

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ACIONAMENTO DE UM POSICIONADOR LINEAR DE ULTRAPRECISÃO
EMPREGANDO UMA REDUÇÃO *HARMONIC DRIVE* COM CONTROLE DE
VELOCIDADE**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

**para a obtenção do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ENG. ELETRICISTA MARCELO MASSAYUKI SUNADA

Florianópolis, janeiro de 2007

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ACIONAMENTO DE UM POSICIONADOR LINEAR DE ULTRA-PRECISÃO
EMPREGANDO UMA REDUÇÃO *HARMONIC DRIVE* COM CONTROLE DE
VELOCIDADE**

ENG. ELETRICISTA MARCELO MASSAYUKI SUNADA

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Prof. Walter Lindolfo Weingaertner, Dr.-Ing. – Orientador

Rodrigo L. Stoeterau, Dr. Eng. – Co-orientador

Prof. Fernando Cabral , PhD. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Carlos A. Martin, Dr.-Ing. (Presidente)

Prof. Hari Bruno Mohr, D.Sc.

Prof. Rolf Bertrand Schroeter, Dr. Eng.

A toda minha família, em especial
aos meus pais e meus irmãos

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais pelo apoio em todos os momentos. Este trabalho também é fruto do trabalho de vocês.

Aos meus irmãos Adriana, Fabiana e André. Muito obrigado pelas sugestões e pelo apoio prestado em todos os momentos.

Ao professor Dr.-Ing. Walter L. Weingaertner pela orientação na execução deste trabalho e ao apoio prestado durante minha formação profissional.

Ao Dr. Eng. Rodrigo Stoeterau pela orientação durante o trabalho.

Aos professores Dr. Eng. Rolf Bertrand Schroeter e Dr.-Ing. Carlos Alberto Martin pelas contribuições, sugestões, críticas e apoio.

Aos amigos Andrei e André pelo apoio prestado durante estes anos.

Aos graduandos (alguns já engenheiros) Rodrigo Pavão Moreira, Wagner Alberto de Moraes, Marcos Vinícius Suguino e Anderson Vedoveto pela indispensável ajuda nos experimentos e pela contribuição no desenvolvimento e conclusão deste trabalho.

Ao técnico Hélio Irineu José, ao Eng. Paulo Magalhães, ao graduando Rodrigo Mendonça e a todo o pessoal do LMP pelo suporte operacional prestado na disponibilização da infraestrutura necessária para este trabalho de pesquisa.

À Ana Cristina pela desenvoltura na ajuda prestada em todos os momentos.

Aos meus amigos, por participarem da minha vida, auxiliando quando necessário e servindo de companhia em todos os momentos.

Ao Dr. Eng. Milton Pereira pela valiosa troca de experiências.

Ao CNPQ e ao LMP pelas bolsas concedidas a mim e a todo o pessoal que apoiou este estudo.

Ao M. Eng. Marco Paulo Guimarães pela minha primeira oportunidade de trabalho na área de Mecânica de Precisão.

Ao pessoal do USICON o meu obrigado pela fabricação das peças mecânicas.

A todos que de algum modo colaboraram na execução deste trabalho.

"As coisas só deixam de existir
quando deixamos de acreditar nelas."

Autor: Desconhecido

"Embora ninguém possa voltar atrás e fazer um novo começo,
qualquer um pode começar agora e fazer um novo final!"

Autor: Desconhecido

"Só existem dois dias do ano em que nada pode ser feito:
um se chama ontem e o outro amanhã".

Autor: Dalai Lama

RESUMO

A presente dissertação propõe alterações no sistema de acionamento de avanço e a implementação de um controle de velocidade para um torno de ultraprecisão, a fim de melhorar a suavidade e constância da velocidade de deslizamento da mesa do porta-ferramentas. A partir de estudos anteriores, constatou-se que grande parte da vibração provinha do antigo redutor por polia/correia e coroa/parafuso sem-fim, e que ocorria o fenômeno denominado *stick-slip* em baixas velocidades, degradando a qualidade de movimentação dos elementos móveis. Esse redutor foi então substituído por um redutor *Harmonic Drive*. O estudo foi feito comparando-se as vibrações presentes no sistema antes e após as modificações, para verificar se houve redução significativa nos níveis de vibração. Além disso, foi realizada a aquisição da curva de atrito, nos dois casos, para verificar se a nova redução reduziu o efeito *stick-slip*. Com os dados obtidos foi possível observar que o redutor *Harmonic Drive* apresenta o efeito *Stribeck* em menor intensidade, reduzindo o efeito *stick-slip*, e proporciona uma menor velocidade estável para a usinagem de ultraprecisão. O controle da velocidade em malha fechada, realizada por um microcontrolador PIC, garante que esta permaneça dentro de limites mais estáveis que os verificados sem a malha de controle. No entanto ainda se verifica uma ondulação da velocidade de avanço. Assim, este trabalho possibilitou uma maior compreensão da tecnologia em movimento de precisão no processo de usinagem de ultraprecisão, bem como possibilitou a redução da velocidade mínima alcançável de avanço da mesa. Além disto, o trabalho pode também orientar uma possível automatização do processo de usinagem no torno de ultraprecisão por meio de comando numérico.

Palavras-chave: ultraprecisão, acionamento de avanço, *Harmonic Drive*, controle em malha fechada, Microcontrolador PIC.

ABSTRACT

The present work proposes a feed drive system changes and a speed control implementation on the ultraprecision lathe, intending to improve the tool holder table suavity and constancy speed displacement. Previous studies demonstrated that the most significant vibration came from the older reducer (belt/pulley and angular bevel gear/endsless screw), and the occurred stick-slip effect in slow speed, degrading the mobile parts motion quality. This reducer was substituted by a Harmonic Drive. A comparison was made between the vibrations on the system before and after the modifications to verify any significant reduction on the vibration levels. Moreover, the attrition curve acquisition was carried through, in both cases, to verify if the new reduction system reduced the stick-slip effect. With the gotten data it was possible to observe that the Harmonic Drive reducer presents Stribeck effect in lesser intensity, reducing the stick-slip effect, and provides a slower stable speed for the ultraprecision machining. The closed-loop speed control, made with a PIC microcontroller, guarantees that the speed remains inside the most stable limits than was verified without the closed-loop speed control. However it's still verified a feed speed undulation. Thus, this work made possible a better comprehension about precision movement technology in the ultraprecision machining process, as well as the reduction of the minimum reachable speed in the table feed. Moreover, the work can also some possible machining process automation using numeric control on the ultra-precision lathe.

Keywords: *ultraprecision, feed driver, Harmonic Drive, feedback control, PIC Microcontroller.*

LISTA DE ABREVIATURAS

CA (ou AC)	Corrente alternada
CC (ou DC)	Corrente contínua
CD	Compact Disc
CCP	<i>CAPTURE, COMPARE AND PWM</i>
CLP	Controlador Lógico Programável
CNC	<i>Computer Numerical Control</i> (ou Comando Numérico Computadorizado)
COM1	Porta serial de comunicações do micro computador
CPU	<i>Central Processing Unit</i> (ou Unidade Central de Processamento)
DAQ	<i>Data Acquisition Device</i>
EEPROM	Electric Enhanced Programmable Read-Only Memory (memória não volátil, que pode ser desgravada com uma carga elétrica)
EHD ou EHL	Lubrificação Elastohidrodinâmica
GRUCON	Grupo de Pesquisa e Treinamento em Comando Numérico e Automatização Industrial
HD	Lubrificação Hidrodinâmica
HDS	<i>Harmonic Drive Systems</i>
ICP	<i>Integrated Circuit Piezoelectric</i>
IHM	Interface Homem Máquina
LABMETRO	Laboratório de Metrologia
LASER	<i>Light Amplification by the Stimulated Emission of Radiation</i> (ou Amplificação de Luz pela Emissão Estimulada de Radiação)
LCD	<i>Liquid Crystal Display</i>
LHW	Laboratório de Hardware

LMP	Laboratório de Mecânica de Precisão
LODTM	<i>Large Optics Diamond Turning Machine</i>
NI	National Instruments
NPL	National Physics Laboratory
PIC	<i>Peripheral Interface Controller</i> (Microcontrolador)
PID	Controlador Proporcional Integral Derivativo
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i> (ou Modulação de Largura de Pulso)
RMS	<i>Root Mean Square</i>
Rpm	Rotações por minuto
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
USICON	Laboratório de Usinagem e Comando Numérico
UTS	Unidade de Tratamento de Sinal

LISTA DE TERMOS

<i>Delay</i>	Atraso
<i>Driver</i>	Dispositivo eletrônico para energização de motor
<i>Offset</i>	Componente contínuo (DC) de um sinal
<i>Retrofitting</i>	Reformar
<i>Ripple</i>	Ondulação
<i>Stick-slip</i>	Fenômeno físico de “adere-e-desliza” entre duas superfícies em movimento relativo
<i>Sub-vi</i>	Sub-programa do Labview®
<i>Updating</i>	Atualizar
<i>Winchester</i>	Disco rígido de microcomputador
<i>Stribeck</i>	Efeito de queda de atrito que ocorre logo que corpo sai do repouso e entra em movimento
<i>Prescaler</i>	Divisor de pulso programável

LISTA DE GRANDEZAS PRINCIPAIS

$e(t)$	Erro
$u(t)$	Sinal de controle
$E(s)$	Função transferência do erro
f	Freqüência.
f_{osc}	Freqüência de oscilação do circuito, no caso 20MHz
K_d	Ganho derivativo
K_i	Ganho integral
K_p	Ganho proporcional
Pre	Divisor de pulso programável (<i>prescaler</i>)
$PR2$	Valor do registrador de funções especiais
PWM_{period}	Período do <i>PWM</i>
PWM_{duty_cycle}	Percentual de tempo em que o <i>PWM</i> fica em nível lógico alto relativo ao tempo em baixa
$Register_value$	Registrador
$Timer$	Temporizador
T	Período entre interrupções do temporizador (timer)
T_{osc}	Período de oscilação do circuito, no caso 1/20MHz;
$TMR2_{prescale_value}$	Valor do <i>prescaler</i> (esse valor pode ser 1, 4 ou 16);
$TMR2_{prescale_value}$	Valor do <i>prescaler</i>
T_{osc}	Período de oscilação do circuito, no caso 1/20MHz
$U(s)$	Função transferência do sinal de controle
W	Carga
ΔT	Período de amostragem
α	Filtro digital passa baixa
η	Viscosidade do óleo

LISTA DE SÍMBOLOS

h_{cu_min}	[μm]	Espessura de usinagem mínima
h	-	Espessura do filme lubrificante
i (t)	[A]	Corrente
f	[$\mu\text{m}/\text{rotação}$]	Avanço da ferramenta de corte
n	[rotação]	Número de rotações
A	[$\text{m}/\text{s}^2, \text{mm}/\text{min}^2$]	Aceleração
D	[M, MM]	Deslocamento
F_f	[N]	Força de atrito instantânea
F_C	[N]	Força de atrito de Coulomb
F_{\square}	[N]	Força de atrito viscosa
F_S	[N]	Amplitude do atrito de Stribeck
K_t	[Nm/A]	Constante de torque do motor
R_a	[nm, μm]	Rugosidade média aritmética
T_m (t)	[Nm]	Torque no motor
V	[m/s, mm/min]	Velocidade
V_f	[$\mu\text{m}/\text{s}$]	Velocidade de avanço da ferramenta
$\dot{\chi}$	[m/s]	Velocidade relativa entre dois corpos
μ	-	Coeficiente de atrito
μ_s	-	Coeficiente de atrito estático
μ_d	-	Coeficiente de atrito dinâmico
Ω	[RAD/S]	Freqüência Rotacional
μ	-	Coeficiente de atrito

Sumário

SUMÁRIO	19
FIGURAS	21
TABELA	24
1 INTRODUÇÃO	25
1.1 Definição do problema.....	26
2 ESTADO DA ARTE	27
2.1 Processos e máquinas de ultraprecisão.....	32
2.2 COMPONENTES PARA AUTOMAÇÃO DE MÁQUINAS DE ULTRAPRECISÃO.....	36
2.2.1 Transmissão mecânica.....	36
2.2.2 Guias.....	39
2.2.3 Flanges e acoplamentos.....	40
2.2.4 Acionamento de avanço.....	40
2.2.5 Controle / Comando: Automação.....	46
2.2.6 SISTEMA DE ATOMIZAÇÃO DE FLUIDO DE CORTE.....	49
2.3 Máquinas de ultraprecisão.....	49
3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	53
3.1 Atrito.....	53
3.1.1 Ação do lubrificante.....	54
3.1.2 Viscosidade do lubrificante.....	55
3.1.3 Formação de filme lubrificante.....	56
3.1.4 Atrito no sistema lubrificado.....	57
3.2 Princípio Básico de Ponte H.....	61
3.3 Modulação da Largura de Pulso (PWM).....	63
3.4 Sistema de Controle.....	65
3.4.1 Controlador.....	65
4 ESTUDO DO OBJETO	71
4.1 Caracterização do Torno de Ultraprecisão.....	71
4.2 Problemas e Soluções Propostas.....	76
5 IMPLEMENTAÇÃO DA SOLUÇÃO PROPOSTA	83
5.1 Sistema de atomização de fluido de corte.....	83
5.2 Componentes Mecânicos.....	84

5.2.1	Transmissor mecânico transformador do tipo <i>Harmonic Drive</i>	85
5.2.2	Acoplamentos	85
5.3	Motor.....	86
5.4	Sistema de Medição de Deslocamento	86
5.5	Controle	87
5.5.1	Estação de trabalho CUSCOPIC.....	89
5.5.2	Acionamento de controle CINKO.....	90
5.6	Algoritmo de controle	91
5.6.1	Obtendo o Controlador PID Discreto Ideal (para PIC).....	91
5.6.2	Temporização	93
5.6.3	Saturação	93
5.6.4	Ruído eletro-magnético	94
5.6.5	Método de sintonia ou ajuste de parâmetro	95
5.6.6	Implementação do software.....	95
5.6.7	Implementação do programa principal	97
6	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	101
6.1	Histerese.....	101
6.2	Curva Característica de Atrito	102
6.3	Monitoramento e controle de vibrações.....	105
7	RESULTADOS DOS ENSAIOS E DISCUSSÃO	109
7.1	Característica do <i>Harmonic Drive</i>	109
7.2	Característica do antigo sistema de redução.....	114
7.3	Característica da mesa de escorregamento.....	116
7.4	Sistema <i>Harmonic Drive</i> X Sistema redução parafuso sem fim	118
7.5	Refrigeração do motor CC	126
7.6	Análise do comportamento da mesa sob controle de velocidade	128
7.7	Análise da influência do atomizador de fluido de corte sobre as amplitudes de vibração da ferramenta e do mancal	133
8	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	135
8.1	Conclusão	135
8.2	Sugestões para futuros trabalhos	136
9	REFERÊNCIAS.....	139
	ANEXO A	145
	ANEXO B	151

Figuras

Figura 2.1 - Evolução da precisão dos processos de usinagem ao longo do tempo, segundo Tanigushi, apud STOETERAU, 1999	28
Figura 2.2 – Componentes principais do <i>Harmonic Drive</i> (<i>HARMONIC DRIVE</i>).....	37
Figura 2.3 – Representação esquemática do funcionamento do acionamento <i>Harmonic Drive</i> (<i>HARMONIC DRIVE</i>).....	38
Figura 2.4 – Princípio de funcionamento do <i>encoder linear</i>	45
Figura 2.5 - Digitalização do sinal.....	46
Figura 2.6 - Diagrama de blocos de um microcontrolador.	47
Figura 2.7 – LODTM (<i>Large Optics Diamond Turning Machine</i> , 2006)	50
Figura 2.8 – Tetraform (<i>SCHOOL OF INDUSTRIAL & MANUFACTURING SCIENCE</i> , 2005)	50
Figura 2.9 - ROBO nano Ui (<i>FANUC</i> , 2002)	51
Figura 2.10 - Peça usinada no ROBO nano Ui (<i>FANUC</i> , 2002).....	51
Figura 2.11 - Nanotech 220UPL (<i>MOORE NANOTECHNOLOGY SYSTEMS</i> , 2005)	52
Figura 2.12 – Nanotech 500FG (<i>MOORE NANOTECHNOLOGY SYSTEMS</i> , 2005)....	52
Figura 3.1 Relação de Thruston (<i>Hutchings</i> , 1992).....	57
Figura 3.2 - Diagrama de <i>Stribeck</i> (<i>MARU</i> , 2003).....	58
Figura 3.3 - Modelos de atrito. (<i>GUIMARÃES</i> , 2004)	60
Figura 3.4 – Configuração básica da ponte-H.....	61
Figura 3.5 – Sentido de corrente elétrica na ponte H.....	62
Figura 3.6 - Sinais PWM de “ciclos de trabalho” variados.....	64
Figura 3.7 – Simulação de um sistema em malha fechada com controle proporcional (<i>ASTROM</i> , 1995)	66
Figura 3.8 – Simulação de um sistema em malha fechada com controle proporcional e integral (<i>ASTROM</i> , 1995).	68
Figura 3.9 – Simulação de um sistema em malha fechada com controle proporcional, integral e derivativo (<i>ASTROM</i> , 1995).....	69
Figura 4.1 – Torno para torneamento de cilindros de fotoreceptores.....	71
Figura 4.2 – Torno original	73
Figura 4.3 – Torno Moore Tools com cabeçote Kugler (1º <i>Retrofitting</i>)	74
Figura 4.4 – Sistema de acionamento com motor CC e parafuso sem fim.....	75
Figura 4.5 - Fatores de influência sobre resultado de trabalho na usinagem de ultraprecisão (<i>SCHROETER</i> , 1997)	76
Figura 4.6 – Curva característica estática do atrito (<i>GUIMARAES</i> , 2004).....	78

