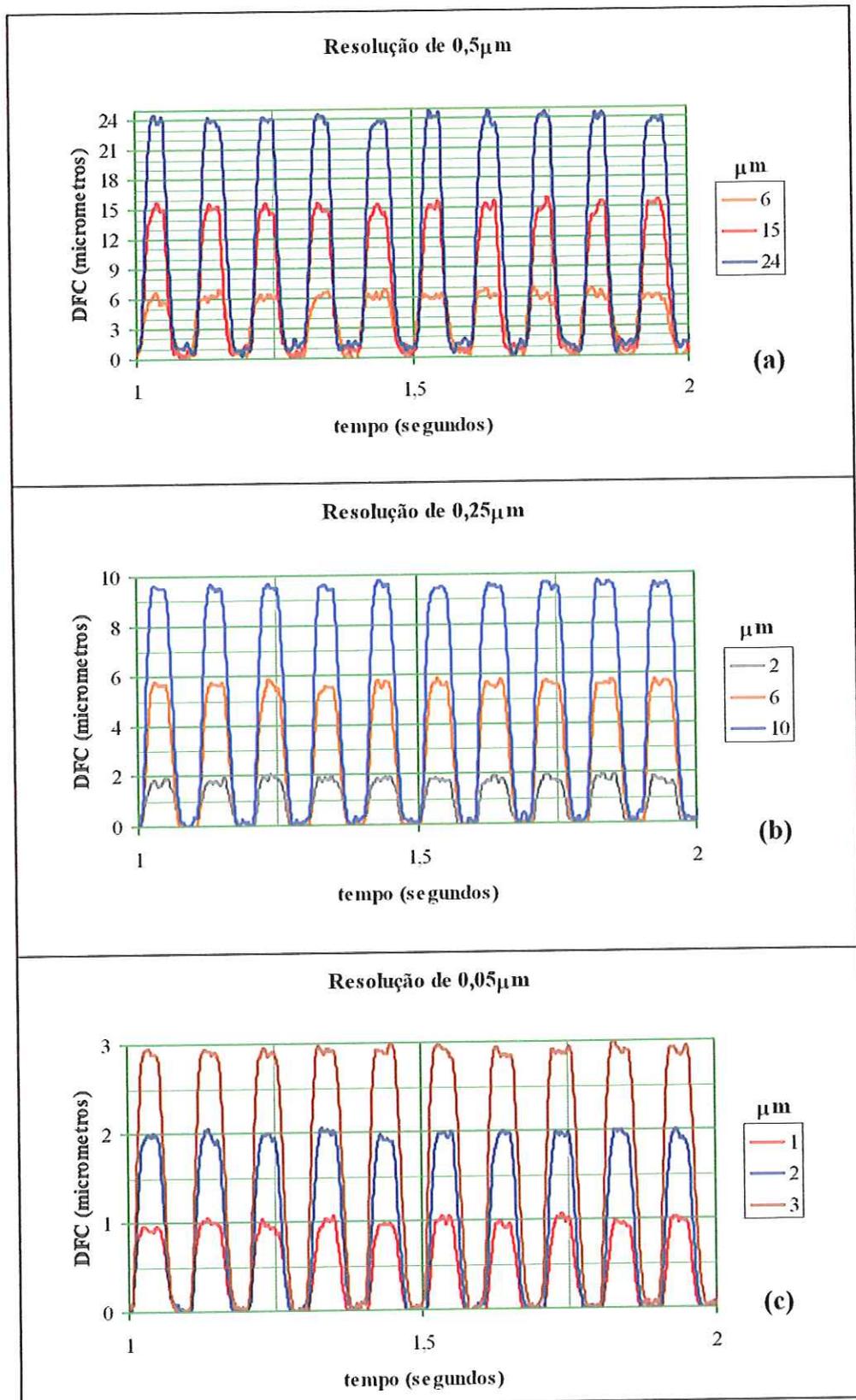


FIGURA 5.30 – Gráficos com deslocamentos pré-determinados da ferramenta de corte com frequência de 10Hz em função do tempo



Conforme proposto na Análise II pode ser observado na Figura 5.30 que não há diferença de fase com relação aos diversos deslocamentos aplicados, os gráficos apresentam um comportamento constante ao longo do tempo nos deslocamentos com uma mesma frequência de acionamento.

Com relação à Análise III a Figura 5.31 mostra a sobrepassagem do sinal que existe nos gráficos do deslocamento da ferramenta de corte em função da frequência e do tempo, para a resolução de $0,5\mu\text{m}$.

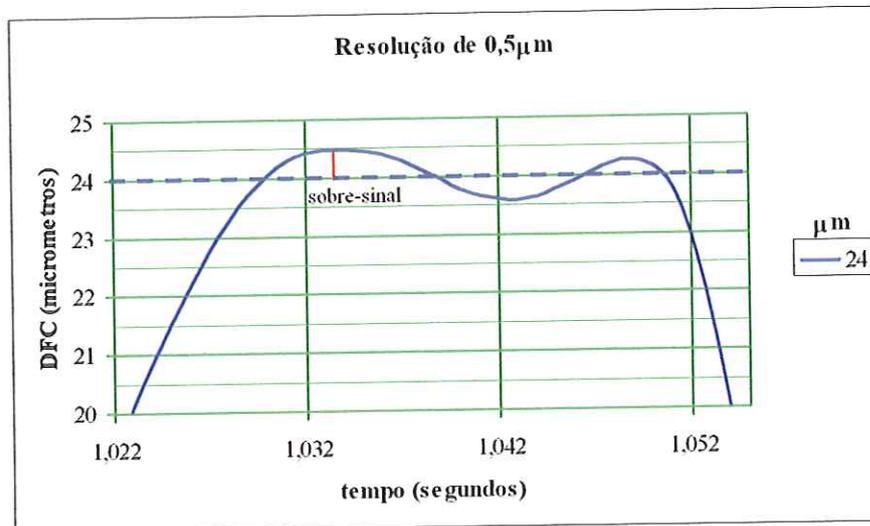


FIGURA 5.31 – Resposta característica do PFT com sobrepassagem para a resolução de $0,5\mu\text{m}$ com frequência de 10Hz

A Figura 5.32 mostra um erro de regime permanente que existe nos gráficos do deslocamento da ferramenta de corte em função da frequência e do tempo, para a resolução de $0,25\mu\text{m}$.

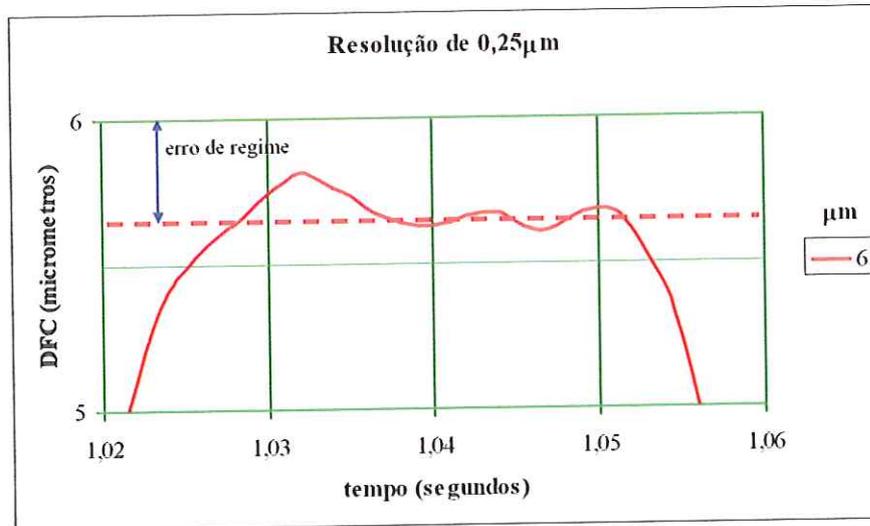


FIGURA 5.32 – Resposta característica do PFT com erro de regime permanente para a resolução de $0,25\mu\text{m}$ com frequência de 10Hz

A Figura 5.33 mostra a resposta característica que existe nos gráficos do deslocamento da ferramenta de corte em função da frequência e do tempo para a resolução de $0,05\mu\text{m}$.

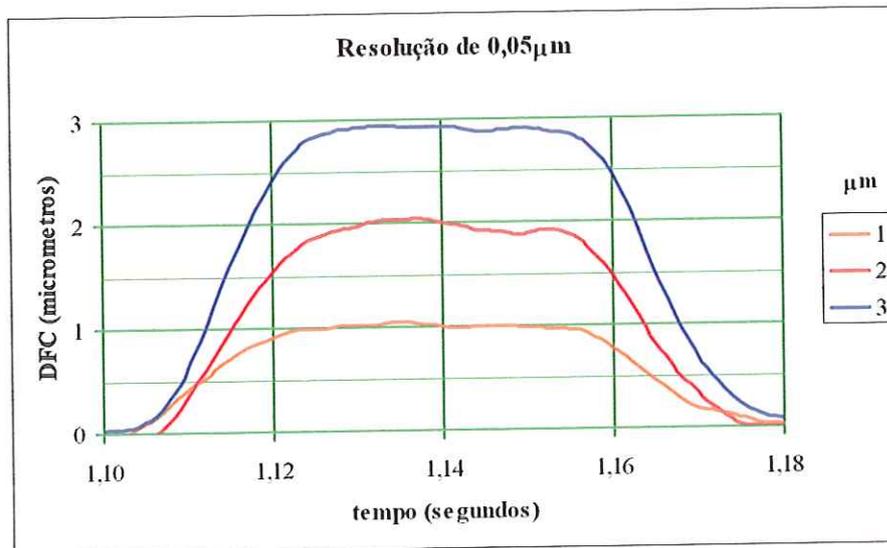


FIGURA 5.33 – Resposta característica do PFT para a resolução de $0,05\mu\text{m}$ com frequência de 10Hz

Com a análise dos gráficos mostrados nas Figuras 5.31, 5.32 e 5.33 pode-se observar que para a resolução de $0,5\mu\text{m}$ (Figura 5.31), existe sobre-sinal e também erro de regime

permanente que é verificado após a correção do sobre-sinal. Na resolução $0,25\mu\text{m}$ (Figura 5.32) é observado um erro de regime permanente e também um sobre-sinal que já é verificado conforme a curva característica do sistema. Na resolução de $0,05\mu\text{m}$ (Figura 5.33) o sistema apresenta-se mais estável do que nas outras resoluções, mas também se observa sobre-sinal e erro de regime permanente.

Com o exposto fica evidenciado a importância da implementação de um sistema de controle que atenda as técnicas mostradas no Capítulo 3.

5.3.3 - Controle

Em qualquer problema de controle, para se obter uma solução adequada, deve-se procurar proceder de maneira sistemática. Em geral, podem-se identificar três grandes passos que deveriam ser seguidos na mesma ordem (NORMEY, 1993):

- a) Definição do problema.
- b) Análise da solução.
- c) Síntese da solução.

Na primeira etapa deve-se especificar o problema, de modo a obter um modelo do sistema que possibilite a elaboração de uma representação matemática e uma definição clara dos objetivos de controle. Na segunda etapa deve-se adotar uma estrutura de controle e fazer uma análise da existência de solução para a estrutura adotada. O problema pode ser reformulado caso seja necessário. Por último, na etapa de síntese devem-se obter os valores numéricos para os parâmetros do controlador escolhido no passo anterior. O desempenho da solução é avaliada mediante simulação computacional, cuja validade nem sempre é verificada experimentalmente. Após a implementação final, normalmente seguem-se os ajustes empíricos.

Para a implementação do sistema de controle foram consideradas técnicas de síntese com o MatLab / SIMULINK e o uso do LabVIEW para a fase de execução. Para tal, é necessário construir o modelo dinâmico que compõe todo o sistema, pois assim é possível projetar o melhor sistema de controle que se adapte ao sistema mecânico

5.3.3.1 - Simulação com o Matlab / SIMULINK

Primeiramente é definido a estrutura do sistema dinâmico, conforme mostra o diagrama da Figura 5.34.