Figura 4.7 – Representação esquemática do faceamento.....	79
Figura 4.8 - Arranjo sugerido para o acionamento da máquina-ferramenta.	82
Figura 5.1 - Funcionamento do aerógrafo.....	84
Figura 5.2 – Transmissores de movimento e fixadores	84
Figura 5.3 - Acoplamentos de Foles (a) e Helicoidal (b).....	86
Figura 5.4 – Elementos constituintes do <i>encoder</i> linear (STOETERAU, 1999)	87
Figura 5.5 – Resolução de deslocamento de 2,5 μm	88
Figura 5.6 – Controle discreto implementado no microcontrolador.....	96
Figura 5.7 – Fluxograma do algoritmo de controle.....	97
Figura 5.8 – Configuração do módulo PWM	97
Figura 5.9 – Configuração do período de amostragem	98
Figura 5.10 – Limitação do valor no registrador do ciclo de trabalho do PWM	99
Figura 5.11 – Fluxograma do programa principal	100
Figura 6.1 – Esquema de montagem utilizado na execução dos ensaios de determinação das curvas de atrito	104
Figura 6.2 – Acelerômetros posicionados no cabeçote aerostático	106
Figura 6.3 – Posição de montagem dos acelerômetros no porta-ferramentas	106
Figura 7.1 – Curva de atrito do redutor <i>Harmonic Drive</i>	110
Figura 7.2 – Três ensaios do <i>efeito Stribeck</i>	112
Figura 7.3 – Memória de atrito	113
Figura 7.4 – Aquisição de pontos torque/velocidade do <i>Harmonic Drive</i>	114
Figura 7.5 – Curva de atrito do redutor coroa/parafuso sem fim e do motor	115
Figura 7.6 – Memória de atrito	115
Figura 7.7 - Histerese do conjunto mesa-fuso.....	116
Figura 7.8 – Histerese do <i>Harmonic Drive</i> e do redutor parafuso sem fim.....	117
Figura 7.9 - Curvas de atrito do redutor coroa/parafuso sem fim acoplado e desacoplado da mesa.....	118
Figura 7.10 - Curva de atrito do <i>Harmonic Drive</i> X redutor coroa/parafuso sem fim....	119
Figura 7.11 – Resposta ao degrau do sistema de avanço do redutor com parafuso sem fim em malha aberta	121
Figura 7.12 – Resposta ao degrau do sistema de avanço com <i>Harmonic Drive</i> em malha aberta	121
Figura 7.13 – Resposta ao degrau do <i>Harmonic Drive</i> em malha aberta desacoplado da mesa.....	122
Figura 7.14 – Resposta ao degrau do <i>Harmonic Drive</i> gerada em malha fechada (PWM)	123

Figura 7.15 – Amplitudes de Vibrações χ_{pp} verificadas com o acionamento com <i>Harmonic Drive</i> e do redutor com coroa/parafuso sem fim	125
Figura 7.16 – Influência das vibrações em X e Z sobre a profundidade de rugosidade R_t	126
Figura 7.17 – Amplitudes de vibrações χ_{pp} na ferramenta e no mancal verificadas com e sem arrefecimento pneumático do eixo de acionamento.....	127
Figura 7.18 – Curva de atrito da mesa em X com e sem arrefecimento do eixo de acionamento.	128
Figura 7.19 – Curva de atrito com e sem controle de velocidade	129
Figura 7.20 – Amplitude de vibração χ_{pp} com e sem controlado PI	130
Figura 7.21 – Gráfico da corrente e da velocidade com <i>PWM</i> com controle (MF).....	131
Figura 7.22 – Gráfico da corrente e da velocidade com <i>PWM</i> sem controle (MA).....	131
Figura 7.23 – Gráfico da corrente e da velocidade com <i>PWM</i> com controle	132
Figura 7.24 – Gráfico da corrente e da velocidade com <i>PWM</i> sem controle	132
Figura 7.25 – Vibração do atomizador	134
Figura A.0.1 – Dados técnicos do motor CC Minertia	147
Figura A.0.2 - Esquemático do Cuscopic	148
Figura A.0.3 - Fluxo de corrente para acionar o motor (movimento para esquerda)	149

Tabela

Tabela 1 - Campos de aplicação, materiais e especificações para a usinagem de ultraprecisão (SCHROETER, WEINGAERTNER, 1997).....	29
Tabela 2 - Materiais empregados na usinagem com diamante (SCHROETER, 1997).....	31
Tabela 3 – Relação entre tolerâncias e mecanismos de usinagem (GUIMARAES, 2004)	33
Tabela 4 – Comparação da fabricação de lentes de contato pelo processo tradicional e por torneamento de ultraprecisão (RABE, 2001).....	34
Tabela 5 – Comparação entre o processo tradicional e por usinagem de ultraprecisão de lentes (⊕ - lotes grandes, ⊗ - lotes pequenos) (RABE, 2001)	35
Tabela 6 – Diferentes tipos e modelos de sensores de posição (MARTIN, 1996)	44
Tabela 7 - Tabela com as características do microcontrolador 16F877A.....	48
Tabela 8 – Estados do motor.....	62
Tabela 9– <i>Retrofitting's</i> realizados.....	75
Tabela 10 - Escolha dos elementos mais apropriados.	81
Tabela 11 - Especificações do <i>Harmonic Drive</i> (HDS, 2004)	85
Tabela 12 – Vantagens e desvantagens do uso do CUSCOPIC	90

1 INTRODUÇÃO

A tecnologia de usinagem de ultraprecisão é uma operação que se destina à produção de componentes ópticos, mecânicos e eletrônicos cada vez mais sofisticados e elaborados com precisão dimensional e forma na faixa submicrométrica e rugosidade de algumas dezenas de nanômetros. Uma das principais variações dos processos de usinagem de ultraprecisão é a que emprega ferramentas de diamante monocristalino de elevada qualidade do gume. É baseada em máquinas-ferramentas especialmente projetadas para esta função, o processo é realizado sob condições controladas de temperatura, umidade e isolamento do meio-ambiente, com o objetivo de obter superfícies de altíssima precisão (SCHROETER, WEINGAERTNER, 1997).

A precisão, na engenharia, tem sido considerada o ponto chave para o desenvolvimento de novas tecnologias ao redor do mundo. Na usinagem não tem sido diferente.

As principais diferenças entre as máquinas para a usinagem de ultraprecisão e as convencionais são os deslocamentos de avanço em baixíssimas velocidades, na ordem de alguns milímetros por minuto e a suavidade de movimentação dos elementos da máquina isento de vibração. Para isso, o sistema deve ter baixo atrito e também, alta rigidez mecânica para minimizar a propagação de vibrações em sua estrutura.

Dentro do universo de peças que são obtidas por processo de usinagem de ultraprecisão com ferramenta de geometria definida, que tem apresentado constante expansão, pode-se citar os cilindros para fotocopiadoras, lentes de contato, substratos de semicondutores, *hard disk's*, lentes côncavas para telescópio, além de componentes para aplicações diversas como na óptica metálica para *LASER*, moldes cerâmicos para fabricar lentes acrílicas de câmeras fotográficas para celulares, etc.

1.1 Definição do problema

O Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP) dispõe atualmente de um torno de ultraprecisão, equipado com um sistema de comando de rotação da árvore. Os movimentos de avanço não possuem nenhum tipo de controle automático (sistema de controle não flexível/rígido). Este sistema de acionamento é dinamicamente inconstante a baixas velocidades. Isto cria dificuldades para gerar superfícies submicrométricas e nanométricas.

A necessidade de fabricar lentes metálicas para sistemas ópticos desenvolvidos no Laboratório de Metrologia (LABMETRO) da UFSC com qualidade cada vez melhor e com exigências crescentes de repetibilidade requerem que as causas de desvio na qualidade das superfícies usinadas sejam conhecidas e que estas sejam minimizadas e controladas.

A presente dissertação tem por objetivo desenvolver um sistema de acionamento e seu controle para melhorar o movimento de avanço da ferramenta de diamante, estudando aspectos de vibração causada pelo acionamento até níveis de velocidade de avanço nas quais fenômenos de “*stick slip*” impedem sucessivas melhoras da qualidade.

Serão analisadas também as influências do atomizador de névoa de fluido lubrificante no sistema (a vibração produzida pela turbulência do ar na área de contato peça-ferramenta).

Estas análises serão feitas a partir de um método de análise de vibrações desenvolvido no Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP) por Guimarães (2004). Será executada uma análise da curva de atrito para verificar se o efeito do fenômeno *stick-slip* se altera com as modificações do sistema de acionamento propostas no trabalho.

2 ESTADO DA ARTE

A usinagem de ultraprecisão existe desde o século XIX, no entanto, utilizando processos que demandavam um longo tempo de fabricação, como retificação, brunimento, lapidação, polimento. Apesar dos bons resultados, o que faz esses processos de fabricação serem usados até hoje, a relação custo de fabricação/tempo é alta, o que motivou o desenvolvimento de processos diferentes dos utilizados até então, como por exemplo, o uso de ferramentas com geometria definida (RABE, 2001).

Neste tipo de operação de usinagem são características as profundidades de corte e os avanços para o desbaste em valores freqüentemente inferiores a $10 \mu\text{m}$, ou seja, seções de usinagem inferiores a $100 \mu\text{m}^2$, e para o acabamento dificilmente tem-se valores de $a_p \cdot f$ superiores aos $20 \mu\text{m}^2$ (SCHROETER, WEINGAERTNER, 1997).

No decorrer dos anos, as máquinas sofreram uma grande evolução tecnológica e superaram expectativas históricas. Enquanto em 1980 a tolerância atingível em máquinas de ultraprecisão era de $0,05 \mu\text{m}$, e esperava-se $0,01 \mu\text{m}$ para 2000, a Fanuc lançou, em 1998, o centro de usinagem Fanuc Robonano Ui, que apresenta resolução na ordem de $0,001 \mu\text{m}$ (STOETERAU 1999). Tanigushi previu o comportamento das precisões baseado na evolução histórica, Figura 2.1. No entanto se observa que a evolução está sendo mais rápida que a evolução inicialmente prevista por Tanigushi (1992).

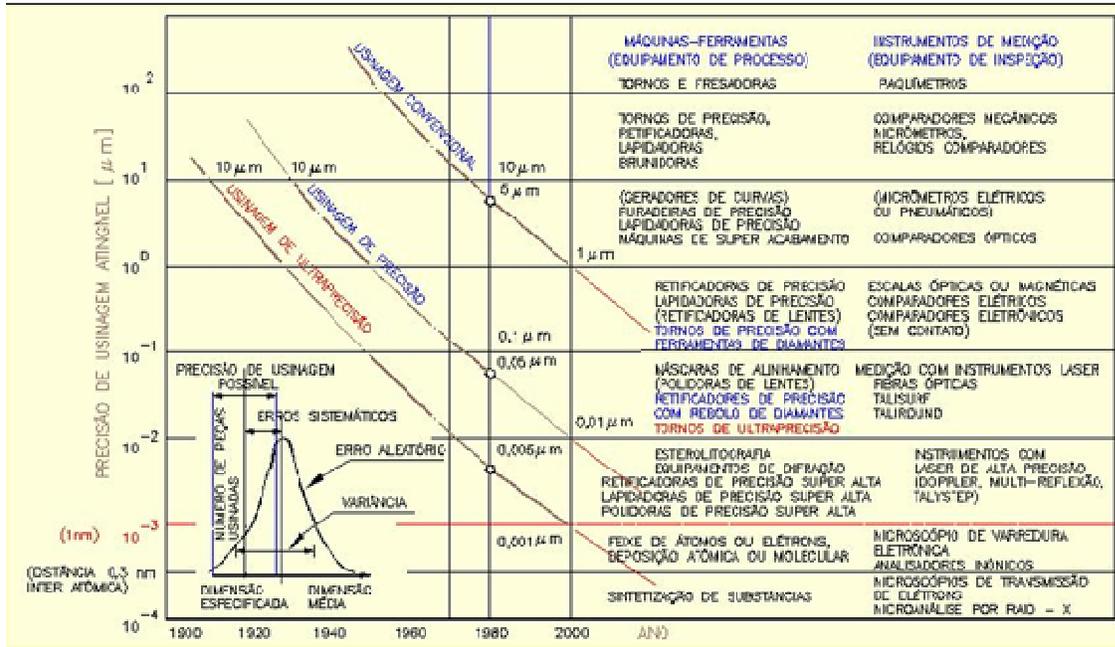


Figura 2.1 - Evolução da precisão dos processos de usinagem ao longo do tempo, segundo Tanigushi, apud STOETERAU, 1999

O campo de aplicação da usinagem com diamante monocristalino pode ser dividido em três segmentos: a fabricação de elementos ópticos reflexivos, de elementos ópticos transmissivos e de componentes mecânicos. Destas três áreas de trabalho, a menos desenvolvida e explorada ainda é a de elementos ópticos transmissivos, com tendências a forte crescimento. Como técnica para fabricação de elementos ópticos reflexivos, como espelhos de alto desempenho para sistemas LASER, e componentes mecânicos de alta precisão, como elementos para mancais aerostáticos já é, todavia, um processo bastante difundido. Outros campos de aplicação desta tecnologia bastante conhecidos são os cilindros para fotocopiadoras, discos magnéticos para computadores, espelhos poligonais para impressoras, espelhos para raios-X, cabeçotes magnéticos para vídeos, giroscópios, matrizes para injeção de lentes, lentes de contato e lentes para o espectro infravermelho. Na Tabela 1 podem ser vistos alguns exemplos de aplicações para a usinagem de ultraprecisão, com materiais e especificações exigidas das peças (SCHROETER, WEINGAERTNER, 1997).

Tabela 1 - Campos de aplicação, materiais e especificações para a usinagem de ultraprecisão (SCHROETER, WEINGAERTNER, 1997)

	Campo de Aplicação	Materiais	Especificações
Elementos Reflexivos	<p>Espelhos poligonais para impressoras LASER</p> <p>Espelhos metálicos em geral</p> <p>Cilindros para fotocopiadoras</p> <p>Equipamento para aerofotogrametria</p> <p>Espelhos planos para LASER</p> <p>Integradores de energia</p> <p>Sistemas de mira</p>	<p>Alumínio e ligas</p> <p>Cobre e ligas</p> <p>Ouro</p> <p>Níquel eletrolítico</p> <p>Zinco</p> <p>Platina</p> <p>Prata</p>	<p>Refletividade > 98%</p> <p>Precisão de forma 0,2... 0,01 μm</p> <p>Rugosidade $R_a \sim 0,05 \mu m$</p>
Elementos Transmissivos	<p>Elementos ópticos para aplicações infravermelhas</p> <p>Lentes Fresnel</p> <p>Lentes para células solares</p> <p>Lentes para focagem LASER</p> <p>Elementos ópticos para CD's</p> <p>Lentes de contato</p> <p>Lentes intraoculares</p> <p>Lentes em geral</p>	<p>Plásticos ópticos</p> <p>Germânio</p> <p>Silício</p> <p>Sulfeto de Zinco</p> <p>Selenito de Zinco</p> <p>Iodeto de Césio</p> <p>Arsenito de Gálio</p>	<p>Transmissividade 0,02... 49,3 μm</p> <p>Precisão de forma 0,2... 0,01 μm</p> <p>Rugosidade $R_a < 0,01 \mu m$</p>
Elementos Mecânicos	<p>Discos rígidos para computadores</p> <p>Cabeçotes de vídeo</p> <p>Mancais aerostáticos</p> <p>Microestruturas</p> <p>Moldes para injeção de lentes</p> <p>Componentes para giroscópios</p> <p>Conexões para fibras ópticas</p> <p>Eletrodos para aceleradores</p>	<p>Alumínio e ligas</p> <p>Cobre e ligas</p> <p>Níquel eletrolítico</p> <p>Grafite</p> <p>Plásticos</p> <p>Ouro</p>	<p>Precisão de forma 0,5... 0,1 μm</p> <p>Rugosidade $R_a \sim 0,01 \mu m$</p>

Para a escolha dos materiais usinados por ultraprecisão deve-se levar em consideração a compatibilidade química entre o material usinado e o diamante. Materiais que reagem com o carbono do diamante a altas temperaturas e formam carbonetos, como o tungstênio, tântalo, titânio e zircônio, por exemplo, não são adequados para a usinagem de ultraprecisão. Também o ferro e suas ligas, entre outros, não são normalmente usinados por diamante. Estes materiais devem ser evitados porque na usinagem dos mesmos o gume das ferramentas de diamante tende à grafitização, de modo que o fim de vida da ferramenta é rapidamente alcançado.

Os materiais usinados por diamante devem ter alta pureza e em especial não devem ter inclusões duras. Estas inclusões podem causar, além de um maior desgaste da ferramenta, uma superfície de baixa qualidade, visto que as inclusões podem ser arrastadas pela ferramenta durante a usinagem e causar arranhões na superfície. Além disto, materiais para a usinagem de ultraprecisão devem ser homogêneos, de modo a permitir a obtenção de uma qualidade ótima.

Os materiais que atualmente são usinados com ferramentas de diamante monocristalino são predominantemente metais não ferrosos (cobre, alumínio, níquel eletrolítico, ouro e prata, entre outros), os polímeros (plásticos em geral, como acrílico) e, mais recentemente, os assim chamados cristais infravermelhos. Na Tabela 2 são listados alguns dos materiais mais importantes para a fabricação de peças por ultraprecisão empregados atualmente.

Tabela 2 - Materiais empregados na usinagem com diamante (SCHROETER, 1997)

MATERIAIS ADEQUADOS À USINAGEM DE ULTRAPRECISÃO		
METAIS	CRISTAIS IR	PLÁSTICOS
Cobre	Germânio	Acrílico
Alumínio	Silício	Acetato
Latão	Arsenito de Gálio	Nylon
Estanho	Selenito de Zinco	Policarbonato
Bronze	Sulfeto de Zinco	Polipropileno
Níquel Eletrolítico	Fluoreto de Magnésio	Poliestireno
Platina	Telureto de Cádmi	Polisulfonados
Prata	Fluoreto de Cálcio	Fluoroplásticos
Ouro	Iodeto de Césio	Silicone
Zinco	Brometo de Potássio	
Chumbo	Cloreto de Sódio	
	Cloreto de Potássio	
	Fluoreto de Estrôncio	
	Dióxido de Telúrio	
	Sulfeto de Cádmi	
	Niobato de Lítio	
	Fosfato de Potássio	

2.1 Processos e máquinas de ultraprecisão

A máquina-ferramenta para usinagem de ultraprecisão é um dos elementos-chaves desta tecnologia, e atingiu um grau de desenvolvimento muito elevado através da aplicação de grandes esforços científicos e tecnológicos. Enquanto que a precisão de posicionamento das primeiras máquinas-ferramentas de ultraprecisão encontravam-se na ordem de $0,5 \mu\text{m}$, atualmente esta se encontra na ordem de 1 nm (STOETERAU, 1999; SCHROETER, 1997).