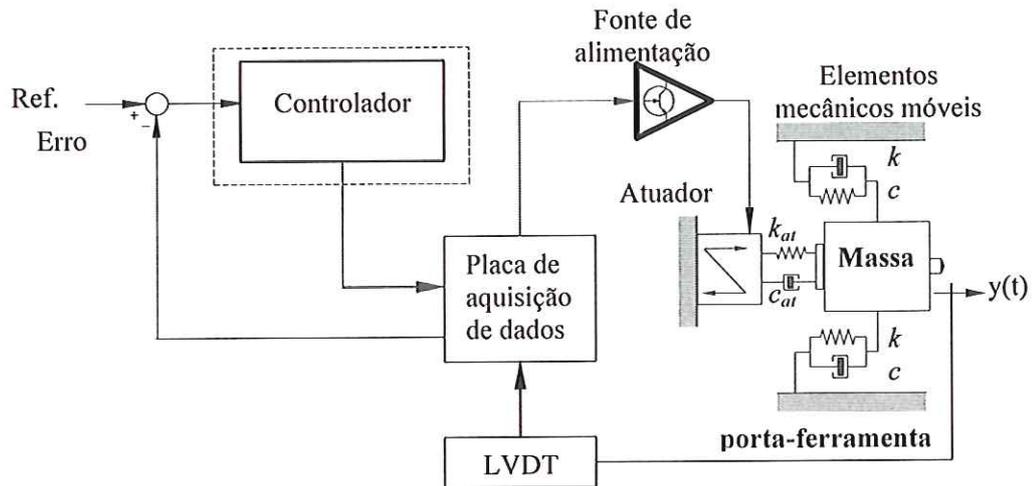


FIGURA 5.34 – Estrutura do sistema dinâmico

sendo,

- k - rigidez do PFT,
- c - coeficiente de amortecimento do PFT,
- k_{at} - rigidez do atuador,
- c_{at} - coeficiente de amortecimento do atuador

Esse sistema, Figura 5.34, pode ser dividido basicamente em três partes: o controlador digital (a ser projetado), o atuador e o porta-ferramenta (planta). Como o atuador é um item que pôde ser modificado em função dos requisitos do projeto, sendo apenas o porta-ferramenta definido, assumiu-se então, que ele é a planta do sistema.

Para iniciar o projeto do sistema de controle será realizado o modelo dinâmico do porta-ferramenta que é constituído por elementos mecânicos móveis.

Elementos mecânicos móveis

O modelo matemático correspondente aos elementos mecânicos móveis do porta-ferramenta, sendo mostrado na Equação 5.23.

$$G_p(s) = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad (5.23)$$

sendo:

$G_p(s)$ função transferência do porta-ferramenta,

m - massa (calculada no item 5.2.1.3),

c - coeficiente de amortecimento,

k - rigidez (calculada no item 5.2.1.3).

O coeficiente de amortecimento é definido como:

$$c = (2\sqrt{km})\zeta \quad (5.24)$$

sendo ζ é a taxa de amortecimento estrutural. O valor da taxa de amortecimento ($\zeta=0.0551$) foi assumido para a simulação conforme protótipo de MIRON (1989), SATO et al. (1994), além disso seu valor realmente é próximo de zero devido a não haver deslocamento entre corpos e sim deformação das molas, sendo existente o atrito interno.

A Figura 5.35 mostra a resposta em degrau unitário da planta.

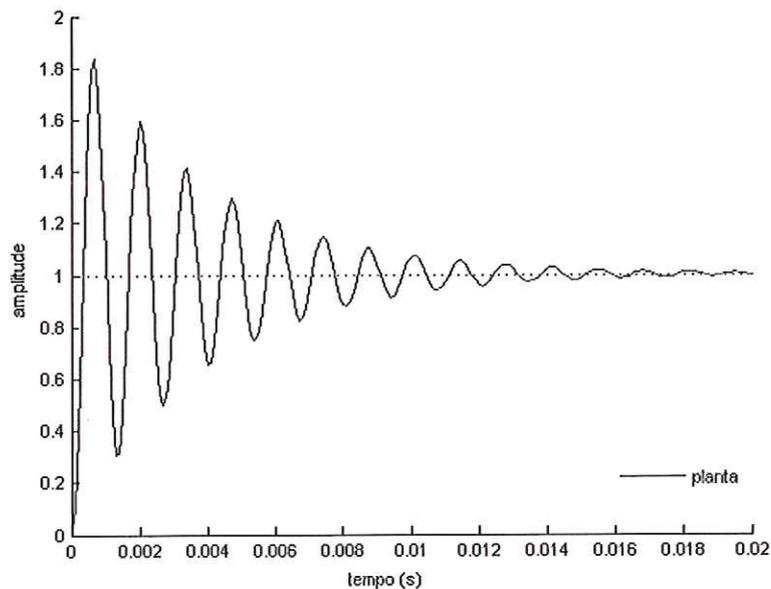


FIGURA 5.35 – Resposta ao degrau unitário da planta

Pode ser observado que a planta tem uma resposta sub-amortecida, pois $\zeta < 1$. Além desse sub-amortecimento elevado, a margem de fase da planta é 9° , conforme pode ser observado na Figura 5.36.

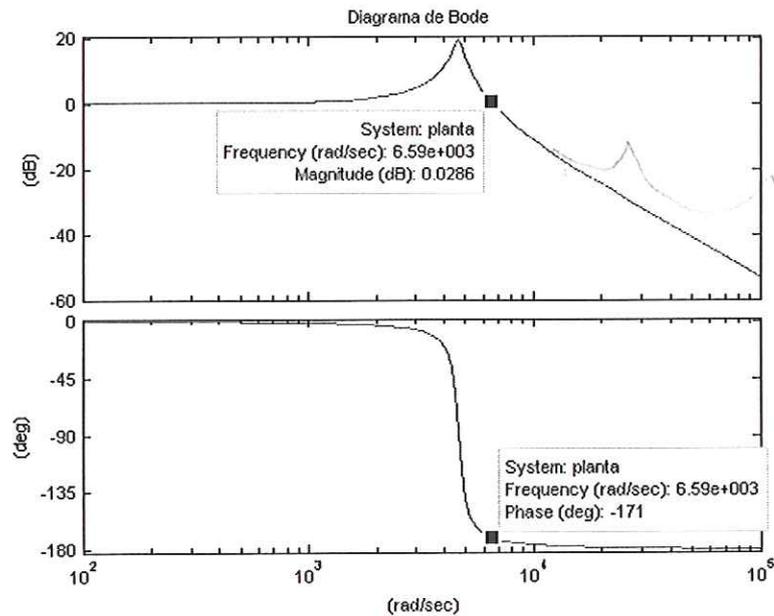


FIGURA 5.36 – Diagrama de Bode da planta

Segundo OGATA (2003) margens de fase e de ganho de um sistema de controle apropriadas protegem contra variações nos componentes do sistema e são especificadas por valores positivos definidos. Portanto, para a obtenção de um desempenho satisfatório, a margem de fase (MF) deve ser maior que 30° e a margem de ganho (MG) deve ser maior que 6dB.

Conforme pode ser observado na Figura 5.36 a margem de fase é 9° . A margem de ganho não pôde ser determinada pelas rotinas de cálculos do Matlab. Conclui-se que é necessário adicionar um sistema de controle para melhorar o desempenho da planta.

Inicialmente tentou-se a introdução somente de um controlador PID, mas não foi possível a obtenção de resultados condizentes com um desempenho satisfatório, pois a margem de fase e de ganho não atingiam valores adequados para a melhoria do sistema. Fato que podia também ser observado no gráfico de resposta ao degrau unitário o qual apresentava valores de picos similares ao gráfico 5.35. Partiu-se então para um sistema de compensação de fase, sendo usado especificamente o compensador por atraso de fase, conforme teoria descrita no Capítulo 3.

Antes de iniciar as simulações foi introduzido no sistema o atuador. O atuador usado é o P-410.030 da PHYSIK INSTRUMENTE, com $30\mu\text{m}$ de expansão a 800 volts. Os valores da rigidez (k_{at}), frequência de ressonância (f_{at}) e da taxa de amortecimento (ζ_{at}) é definido de acordo com os dados obtidos no catálogo da PHYSIK INSTRUMENTE, sendo:

$$k_{at} = 1,4 \cdot 10^8 \text{N/m}$$

$$f_{at} = 6,5 \text{kHz}$$

$$\zeta_{at} = 0,7$$

De maneira análoga a análise dos elementos mecânicos móveis, tem-se a função transferência do atuador dada por:

$$G_{at}(s) = \frac{1}{m_{at}s^2 + c_{at}s + k_{at}} \quad (5.25)$$

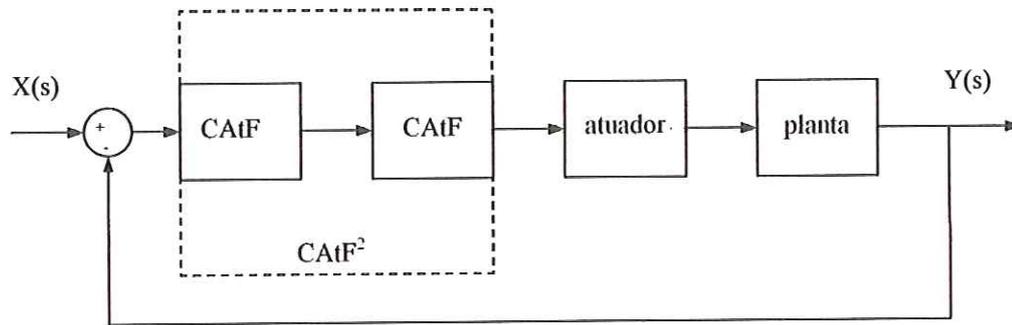
Através da análise em Matlab foi calculada de forma análoga a planta os valores da margem de fase (MF) e de ganho (MG) do sistema com a planta + atuador. Os resultados obtidos foram:

$$\text{MF} = -45,0739^\circ$$

$$\text{MG} = 0,2482 \text{dB}$$

Portanto o sistema tornou-se instável pois a margem de fase é negativa.

Foi realizado os testes com a introdução de um compensador por atraso de fase, obtendo assim uma melhora, MG de 0,2482 para 1,3359dB. Mas ainda não foi possível conseguir um resultado satisfatório, pois a MG continua sendo menor que 6dB. Tentou-se então dobrar o compensador por atraso de fase conforme esquema da Figura 5.37.



CAIF – Compensador por Atraso de Fase

FIGURA 5.37 – Diagrama do sistema com dois compensadores por atraso de fase

Com a aplicação do sistema conforme a Figura 5.37, atingiu-se um valor ideal para a MG de 11,7791 (> 6dB) e a MF de 0°. É necessário portanto, melhorar a MF do sistema para valores superiores a 30°. Foram obtidas as curvas de resposta em degrau unitário conforme a Figura 5.38.

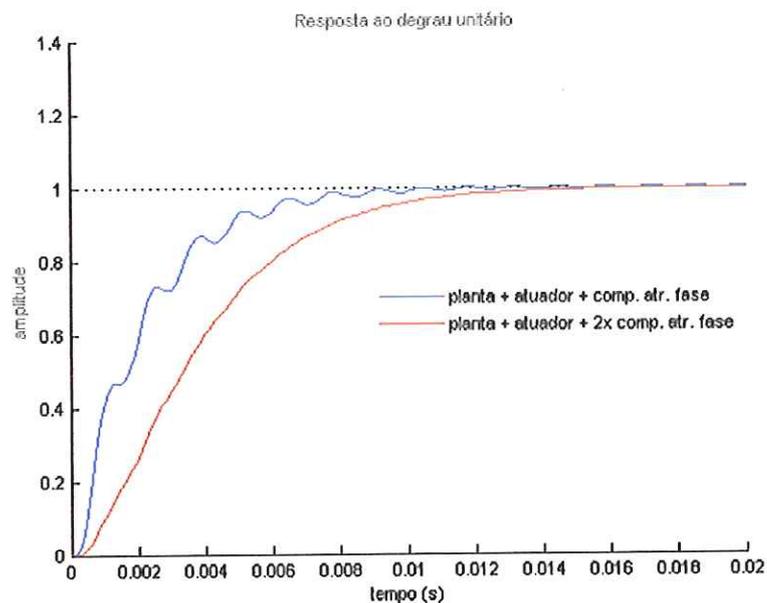


FIGURA 5.38 – Resposta ao degrau unitário do sistema com a planta + atuador + 2x compensador

Conforme pode ser comparado nas Figuras 5.35 e 5.38 houve uma evolução considerável na estabilidade do sistema, atingindo o ponto ideal na configuração proposta de dois compensadores de atraso de fase colocados em série (Figura 5.37). Pode ser verificado

que é primordial a melhoria do tempo de subida e tempo de acomodação. A melhoria desses tempos será obtida utilizando-se um controlador PID.

A sintonia dos controladores PID foi obtida através da metodologia proposta por FRANKLIN et al. (2002) e DEJIMA et al. (2005) descrita no Capítulo 3 que utilizam os parâmetros de tempo de sobre-sinal, tempo de subida e tempo de acomodação como variáveis para a determinação dos parâmetros do controlador.

Toda a metodologia de simulação foi realizada no Matlab/SIMULINK podendo ser observada através das Figuras 5.39, 5.40, 5.41 e 5.42.

A Figura 5.39 mostra o diagrama do sistema que foi simulado.