Na usinagem de ultraprecisão, vários fatores podem ter um grande impacto sobre a rugosidade e a qualidade de forma ou dimensional da peça produzida, como por exemplo, as movimentações relativas entre a peça e a ferramenta, causadas por erros do fuso ou das guias, pelas variações do avanço, comportamento térmico da máquina, deformações da estrutura da máquina devido ao peso próprio ou das forças de usinagem, comportamento dinâmico relacionado a vibrações, entre outros fatores. Devido a estes fatores, nos requisitos de máquinas-ferramenta para a usinagem de ultraprecisão são exigidas características extremas, como elevado isolamento de vibrações, estabilidade térmica, rigidez, precisão de forma e de posicionamento, alta linearidade das guias, baixo batimento do fuso, repetibilidade e resolução (SCHROETER, 1997).

Atualmente as tolerâncias atingíveis para os principais processos de fabricação de precisão estão descritas na Tabela 3, sendo que esta tabela permite orientar o processo de usinagem visando a fabricação de um determinado componente (GUIMARAES, 2004).

Tabela 3 – Relação entre tolerâncias e mecanismos de usinagem (GUIMARAES, 2004)

FAIXAS DE EXATIDÃO	MECANISMOS DE USINAGEM	EXEMPLOS DE APLICAÇÃO
100 μm	Usinagem por ultra-som	Execução de cavidades em materiais cerâmicos
100 μm	Usinagem química	Matrizes compostas por metais de difícil usinabilidade
100 μm	Corte com fios abrasivos	Corte de <i>wafer</i> de SiO_2 (dióxido de silício)
(100 a 1) μm	Usinagem a LASER	Usinagem de pastilhas de diamante
(100 a 0,1) μm	Eletroerosão por faísca	Matrizes para injeção de peças plásticas
1 μm	Polimento eletrolítico	Metalografia
1 μm	Fotolitografia (luz visível)	
(0,1 a 10 μm)	Lapidação	
0,1 μm	Fotolitografia (luz ultravioleta)	
(0,001 a 0,02) μm	Retificação de superfícies espelhadas	Matrizes para lentes de contato e leitores de CD
(0,001 a 0,02) μm	Usinagem com ferramenta de gume único	Discos rígidos para computadores
Até 0,001 μm		
(1 nm)	Remoção de plasma reativo	Afição de ferramentas de diamante monocristalino

O processo de torneamento de ultraprecisão possui vantagens e desvantagens em relação aos outros processos, além de características bem particulares. Para exemplificar, pode-se utilizar a fabricação de elementos ópticos transmissivos (lentes), utilizando-se o método convencional e por torneamento de ultraprecisão com ferramenta de diamante monocristalino visto na tabela 4 (RABE 2001). Entre as vantagens que o torneamento de ultraprecisão possui frente ao processo tradicional de fabricação de lentes e espelhos, destacam-se:

- Maior capacidade de geração de formas complexas.
- Menor agressão ao meio ambiente, por utilizar pouco fluido de corte e normalmente materiais menos poluentes que, por exemplo, as pastas usadas para polimento.

- Melhor processo produtivo, devido à redução do número de etapas, flexibilidade de produção, etc., como mostrado qualitativamente na tabela 5.

Tabela 4 – Comparação da fabricação de lentes de contato pelo processo tradicional e por torneamento de ultraprecisão (RABE, 2001)

Seq.	Tradicional	Máquina	Torneamento	Máquina
1	Corte	Serra	Corte	Serra
2	Usinagem de pré-forma	Lapidadoras	Usinagem de pré-forma	Torno de ultraprecisão
3	Pré-lapidação			
4	Lapidação grosseira			
5	Pré-lapidação fina		Usinagem de correção	
6	Lapidação fina			
7	Pré-polimento			
8	Polimento	Polidoras	Usinagem de ultraprecisão	
9	Polimento fino			
10	Polimento de contato			
11	Polimento de correção	Manual		

Tabela 5 – Comparação entre o processo tradicional e por usinagem de ultraprecisão de lentes (⊕ - lotes grandes, ⊗ - lotes pequenos) (RABE, 2001)

Características	Tradicional			Usinagem de ultraprecisão		
	Alta	Média	Baixa	Alta	Média	Baixa
Produtividade	⊕		⊗		⊕ ⊗	
Investimento em tecnologia	⊗		⊕		⊕ ⊗	
Custos dos equipamentos	⊗		⊕		⊕ ⊗	
Número de etapas (1 etapa – 1 máquina)	⊕ ⊗					⊕
Tempo de <i>set-up</i>	⊗		⊕			⊕
Relação entre operador e máquina	⊕ ⊗				⊕ ⊗	
Taxa de remoção de material	⊕		⊗		⊕ ⊗	
Tempo secundário de fabricação	⊗		⊕			⊕
Flexibilidade de fabricação			⊕ ⊗	⊕ ⊗		
Custo/peças	⊗		⊕		⊕ ⊗	

Comparando os dois processos, a usinagem de ultraprecisão mantém suas características independentemente do tamanho do lote. Na produção de grandes lotes, o método tradicional é na maioria dos aspectos superior, pois é otimizado para operar em condições bem específicas, como uma lente de diâmetro e raio de curvatura bem definidos. Um exemplo é a taxa de remoção do material. Ao se analisar somente a produção de uma lente, o torno remove maior quantidade de material. No entanto, ele trabalha com uma lente de cada vez. No método tradicional, dezenas de lentes podem ser manufaturadas ao mesmo tempo, assim a taxa de remoção de material daquele lote é muito maior que a obtida em um torno. O preço desse alto volume de produção é a baixa flexibilidade de produção e, em alguns casos, a impossibilidade de se fabricarem lentes com determinadas características (no método tradicional apenas são produzidas lentes esféricas), pois as máquinas trabalham pela superposição de movimentos rotativos, cujos eixos se cruzam em um ponto, gerando apenas superfícies esféricas (RABE, 2001).

2.2 COMPONENTES PARA AUTOMAÇÃO DE MÁQUINAS DE ULTRAPRECISÃO

Entende-se por cadeia cinemática do sistema de avanço, a parte do posicionador cuja grandeza de entrada é o torque (ou força) gerado pelo sistema de conversão eletromecânica de energia (acionamento elétrico) e que tem por objetivo atuar sobre a ferramenta, de modo a permitir o seu movimento em relação à peça e para permitir a realização de uma operação de usinagem.

No que diz respeito ao sistema de avanço este deve:

- Ser suficientemente rígido, de modo a evitar problemas de vibrações
- Apresentar baixo atrito, de modo a evitar instabilidade em baixa velocidade de avanço (*stick-slip*)
- Apresentar baixa inércia, de modo a se obter uma boa resposta dinâmica do sistema de posicionamento

A cadeia cinemática é composta pelos elementos de transmissão mecânica, as partes móveis das guias e os sistemas de acopladores.

2.2.1 Transmissão mecânica

Elementos de transmissão mecânicos podem ser classificados, segundo sua função, em transmissões transformadoras e conversoras. Transmissões transformadoras (ou reduções) são aquelas que, tendo como entrada a rotação de um eixo, geram uma saída de menor rotação e maior torque (ou vice-versa), sendo que, desprezando as perdas, a potência é mantida constante. Exemplos são as reduções de engrenagens e os sistemas de polias com correia sincronizadora. Transmissões conversoras são aquelas utilizadas para a conversão do movimento de rotação, em movimento de translação. Exemplos são os fusos de esferas recirculantes, pinhões e cremalheiras e roda de atrito. Tipicamente o movimento rotativo provém diretamente do eixo de um servo-motor ou da saída de uma transmissão transformadora.

Em máquinas-ferramentas de ultraprecisão, transmissões transformadoras devem ser utilizadas somente na falta de soluções melhores devido aos efeitos negativos que podem introduzir. Problemas tais como as folgas, próprias das reduções com

engrenagens e elasticidades não são tolerados. Contudo têm-se exemplos de microposicionadores que empregam reduções de engrenagens. Tipos especiais de reduções de engrenagens tais como planetárias, cicloidais e do tipo *Harmonic Drive* eliminam folgas, permitindo ainda elevadíssimas relações de transformação (redução).

As transmissões conversoras são necessárias quando da utilização de acionamentos (elétricos) rotativos. Transmissões por coroa e parafuso sem fim são utilizadas em máquinas-ferramentas convencionais, apresentam problemas de folgas que são difíceis de eliminar, praticamente não permitindo sua utilização em máquinas-ferramentas de ultraprecisão. Uma exceção é o *Capstan Drive* – roda de atrito (módulo infinitamente pequeno).

Harmonic Drive

Os redutores do tipo *Harmonic Drive* cada vez mais estão sendo usados, para substituir reduções do tipo coroa/parafuso sem-fim ou engrenagens planetárias, nos acionamentos dos fusos de avanço de máquinas-ferramentas de precisão, devido às suas excelentes características tais como: alta relação de redução de velocidade, livre de folga (histerese), alta precisão, pequeno porte, pouco peso, alta capacidade de torque, alta eficiência, operação silenciosa, sem vibração e reversível.

O *Harmonic Drive* foi desenvolvido para obter vantagem da dinâmica elástica do metal e é geralmente composto de apenas três componentes (Figura 2.2):



Figura 2.2 – Componentes principais do *Harmonic Drive* (HARMONIC DRIVE).

- **Gerador de Ondas:**

O gerador de onda excêntrica é constituído de forma similar a um rolamento de esferas. A diferença se constitui na pista interna que é configurada na forma de um came

elíptico. A pista de rolamento externa é circular e deformada elasticamente ao girar em torno da pista interna. O gerador de onda é geralmente preso ao eixo de entrada.

- **Flexspline:**

A *flexspline* é um componente de metal em forma de copo fino com dentes externos. O fundo da *flexspline* (fundo do copo) é chamado o diafragma. O diafragma é unido geralmente ao eixo de saída. O *flexspline* é montado sobre o gerador de ondas.

- **Circular Spline:**

A *circular spline* é um anel de aço rígido com dentes internos. A *circular spline* tem dois dentes a mais do que o *flexspline* e é geralmente fixa a uma carcaça (caixa).

Princípios do movimento

A *flexspline* é deformada pelo gerador de ondas em uma forma elíptica que faz com que os dentes do diâmetro maior da elipse da *flexspline* se acoplem (engrenem) com aqueles da *circular spline* na direção do semi-eixo maior (principal) da elipse do gerador da onda, e os dentes completamente desacoplados sobre o eixo menor da elipse. Quando o gerador da onda é girado no sentido horário com o *circular spline* fixo (preso), o *flexspline* é submetido à deformação elástica e sua posição de acoplamento dos dentes move-se relativamente em torno ao *circular spline*. Quando o gerador de ondas gira 180 graus no sentido horário, a *flexspline* move-se, no sentido anti-horário, um dente em relação ao *circular spline*. Quando o gerador da onda gira uma volta no sentido horário (360 graus), o *flexspline* move-se, no sentido anti-horário, dois dentes em relação ao *circular spline* porque a *flexspline* tem dois dentes a menos do que a *circular spline* (Figura 2.3).

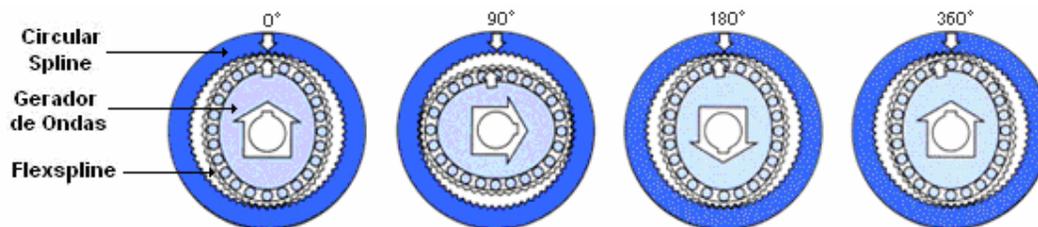


Figura 2.3 – Representação esquemática do funcionamento do acionamento *Harmonic Drive* (HARMONIC DRIVE).

2.2.2 Guias

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, 1989; Stoeterau, 1992). As guias são componentes essenciais em qualquer sistema de posicionamento. Em sistemas de ultraprecisão, o projeto das guias é extremamente crítico. Elas devem permitir deslocamentos muito pequenos para atingir a alta resolução exigida em usinagem de ultraprecisão. Por esta razão, nenhum tipo de *stick-slip* é desejado e em decorrência disto as concepções de guias utilizáveis tornam-se reduzidas. Guias podem ser classificadas, basicamente, em quatro tipos: guias de deslizamento, guias com elementos rolantes, guias magnéticas e guias com filme de fluido.

Guias de Escorregamento (Deslizamento)

Guias de deslizamento são normalmente aquelas onde nenhum lubrificante é injetado entre o par móvel. A lubrificação é precária e, mesmo havendo bolsas de lubrificantes previstas nas superfícies das guias, é necessário que se forme um filme lubrificante para atingir condições de trabalho otimizadas. Em condições estáticas a carga e até o peso próprio do par móvel são suficientes para extrudar o lubrificante para fora da fenda, prevalecendo o atrito estático. Ao entrar em movimento, passa a prevalecer o atrito dinâmico (menor que o estático), de forma que em velocidades de avanço muito baixas ocorre um fenômeno não linear de instabilidade, denominado de *stick-slip*.

Na base Moore Tools guias de escorregamento de duplo prisma são empregadas para a movimentação no eixo X. Projetistas da Moore Tools solucionaram parcialmente o problema de instabilidade em baixa velocidade de avanço, prevendo uma lubrificação forçada de óleo entre as guias, de forma que as bolsas rasqueteadas na superfície móvel das guias prismáticas estão sempre repletas de óleo. No entanto, com isto não se eliminou completamente o problema de instabilidade, porém permite trabalhar com velocidades bastante baixas. Dificuldades maiores ocorrem apenas quando o movimento de avanço cessa, ou ao reiniciá-lo no mesmo sentido, ou em sentido contrário.

2.2.3 Flanges e acoplamentos

A função dos acoplamentos é a de acoplar pontas de eixos, possibilitando o fluxo de energia e de informações entre os eixos acoplados (transmitir movimento) e compensar o desalinhamento sempre existente entre os referidos eixos.

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

- Compensação para o grande desalinhamento previsto
- Rigidez à torção tão elevada quanto possível
- Inércia tão reduzida quanto possível
- Ausência de folgas

A função básica das flanges, que não tem caráter dinâmico e sim estático estrutural, é a de fixar elementos entre si e à estrutura. É necessário que a sua concepção seja bem planejada para minimizar o desalinhamento entre os eixos a serem unidos. A fixação das flanges deve ser rígida para não causar problemas de histerese numa reversão dos movimentos.

2.2.4 Acionamento de avanço

A função básica a ser executada no acionamento de avanço da máquina-ferramenta é a de movimentar uma peça em relação a uma ferramenta usando energia mecânica obtido por um conversor eletromecânico de energia.

O subsistema denominado acionamento compreende as seguintes partes:

- Sistema de medição
- Sistema de comando e controle
- Etapa de potência elétrica “*Driver*”
- Motor (conversor eletromecânico de energia)

Motor

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

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

Construtivamente o rotor dos servomotores CC apresenta alguns detalhes que o diferenciam dos motores CC convencionais quais sejam: ranhuras ligeiramente inclinadas em relação ao eixo do motor, propiciando um movimento mais suave principalmente em baixas velocidades; coletor com grande número de lamelas para reduzir os efeitos de descontinuidades magnéticas.

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

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

O servo motor CC apresenta velocidade proporcional à tensão aplicada à armadura e torque proporcional à corrente que circula na circuito de armadura. Lembrando sempre que motor (CC, CA) analógico é uma fonte de Torque. A velocidade varia com a carga.

Como na maior parte das aplicações a carga imposta ao servomotor não é constante torna-se necessário utilizar um sistema de controle de velocidade do motor

para manter a velocidade constante independentemente da carga. Da mesma forma, para que em casos de sobrecargas mecânicas e também nos períodos de aceleração/desaceleração não hajam riscos de danos às bobinas do servomotor por sobrecorrente, torna-se necessário utilizar um sistema de controle ou limitação de corrente de armadura.

Para aplicação em máquinas-ferramentas de ultraprecisão, é imprescindível que o motor apresente uma boa uniformidade de movimento no torque desenvolvido, para evitar a introdução de vibrações prejudiciais ao processo de usinagem (Guimarães, 2004).

Uma desvantagem de emprego de um motor CC com escova pode-se citar o fato de que os enrolamentos de armadura, que dissipam energia em forma de calor pelo efeito Joule, estão no rotor. É difícil transferir este calor para fora do motor devido à resistência térmica de convecção no entreferro (camada de ar entre o rotor e o estator). Boa parte do calor gerado é transmitido por condução através do eixo do motor para os demais componentes do posicionador, provocando uma seqüência de efeitos indesejáveis, quais sejam: dilatação térmica, tensões/deformações e erros geométricos e de forma na trajetória real descrita pelo posicionador.

Outra desvantagem do motor CC com comutação mecânica são justamente os efeitos negativos da comutação, que são: limitação do torque e da velocidade máxima do motor por problemas de comutação; uma manutenção periódica do coletor de lamelas e das escovas devido ao desgaste se for necessário e o risco de explosão em ambientes inflamáveis devido ao faiscamento no comutador.

Sistema de Medição de Deslocamento

O objetivo do sistema de medição é obter informações sobre determinadas variáveis do próprio processo (geralmente mecânico), a fim de poder verificar se seus valores atendem aos valores impostos à entrada (referência). Os valores de referência e os medidos podem ser eletronicamente comparados e o resultado da comparação, o erro, é utilizado para corrigir o valor medido da saída. O princípio fundamental da compensação baseia-se no método de controle (processo de sinais mensuráveis).

Portanto, é de fundamental importância a utilização de sensores que possibilitem a medição das variáveis de interesse.

Em malha fechada empregam-se várias formas de determinação dos deslocamentos relativos entre peça e ferramenta. Em máquinas-ferramentas convencionais o passo do fuso era quase sempre empregado como referência para os deslocamentos. Máquinas precisas empregavam réguas ópticas onde a leitura de posição era efetuada por um microscópio com um disco espiralar (passo de uma divisão da régua) com até 1000 divisões acrescido de um nônio.

A tabela 6 descreve alguns tipos e modelos de sensores de posição mais utilizados:

Tabela 6 – Diferentes tipos e modelos de sensores de posição (MARTIN, 1996)

Tipos	Sistemas de Medição	Sinal Fornecido
Potenciométricos	Absoluto	Analógico
Transf. Dif. (LVDT)	Absoluto	Analógico
Resolvers	Incremental	Analógico / Digital
Interruptor Óptico	Absoluto	Digital
Codificador Óptico	Absoluto / Incremental	Digital
LASER Interferométrico	Absoluto / Incremental	Digital

Codificadores Ópticos Translativos Incrementais

Os codificadores ópticos incrementais utilizam o princípio de funcionamento do interruptor óptico. O interruptor óptico fornece informação de tipo digital. É formado por um emissor óptico e um receptor que detecta a radiação do emissor. A figura 2.4 mostra o princípio de funcionamento de um codificador óptico (escala opto-eletrônica).

Os codificadores ópticos são freqüentemente encontrados em sistemas de controle, convertendo deslocamentos translativos em sinais incrementais codificados digitalmente. A medição de deslocamento do codificador incremental produz um sinal (pulso) para cada deslocamento igual ao menor incremento (resolução), e em conseqüência não existe diferença entre os sinais de saída. Dessa forma uma seqüência de pulsos pode ser gerada. São usados dois conjuntos de fotosensores para gerar sinais defasados entre si de 90°, que permitam discriminar o sentido do movimento. Há também o sinal de referência ou zero que é ativo quando o sensor passa pela marca de referência da régua ótica.

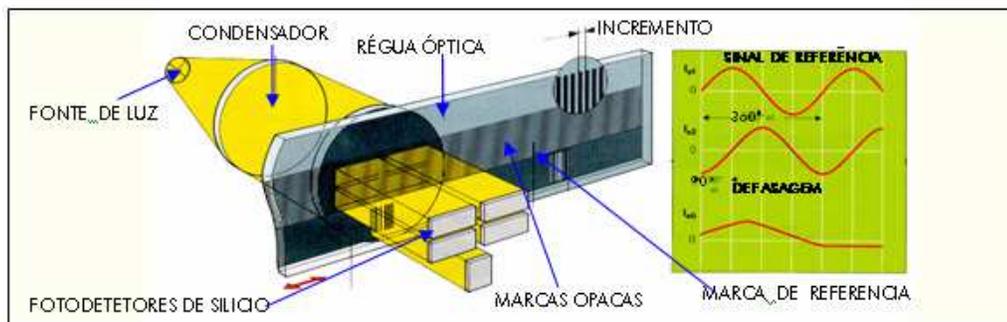


Figura 2.4 – Princípio de funcionamento do *encoder* linear .

Régua Óptica

A régua óptica segue o princípio de funcionamento do *encoder* incremental rotativo, só que ela traduz movimentos translativos ao invés de movimentos angulares. A régua óptica é uma placa com divisões que faz a função do disco no *encoder*. Havendo um movimento relativo entre os padrões, poderão ser observadas flutuações periódicas no brilho. A régua óptica em questão é do tipo transparente, formada basicamente por uma grade de setores (linhas) alternadamente transparentes e opacas, e de igual largura. O *encoder* linear possui um emissor óptico (fonte de luz) e dois fotosensores e a defasagem entre os dois sensores opto-eletrônicos é de meia linha. Quando se deslocam os setores interrompem de modo alternativo o feixe luminoso entre fonte e fotodetector.

Digitalizador (Unidade de Tratamento de Sinais)

O sinal de deslocamento gerado pelo leitor óptico é um sinal de corrente senoidal. Por meios eletrônicos na unidade de tratamento de sinal (UTS) o sinal é digitalizado, ou seja, transformado de um sinal de corrente aproximadamente senoidal (no caso ideal, triangular) para um sinal de tensão de onda quadrada, como mostra a figura 2.5.

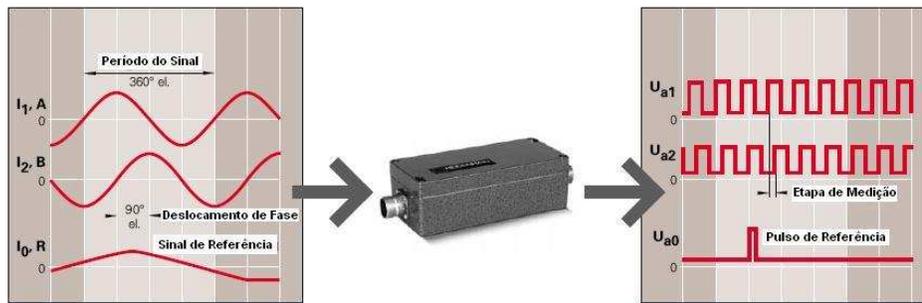


Figura 2.5 - Digitalização do sinal

2.2.5 Controle / Comando: Automatização

O sistema de controle/comando é responsável por controlar as ações dos movimentos (direção, velocidade de avanço, deslocamento), servir de interface entre o usuário e a máquina (*IHM*) e aquisição de dados.

Controlador PIC (*Peripheral Interface Controller*)

O microcontrolador é um componente que possui certos periféricos dos microprocessadores comuns integrados em um só componente, facilitando assim o desenvolvimento de sistemas pequenos, baratos, embora complexos e sofisticados.

Costumam apresentar em um único *chip* memórias de dados (volátil) RAM e de programas (não volátil) EPROM/EEPROM, porta serial, temporizadores, interfaces para *displays* (LCD), memória EEPROM, módulo CCP (Capture, Compare e PWM) e muito mais, dependendo do modelo.

O diagrama de blocos simplificado do PIC básico pode ser visto na Figura 2.6.

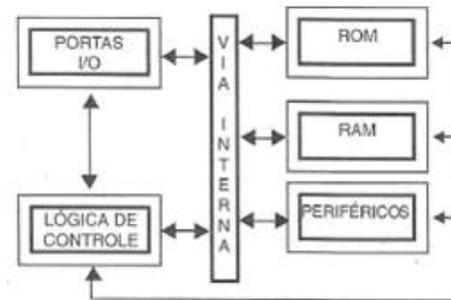


Figura 2.6 - Diagrama de blocos de um microcontrolador.

Existem no mercado vários tipos de microcontroladores PIC. O mais utilizado atualmente é o *PIC16F877A* por suas características e recursos. Através dele é desenvolvido toda a lógica de aquisição de dados e controle.

Esse microcontrolador em particular possui 40 pinos, sendo 33 pinos utilizados como entrada/saída. Possui 35 palavras de instrução, *clock* de até 20MHz, 368 bytes de memória de dados, 256 bytes de memória programa e memória *Flash*. Os pinos de saída são compatíveis com microcontroladores de 28 pinos e 40/44 pinos dos modelos *16CXXX* e *16FXXX*. Na Tabela 7 são mostradas as características do microcontrolador 16F877A.

Tabela 7 - Tabela com as características do microcontrolador 16F877A.

Características	PIC16F877A
Freqüência de operação	DC- 20MHz
Resets (e atraso)	POR, BOR (PWRT, OST)
Memória de programa Flash (14 bits de palavras)	8k
Memória de dados (bytes)	368
Memória de dados EEPROM (bytes)	256
Interrupções	15
Portas de entrada/saída	Portas A, B, C, D, E
Temporizadores	3
Módulo Capture/Compare/PWM	2
Comunicação serial	MSSP, USART
Comunicação paralela	PSP
Módulo 10 bits analógico/digital	8 canais de entrada
Comparador analógico	2
Conjunto de instruções	35 instruções
Tipo de pinagem	40 pinos tipo PDIP

Amplificador de potência (*Driver*)

O amplificador de potência (*Driver*) converte os sinais de referência de velocidade enviados pelo sistema de comando controle em potência necessária para energizar os enrolamentos do motor. Existem vários tipos de amplificadores de potência, com diferentes especificações de tensões e correntes e diferentes estruturas de circuitos. Ao projetar um sistema de controle de movimento, o processo de seleção do amplificador de potência é crítico. O *driver* deve estar casado (tipo e parâmetros) ao motor que deverá energizar.

O *driver* dosa a corrente aplicada a um motor CC. No *driver* também se encontra tradicionalmente o controle de velocidade e o sentido de rotação do motor. O torque do motor é controlada pelo sinal *PWM* e a direção pela ponte H, como será visto no capítulo 3.

2.2.6 SISTEMA DE ATOMIZAÇÃO DE FLUIDO DE CORTE

Segundo Weingaertner e Schroeter (1990), na usinagem de ultraprecisão com acabamento reflexivo das peças, utiliza-se como fluido de corte líquidos voláteis, normalmente álcool etílico. Conforme Schroeter (1997), o fluido de corte deve cumprir as seguintes funções:

- Reduzir o desgaste da ferramenta, através da redução de atrito na superfície de incidência;
- Evitar o surgimento de gume postiço;
- Retirar o calor gerado na região de corte;
- Facilitar a retirada de cavacos da zona de corte.

A forma mais comum de aplicação do fluido de corte na usinagem de ultraprecisão é a atomização de mínimas quantidades de fluido lubri-refrigerante, empregando um sistema pneumático de atomização. A desvantagem deste sistema é que devido às turbulências provocado pela saída de ar do atomizador são excitadas vibrações na ferramenta de corte, principalmente se esta for esbelta.

2.3 Máquinas de ultraprecisão

A seguir, são citadas algumas máquinas-ferramentas fabricadas atualmente e outros que não estão no mercado, mas que se destacam e são as principais expoentes das máquinas-ferramentas para usinagem de ultraprecisão (GUIMARÃES 2004):

- A Figura 2.7 mostra o *Large Optics Diamond Turning Machine (LODTM)*, que foi desenvolvido no *Lawrence Livermore National Laboratory*, Estados Unidos. É capaz de usinar peças com diâmetro de até 1645 mm com raios de curvatura de 10.000 km. O LODTM pode produzir peças com tolerâncias de 28 nanômetros, exatidão 1.000 vezes maior do que a de uma ferramenta de máquina convencional. Teve custo de desenvolvimento de aproximadamente 400 milhões de dólares, sendo que a mesma quantia foi gasta no prédio para abrigá-la.



Figura 2.7 – LODTM (Large Optics Diamond Turning Machine, 2006)

- O Tetraform foi desenvolvido pela Divisão de Mecânica e Metrologia Óptica do *National Physical Laboratory (NPL)*, na Inglaterra. A Figura 2.8 ilustra a máquina. O arranjo de sua estrutura tetraédrica proporciona rigidez estrutural que minimiza as conseqüências de forças uniaxiais e vibrações. A rigidez da estrutura é obtida pela eliminação de cantos e por sua forma fechada (*looping*). Desta forma, a rigidez é muito melhorada pela união de todas as peças e a integração de todas as outras, de forma totalmente simétrica.



Figura 2.8 – Tetraform (SCHOOL OF INDUSTRIAL & MANUFACTURING SCIENCE, 2005)

- O ROBO nano Ui foi desenvolvido pela empresa japonesa Fanuc no final da década de 90, e é uma das boas máquinas para usinagem de ultraprecisão. É equipada com uma turbina a ar para acionamento do mancal e suas guias e mancais são aerostáticos, garantindo um sistema livre de atrito. A Figura 2.9 mostra a máquina japonesa.



Figura 2.9 - ROBO nano Ui (FANUC, 2002)

A Figura 2.10 ilustra uma peça fresada com ferramenta de diamante nesta máquina. O cilindro onde a máscara foi usinada tem 1 mm de diâmetro.

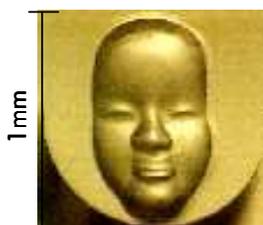


Figura 2.10 - Peça usinada no ROBO nano Ui (FANUC, 2002)

- A Moore Tools Co., fabricante da base da máquina-ferramenta objeto deste estudo, o torno do LMP, atualmente produz máquinas de ultraprecisão com diferentes capacidades de produção de peças. A menor e mais simples delas, que poderia ser comparada ao objeto deste estudo, é a Nanotech 220UPL. A Figura 2.11 ilustra a máquina citada (têm capacidade para gerar superfícies planas, cônicas, esféricas, anesféricas e difratoras). O custo dela é da ordem de 300 mil dólares americanos (valor de maio de 2004) nos Estados Unidos.



Figura 2.11 - Nanotech 220UPL (MOORE NANOTECHNOLOGY SYSTEMS, 2005)

- A Figura 2.12 mostra a máquina mais moderna deste fabricante atualmente. Ela é capaz de gerar superfícies de geometrias complexas (*freeform generator*).



Figura 2.12 – Nanotech 500FG (MOORE NANOTECHNOLOGY SYSTEMS, 2005)

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1 Atrito

O atrito pode ser definido como a força que se opõe ao movimento relativo entre duas superfícies. Genericamente, a magnitude da força de atrito é descrita em termos de um coeficiente de atrito, que é a razão entre a força de atrito e a força normal que pressiona os corpos entre si. O coeficiente de atrito com essa descrição foi proposto originalmente por Leonardo da Vinci, por volta de 1500. Apesar de outras formulações existentes, o coeficiente de atrito descrito pela relação entre as forças de atrito e normal é vastamente utilizado como caracterizador do atrito do sistema. Hoje, o coeficiente de atrito é considerado como sendo variável e dependente de parâmetros operacionais (por exemplo, umidade, temperatura, velocidade e pressão de contato), de lubrificantes, de propriedades do substrato e dos filmes superficiais e variável ao longo da vida útil (desgaste / contaminação) .

Em termos de considerações históricas do estudo do atrito, Ludema (1996) descreve as teorias envolvidas, desde Leonardo da Vinci, por volta de 1500, passando a Guillaume Amontons, que cerca de dois séculos depois (por volta de 1700), confirmou as observações de da Vinci através de experimentos com vários pares de materiais (cobre, ferro, chumbo e madeira). Amontons considerou, como da Vinci, que o atrito era causado pela colisão entre as irregularidades das superfícies. Tais irregularidades deveriam ser de escala macroscópica, pois naquela época pouco se sabia das irregularidades microscópicas. Posteriormente, Charles A. Coulomb (1736-1806) descreveu o atrito novamente como sendo devido ao intertravamento de asperezas, similar a Amontons. A teoria do intertravamento de asperezas é limitada, por não explicar, entre outros fenômenos, o efeito da rugosidade no atrito e da inserção de filmes fluidos na interface. Hardy, na década de 1920, com seus experimentos de deposição de lubrificante em camadas moleculares em superfícies, concluiu que o atrito é devido à atuação de forças moleculares na interface. Em meados de 1930, a hipótese do atrito devido a um processo de adesão na interface é a melhor aceita, cuja autoria da teoria

tem sido atribuída a Bowden e Tabor, e foi formulada para evidenciar a inadequabilidade da teoria do intertravamento. Conforme Ludema (1996), os modelos de atrito devido à adesão consideravam que a deformação plástica das asperezas produz um aumento da área real de contato que é limitado pela resistência ao cisalhamento dos filmes superficiais.

O atrito é visto, hoje, como sendo devido à adesão limitada por efeitos de adsorção e, em alguns casos, com determinadas superfícies rugosas, uma segunda componente de atrito poderia aparecer devido à colisão de asperezas (Rubinovisk, 1950). No caso de superfícies lubrificadas, a adesão não é comumente discutida como uma causa do atrito, entretanto, a molhabilidade, tensão de superfície e até mesmo a viscosidade são manifestações de forças de ligação, que são em parte relacionadas ao fenômeno da adesão (Ludema, 1996).

3.1.1 Ação do lubrificante

Em sistemas metálicos deslizantes, quando um lubrificante está presente na interface, tanto o desgaste como o atrito tendem a diminuir. Segundo Bayer (1994), em sistemas metálicos deslizantes típicos, o coeficiente de atrito seco pode variar em uma faixa de 0,5 a 1,0 e essa faixa pode ser reduzida por um fator de 0,5 ou 0,25 com o uso de lubrificantes. Esta faixa depende do material do lubrificante e das condições de carregamento, entre outros.

Em teoria, a existência de um fluido lubrificante na interface resultaria em isolamento de ambas as superfícies metálicas e, conseqüentemente, o sistema não deveria apresentar desgaste e o atrito deveria ser baixo. Entretanto, para existir um fluido na interface, há a dependência de características, como a geometria de contato e a viscosidade do lubrificante, que exercem efeito na capacidade de sustentação hidrodinâmica do filme lubrificante. Nesse caso, a capacidade de sustentação hidrodinâmica e a ação de forças viscosas do fluido determinam a separação das superfícies e o atrito.

De maneira resumida, podem-se considerar três mecanismos típicos para a atuação do lubrificante na interface do contato e que influenciam o atrito e o desgaste:

adsorção nas superfícies, modificação química das superfícies e separação física das superfícies. As duas primeiras tendem a reduzir a resistência das ligações nas junções adesivas e a última tende a reduzir o número de junções. Entre os efeitos secundários da lubrificação, citam-se o resfriamento da interface, a modificação das tensões associadas com o contato e a eliminação do resíduo de desgaste do contato.

A separação física resulta da resposta mecânica do lubrificante confinado entre duas superfícies sob movimento relativo. Durante o movimento de deslizamento, o fluido pode suportar a carga externa aplicada e promover a separação das superfícies, formando uma cunha.

A espessura mínima do filme de lubrificante resultante é dependente da carga normal aplicada, da velocidade de deslizamento, da geometria do contato e de propriedades reológicas do fluido. No caso de uma situação em que há separação física, a propriedade principal do fluido é a sua viscosidade.