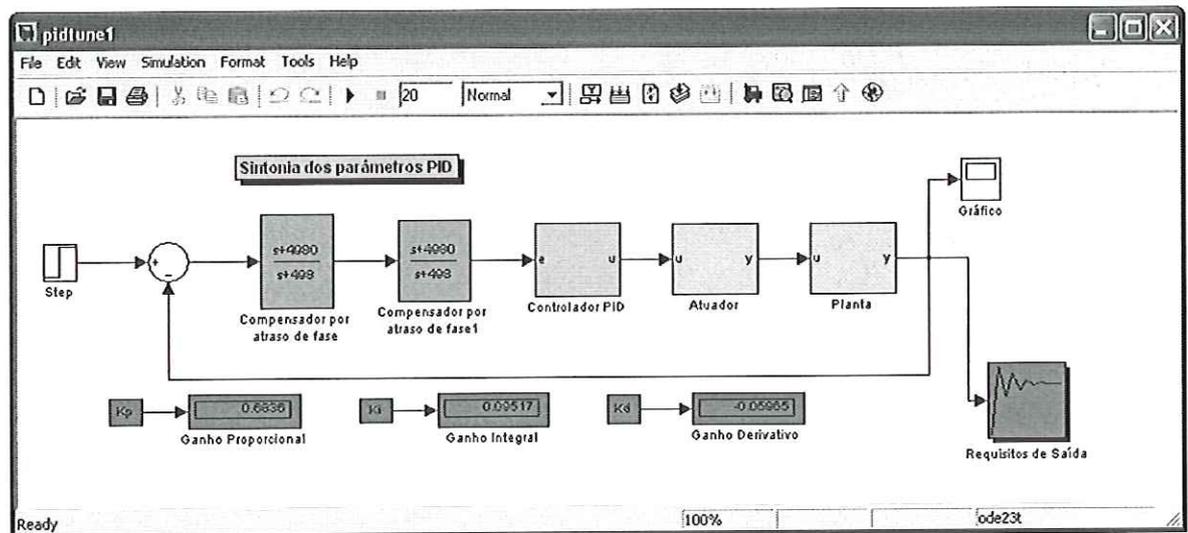


FIGURA 5.39 – Diagrama do sistema

Observa-se na Figura 5.39 que a função transferência $G(s)$ do sistema é dada por:

$$G(s) = \frac{G_p(s) \cdot G_{at}(s) \cdot G_c(s) \cdot G_{caf}(s) \cdot G_{caf}(s)}{1 + G_p(s) \cdot G_{at}(s) \cdot G_c(s) \cdot G_{caf}(s) \cdot G_{caf}(s)} \quad (5.26)$$

sendo, $G_{caf}(s)$ a função transferência do compensador por atraso de fase.

A Figura 5.40 apresenta os requisitos de saída para a determinação dos parâmetros do controlador PID.

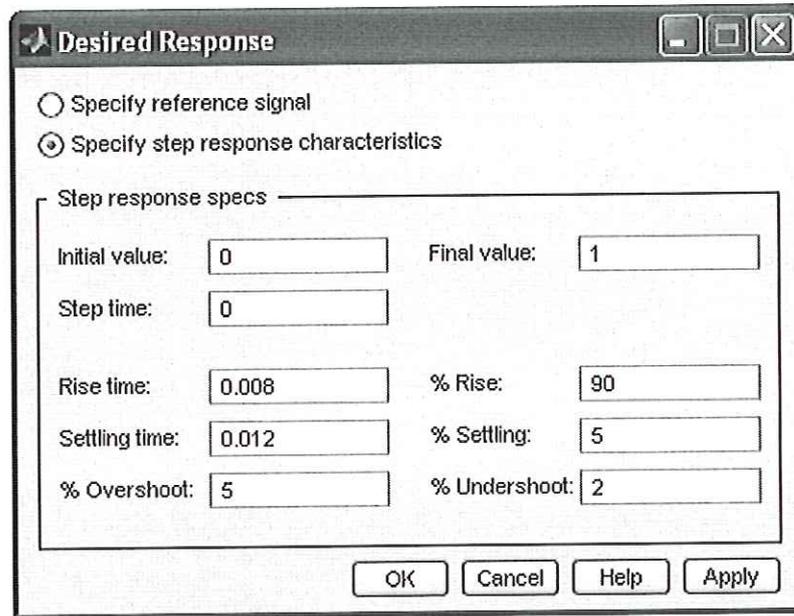


FIGURA 5.40 – Parametrização dos requisitos de saída do sistema

A Figura 5.41 identifica as várias rotinas de cálculo para que se obtenha a curva de saída de resposta ao degrau unitário conforme especificado nos dados da Figura 5.40.

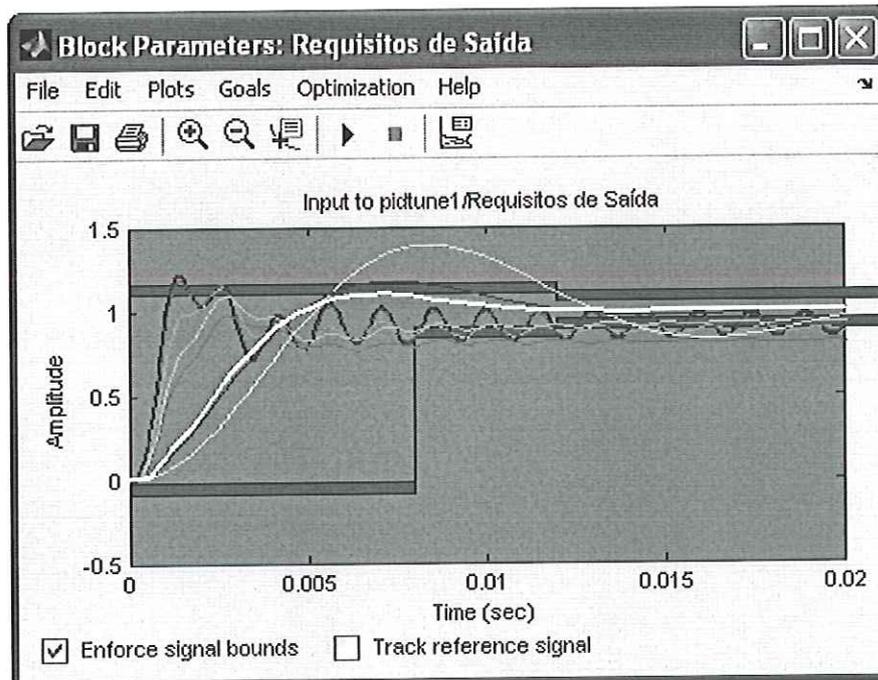


FIGURA 5.41 – Curvas para a sintonização dos requisitos de saída

Como pode ser observado na Figura 5.41 a curva na cor branca é a curva final após as rotinas de cálculos executadas.

A Figura 5.42 mostra as linhas de cálculo e os valores dos parâmetros PID.

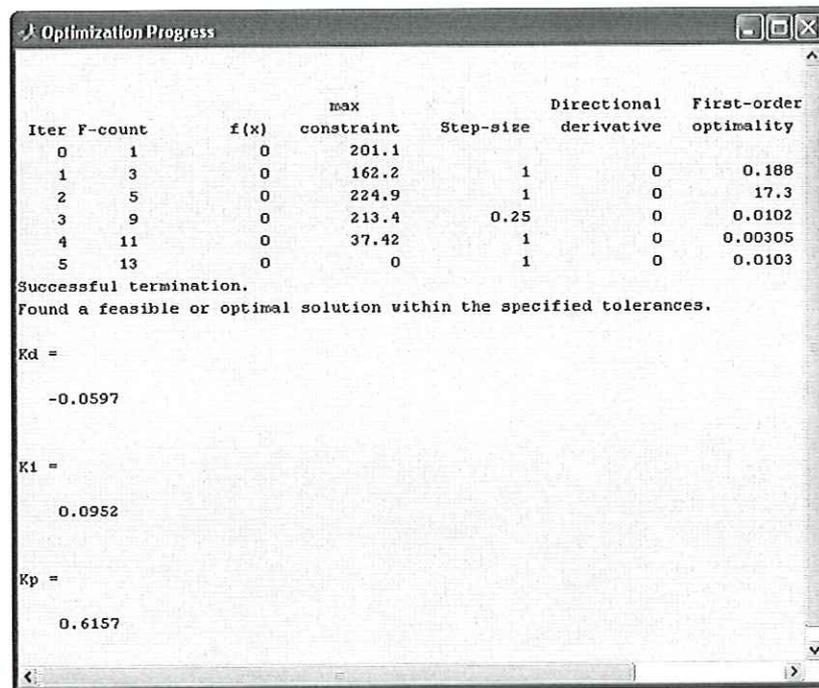


FIGURA 5.42 – Linhas de cálculo para determinação dos parâmetros do controlador PID

Com a determinação dos parâmetros K_p , K_i , e K_d foi realizada a simulação no programa Matlab e obteve-se a curva mostrada na Figura 5.43.

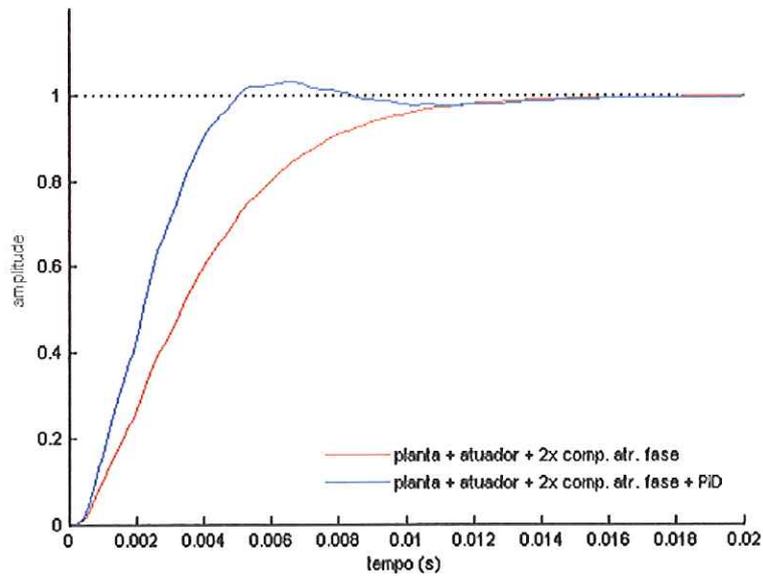


FIGURA 5.43 – Resposta ao degrau unitário do sistema com a planta + atuador + 2x compensador + PID

Como pode ser observado na Figura 5.43 houve uma melhora significativa no tempo de subida, embora o tempo de acomodação tenha tido uma melhora não relevante. Mas o sistema está em regime estável conforme pode ser observado na Figura 5.44, a MF é de 65° ($> 30^\circ$) e a MG é de 8.3513dB (> 6 dB) obtida das rotinas de cálculos no Matlab.

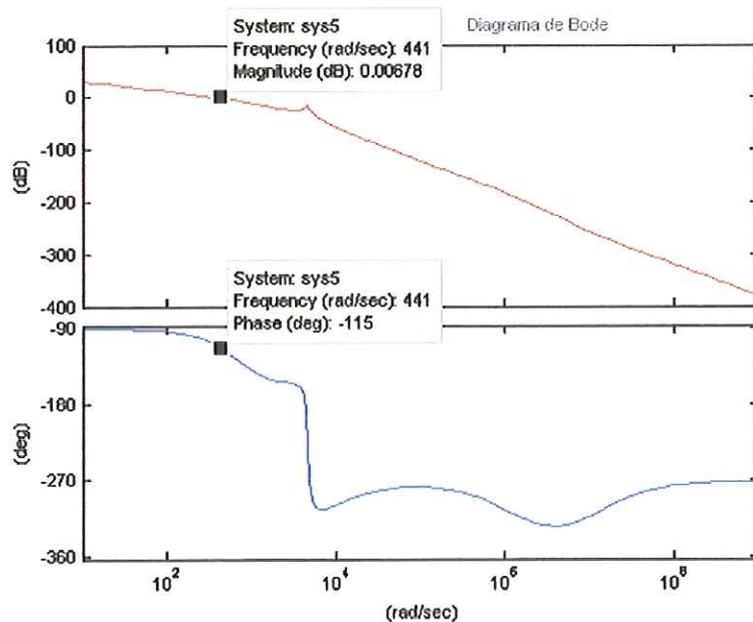


FIGURA 5.44 – Diagrama de Bode do sistema

Após a simulação no Matlab/SIMULINK foi iniciada a fase de execução no LabVIEW com a introdução do compensador por atraso de fase e do controlador PID no programa de acionamento implementado conforme descrito no item 5.3.2.

5.3.3.2 – Execução com o LabVIEW

Primeiramente foi realizado a associação dos itens mostrados na Figura 5.39 que correspondem ao diagrama do sistema, sendo:

a) Planta

Porta-ferramenta montado (Figura 5.14).

b) Atuador

Fixado no porta-ferramenta para a obtenção de movimento axial linear (Figura 5.14).

c) Compensador por atraso de fase

Segundo OGATA (2003) um compensador por atraso de fase é um filtro passa-baixas. Foi implementado segundo a definição dos parâmetros da função transferência obtida no item anterior pela associação em série de dois compensadores por atraso de fase, ou seja, essa associação resultou em um único filtro passa-baixas, no caso o filtro de CHEBYSHEV pelas vantagens descritas no Capítulo 3.