3.1.2 Viscosidade do lubrificante

O parâmetro viscosidade é um dos mais importantes na caracterização física dos fluidos que atuam como lubrificante. Este parâmetro fornece uma medida da resistência do fluido ao cisalhamento e pode ser definido como a tensão de cisalhamento em um plano no fluido por unidade de gradiente de velocidade normal ao plano.

Normalmente, a viscosidade dos fluidos diminui com a temperatura. O termo índice de viscosidade (IV) é um meio de expressar essa variação: quanto maior o IV menor a variação da viscosidade com a temperatura. Esse índice é quantificado pela comparação do comportamento do óleo em relação a dois óleos de referência de IV's conhecidos.

Os fluidos lubrificantes também têm uma característica de comportamento em que a viscosidade aumenta em função da pressão de trabalho.

Em termos do que ocorreria numa situação prática, Hutchings (1992) cita um exemplo do aumento da viscosidade com óleos minerais sob pressão de contato de 500

MPa. Nesse caso, a viscosidade pode chegar a ser 20.000 vezes maior do que à pressão atmosférica, o que faz o óleo se comportar como um sólido na zona de contato.

Alguns fluidos podem apresentar viscosidade com um comportamento dependente da taxa de cisalhamento; tais fluidos são ditos não-newtonianos. Em situações com altas taxas de deformação por cisalhamento (" *high shear strain rates*"), os fluidos newtonianos podem apresentar um efeito não-newtoniano aliado a um efeito térmico, onde a viscosidade atinge um limite, o que caracteriza uma tensão cisalhante limite transmitida pelo fluido, ou até mesmo diminui, o que caracteriza um "afinamento" causado por cisalhamento do lubrificante, conhecido por "*shear thinning*" (Dowson, 1997).

3.1.3 Formação de filme lubrificante

Em um sistema deslizante lubrificado onde as superfícies são conformes, como por exemplo nos mancais de deslizamento, ocorre o mecanismo de formação de uma cunha de óleo lubrificante na interface de contato pela ação hidrodinâmica do fluido. Quando ocorre esse mecanismo, a determinação da separação das superfícies, ou seja, da espessura do filme, parte da teoria da lubrificação hidrodinâmica com as equações formuladas por Reynolds. Segundo descreve Bayer (1994), a espessura mínima do filme h para o mecanismo de cunha de um fluido newtoniano depende da carga, velocidade e viscosidade onde a espessura é diretamente proporcional à viscosidade e à velocidade, e inversamente proporcional à carga normal. Para fluidos mais complexos como os não-newtonianos, outros fatores devem ser considerados no mecanismo de formação do filme, como por exemplo gradientes de temperatura dentro do fluido no contato e a dependência da viscosidade com a pressão aplicada.

Sob certas condições, uma pressão suficiente pode ser produzida no fluido, de tal maneira que a superfície sólida possa vir a ser deformada, resultando em mudanças locais na geometria. Esse mecanismo tende a melhorar a formação do filme e a capacidade do fluido em suportar a carga externa aplicada. Em termos de nomenclatura, tem-se a chamada lubrificação hidrodinâmica (HD) para o caso em que os corpos deslizam em um filme sem sofrerem deformação, e a lubrificação elastohidrodinâmica

(EHL ou EHD) quando, ao ser formado o filme na interface, os corpos em contato sofrem deformação elástica.

Tanto a lubrificação HD como EHL são conhecidas como lubrificação fluida. Nesses casos, a separação entre as superfícies é a principal maneira para evitar a adesão, e o grau de separação está diretamente relacionado com a velocidade relativa entre as duas superfícies e a sua geometria. Uma vez ocorrido o efeito cunha, quanto maior a velocidade e mais planas as superfícies, mais espesso será o filme formado.

A figura 3.1 mostra a relação coeficiente de atrito \times espessura média do filme.

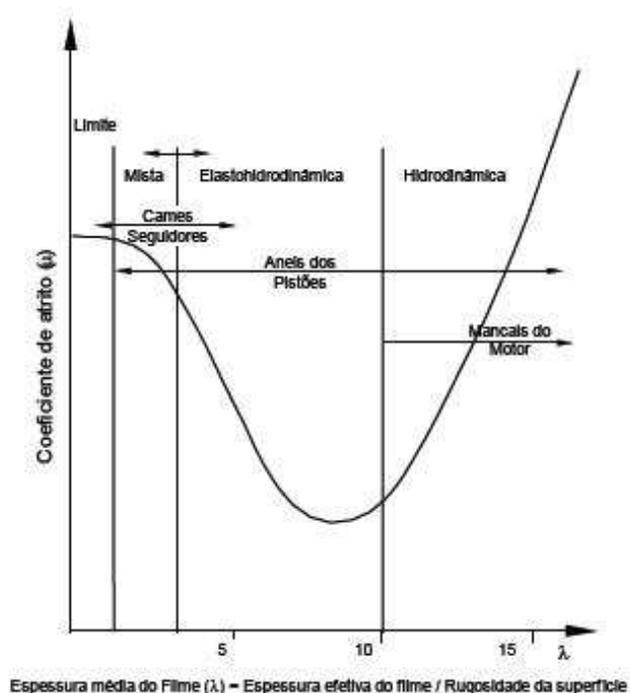


Figura 3.1 Relação de Thruston (Hutchings, 1992)

3.1.4 Atrito no sistema lubrificado

Nos sistemas com lubrificação em regime HD, o atrito depende da carga, da velocidade e da viscosidade do lubrificante. Pela literatura, a dependência do atrito com esses parâmetros ocorre de maneira similar à dependência que a espessura do filme de lubrificante apresenta com tais parâmetros, diretamente proporcional à viscosidade e à velocidade e inversamente proporcional à carga normal.

Bayer (1994) menciona que, embora o entendimento do atrito pareça ser simples, a situação real é complexa, como quando ocorre, por exemplo, a formação de uma camada mista na superfície, composta dos elementos do lubrificante e dos materiais das superfícies, e que por sua vez tem a sua permanência na interface influenciada pelo procedimento de lubrificação aplicado ao sistema.

É observado na literatura que abordagens mais genéricas do atrito de sistemas deslizantes lubrificadas consideram o coeficiente de atrito como função da relação entre os parâmetros viscosidade do óleo (η), velocidade de deslizamento (V) e carga normal (W) ou pressão de contato (P). O coeficiente de atrito em função dessa relação é comumente apresentado com o uso do diagrama de *Stribeck* (vide Figura 3.2). Normalmente, a relação $\eta V/W$ é utilizada no eixo das abscissas do diagrama, que é proporcional à espessura do filme calculada com base em conceitos de lubrificação fluida para a formação do efeito cunha (Bayer, 1994).

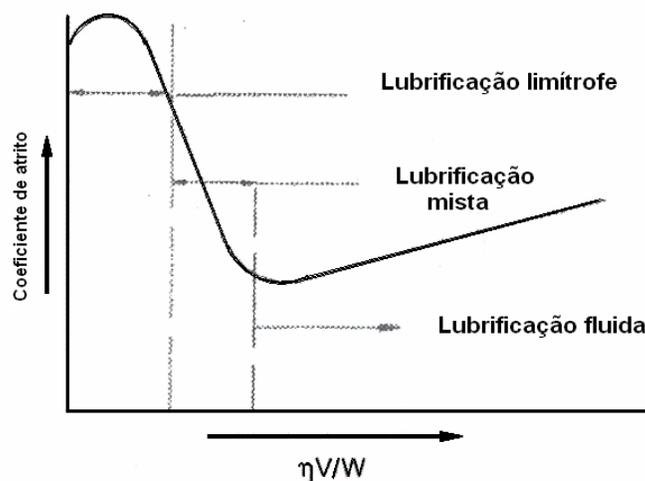


Figura 3.2 - Diagrama de *Stribeck* (MARU, 2003)

Nota-se na Figura 3.2 um comportamento linear do atrito na faixa da lubrificação fluida. Nessa condição, o atrito é devido a forças viscosas. No regime fluido, com a diminuição da viscosidade ou da velocidade, ou com o aumento da carga, a espessura do filme fluido diminui progressivamente e, conseqüentemente, o atrito diminui, até atingir um ponto de mínimo. Para valores ainda menores de $\eta V/W$, a espessura do filme fluido diminui ainda mais e, como conseqüência, há a interferência dos fenômenos de

atrito originados do contato direto entre as superfícies sólidas. Com isso, o comportamento do atrito é desviado da tendência de diminuição linear, passando a aumentar. Um outro fenômeno é também considerado para esse aumento do atrito, que é o aumento da viscosidade do lubrificante. Esse fenômeno deve ocorrer localizado em pontos da região da interface entre as superfícies com pressão de contato elevada. Essas duas características referem-se às faixas de operação sob o regime de lubrificação mista. Diminuindo ainda mais o valor de $\eta V/W$, há interação ainda maior entre as superfícies sólidas, o que corresponde a situações onde a espessura do filme é menor que as alturas das asperezas dos corpos, conforme descrito por Ludema (1996). O regime de lubrificação passa a ser limítrofe. Dessa maneira, os três tipos de lubrificação, fluida, mista e limítrofe, ficam caracterizados no diagrama de *Stribeck*.

Como foi dito, com a adição de lubrificantes entre as superfícies ocorre surgimento de atrito do tipo viscoso, provocado pelo efeito hidrodinâmico do lubrificante, o qual é proporcional à velocidade, ao carregamento e à viscosidade do fluido. Em condições de deslocamento a baixas velocidades, a contribuição hidrodinâmica à redução do atrito é muito pequena e pode ser desprezada. Contudo, desde que haja a presença de lubrificante entre as superfícies, assim que o corpo parte do repouso ocorre uma rápida redução da força de atrito conhecida como *efeito Stribeck*, conforme mostrado no diagrama de *Stribeck*. O *efeito Stribeck* ocorre em baixas velocidades e gera uma inclinação negativa na curva de atrito versus velocidade. Por sua vez tem importante contribuição para o surgimento do efeito *stick-slip*.

A Figura 3.3 expõe melhor os vários tipos de atrito presentes em um sistema lubrificado.

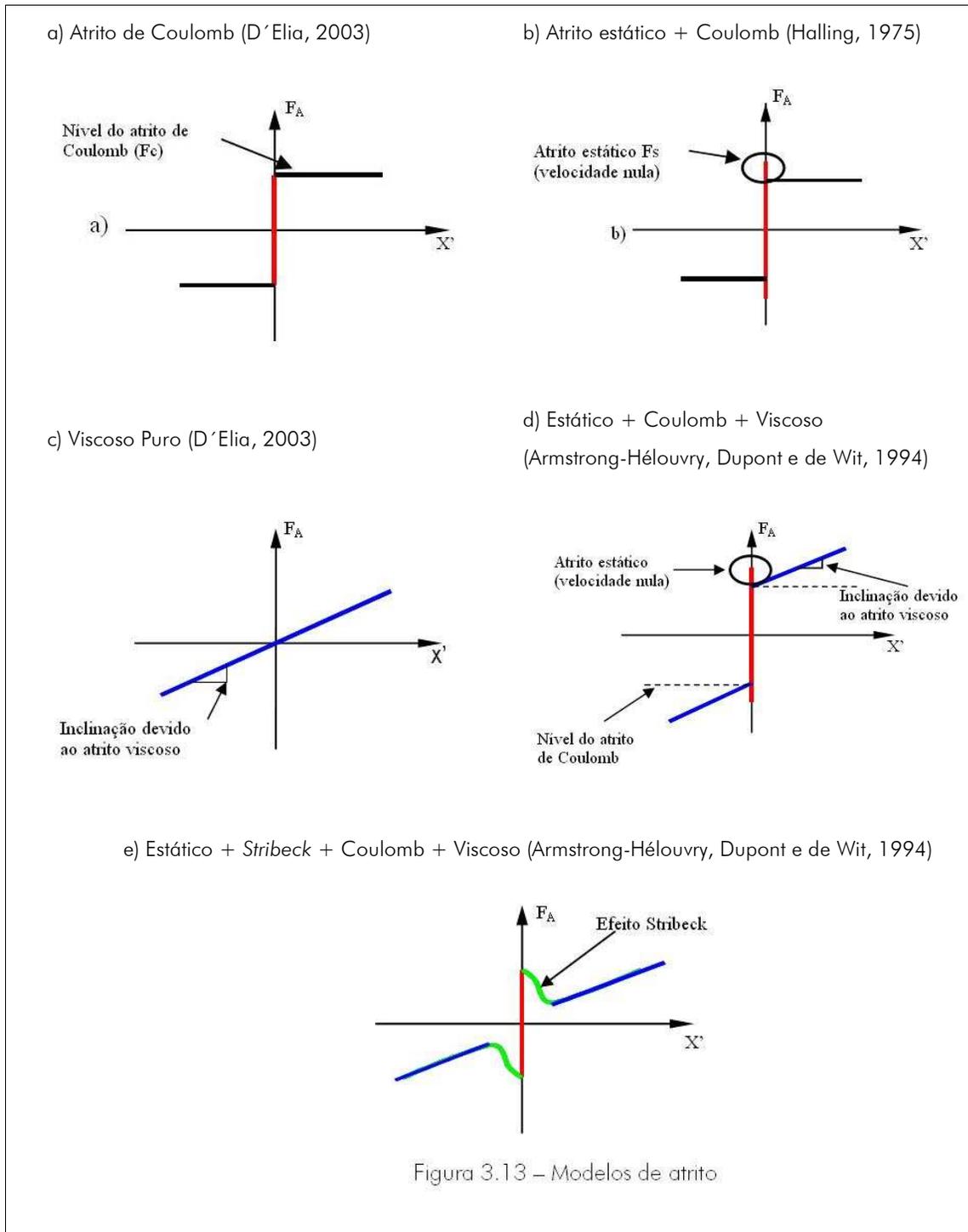


Figura 3.3 - Modelos de atrito. (GUIMARÃES, 2004)

3.2 Princípio Básico de Ponte H

A Ponte-H, também chamado de Ponte Completa, é assim nomeada por conter quatro elementos comutadores, com a carga no centro, em uma configuração do tipo H (Figura 3.4).

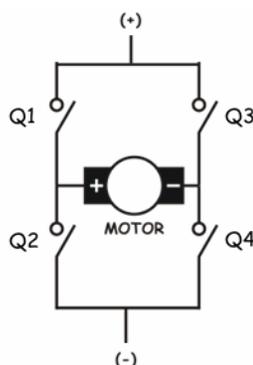


Figura 3.4 – Configuração básica da ponte-H

O ponto chave a ser notado é que há, na teoria, quatro elementos comutadores na ponte, que podem ser quaisquer elementos que trabalhem com correntes, desde relés, transistores até MOSFETs, dependendo das exigências da aplicação. Os interruptores são acionados aos pares, ou Q1 com Q4, ou Q3 com Q2, mas nunca ambos os interruptores no mesmo "lado" da ponte (McMANIS, __). Se ambos interruptores de um lado da ponte forem acionados, é criado um curto-circuito entre os terminais positivo e negativo da fonte, o motor não girará, e uma corrente excessiva fluirá através dos interruptores, dos fios, e da fonte de alimentação (KORUS, __).

Para alimentar o motor, aciona-se os dois interruptores opostos na diagonal. Ao acionar-se os interruptores Q1 e Q4, a corrente segue o caminho destacado na figura 3.5. Assim, a corrente atravessa o motor, fazendo-o girar para o lado "positivo". Da mesma forma, se os interruptores Q3 e Q2 estiverem acionados, a corrente irá atravessar o motor e o fará girar para a direção oposta (McMANIS, __).

Se for pretendida uma operação com menos que a velocidade máxima (ou torque) um dos interruptores é controlada em forma de PWM. A tensão média vista pelo motor será determinada pela relação entre o tempo de "ON" e o de "OFF" do sinal de PWM (TANTOS, __).

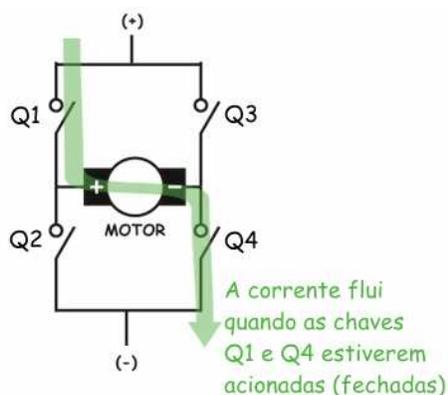


Figura 3.5 – Sentido de corrente elétrica na ponte H

Se cada interruptor puder ser controlado independentemente, tem-se um “dispositivo de quatro quadrantes”. Pode-se construir uma tabela verdade que descreve a ação da ponte de acordo com cada estado dos interruptores (tabela 8). Como há quatro interruptores, cada um com dois estados possíveis, há 16 estados no total. Entretanto, como qualquer estado em que ambos interruptores do mesmo lado estiverem acionados é prejudicial ao motor, há de fato somente quatro estados úteis (os quatro quadrantes).

Tabela 8 – Estados do motor

Q1	Q2	Q3	Q4	DESCRIÇÃO DO QUADRANTE
On	Off	Off	On	Giro do motor no sentido horário
Off	On	On	Off	Giro do motor no sentido anti-horário
On	Off	On	Off	Desaceleração e frenagem do motor
Off	On	Off	On	Desaceleração e frenagem do motor

As duas últimas fileiras da tabela acima descrevem uma situação onde ocorre um "curto-circuito" entre os terminais do motor, fazendo-o operar como gerador e produzir tensão entre seus terminais. Esta tensão é conhecida como força contra eletromotriz, que faz com que o motor pare de girar. Naturalmente há também o estado onde todos os interruptores estão desligados, na qual o motor pára se estiver girando, caso contrário permanecendo em repouso.

3.3 Modulação da Largura de Pulso (PWM)

A modulação por largura de pulso (PWM) é uma técnica comum para controle de velocidade, capaz de contornar o problema de baixo desempenho de partida de um motor, que tende a saltar, quase imediatamente, de uma posição estacionária para mais que a metade da velocidade nominal ao ser alimentado. Uma boa analogia a ser feita é com o andar de bicicleta, na qual deve-se pedalar (exercer energia) e então descansar (relaxar) usando-se a inércia para movimentar-se à frente. À medida que a velocidade é reduzida (devido à resistência do vento, ao atrito, à forma da estrada) pedala-se para acelerar e então descansa-se outra vez.