A função transferência do compensador por atraso de fase $G_{caf}(s)$ obtida foi:

$$G_{caf}(s) = \frac{s^2 + 9960s + 2,48 \cdot 10^7}{s^2 + 996s + 2,48 \cdot 10^5} \quad (5.27)$$

Através dessa equação foi usado a parametrização do filtro de CHEBYSHEV descrita por SEDRA & SMITH (2000) e SMITH (2003).

A Figura 5.45 mostra o bloco do filtro CHEBYSHEV e a Figura 5.46 apresenta o diagrama de blocos com esse filtro inserido no programa LabVIEW.

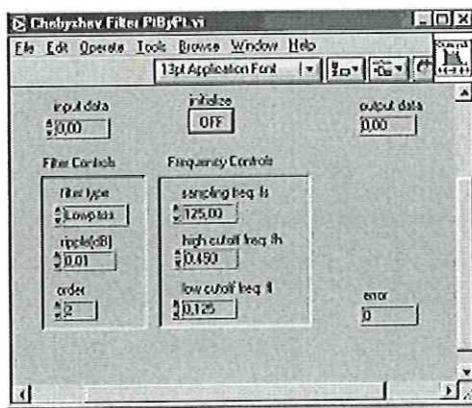


FIGURA 5.45 – Bloco dos parâmetros do filtro CHEBYSHEV

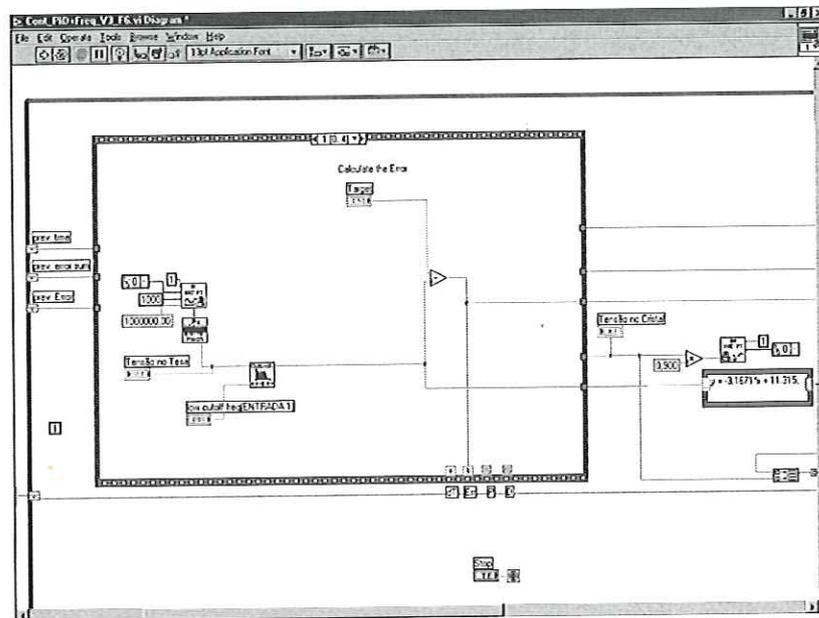


FIGURA 5.46 – Diagrama de blocos com o filtro CHEBYSHEV

d) Controlador PID

Implementado segundo os princípios descritos no Capítulo 3 e iniciando com os parâmetros determinados no item anterior, ou seja: $K_p = 0,62$; $K_i = 0,09$ e $K_d = 0,05$.

A Figura 5.47 mostra o diagrama de blocos com os parâmetros K_p , K_d e K_i inseridos no programa LabVIEW.

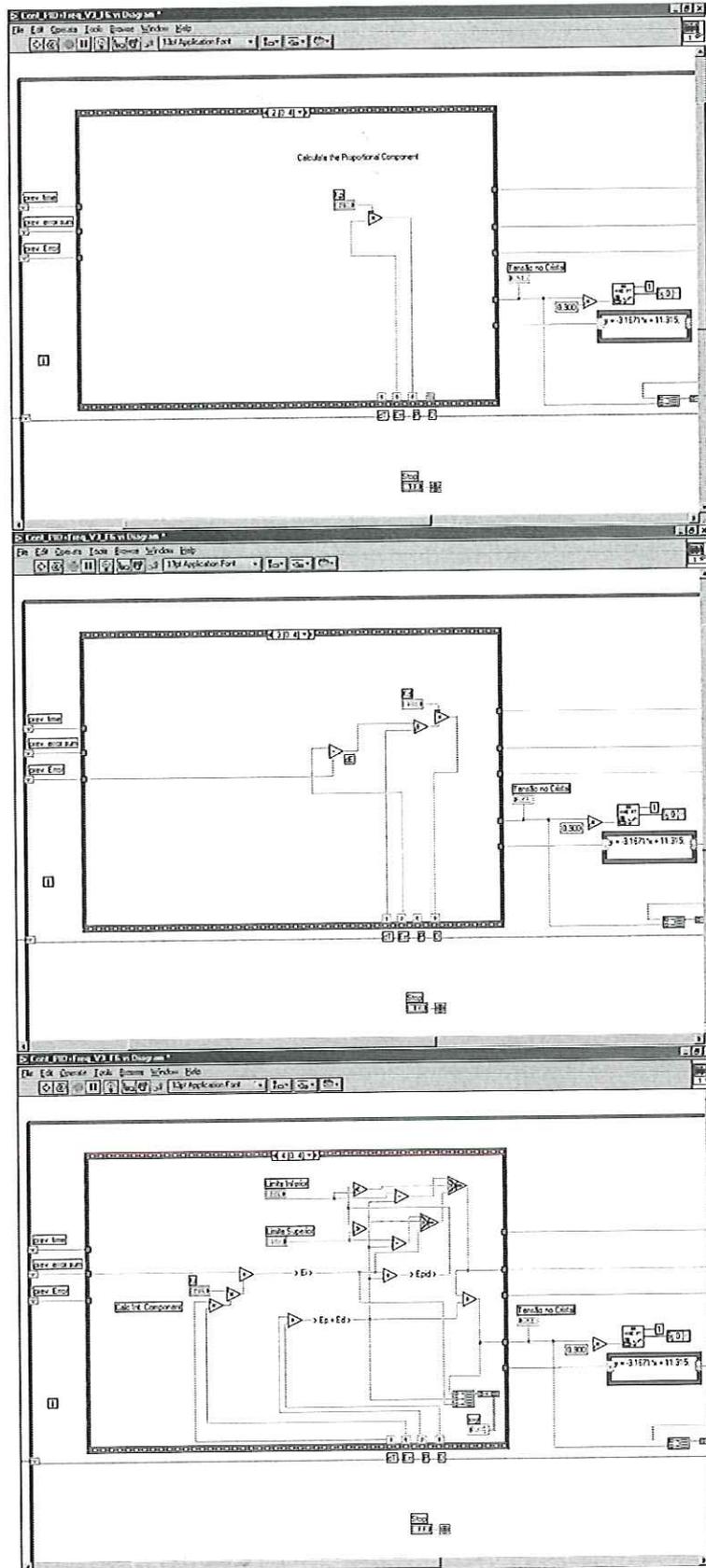


FIGURA 5.47 – Diagrama de blocos com os parâmetros do controlador PID

A Figura 5.48 mostra como ficou o painel principal do instrumento virtual gerado através do programa LabVIEW mostrado nas Figuras 5.15 (aquisição de dados), 5.23 e 5.25 (acionamento), 5.46 e 5.47 (controle).

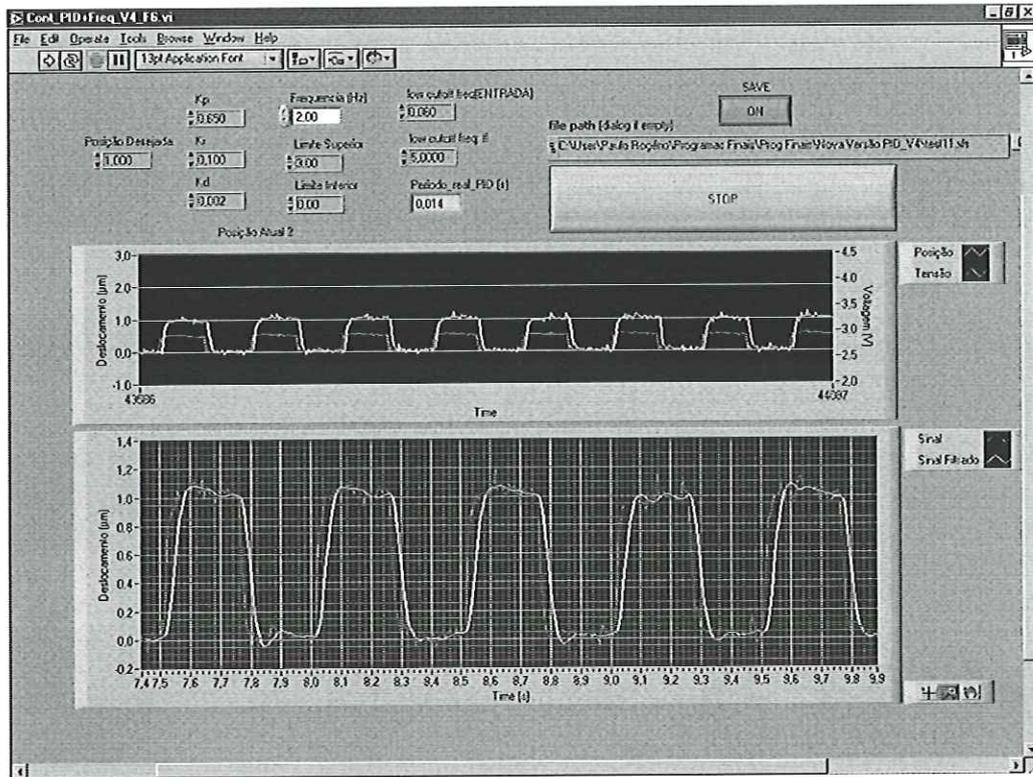


FIGURA 5.48 – Painel principal do instrumento virtual do sistema de controle do PFT

Após a implementação do programa de controle foi realizado os testes com a finalidade de verificar a melhora do sistema com a minimização do sobre-sinal, erro de regime e tempo de subida. Inicialmente é apresentada a amplitude dos “ruídos ambiente” e das variações presentes no sistema. A Figura 5.49 apresenta o ruído detectado na realização dos testes.

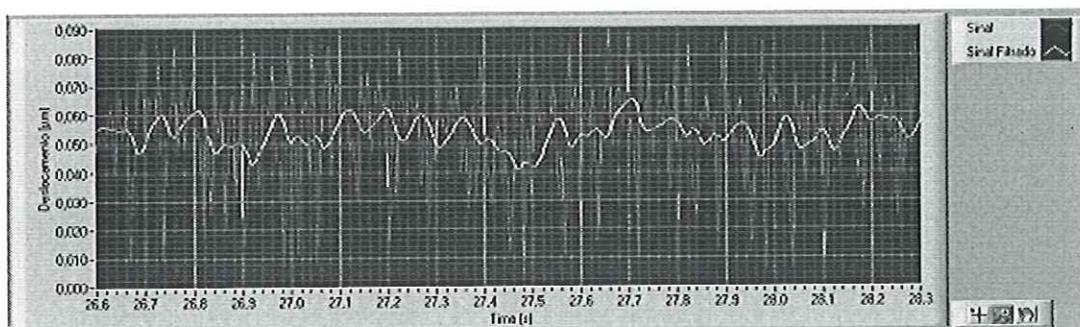


FIGURA 5.49 – Ruído do sistema

A primeira melhora obtida com a introdução do filtro passa-baixas (CHEBYSHEV) na entrada do sistema e com o controlador PID foi a redução no ruído que antes era de $2\mu\text{m}$ ($0,2\text{V}$ da Figura 5.28) e agora é 80nm .

A Figura 5.50 é apresentada também com o objetivo de análise do ruído no sistema. O gráfico mostra o deslocamento da ferramenta de corte (DFC) de $6\mu\text{m}$ com resolução de $0,25\mu\text{m}$, com frequência de 1Hz .