O “ciclo de trabalho” é a relação do tempo de pedalada pelo tempo total (pedalada + tempo de descanso). Um “ciclo de trabalho” de 100% significa que pedala-se todo o tempo, e um “ciclo de trabalho” de 50%, que pedala-se somente a metade do tempo. PWM para o controle da velocidade do motor funciona de maneira muito similar. Em vez de fornecer uma tensão variável ao motor, é fornecido um valor fixo de tensão, que o faz girar imediatamente. A tensão é então removida e o motor “descansa”. Continuando este ciclo de ligar/desligar a tensão com um “ciclo de trabalho” variado, a velocidade do motor pode ser controlada (ADLER, __).

A figura 3.6 mostra três sinais diferentes de PWM. A figura 3.6a mostra uma saída PWM com um “ciclo de trabalho” de 10%. Isto é, o sinal é ligado para 10% do período e desligado os outros 90%. As figuras 3.6b e 3.6c mostram saídas de PWM em “ciclos de trabalho” de 50% e de 90%, respectivamente. Estas três saídas de PWM codificam três valores diferentes de sinal analógico, em 10%, em 50%, e em 90% da potência total (BARR, __). Por exemplo, com o sinal a 12V por 50% do tempo, a tensão média é 6V, então o motor gira à metade da sua velocidade máxima.

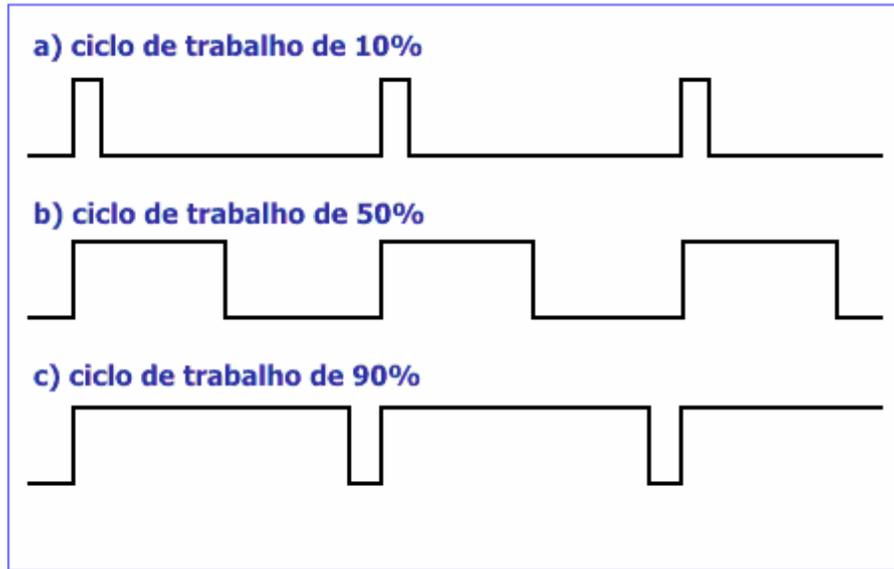


Figura 3.6 - Sinais PWM de “ciclos de trabalho” variados

As melhores condições de chaveamento são quando a frequência de comutação é muito mais elevada do que a dinâmica do motor. O motor deveria “pensar” que está sendo alimentado por uma tensão C.C. verdadeira, ou seja, deve-se ligar e desligar o motor, rápido o suficiente, para que ele não “perceba” as mudanças, da mesma forma que os olhos não percebem uma tela de televisão atualizar 30 vezes por segundo.

Devido às diferentes referências existentes na bibliografia, a frequência deve ser pelo menos 5 vezes mais elevada que a velocidade de rotação do motor. Isto é, se o motor girar em 6000 rpm (100 rps) a frequência deve ser mais elevada que 5×100 hertz = 500 hertz. Uma melhor explicação teórica é que a frequência de comutação deve ser muito mais elevada que $1/T_a$ onde $T_a = L/R$ é a constante de tempo elétrica do motor, L é a indutância e R a resistência interna do motor. Para um motor C.C. típico (200 W, 24 V) $L = 1$ mH e $R = 0.5$ ohms. Isto significa, outra vez, que a frequência deve ser muito mais elevada que $1/T_a = R/L = 0.5/0.001$ hertz = 500 hertz. Geralmente uma frequência ao redor de 20 quilohertz é usada. Isso evita também o ruído do motor dentro da escala auditiva (SPÄNNARE, __).

3.4 Sistema de Controle

O controlador Proporcional Integral Derivativo, ou simplesmente PID, é o tipo de controlador de estrutura fixa mais utilizado nas aplicações industriais, tanto no Brasil como no mundo (Rico, __). Dentre os fatos que podem ser apontadas para justificar a preferência do uso, destacam-se as seguintes:

- controlador “simples” e de uso geral, com estrutura fixa e parâmetros ajustáveis;
- incorpora a realimentação;
- tem reduzido número de parâmetros ajustáveis, diretamente relacionados com as ações de controle (dependendo da implementação);
- permite certa eliminação de *offsets* através da ação integral;
- pode “antecipar o futuro” através da ação derivativa e, com pequenas alterações, pode também lidar com problemas de saturação nos atuadores;
- permite uma variedade de métodos, relativamente simples, para o ajuste adequado dos seus parâmetros, sendo o mais conhecido o de Ziegler e Nichols.

Em geral, pode-se dizer que, para processos com dinâmicas bem comportadas e especificações não muito exigentes, o controlador PID é uma solução que oferece um bom compromisso entre simplicidade e bom comportamento em malha fechada.

3.4.1 Controlador

O controlador é o elemento no sistema de controle em malha fechada que tem como entrada o sinal de erro e gera o sinal de controle (saída), que atua sobre a planta de modo a, idealmente, levar o erro (diferença entre a entrada e a saída) a zero ou a um valor de erro mínimo. A relação entre a saída e a entrada do controlador é chamada de *lei de controle*. As formas mais usuais são: proporcional, integral, derivativa e suas combinações (PI, PD, PID).

Proporcional

No sinal proporcional, o sinal de controle aplicado, a cada instante, à planta é proporcional a amplitude do valor do sinal de erro:

$$u(t) = K_p * e(t) \quad (3.1)$$

onde K_p é uma constante chamada ganho proporcional.

Assim se, em um dado instante, o valor da saída do processo é menor (maior) que o valor da referência, i.e. $e(t) > 0$ ($e(t) < 0$), o controle a ser aplicado será positivo (negativo) e proporcional ao módulo de $e(t)$.

A figura 3.7 mostra a resposta de um sistema considerando-se a aplicação de uma ação proporcional. Quanto maior o ganho K_p menor o erro em regime permanente, isto é, melhor a exatidão do sistema em malha fechada. O erro pode ser diminuído com o aumento do ganho, entretanto nunca se consegue anular completamente o erro. Por outro lado, quanto maior o ganho, mais oscilatório tende a ficar o comportamento transitório do sistema em malha fechada. Na maioria dos processos físicos, o aumento excessivo do ganho proporcional pode levar o sistema à instabilidade. A função de transferência do processo do gráfico da figura 3.7 é $P(s) = 1/(s+1)^3$ (ASTROM, 1995).

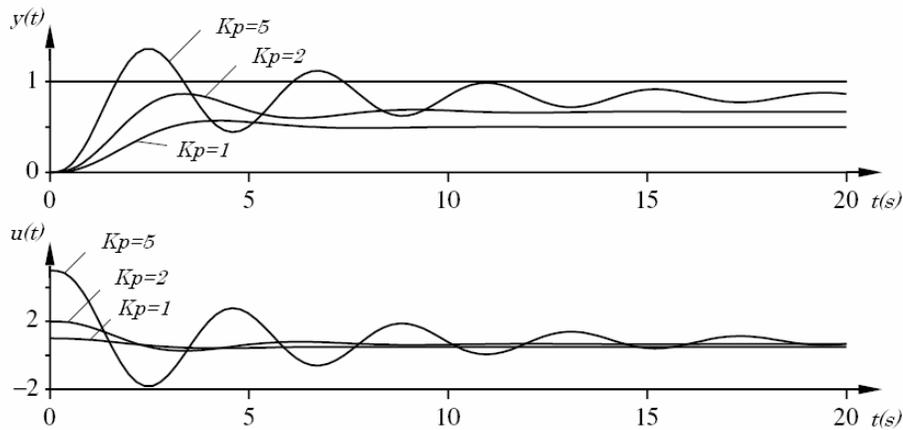


Figura 3.7 – Simulação de um sistema em malha fechada com controle proporcional (ASTROM, 1995)

Integral

A ação de controle integral consiste em aplicar um sinal de controle $u(t)$ proporcional à integral do sinal $e(t)$, ao erro acumulado no tempo:

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt \quad (3.2)$$

onde K_i é uma constante chamada de ganho integral.

A ação integral tem assim uma função "armazenadora de energia". Note-se que, se a partir de um determinado tempo t o erro é igual a zero, i.e. $e(t) = 0$, o sinal de controle $u(t)$ será mantido em um valor constante proporcional à "energia armazenada" até o instante t . Este fato permitirá, no sistema em malha fechada, obter-se o seguimento de uma referência com erro nulo em regime permanente, pois a ação integral garantirá a aplicação ao processo de um sinal de controle constante de forma a ter-se $r(t) = y(t)$, i.e. $e(t) = 0$.

A ação integral está diretamente ligada à melhoria da precisão do sistema, entretanto, tende a piorar a estabilidade relativa do sistema em malha fechada ou mesmo torná-lo instável, devido ao aumento da ordem do sistema. Por este motivo, esta ação de controle em geral não é aplicada de maneira isolada.

A figura 3.8 ilustra o efeito da adição da ação integral. O ganho proporcional é constante, $K_p = 1$ em todas as curvas, e o ganho integral é alterado. O caso $K_i = 0$ corresponde ao controle proporcional puro, idêntico à situação $K_p = 1$ na figura 3.7. O erro em regime permanente é removido quando K_i possui valor diferente de zero. Para pequenos valores de ganho integral, a resposta caminha lentamente para a referência. A aproximação é mais rápida para valores maiores de K_i ; e também é mais oscilatório. A função de transferência do processo do gráfico da figura 3.8 é $P(s) = 1/(s+1)^3$, e o ganho proporcional é $K_p = 1$ (ASTROM, 1995).

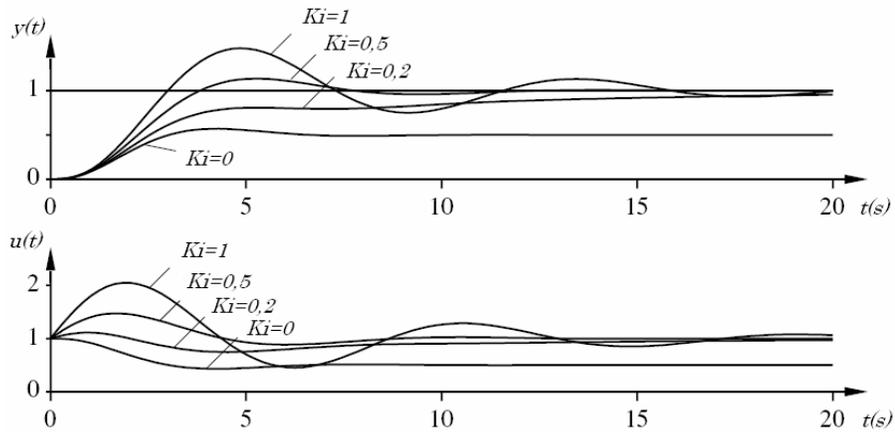


Figura 3.8 – Simulação de um sistema em malha fechada com controle proporcional e integral (ASTROM, 1995).

Derivativa

A ação derivação corresponde a aplicação de um sinal de controle proporcional à derivada do sinal de erro:

$$u(t) = K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3.3)$$

onde K_d é uma constante chamada de ganho derivativo. A função de transferência desta ação é dada por:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_d s \quad (3.4)$$

Nota-se que este tipo de função de transferência implica em um ganho que cresce com o aumento da freqüência, fato este que deixaria o sistema extremamente sensível a ruídos de alta freqüência.

A derivada de uma função está relacionada intuitivamente com a tendência de variação desta função em um determinado instante de tempo. Assim, aplicar como controle um sinal proporcional à derivada do sinal de erro é equivalente a aplicar uma ação baseada na tendência de evolução do erro. A ação derivativa é então dita *antecipatória* ou *preditiva* e tende a fazer com que o sistema reaja mais rapidamente. Este fato faz com que a ação derivativa seja utilizada para a obtenção de respostas transitórias

mais rápidas, ou seja, para a melhora do comportamento dinâmico do sistema em malha fechada. Observe-se que no caso em que, em regime permanente, o sinal de erro é constante a ação derivativa será igual a zero, ou seja, esta ação atua apenas durante a resposta transitória, e conseqüentemente não é usado sozinho, mas combinado com outras formas de controle.

A figura 3.9 ilustra o efeito da adição da ação derivativa. O ganho proporcional e o ganho integral são mantidos constantes, $K_p = 3$ e $K_i = 1,5$, e o ganho derivativo é alterado. Para $K_d = 0$ tem-se o controle PI puro. O sistema em malha fechada é oscilatório com os parâmetros escolhidos. O amortecimento aumenta com o aumento do ganho derivativo, mas reduz novamente quando o ganho derivativo torna-se muito grande. Nota-se também que o período de oscilação aumenta quando o ganho derivativo é aumentado. A função de transferência do processo é $P(s) = 1/(s+1)^3$, o ganho proporcional é $K_p = 3$ e o ganho integral é $K_i = 1,5$ (ASTROM, 1995).

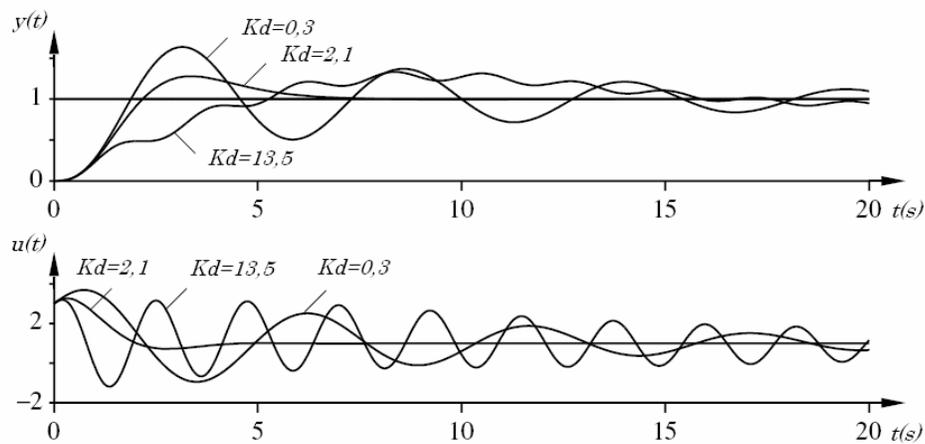


Figura 3.9 – Simulação de um sistema em malha fechada com controle proporcional, integral e derivativo (ASTROM, 1995).

PID

O controlador PID é composto pela soma de três ações: uma Proporcional (P), uma Integral (I) e uma Derivativa (D). A saída do controle proporcional + integral + derivativo é expressa na equação 3.5.

$$u(t) = K_p * e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3.5)$$

onde $e(t)$ é o erro entre a referência $r(t)$ e o sinal que deseja-se controlar $y(t)$:

$$e(t) = r(t) - y(t) \quad (3.6)$$

A ação proporcional aumenta a velocidade de atuação do controlador no sistema. O parâmetro integrativo está diretamente ligado à precisão do sistema, sendo responsável pelo erro nulo em regime permanente. Em contrapartida, esse benefício geralmente é obtido às custas de uma redução da estabilidade ou do fator amortecimento do sistema, que é contrabalançado pela ação derivativa que tende a aumentar a estabilidade relativa do sistema ao mesmo tempo que torna a resposta do sistema mais rápida devido ao seu efeito antecipatório. No entanto, o incremento de fator derivativo torna o controlador mais sensível à taxa de variação do erro.

4 ESTUDO DO OBJETO

As pesquisas sobre usinagem de ultraprecisão no LMP tiveram início com o desenvolvimento de um torno para torneamento cilíndrico de fotorreceptores para a Nashua do Brasil em 1976. Cerca de 10 anos depois foi adquirido um torno de ultraprecisão da Moore Tools destinado à fabricação de substratos para discos rígidos de memória de computador nos anos 70. O objeto de estudo desse trabalho foi esta máquina-ferramenta, já adaptada no LMP para aplicações específicas de usinagem de ultraprecisão.