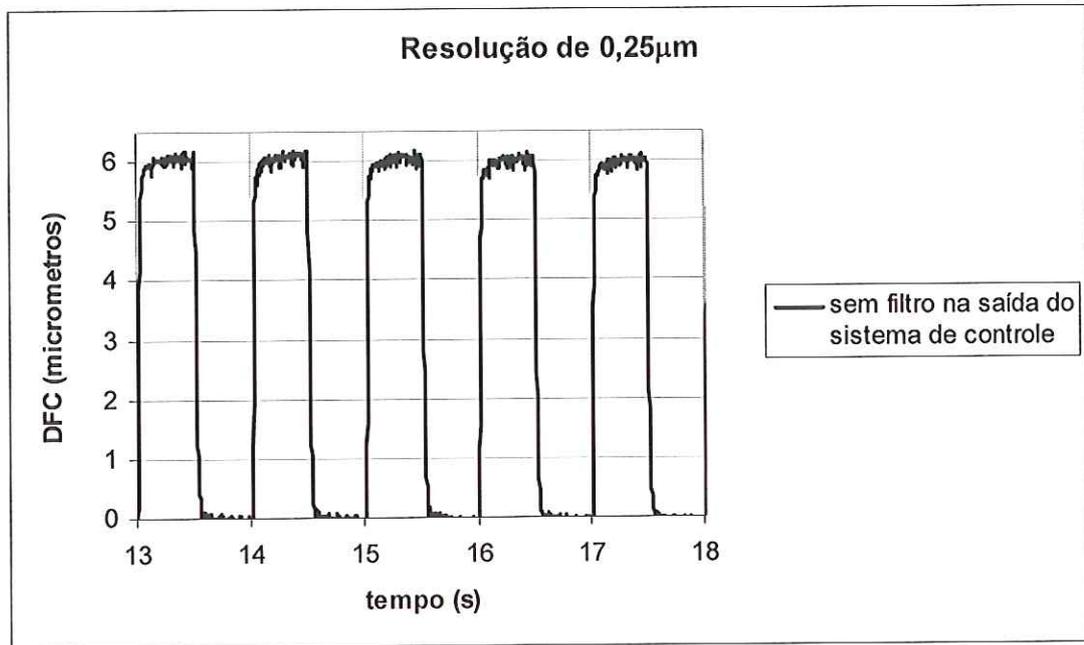


FIGURA 5.50 – Gráfico para análise do ruído

Como pode ser observado na Figura 5.50 a presença de ruído (80nm) no sinal não provoca instabilidade no controlador, o que leva a concluir que trata-se de um controlador de boa robustez, de forma análoga também acontece com as outras resoluções de $0,5\mu\text{m}$ e $0,05\mu\text{m}$.

Com o objetivo de validar o sistema de controle são apresentadas nas Figuras 5.51, 5.52 e 5.53 os testes realizados com o PFT. Para apresentar os gráficos de maneira normalizada foi utilizado para os ensaios a frequência de 1Hz para as três resoluções de $0,5\mu\text{m}$; $0,25\mu\text{m}$ e $0,05\mu\text{m}$. As figuras relacionam três tipos de curvas: a) teste *sem* o programa de controle, apenas com o programa de acionamento, b) teste *com* o programa de

controle com filtro apenas na entrada do sistema e c) teste *com* o programa de controle com filtro na entrada e na saída do sistema.

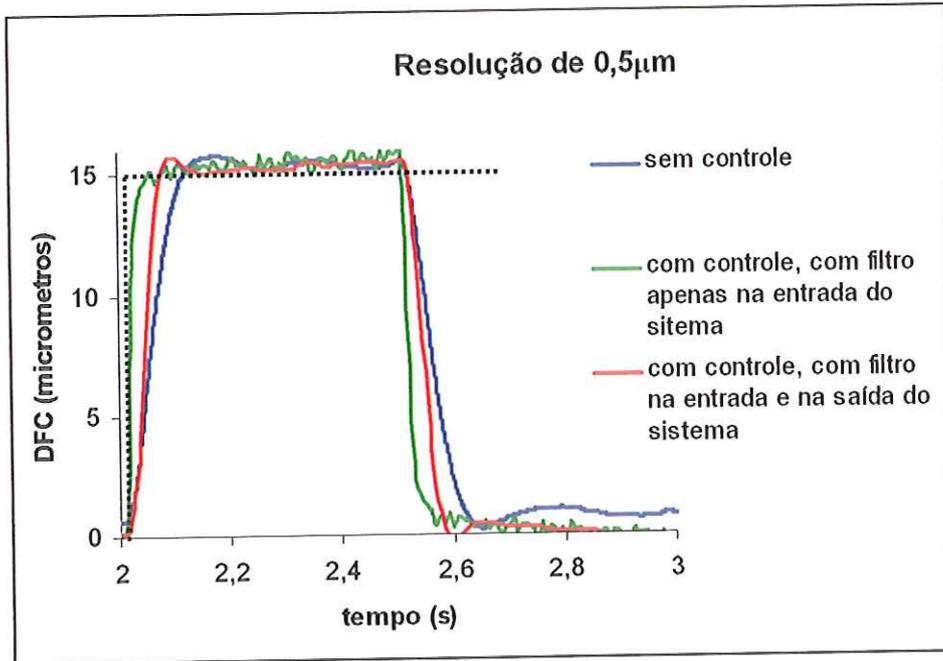


FIGURA 5.51 - Gráfico do deslocamento da ferramenta de corte (DFC) com resolução de 0,5µm, frequência de 1Hz, deslocamento de 15µm e parâmetros $K_p = 0,90$; $K_i = 0,1$ e $K_d = 0,002$

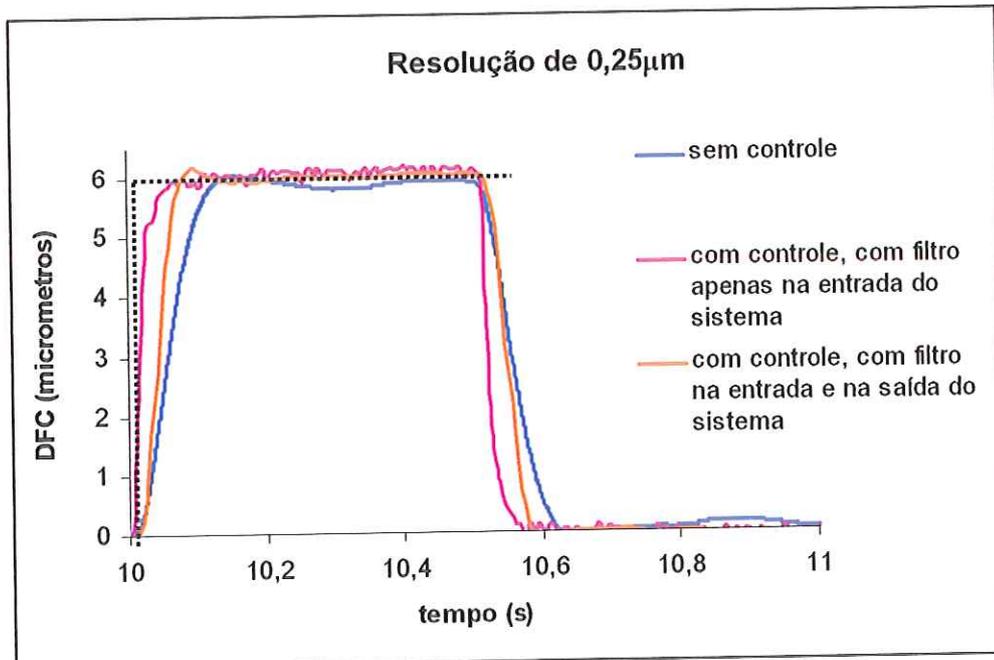


FIGURA 5.52 – Gráfico do deslocamento da ferramenta de corte (DFC) com resolução de 0,25µm, frequência de 1Hz, deslocamento de 6µm e parâmetros $K_p = 0,83$; $K_i = 0,1$ e $K_d = 0,002$

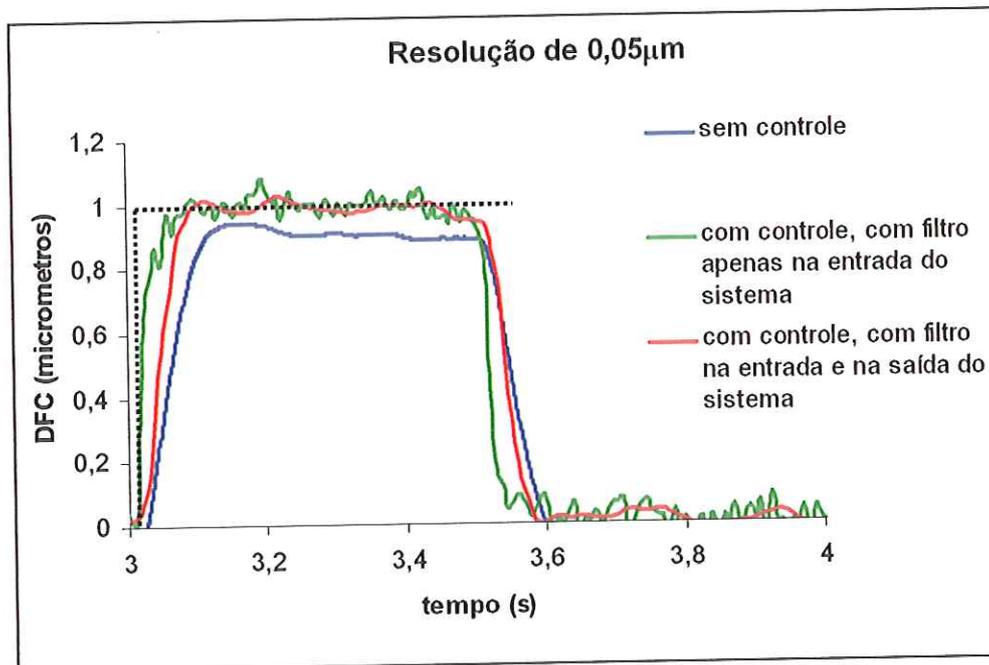


FIGURA 5.53 – Gráfico do deslocamento da ferramenta de corte (DFC) com resolução de $0,05\mu\text{m}$, frequência de 1Hz , deslocamento de $1\mu\text{m}$ e parâmetros $K_p = 0,65$; $K_i = 0,1$ e $K_d = 0,002$

Pode ser observado nas Figuras 5.51, 5.52 e 5.53 que o sistema apresenta melhorias significativas com relação ao erro de regime que ocorria no acionamento da ferramenta de corte sem o sistema de controle implementado. Além disso, o tempo de subida foi reduzido o que provoca uma rapidez maior no tempo de resposta. Observa-se também no sistema com controle, com filtro CHEBYSHEV apenas na entrada do sistema a curva (verde) aproxima-se mais de uma curva ideal a resposta em degrau unitário (curva pontilhada).

Após os testes realizados conforme a montagem da Figura 5.14, o PFT foi montado no torno ASG-2500, conforme observa-se na Figura 5.54.

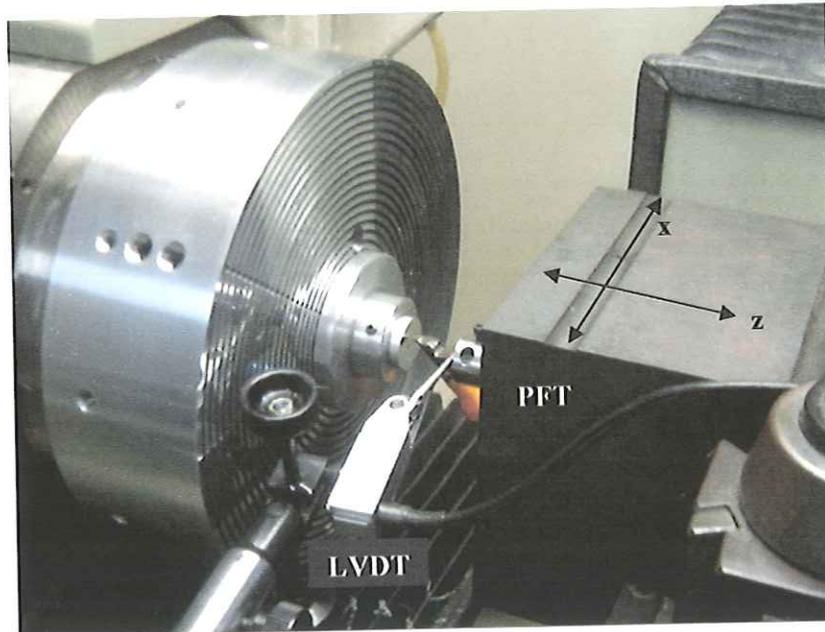


FIGURA 5.54 – Montagem do PFT no torno ASG-2500

Após a montagem foi realizada a usinagem em alguns corpos de prova com o objetivo de avaliar o desempenho do PFT.

As usinagens foram divididas em dois tipos de testes, sendo:

- a) análise de frequência de atuação da ferramenta de corte,
- b) análise da amplitude do deslocamento da ferramenta de corte.

Após as usinagens foi realizada uma análise superficial nos corpos de prova no aparelho TALYSURF Series 120L da TAYLOR-HOBSON com o intuito de comparar os parâmetros de frequência e amplitude inseridos no programa de controle.

A Figura 5.55 apresenta a análise da superfície realizada no TALYSURF após a usinagem para teste de frequência com a resolução de $0,5\mu\text{m}$.

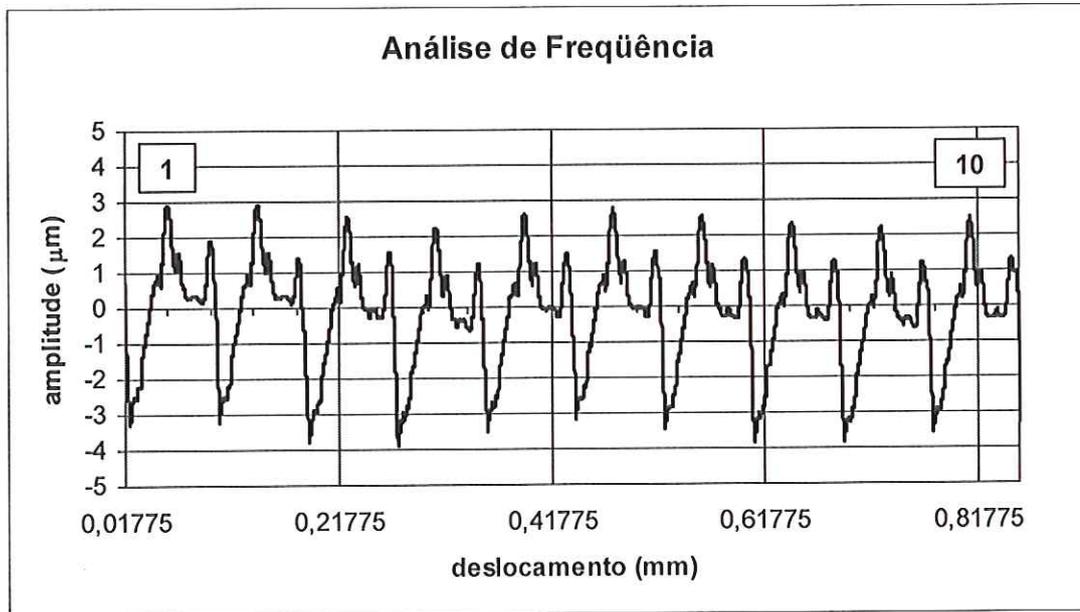


FIGURA 5.55 – Superfície do corpo de prova com usinagem na frequência de 1Hz

Na análise da superfície do corpo de prova observada na Figura 5.55 as condições de usinagem foram feitas com 1200rpm e avanço de 5mm/min. O acionamento da ferramenta de corte foi realizado com frequência de 1Hz. Essa frequência de acionamento foi inserida pelo sistema de controle em malha fechada conforme metodologia descrita nesse capítulo. Após a usinagem foi realizada uma varredura na superfície para ser medida em termos de distância de pico a pico a distância referente a frequência de acionamento do PFT.

Os seguintes cálculos demonstram a análise realizada:

Cálculo teórico

$$\text{avanço} = 5\text{mm/min}$$

$$f = 1\text{Hz} = 60\text{atuações / min}$$

Portanto:

$$\text{distância de pico a pico (teórica)} = \frac{5}{60} = 0,0833\text{mm} = 83,33\mu\text{m} \quad (5.28)$$

Cálculo da análise superficial

Do gráfico da Figura 5.55 tem-se os seguintes valores:

$$\text{distância entre pico } n^{\circ}10 \text{ e } n^{\circ}1 = 0,81125 - 0,05900 = 0,75225 \text{ mm}$$

$$n^{\circ} \text{ de intervalos} = 10 - 1 = 9$$

Portanto:

$$\text{distância de pico a pico (experimental)} = \frac{0,75225}{9} = 0,08358 \text{ mm} = 83,58 \mu\text{m} \quad (5.29)$$

A diferença entre o valor experimental obtido na Equação (5.29) e o valor teórico obtido na Equação (5.28) é de $0,25 \mu\text{m}$. Esse valor ficou menor do que $0,50 \mu\text{m}$ (resolução), como era esperado.

Para as outras resoluções ($0,25 \mu\text{m}$ e $0,05 \mu\text{m}$) foi realizado teste análogo e obteve-se também valores experimentais menores do que as resoluções teóricas.

A Figura 5.56 apresenta a análise da superfície realizada no TALYSURF após a usinagem para teste de amplitude com a resolução de $0,5 \mu\text{m}$.

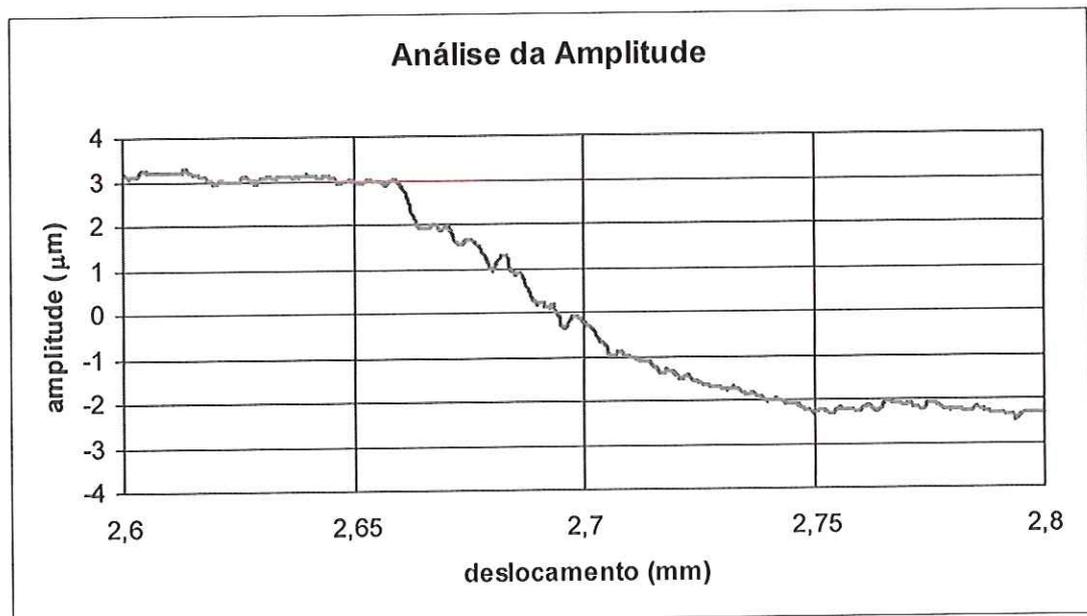


FIGURA 5.56 – Superfície do corpo de prova com usinagem na amplitude de $5 \mu\text{m}$

Na análise da superfície do corpo de prova observada na Figura 5.56 as condições de usinagem foram feitas com 1200rpm e avanço de 5mm/min. A amplitude da ferramenta de corte foi de 5 μ m. Após a usinagem foi realizada uma varredura na superfície para ser medida a amplitude real.

A amplitude obtida do gráfico da Figura 5.56 foi de 5,22 μ m [3,07-(-2,15) μ m].

A diferença entre o valor experimental obtido 5,22 μ m e o valor teórico 5 μ m é de 0,22 μ m. Esse valor ficou menor do que 0,50 μ m (resolução), como também era esperado.

Para as outras resoluções (0,25 μ m e 0,05 μ m) foi realizado teste análogo e obteve-se também valores experimentais menores do que as resoluções teóricas.

Pôde ser verificado que o PFT mantém o mesmo desempenho, com relação a amplitude e frequência de acionamento da ferramenta de corte, dos testes realizados conforme montagem da Figura 5.14, pois conforme mostrado nesse capítulo, o sistema de controle foi otimizado antes de colocar o PFT em operação no torno.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 – Conclusões

O microposicionamento de elementos em máquinas-ferramenta de ultraprecisão durante a usinagem é fundamental porque, além de fazer o posicionamento relativo ferramenta/peça, também atua na compensação de erros sistemáticos presentes, mantendo assim um rígido controle do perfil que está sendo usinado. Para conseguir esse nível de precisão é necessário, dentre outros fatores, desenvolver dispositivos de microposicionamento que possibilitem o deslocamento da ferramenta de corte e/ou da peça em fabricação, da ordem de micrometros, a fim de obter o desempenho requerido no final do processo de usinagem.

Este trabalho apresentou o desenvolvimento de um porta-ferramenta translativo (PFT), objetivando a sua utilização no microposicionamento da ferramenta de corte (até 25 μ m), com frequência de acionamento (até 10Hz), durante a usinagem de ultraprecisão.

O projeto, construção e análise do PFT foi dividido em duas partes.

A primeira parte mostrou o estudo e o desenvolvimento do projeto mecânico, sendo analisado o comportamento estático e dinâmico através de simulações usando o método por elementos finitos e também através da modelagem matemática do sistema. As análises estáticas de rigidez axial, rigidez transversal e deslocamento *versus* tensão admissível permitem afirmar que o PFT trabalha sem riscos de tensões aplicadas, pois para o maior deslocamento tem-se um coeficiente de segurança de 13,07.

A análise dinâmica da função de resposta em frequência (f_n) e a modelagem matemática para a determinação da frequência máxima ($f_{m\acute{a}x}$) que pode ser empregada sem que o atuador perca o contato com o eixo foram determinadas, respectivamente, em $f_n = 744\text{Hz}$ e $f_{m\acute{a}x} = 576\text{Hz}$.

Essas frequências são altas em comparação com àquelas a qual o PFT é submetido durante o processo de usinagem, tanto de acionamento da ferramenta de corte (10Hz) como da frequência de giro da placa do torno (20Hz). Portanto, não há vibrações perigosas e danosas impostas pelas frequências naturais e máxima em função do contato do atuador com o eixo.

A segunda parte apresentou as simulações e testes experimentais para projetar o sistema de controle. Foi mostrado a coleta de dados, a geração das curvas de aquisição, acionamento e controle, finalizando com a implementação dos filtros-passa baixas e do controlador PID.

Conforme a análise dos resultados obtidos no Capítulo 5 pode-se concluir que:

- Não houve variação do deslocamento pré-determinado da ferramenta de corte em função da frequência de acionamento do atuador piezelétrico, e os deslocamentos possuem um comportamento constante ao longo do tempo.
- Não há diferença de fase com relação aos diversos deslocamentos aplicados. Os gráficos apresentaram um comportamento constante ao longo do tempo nos deslocamentos com uma mesma frequência de acionamento.
- A presença de ruído (80nm) no sinal não provocou instabilidade no controlador, portanto, trata-se de um controlador de boa robustez.
- O sistema apresentou melhorias significativas com relação ao erro de regime que ocorria no acionamento da ferramenta de corte sem o sistema de controle implementado. Além disso, o tempo de subida foi reduzido o que provoca uma rapidez maior no tempo de resposta. Observa-se também no sistema com controle, com filtro CHEBYSHEV apenas na entrada da planta

que a curva gerada aproxima-se mais de uma curva ideal com resposta em degrau unitário.

- O PFT mantém o mesmo desempenho no torno, com relação a amplitude e frequência de acionamento da ferramenta de corte, dos testes realizados na bancada de ensaios, pois conforme mostrado o sistema de controle foi otimizado antes de colocar o sistema em operação no torno.

Essas análises garantem a funcionalidade do PFT validando o projeto mecânico e o sistema de controle implementado. Pode-se também afirmar que a metodologia aplicada no desenvolvimento desse projeto foi eficaz, pois atingiu os objetivos pré-determinados e eficiente, pois foi bem sistematizada, desde a definição da necessidade, planejamento e geração de conceitos até a implementação final do sistema de controle com a validação do projeto.

Conclui-se que o objetivo de desenvolver um porta-ferramenta translativo como um subconjunto de um sistema de microposicionamento, que emprega atuador piezelétrico para a obtenção de movimento axial linear, até 25 μm ; com frequência de acionamento, até 10Hz, durante a usinagem de ultraprecisão usando uma estratégia de controle baseada em processar sinais adquiridos ao longo do microposicionamento da ferramenta e obter informações que são usadas pelo sistema de controle para realimentação de posição foi atingido.

Isso permite realizar trabalhos como a usinagem de peças de formas complexas, possibilita o faceamento e torneamento com rebaixos em formas quaisquer, simétricas ou não, aumentando bastante a faixa de utilização da máquina e os tipos de peças com ela fabricadas.