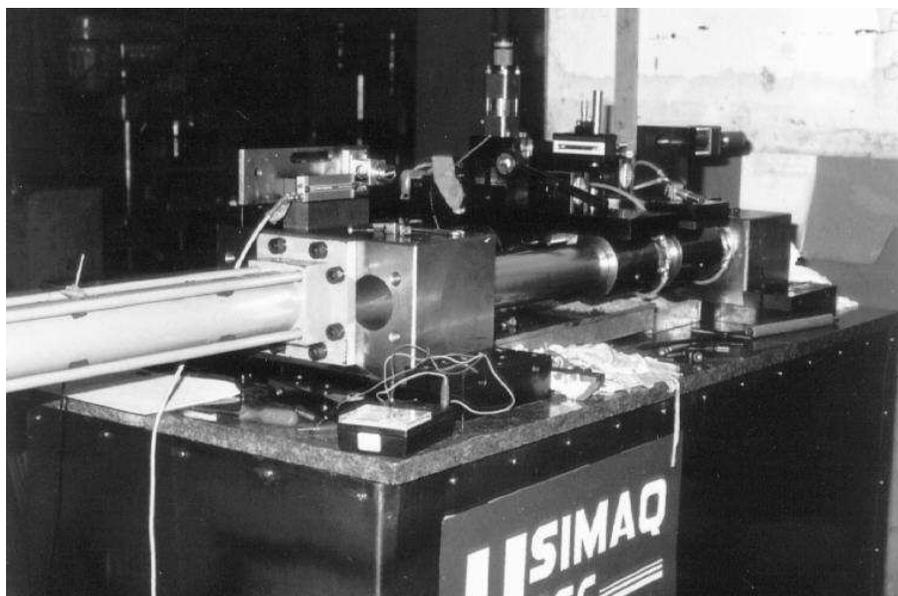


Figura 4.1 – Torno para torneamento de cilindros de fotoreceptores

4.1 Caracterização do Torno de Ultraprecisão

O torno era constituído de uma base *Moore Tools #3* dotada de um par de guias de escorregamento prismáticas cruzadas do tipo duplo V com lubrificação forçada, que permitem movimentação no plano Z-X. Segundo a Moore (Moore Tools 1970), as guias Duplo-V proporcionam um movimento de ótica linearidade. Em contrapartida, por serem guias de escorregamento lubrificadas, em baixa velocidade de avanço apresentam um fenômeno conhecido por *stick-slip* (*adere-desliza*) e, por isto, não permitem determinadas aplicações em ultraprecisão. A máquina na sua concepção original não dispunha de

controle de movimento em malha fechada. Os fusos para o avanço da mesa são trapezoidais, com passo de 2,54mm (um décimo de polegada), banhados em óleo. Este tipo de fuso não é mais recomendado para aplicações de posicionamento em ultraprecisão. Contudo, para a época em que foram concebidos, estes elementos representavam o estado da arte. Apesar das desvantagens citadas, as guias de deslizamento com lubrificação forçada são amplamente empregadas por serem muito eficientes devido a sua alta rigidez e estabilidade (NAKAZAWA, 1994).

A utilização da máquina em sua configuração original não foi bem sucedida para as aplicações do LMP, dada à obsolescência de seus componentes eletrônicos, e devido às características de sua árvore e sistemas de acionamentos dedicados à fabricação de discos rígidos de 360mm de diâmetro. A rotação máxima para o mancal aerostático Excello original era de 2200 rpm. Porém a massa elevada deste mancal requeria um tempo de aceleração muito grande e representava um risco de tombamento da MF, no caso de falta súbita de ar. Além disso, por ser uma máquina dedicada à produção seriada de discos, esta não apresentou a flexibilidade necessária à pesquisa.

Na concepção original, o acionamento da árvore era feito por motor CC com escovas e com transmissão por correia plana. O acionamento da mesa no eixo X era executado por um servomotor CC com escovas, acoplado a um redutor de velocidade por parafuso sem fim. No eixo Z, o acionamento era feito por motor de passo SLO-SYN, através de correia dentada. Ambos os acionamentos da mesa não puderam ser aproveitados por falta de documentação e obsolescência de sua eletrônica e, por isto, foram substituídos. Na Figura 4.2 é mostrado o torno com a árvore original, de fabricação da Ex-Cell-O.

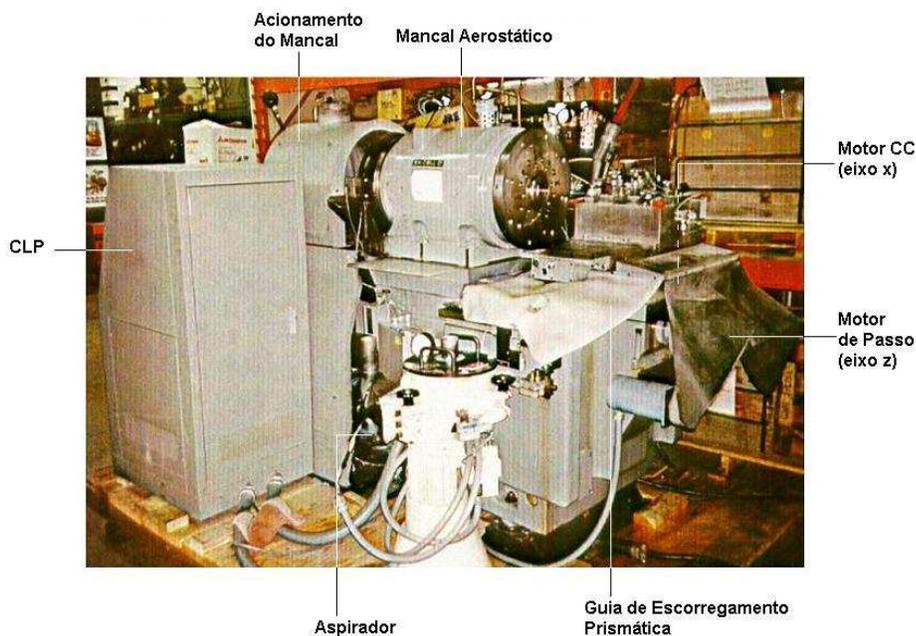


Figura 4.2 – Torno original

Foram realizadas diversas modificações nos componentes do torno com o objetivo de adequar a máquina para as aplicações requeridas no LMP. A árvore aerostática original foi substituída por uma árvore-cabecote Kugler modelo ALU-LINE 150. Este cabeçote-árvore, além de nominalmente permitir até 8000 rpm, é dotado de um sistema de avanço do fuso com motor linear permitindo um movimento controlado no sentido do eixo de rotação de 90mm. A árvore é composta por mancais aerostáticos, sistema para fixação das peças, acionamento rotativo direto (interno) através de servomotor CC sem escovas e uma guia linear aerostática modelo DKS50.

O cabeçote-árvore foi montado sobre uma mesa divisora ZEISS, modelo 315 com exatidão de posicionamento de 10". A mesa divisora foi montada sobre a estrutura da base Moore Tools.

Para tornar possível a fabricação de peças simétricas de revolução, foi implementado o acionamento de um eixo. No primeiro *retrofitting* optou-se pelo uso de um motor de micro-passos e controle em malha aberta no eixo X, uma alternativa simples e de baixo custo. No eixo Z, responsável pela profundidade de corte, foi implementado

acionamento manual para movimentar a mesa ao longo do seu curso. A Figura 4.3 mostra a máquina após a primeira etapa do *retrofitting*, com a principal alteração realizada, a substituição da árvore do torno.

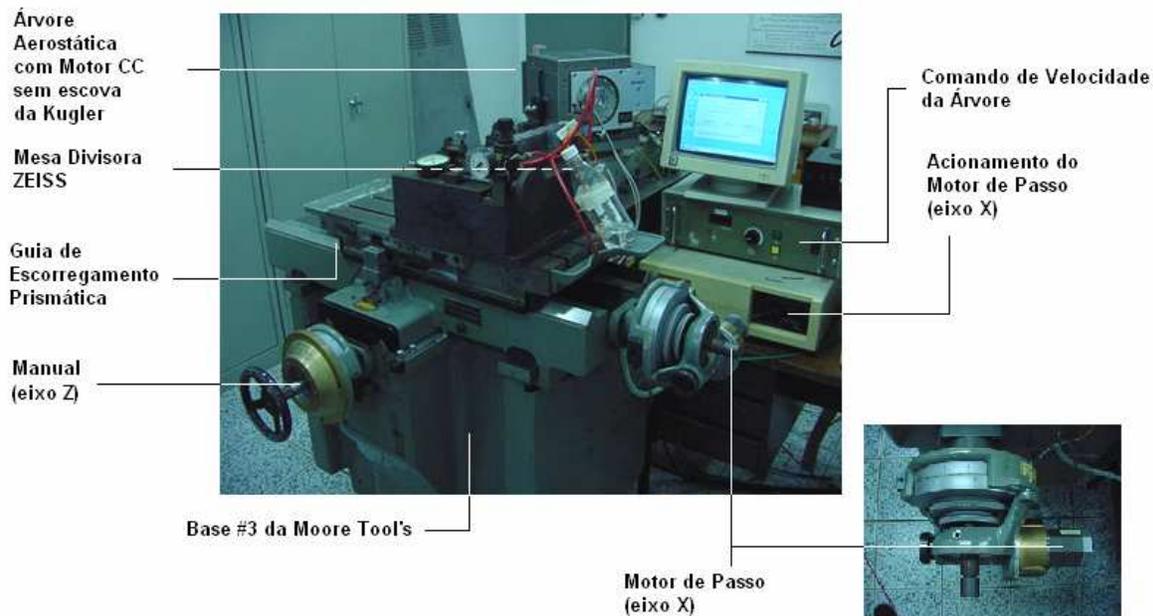


Figura 4.3 – Torno Moore Tools com cabeçote Kugler (1º Retrofitting)

Na segunda etapa de *retrofitting* foi modificado o acionamento de avanço do eixo x. A substituição do motor de passo por um motor CC se fez necessária, pois o motor de passo apresentava problemas de instabilidade, o que compromete a qualidade da superfície usinada e/ou a exatidão dimensional-geométrica da peça a cada parada do motor, bem como induzia vibração no sistema causado pela variação (*ripple*) no torque do motor.

O motor CC, apesar de ter uma suavidade maior em grandes velocidades, em baixas velocidades não apresentava torque suficiente para movimentar o carro porta-ferramentas.

Para contornar a falta de torque foi montado um redutor de movimento composta por um transmissor mecânico transformador, do tipo polia e correia (estágio de redução adicional, de 3,75 para 1) e um transmissor mecânico conversor, do tipo coroa/parafuso

sem fim (relação de 25:1.) Figura 4.4. Assim o motor pode gerar movimentos suaves em alta rotação com o torque necessário para movimentar a mesa em baixas velocidades de avanço.

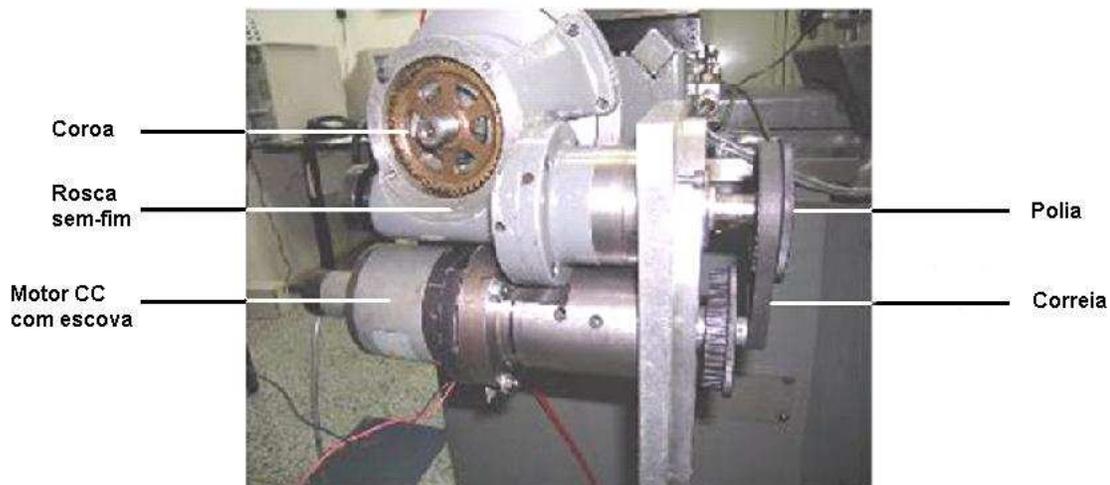


Figura 4.4 – Sistema de acionamento com motor CC e parafuso sem fim

Tabela 9– Retrofitting’s realizados

	<i>original</i>	<i>Retrof-1</i>	<i>Retrof-2</i>	<i>Proposto</i>
Estrutura	MooreTools #3	MooreTools #3	MooreTools #3	MooreTools #3
Guias	prismáticas	prismáticas	prismáticas	prismáticas
Fuso	trapezoidal	trapezoidal	trapezoidal	trapezoidal
Acinamento X	Motor CC	Motor de passo	Motor CC com escova	Motor CC com escova
Acinamento Z	Motor de passo	Manual	Manual	Manual
Árvore	Ex-cell-o	Kugler	Kugler	Kugler
Redução do acionamento do carro			Parafuso sem-fim Polia/correia dentada	<i>Harmonic Drive</i>
Aspiração	Industrial	Comum	Comum	Comum
Atomizador		Fabricado no LMP	Fabricado no LMP	Aerógrafo
Controle do acionamento do carro	CLP	-----	----	<i>PIC</i>
Isolamento de vibrações	Passivo	Passivo	Passivo	Passivo

4.2 Problemas e Soluções Propostas

Em usinagem de ultraprecisão com ferramentas de diamante monocristalino uma série de fatores influenciam o resultado de trabalho e impedem que as exigências de qualidade sejam atingidas em peças produzidas (SCHROETER, 1997). Na Figura 4.5 são mostrados esquematicamente os diferentes fatores de influência sobre a qualidade final da peça produzida através da usinagem de ultraprecisão.

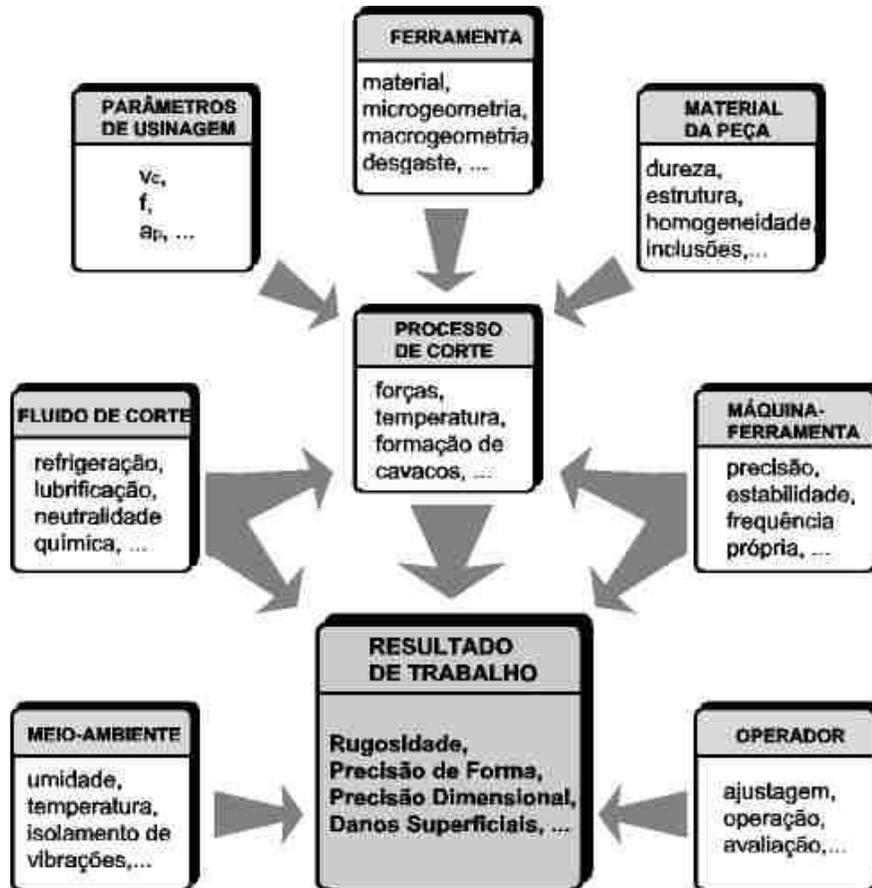


Figura 4.5 - Fatores de influência sobre resultado de trabalho na usinagem de ultraprecisão (SCHROETER, 1997)

Para garantir a qualidade refletiva no espectro da luz visível, as peças usinadas em um torno de ultraprecisão deverão ter rugosidade R_a menor que 50 nm. As condições de corte que influenciam a rugosidade cinemática são basicamente o avanço, o raio de quina e o raio de gume da ferramenta.

Além disto, a linearidade das guias e as vibrações sobrepostas ao movimento de avanço têm influência sobre a qualidade das superfícies usinadas.

Neste trabalho serão abordados os aspectos de influência, como as vibrações, o atrito e o controle de velocidade.

Segundo análise de vibrações feita por Guimarães (2004), o fator de maior influência na qualidade das peças produzidas no torno de ultraprecisão são as vibrações. As vibrações medidas por Guimarães (2004) foram excitadas no mancal aerostático e no porta-ferramenta pelos motores de passo e CC, pelo atomizador de fluido de corte, pelo aspirador de cavaco e ambiente. A aspiração de cavacos, o motor de passo e a atomização de fluido de corte se apresentam como fontes de forte influência na amplitude de vibração medida no mancal da árvore e no porta-ferramenta. O ambiente, para as perturbações simuladas, apresenta uma fraca influência. O motor CC se mostrou com um bom comportamento do ponto de vista vibracional, exceto nas velocidades mais altas, mas que não são muito utilizadas (GUIMARAES, 2004).

Guimarães (2004) realizou a troca do motor de passo por um motor de CC e isso proporcionou uma grande redução na vibração no sistema. Contudo o sistema de acionamento, composto pelo acionamento eletro-eletrônico, um redutor coroa/parafuso sem fim e um redutor polia/correia ainda apresentava vibrações e ruídos que deveriam ser reduzidos ou eliminados. O conjunto mecânico de redução apresenta uma folga residual na transmissão mecânica, o que numa inversão do sentido de avanço aparece como uma histerese somada à histerese provocada pela folga do fuso/porca de avanço.

A análise de curva de atrito, ilustrada na Figura 4.6, mostra que em baixas velocidades de avanço a mesa apresentou o efeito *stick-slip*. Espera-se que com o uso do *Harmonic Drive* o efeito *stick-slip* seja reduzido devido a sua alta redução de movimento, elevado torque e livre de folgas.