6.2 – Sugestões para Trabalhos Futuros

Para aproveitar a tecnologia desenvolvida no projeto do PFT, são apresentadas a seguir algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Estudar a viabilidade de converter o PFT ou usar os princípios de funcionamento no desenvolvimento de um porta-ferramenta ultrassônico, que possui uma ampla vantagem de aplicações na usinagem convencional

podendo ser transferida para a usinagem de ultraprecisão, pois estudos comprovam melhoria no desgaste da ferramenta de corte e também melhorias no acabamento superficial da peça usinada. Para que se torne viável, essa sugestão deve ser dividida em três partes, sendo:

- a) Reprojetado do porta-ferramenta com a substituição do atuador piezoeletrico convencional por um atuador piezoeletrico tubular com resolução subnanométrica, pois o deslocamento da ferramenta de corte deve ser de até 10nm com frequência de 25kHz.
 - b) Desenvolvimento de um sistema de controle auto-ressonante a ser aplicado no deslocamento da ferramenta de corte.
 - c) Estudo comparativo, após termino do reprojeto e do desenvolvimento do sistema de controle auto-ressonante, das melhorias alcançadas no desgaste da ferramenta e no acabamento superficial da peça fabricada.
- Usinar diversas peças com o objetivo de ampliar a faixa de usinagem que o PFT pode realizar. Inclusive mostrar que é possível aplicar uma usinagem no torno tipicamente de uma fresadora, usando frequências de acionamento da ferramenta de corte combinadas com a frequência de giro da placa do torno.
 - Viabilizar o uso de um sistema interferométrico no torno ASG-2500 para análise da face que está sendo usinada. Com isso é possível usar o PFT para realizar a auto-correção da superfície que está sendo usinada, principalmente aplicada a espelhos esféricos e também anesféricos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABREU, G. L. & RIBEIRO, J. F. (1999). Controle ativo de vibração usando controladores baseados em lógica fuzzy. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Águas de Lindóia - SP, 15, Anais.
- AHMAD, A. (1997). *Handbook of optomechanical engineering*. CRC Press LLC, Flórida - USA
- ANSYS 9.0 REFERENCE GUIDE. (2005). *Modal analysis*.
- APOLÔNIO, R. (1988). *Uma proposta de PID auto-ajustável industrial*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- ASANO, S. & GOTO, T. (1991). Micropositioning stage of 6 degree-of-freedom with nanometer resolution. *Progress in Precision Engineering*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, Germany.
- ÅSTROM, K. J. (1983). Theory and applications of adaptive control – a survey. *Automatica*, v.19, n.5.
- ÅSTRÖM, K. J. & HAGGLUND, T. (1984). Automatic tuning of simple regulators with specifications on phase and amplitude margins. *Automatica*, 20, n.5, p.645-651.
- ÅSTRÖM, K. J. HAGGLUND, T. (1985). PID controllers: theory, design, and tuning. *Research Triangle Park, NC*, Instrument Society of America.
- ÅSTRÖM, K. J. HAGGLUND, T. (1995). *PID controllers: Theory, design and tuning*. North Carolina, USA. Instrument Society of America, 2nd edition.
- ÅSTRÖM, K. J. HAGGLUND, T. (2001). The future of PID control. *Control Engineering Practice*, n.9, p.1163-1175.

- BANKS, D. (1999). Introduction to microengineering. *Machine shop guide archive*, June.
- BRAGA, A. P., CARVALHO, A. C. & LUDERMIR, T. B. (1998). *Fundamentos de redes neurais artificiais*. Trabalho apresentado à XI Escola Brasileira de Computação.
- BRYAN, J. B. (1979). The Abbé principle revisited: an updated interpretation.. *Precision Engineering*, v.1, n.3, p.129-132.
- BOHN, C. & ATHERTON, D. P. (1995). An analysis package comparing PID anti-windup strategies. *IEEE Contr. Syst.*, p.34-40, Apr.
- BURATO, C. U., DUDUCH, J. G. & MONTANARI, L. (2002). Aspectos de projeto de uma mesa angular rotativa para correção dimensional durante a usinagem de ultraprecisão. (CD ROM). In: II CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, João Pessoa. Universidade Federal da Paraíba, 12, CPB0658.
- BURATO, C. U. (2003). *Desenvolvimento de uma mesa angular rotativa para a usinagem de ultraprecisão*. São Carlos. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- BURATO, C. U., DUDUCH, J. G., MONTANARI, L. & PORTO, A. J. V. (2004). Utilização do software LabVIEW no processamento de sinais para análise do microposicionamento de um dispositivo empregado na usinagem de ultraprecisão. In: IV CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA, Gramado, Rio Grande do Sul.
- BURATO, C. U., DUDUCH, J. G., MONTANARI, L. & PORTO, A. J. V. (2005a). Desenvolvimento de um dispositivo empregado na usinagem de ultraprecisão para correção dimensional de peças anesféricas. In: III CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA DE FABRICAÇÃO, Joenville, Santa Catarina.
- BURATO, C. U., DUDUCH, J. G., RUWER, S. G. & PORTO, A. J. V. (2005b). Usinagem de ultraprecisão realizada com porta-ferramenta acionado por atuador piezelétrico. In: III CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA DE FABRICAÇÃO, Joenville, Santa Catarina.

- CAMPOS RUBIO, J.C., DUDUCH, J. G. & VIEIRA PORTO, A. J. (1996). Acionamento direto de ferramentas de corte em máquinas de ultraprecisão. In: VII CONGRESSO NACIONAL DE INGENIERIA MECANICA, Valdivia. Universidad Austral de Chile, p. 263-266, oct.
- CAMPOS RUBIO, J.C., DUDUCH, J. G. & VIEIRA PORTO, A. J. (1997). Utilização de atuadores e servomotores translativos no acionamento direto de máquinas-ferramenta. (CD ROM). In: VII CONGRESSO IBERO AMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA, Havana. ISPJAE.
- CAMPOS RUBIO, J.C. (2000). *Projeto, construção e avaliação de microposicionadores para usinagem de ultraprecisão*. São Carlos. Tese (Doutorado) – Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- CAMPOS RUBIO, J. C., DUDUCH, J. G. & PORTO, A. J. V. (2002). Algoritmo híbrido PI Difuso + D para posicionadores de ultraprecisão. (CD ROM). In: II CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, João Pessoa. Universidade Federal da Paraíba, 14, CPB0831.
- CAON JÚNIOR, J. R. (1999). *Controladores PID industriais com sintonia automática por realimentação a relê*. São Carlos. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Elétrica – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- CARDOSO, P. M., RIBEIRO, J.F., TEIXEIRA, R. L. & NUÑEZ, I. J. C. (2002). Um novo controlador fuzzy PID adaptativo aplicado ao controle de sistemas mecânicos. (CD ROM). In: II CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, João Pessoa. Universidade Federal da Paraíba, 14, CPB0855.
- CHAO, C. L. & NEOU, J. (2000). Model reference adaptive control of air-lubricated capstan drive for precision positioning. *Precision Engineering*, v.24, p.285-290.
- CHOI, G. S., LIM, Y. A. & CHOI, G.H. (2002). Tracking position control of piezoelectric actuators for periodic reference inputs. *Mechatronics*, v.12, p.669-684.

- CRAIG & YODEN. (1991). An evaluation of ultraprecision machine tools countourning performance last test. *Progress in Precision Engineering*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, Germany.
- CUTTINO, J. F., MILLER, J. R. A. C., SCHINSTOCK, D. E. (1999) Performance optimization of a fast tool servo for single-point diamond turning machines. *IEEE/ASME Transactions of Mechatronics*, v.4, n. 2, p.169-179.
- D'AZZO, J. J. & HOUPIS, C. H. (1984). *Sistemas de controle lineares*. Rio de Janeiro, Guanabara Dois.
- DeBRA, D.B. (1992). Vibration isolation of precision machine tools and instruments. *Annals of the CIRP*, v.41/2.
- DEJIMA, S., GAO, W., KATAKURA, K., KIYONO, S. & TOMITA, Y. (2005). Dynamic modeling, controller design and experimental validation of a planar motion stage for precision positioning. *Precision Engineering*, v.29, n.3, p.263-271.
- DORF, R. & BISHOP, R. (1995). *Modern control systems*. Massachusetts, Addison-Wesley Publishing Company, 7ª edition.
- DOYE, Y. (1988). Application of modern control techniques to motor control. *Proceedings of the IEEE*, v.76, n.4, p.438-454.
- DOW, T., MILLER, M. & FALTER, P. (1991). Application of fast tool servo for diamond turning of nonrotationally symmetric surfaces. *Precision Engineering*, v.13, n.4, p.243-249.
- DUDUCH, J. G. (1993). *Some critical aspects of machine design and performance for the machining of brittle materials*. Cranfield. Thesis (Ph. D). Cranfield Institute of Technology.

- DUDUCH, J. G., PORTO A. J., JASINEVICIUS, R. G., CAMPOS RUBIO, J. C., MONTANARI, L. (2004). Projeto de máquinas-ferramenta. In: PORTO, A. J. V., SILVA, H. A., DUDUCH, J. G., CAMPOS RUBIO, J. C., MONTANARI, L., JASINEVICIUS, R. G., ALMEIDA, R. M. & SHCROETER, R. B. *Usinagem de ultraprecisão*. São Carlos, RiMa, Cap.10, p.177-211.
- ELMUSTAFA, A. A. & LAGALLY, M. G. (2001). Flexural-hinge guided motion nanopositioner stage for precision machining: finite element simulations. *Precision Engineering*, v. 25, p. 77 - 81.
- EVBUOMAWAN, N., SILVALOGANATHAN, S. & JEBB, A. (1996). Survey of design philosophies, models, methods and systems. *Proceedings of the Institutions of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, v.210, n.B4, p.301-320.
- FRANKLIN, G. F., POWELL, J. D. & EMAMI-NAEINI, A. (2002). *Feedback control of dynamic systems*. Prentice Hall, 4ª edition.
- FUNG, H. W., WANG, Q. G. & LEE, T. H. (1998). PI tuning in terms of gain and phase margins. *Automatica*, 34, n.9, p. 1145-1149.
- GYÖNGY, I. J., CLARKE, D.W. (2006). On the automatic tuning and adaptation of PID controllers. *Control Engineering Practice*, v.14, n.2, p.149-163.
- HÄGGLUND, T. (2001). The Blend station—a new ratio control structure. *Control Engineering Practice*, v.9, n.11, p.1215–1220.
- HANG, C. C., ASTROM, K. J. & HO, W. K. (1991). Refinements of the Ziegler-Nichols formula. *IEEE Proceedings – D*, 138, n.2, p.111-117.
- HAYKIN, S. (1999). *Neural networks – a comprehensive foundation*. Prentice Hall, Second Edition.

- HENEIN, S., KJELBERG, I. & ZELENIKA, S. (2003). *Flexible bearings for high-precision mechanisms in accelerator facilities*. Centre Suisse d'Electronique et de Microtechnique, Neuchâtel, Switzerland.
- HJALMARSSON, H., GUNNARSSON, S. & GEVERS, M. (1994). A convergent iterative restricted complexity control design scheme In *Proceedings of the 33rd IEEE conference on decision and control*, Orlando, p.1735–1740.
- HO, W. K., HANG, C. C. & CAO, L. S. (1995). Tuning of PID controllers based on gain and phase margins specification. *Automatica*, 31, n.3, p.497-502.
- HÖHNE, G. (1990). Projeto de instrumentos em mecânica de precisão. Florianópolis. Apostila do curso de pós-graduação em engenharia mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina.
- HORIKAWA, O. (1997). *Metrologia na fabricação mecânica*. Apostila PMC-505, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- HORIKAWA, O. (2000). *Características de projeto de sistemas mecatrônicos*. São Paulo. Tese (Livre Docência) - Universidade de São Paulo.
- IKAWA, N., DONALDSON, R. R., KOMANDURI, R., KÖNIG, W., MKEOWN, P. A., MORIWAKI, T. & STOWERS, I. F. (1991). Ultraprecision metal cutting: the past, the present and the future. *Annals of the CIRP*, v.40/2.
- INGIMUNDARSON, A. & HÄGGLUND, T. (2001). Robust tuning procedures of dead-time compensating controllers. *Control Engineering Practice*, n.9, p.1195-1208.
- ISERMANN, R. (1989). *Digital control systems*. Heidelberg, Berlim. Springer – Verlag, v.1, second edition.
- JOUANEH, M & RENYI YANG, R. (2003). Modeling of flexure-hinge type lever mechanisms. *Precision Engineering*, v. 27, p.407-418.

- JUHAS, L., VUJANIC, A., ADAMOVIC, N., NAGY, L. & BOROVIAC, B. (2001). A platform for micropositioning based on piezo legs. *Mechatronics*, v.11, p.869-897.
- KHAN, B. Z. & LEHMAN, B. (1996). Set point PI controllers for systems with large normalized time. *IEEE Trans. On Control Systems Technology*, v.4, n.4, p.459-466.
- KESSLER, C. (1958). Das symmetrische optimum. *Regelungstetchnik*, v.6, n.11, p.395-400.
- KIM, H. S., JEONG, K. S. & LEE, D. G. (1997). Design and manufacture of a three-axis ultra-precision CNC grinding machine. *Journal of Materials Processing Technology*, v.71, p.258-266.
- KIM, Y. H. & LEWIS, F. L. (2000). Reinforcement adaptive learning neural-net-based friction compensation control for high speed and precision. *IEEE Trans. Contr. Syst. Technol.*, 1, p.118-126.
- KING, T. G., PRESTON, M. E., MURPHY, B. J. M. & CANNELL, D. S. (1990). Piezoelectric ceramic actuators: a review of machinery applications. *Precision Engineering*, v.12, n.3, p.131-136.
- KISTLER INSTRUMENT Corporation. (1999). *Products for micropositioning*. (CATALOG). USA
- KOREN, Y., & LO, C. C. (1992). Advanced controllers of feed drives. *Annals of CIRP*, v.41/2.
- KRISTIANSSON, B & LENNARTSON, B. (2006). Evaluation and simple tuning of PID controllers with high-frequency robustness. *Journal of Process Control*, v.16, p.91-106.
- KRÜGER, P. (1993). *Avaliação dinâmica de servo-acionamentos*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- LEE, R. T., CHIOU, Y. C. & LIN, Y. W. (1999). Study on slip displacement and stick-slip characteristics in reciprocating friction drive system. *Tribology International*, v. 32, p. 97-106.

- LEE, S. Q. & GWEON, D.G. (2000). A new 3-DOF Z-tilts micropositioning system using electromagnetic actuator and air bearings. *Precision Engineering*, v.24, p.24-31.
- LEE, H. K., CHOI, G. S. & CHOI, G. H. (2002). A study on tracking position control of pneumatic actuators. *Mechatronics*, 12, p.813-831.
- LEQUIN, O., GEVERS, M., MOSSBERG, M., BOSMANS, E. & TRIEST, L. (2003). Iterative feedback tuning of PID parameters: comparison with classical tuning rules. *Control Engineering Practice*, n.11, p.1023-1033.
- LI, W., CHANG, X. G., WAHL, F. M. & TSO, S. K. (1999). Hybrid fuzzy P+ID control of manipulators under uncertainty. *Mechatronics*, v.9, p.301-315.
- LICHTBLAU, M. (1989). *Uma contribuição ao estudo da dinâmica de posicionadores*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.
- MANTZ, R. J., & TACCONI, E. J. (1989). Complementary rules to Ziegler and Nichols' rules for a regulating and tracking controller. *International Journal of Control*, v.49, n.5, p.1465-1471
- MAO, J., TACHIKAWA, H. & SHIMOKOHBE, A. (2003). Precision positioning of a DC-motor-driven aerostatic slide system. *Precision Engineering*, 27, p.32-41.
- MASON, F. (2000). Cast polymer machine bases. *Machine shop guide archive*, June.
- McCONNELL, K. G. (1995). *Vibration Testing: theory and practice*. John Wiley & Sons, Inc, New York, USA.
- McKEOWM, P. A. (1986). High precision manufacturing and the British Economy. *James Clayton Memorial Lecture*, Proc. IMechE Vol. 200, (CUPE). Cranfield.
- McKEOWN, P. A. (1988). *Precision engineering – the mechanical design of high precision machines*. Tutorial, Cranfield Institute of Technology (CUPE). Cranfield.

- MEKID, S. & BONIS, M. (1997). Conceptual design and study of high precision translational stages: application to an optical delay line. *Journal of ASPE*, v.21, p. 29-35.
- MEKID, S. (2000). High precision linear slide. Part I: design and construction. *Machine Tools & Manufacture*, v.40, p.1039-1050.
- MISIR, D., MALKI, H.A. & CHEN, G. (1996). Design and analysis of a fuzzy proportional-integral-derivate controller. *Fuzzy Sets and Systems*, v.79, p.297-314.
- MONTANARI, L. (1999). *Técnicas de projeto aplicadas no desenvolvimento de um microposicionador angular*. São Carlos. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- MONTANARI, L. (2004). *Reconhecimento de imagens interferométricas aplicado a sistemas de posicionamento de alto desempenho*. São Carlos. Tese (Doutorado) – Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- NAGAMINE, R. K. (2001). *Lógica difusa para controle não convencional de uma viga inteligente*. São Carlos. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- NAKAZAWA, H. (1994). *Principles of precision engineering*. Oxford University Press, Oxford.
- NEUGEBAUER, G. H. (1988). Designing springs for parallel motion. *SPIE Milestone Series*, vol.770.
- NEWPORT CORPORATION (1997). *Motion control – mechanical stage design*. Tutorial, <http://www.newport.com>, Irvine, CA.
- NISHIKAWA, Y., SANNOMIYA, N., OHTA, T. & TANAKA, H. (1984). a method for auto-tuning of PID control parameters. *Automatica*, v.20, n.3, p.321-332.
- OGATA, K. (2003). *Engenharia de controle moderno*. Prentice-Hall do Brasil, 4ª edição.

- OIWA, T. (1999). New coordinate measuring machine featuring a parallel mechanism. *Proc. of 1st International Conference EUSPEN*, v.2, p 320-23.
- OSAWA, S., BUSH, K., FRANKE, M. & SCHWENKE, H. (2005). Multiple orientation technique for the calibration of cylindrical workpieces on CMMs. *Precision Engineering*, v.29, n.1, p.56-64.
- PARNICHKUN, M. & NGAECHAROENKUL, C. (2001). Kinematics control of a pneumatic systems by hybrid fuzzy PID. *Mechatronics*, v.11, p.1001-1023.
- PAROS, J. M. & WEISBORD, L. (1965). How to design a flexure hinge. *Machine Design*, v. 37, n. 26 – 27, p. 151–156.
- PATYRA, M. J. & MLYNEK, D. M. (1996). *Fuzzy logic implementation and applications*. Wyley Teubner.
- PESSON, D. W. (1994). A new look at PID-controller tuning. Transactions of American Society of Mechanical Engineering. *Journal of Dynamic Systems Measurement Control*, n. 116, p.553-557.
- PORTMAN, V. & PESCHANSKY, B. (2001). Phase-statistical method and device for high precise and high-efficiency angular measurements. *Precision Engineering*, v.25, p.309-315.
- PORTO, A. J. V., SILVA, H. A., DUDUCH, J. G., CAMPOS RUBIO, J. C., MONTANARI, L., JASINEVICIUS, R. G., ALMEIDA, R. M. & SHCROETER, R. B. (2004). *Usinagem de ultraprecisão*. São Carlos - SP, RiMa.
- POULIN, E., PORMELEAU, A. DESBIENS, A. & HODOUIN, D. (1996). Development and evaluation of an auto-tuning and adaptive PID controller. *Automatica*, v.32, n.1, p.71-82.
- PRITSCHOW, G. & PHILIPP, W. (1990). Direct drives for high-dinamic machine tool axes. *Annals of the CIRP*, v.41/1.

- PURQUÉRIO, B. M., PENTEADO, L. A., FRANÇA, S. C. & FORTULAN, C. A. (1994). Máquina de ultraprecisão: um projeto desenvolvido no Brasil. *Máquinas & Metais*, p.152-163, mar.
- PHYSIK INSTRUMENTE. *Products for micropositioning*. (2005). (CATALOG). Germany
- RAY, L. R., RAMASUBRAMANIAN, A. & TOWNSEND, J. (2001). Adaptive friction compensation using extended Kalman-Bucy filter friction estimation. *Contr. Eng. Pract.*, n.2, p.169-179.
- RO, P. I. & HUBBEL, P. I. (1992). Nonlinear micro-dynamic behavior of a ball-screw driven precision slide system. *Precision Engineering*, v.14, n.4, p.229-236.
- RO, P. I., SHIM, W. & JEONG, S. (2000). Robust friction compensation for submicrometer positioning and tracking for a ball-screw slide system. *Precision Engineering*, v.24, p.160-173.
- ROBERTS, G. N., SUTTON, R., ZIRILLI, A. & TIANO, A. (2003). Intelligent ship autopilots – a historical perspective. *Mechatronics*, v.13, p.1091-1103.
- RYU, J. H., SONG, J. & KWON, D. S. (2001). A nonlinear friction compensation method using adaptive control and its practical application to an in-parallel actuated 6-DOF manipulator. *Contr. Eng. Pract.*, n.2, p.159-167.
- SANTORO, F. (1999). *Estudo de estratégias de controle para uma estação de rastreamento a laser*. São Carlos. Tese (Doutorado) – Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- SANTOS, D. L. (1997). *Um algoritmo para comando de uma mesa de microposicionamento angular usando interferometria*. São Carlos. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- SEDRA, A. S. & SMITH, K. C. (2000). *Microeletrônica*. Makron Books, São Paulo, 4ª edição.

- SHAW, J. A. (2003). *The PID control algorithm: how it works, how to tune it, and how to use it*. Process Control Solution, 2^a edition.
- SLOCUM, A. H. (1992). *Precision Machine Design*. New Jersey, Prentice-Hall, Inc.
- SMITH, S. W. (2003). *The scientist and engineer's guide to digital signal processing*. California Technical Publishing, San Diego, California, 2^a edition.
- SMITH, S. & CHETWYND, D. (1992). Foundations of ultraprecision mechanism design. *Gordon and Breach Science Publishers*, Yverdon.
- SMITH, M. H., ANNASWAMY, A. M. & SLOCUM, A. H. (1995). Adaptive control strategies for a precision machine tool axis. *Precision Engineering*, v.17, p.192-206.
- SUNAR, M., HYDER, S. J. & YILBAS, B. S. (2001). Robust design of piezoelectric actuator for structural control. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering.*, v.190, p. 6257-6270.
- SUNG, S. W., LEE, I. B. & LEE, J. (1998). New process identification method for automatic design of PID controllers. *Automatica*, v.34, n.4, p.513-520.
- SUNGCHUL, J. & YORAM, K. (2004). Adaptive fuzzy logic controller for feed drives of a CNC machine tool. *Mechatronics*, v.14, p.299-326.
- TACHIKAWA, H., FUKUDA, M., SATO, K. & SHIMOKOHBE, A. (2000). Ultraprecision positioning using air bearing lead screw. *Trans. JSME Ser.*, n.66, p.1559-1566.
- TAVARES, R. C. (1995). *Projeto de um posicionador submicrométrico para litografia óptica*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Santa Catarina.
- THOMPSON, D. C., CHRISLOCK, J. & NEWTON, L.E. (1982). Development of an inexpensive, high – accuracy diamond turning machine. *Precision Engineering*, v.4, n.2, p.73-77, Apr.

- TÖNSHOFF, H. K., WULFSBERG, J. P., KALS, H. J. J., KÖNIG, W. & van LUTTERVELT. (1988). Development and trends in monitoring and control of machining processes. *Annals of the CIRP*, v.37, n.2, p.611-622.
- TZEN, J., JENG, S. & CHIENG, W. (2003). Modeling of piezoelectric actuator for compensation and controller design. *Precision Engineering*, v. 27, p. 70 - 86.
- VÁSQUEZ, J. A. R. (1994). *Desenvolvimento de um posicionador de ultraprecisão*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado) – Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina.
- VISIOLI, A. (2005). Design and tuning of a ratio controller. *Control Engineering Practice*, n.13, p.485-497.
- VODA, A., & LANDAU, I. D. (1995). A method for the auto-calibration of PID controllers. *Automatica*, v.31, n.1, p.41-53.
- WANG, L. BARNES, T.J.D & CLUETT, W. R. (1995). New frequency-domain design method for PID controllers. *IEE Proc. Control Theory Applied*, v.142, n.4, p.265-271.
- WANG, D. & RUI, Y. (2000). Simulation of the stick-slip friction between steering shafts using ADAMS/PRE. Reserch & Vehicle Technology Ford Motor Company, International ADAMS uses Conference.
- WANG, M. & FEI, R. (2001). On-line chatter detection and control in boring based on an electrorheological fluid. *Mechatronics*, v.11, p.779-792.
- WATANABE, F. Y. (1992). *Desenvolvimento de um atuador hidrostático diferencial e de um sensor opteletrônico para posicionamento linear de precisão*. São Carlos. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- WECK, M. (1984). *Handbooks of machine tools*, v. 1, 2, 3 e 4. John Wiley & Sons, Chichester.

- WECK, M., BISPINK, T. & PYRA, M. (1991). *Analyzing the dynamics performance of high precision machine*, Tutorial, IPT, Aachen.
- WECK, M. & BISPINK, T. (1991). Examination of high precision slow-motion feed-drive systems for the submicrometre range. *Progress in Precision Engineering*, Springer-Verlag, Heidelberg.
- WEINGAERTNER, W. L. (1992). *Desenvolvimentos na usinagem de ultraprecisão*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.
- WEINSTEIN, W. D. (1988). Flexure pivot bearings. *SPIE Milestone Series*, vol.770.
- WORONKO, A.; HUANG, J. & ALTINTAS, Y. (2003). Piezoelectric tool actuator for precision machining on conventional CNC turning centers. *Precision Engineering*, v. 27, p. 335-345.
- YUIL-BEARING SYSTEM Co., Ltd. (2001). *Products for roller guide*. (CATALOG). Korea.
- ZADEH, L. (1965). Fuzzy sets. *Information and control*, v.8, p.338-353.
- ZADEH, L. (1973). Outline of a new approach to the analysis of complex systems and decision processes. *IEEE Trans. on Systems Man. and Cybernetics*, v.3, p.28-44.
- ZHUANG, M. & ATHERTON, D. P. (1993). Automatic tuning of optimum PID controllers. *IEEE Proceedings – D*, 140, n.3, p.216-224.
- ZIEGLER, J. G. & NICHOLS, N. B. (1942). Optimum settings for automatic controllers. *ASME Trans*, 64, p.759-768.