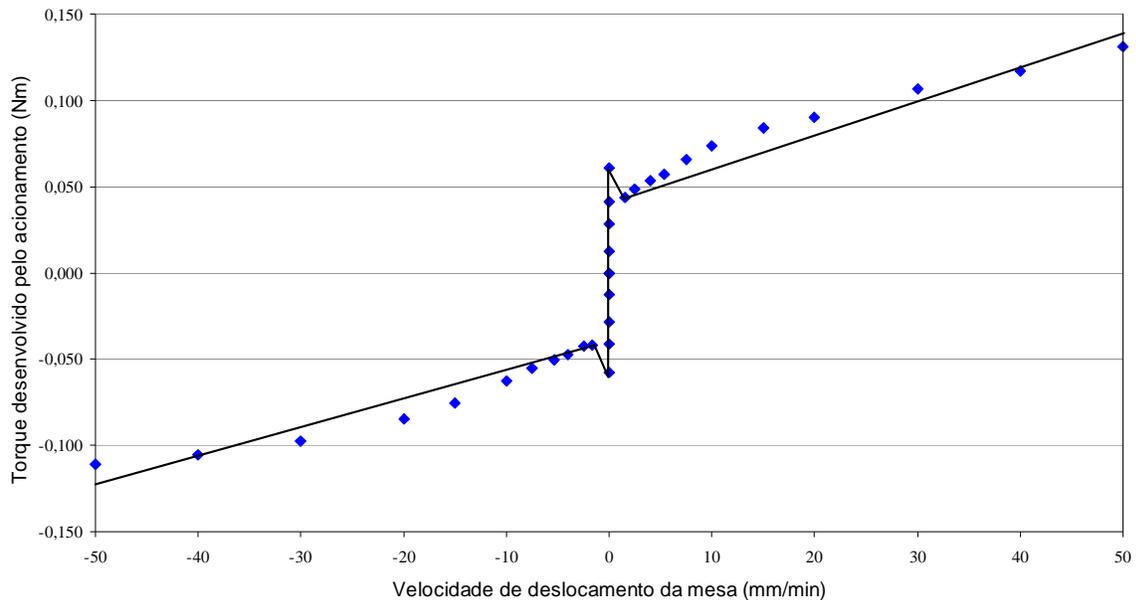


Figura 4.6 – Curva característica estática do atrito (GUIMARAES, 2004)

Na configuração do sistema de avanço proposto por Guimarães (2004) foi verificada uma oscilação na velocidade de avanço da ferramenta causada pela baixa rigidez do sistema de avanço e os fenômenos de atrito entre a mesa e as guias de escorregamento prismáticas. O sistema de comando em malha aberta utiliza o sinal gerado por um codificador óptico apenas para visualização do posicionamento da ferramenta em um indicador digital.

Com uma unidade de tratamento de sinal (UTS) e um microcontrolador pretende-se desenvolver um sistema de controle em malha fechada para determinar o posicionamento e a velocidade de avanço da ferramenta assim como obter um rígido controle dessa velocidade.

Baseado nos resultados e as dificuldades enfrentadas por Guimarães (2004) na obtenção de valores estáveis em baixas velocidades de avanço propõem-se a alterar a cadeia cinemática de avanço implantando um sistema com controle de malha fechada com uma redução *Harmonic Drive* intercalada entre o motor e o fuso de avanço.

Segundo os estudos de Spenrath (1991), para usinagem de ultraprecisão é necessário que o avanço da ferramenta seja controlável até $5 \mu\text{m}$ por rotação da árvore mancal. Análises experimentais, realizados por Guimarães (2004) com o mancal aerostático Kugler, determinam que a velocidade limite de rotação para esse mancal para uma pressão de alimentação de 3 bar, não deve ultrapassar 3000rpm. Acima dessa frequência rotacional do mancal vibra excitado pelo fenômeno de martelamento pneumático, sendo a velocidade de avanço V_f em função da rotação do avanço por rotação f , equação 4.1.

$$V_f = n * f \quad (4.1)$$

Limitando a rotação em 2500 rpm, determina-se que a velocidade de avanço é:

$$\begin{aligned} V_f &= 2500 \text{Rotações} / \text{min} * 5 \mu\text{m} / \text{Rotação} \\ &= 12500 \mu\text{m} / \text{min} \\ &= 12,5 \text{mm} / \text{min} \\ &\cong 210 \mu\text{m} / \text{s} \end{aligned}$$

A figura 4.7 ilustra o processo de torneamento para a operação de faceamento.

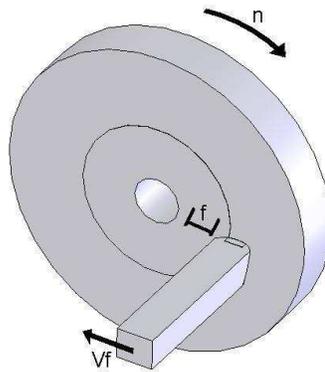


Figura 4.7 – Representação esquemática do faceamento

Com a determinação da velocidade de avanço recomendada da ferramenta, a velocidade adquirida do *encoder* óptico/eletrônico (*régua* óptica) é então comparada com a velocidade desejada. A diferença entre ambas deve ser compensada até que se tornem iguais e para isso é necessário que se faça um controle que compense a diferença. Este controle será realizado por um controlador *PIC* (*Peripheral Interface*

Controller) que será inserido em uma estação de trabalho, chamada *Cuscopic*, desenvolvida por professores e alunos do Centro Tecnológico de Mecatrônica e Centro Tecnológico Automotivo de Caxias do Sul com a finalidade de desenvolver uma estação didática para facilitar o aprendizado do microcontrolador PIC.

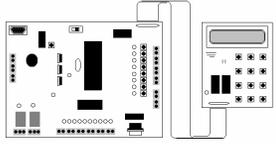
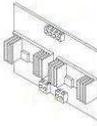
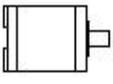
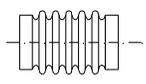
A estação de trabalho *Cuscopic* é uma placa didática, de fácil uso e conexão simples ao controlador *PIC* com seus periféricos. Com este hardware o operador tem em mãos um gravador de programas do *PIC*, uma interface homem-máquina via display/teclado ou via computador, alerta sonoro e fácil acesso às portas de entrada e saída de sinal, tanto digital quanto analógico.

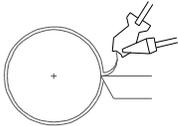
A escolha do sistema de controle *PIC* foi baseada no seu bom custo/benefício, fácil manipulação, fácil programação, fácil manutenção, comunicação com microcomputador para análise de resultados com taxa de amostragem suficiente para o proposto neste trabalho.

O acionamento usará um motor CC e um redutor *Harmonic Drive* acoplado a um fuso trapezoidal do eixo X. A realimentação de posição emprega um *encoder* óptico/eletrônico (régua óptica) para controle de velocidade da ferramenta.

A Tabela 10 apresenta o arranjo de componentes que devem ser acrescentados e substituídos na máquina-ferramenta. A figura 4.8 mostra esquematicamente as modificações sugeridas.

Tabela 10 - Escolha dos elementos mais apropriados.

	TIPO	ILUSTRAÇÃO	FUNÇÃO
CONTROLE			
<ul style="list-style-type: none"> SISTEMA DE COMANDO E CONTROLE 	<ul style="list-style-type: none"> ABERTO DEPENDENTE (BASEADO EM MICROCONTROLADOR) 		<ul style="list-style-type: none"> DETERMINAR A VELOCIDADE E A POSIÇÃO INTERFACE HOMEM MÁQUINA (IHM) AQUISIÇÃO DE DADOS
EIXO - X			
<ul style="list-style-type: none"> ACIONAMENTO ELETRÔNICO 	<ul style="list-style-type: none"> DRIVER PONTE H COM PWM 		<ul style="list-style-type: none"> ENERGIZARÇÃO DO MOTOR MELHORAR O TORQUE
<ul style="list-style-type: none"> ACIONAMENTO CONVERSOR 	<ul style="list-style-type: none"> MOTOR CC COM ESCOVAS 		<ul style="list-style-type: none"> DIMINUIR RÚIDOS E VIBRAÇÕES
<ul style="list-style-type: none"> TRANSMISSÃO TRANSFORMADORA 	<ul style="list-style-type: none"> HARMONIC DRIVE 		<ul style="list-style-type: none"> SUBSTITUIR AS REDUÇÕES POLIA/CORREIA E COROA/ROSCA SEM-FIM DIMINUIR A INFLUÊNCIA DO STICK-SLIP
<ul style="list-style-type: none"> ACOPLAMENTO 	<ul style="list-style-type: none"> PERMANENTE FLEXÍVEL TIPO FOLE 		<ul style="list-style-type: none"> ALINHAMENTO DOS EIXOS SEM FOLGAS SUAVIDADE DE MOVIMENTO

	TIPO	ILUSTRAÇÃO	FUNÇÃO
EIXO - X			
<ul style="list-style-type: none"> UNIDADE DE TRATAMENTO DE SINAL 	<ul style="list-style-type: none"> "DIGITALIZADOR" DE SINAL 		<ul style="list-style-type: none"> DIGITALIZAÇÃO DE SINAL DA RÉGUA ÓPTICA
FLUIDO DE CORTE			
<ul style="list-style-type: none"> ATOMIZADOR 	<ul style="list-style-type: none"> AERÓGRAFO ATOMIZADOR DE ÁLCOOL ETÍLICO ABSOLUTO 		<ul style="list-style-type: none"> CONTROLAR A QUANTIDADE DE FLUIDO MELHORAR O AMBIENTE DE TRABALHO

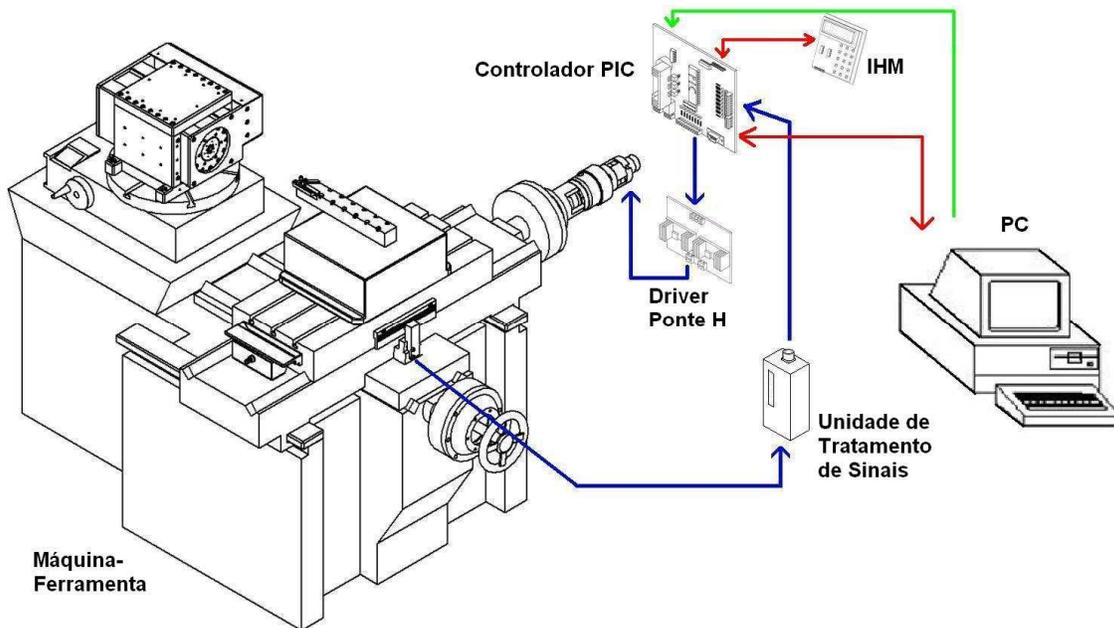


Figura 4.8 - Arranjo sugerido para o acionamento da máquina-ferramenta.

5 IMPLEMENTAÇÃO DA SOLUÇÃO PROPOSTA

A partir dos resultados obtidos nos ensaios de identificação das fontes de vibrações e curva de atrito os elementos críticos no torno de ultraprecisão são: o atuador do acionamento do eixo X, o atomizador, o aspirador, o transmissor mecânico transformador (reductor) e as guias de escorregamento.

O objetivo dessa dissertação é minimizar fatores de influência relacionados ao acionamento do eixo X pelo desenvolvimento de um controlador de velocidade do avanço da ferramenta de corte e substituir ou modificar componentes mecânicos necessários para diminuir a vibração no processo de usinagem.

Para isso, as soluções a serem implementadas são de duas formas: hardware e lógica de controle.

Nesta seção serão mostradas as influências que cada componente e módulo modificado sofre, além das soluções propostas para melhorar o desempenho da máquina. São eles: o atomizador, os componentes mecânicos, acionamentos e controle/comando.

5.1 Sistema de atomização de fluido de corte

Para minimizar a turbulência causada pelo atomizador, o sistema antigo foi substituído por um aerógrafo.

O princípio básico do aerógrafo é o “tubo Pitot”. Um jato de ar de alta velocidade de escoamento reduz a pressão no topo do tubo de alimentação do líquido e promove a atomização do líquido.

No aerógrafo de dupla ação, o gatilho possui duas funções distintas: primeiro, quando apertado para baixo o gatilho abre a válvula que libera a entrada de ar comprimido, e segundo, à medida que se puxa o gatilho para trás (ainda mantendo-o apertado) é acionado o mecanismo que libera a saída de fluido (Figura 5.1).



Figura 5.1 - Funcionamento do aerógrafo

O equipamento permite dimensionar o jato de fluido para que se lubrifique e resfrie uma área bem pequena ou até grandes áreas. Com essas possibilidades de direcionamento e controle do fluxo tem-se também um maior controle sobre a turbulência causada pelo atomizador de fluido de corte e da quantidade de líquido liberado no ambiente de trabalho.

5.2 Componentes Mecânicos

As características do sistema mecânico do acionamento do eixo X da máquina, avaliadas neste trabalho são: o redutor composto por uma transmissão de correia dentada e coroa parafuso sem fim e o redutor *Harmonic Drive*.

Foram utilizados acoplamentos flexíveis para unir os eixos motor/*Harmonic Drive* e *Harmonic Drive*/fuso e fabricados flanges, para fixação do motor no *Harmonic Drive* e este na mesa das guias prismáticas (Figura 5.2). As guias e o fuso trapezoidal permaneceram inalterados.

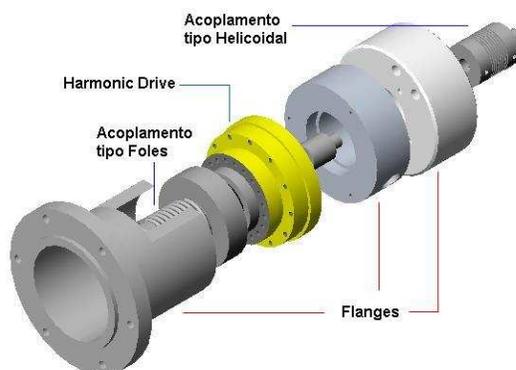


Figura 5.2 – Transmissores de movimento e fixadores

5.2.1 Transmissor mecânico transformador do tipo *Harmonic Drive*

O *Harmonic Drive* é um redutor com uma grande relação de transmissão. Assim é possível obter rotações baixas no lado do fuso, trabalhando na faixa de rotações adequadas do motor CC com escova para obter velocidades de avanço na faixa desejada.

Tabela 11 - Especificações do *Harmonic Drive* (HDS, 2004)

Torque nominal a 2000 rpm (Nm)	24
Relação da engrenagem	120
Velocidade máx. de entrada (rpm)	4000
Velocidade máx. de entrada com lubrificação a graxa (rpm)	4000
Configuração	Eixo oco da entrada e rolamento integrado da saída
Medida	17
Limite para o torque médio (Nm)	39
Limite para o torque de pico repetido (Nm)	54
Limite para o torque de pico momentâneo (Nm)	78
Limite para a velocidade média da entrada com lubrificação da graxa (RPM)	3500
Limite para a velocidade média da entrada (rpm)	3500
Momento da inércia (kg cm ²)	0.193
Peso (kg)	1,0
Classificação dinâmica da carga do rolamento de saída (N)	10400
Classificação estática da carga do rolamento de saída (N)	16300
Rigidez do momento do rolamento de saída (Nm/rad)	155000
Carga radial permissível do rolamento de saída (N)	3664
Carga axial permissível do rolamento de saída (N)	5468

5.2.2 Acoplamentos

Para compensar os desalinhamentos entre o fuso da mesa e o *Harmonic Drive* se fez necessário instalar um acoplamento flexível entre estes componentes. O acoplamento de fole relacionado é adequado para esta aplicação (Figura 5.3 a). Além disto, apresenta:

- excelente rigidez à torção
- excelente flexibilidade nos demais graus de liberdade
- inércia muito baixa devido à reduzida espessura do material dos foles
- folgas inexistentes (pois trata-se de peça única)

Para a junção dos eixos *Harmonic Drive*/motor foi utilizado o acoplamento helicoidal (Figura 5.3 b). Suas características são muito parecidas com as do acoplamento de fole. A escolha para esse componente foi feita pela sua característica física compacta e pela sua logística.

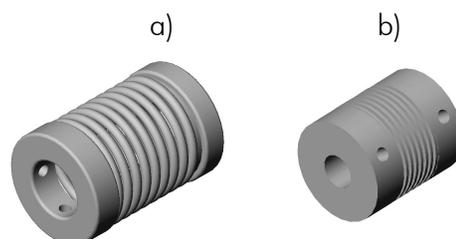


Figura 5.3 - Acoplamentos de Foles (a) e Helicoidal (b)

5.3 Motor

O motor CC foi dimensionado para atender às necessidades do acionamento limitado pelo *Harmonic Drive* com um torque nominal de entrada de 2,4kg.cm e a rotação nominal de 2000rpm. Conforme mostram os dados técnicos Anexo A, o motor CC com escova UGTMEM da Minertia satisfaz as exigências do *Harmonic Drive*.

5.4 Sistema de Medição de Deslocamento

O sistema de medição em funcionamento até o presente momento era o tacômetro do motor CC que indicava a velocidade de avanço da mesa e a régua óptica em conjunto com o Indicador digital Universal ID 1400 que indica a posição.

O tacômetro era utilizado para obter a velocidade da mesa e assim determinar a curva de atrito da mesa de escorregamento. Entretanto a utilização do tacômetro insere na medição incertezas e erros do tipo folgas mecânicas, dados analógicos, etc.

O indicador digital universal indica apenas a posição da mesa digitalizando o sinal da régua óptica e apresentando o valor na sua interface visual.

Para diminuir as incertezas e tornar mais dinâmico o sistema de medição, foi acrescentado ao sistema um digitalizador de sinal para transformar o sinal da régua em sinal digital.

Cada período do sinal digital corresponde a um pulso e cada pulso apresenta uma resolução básica de 10 μm no deslocamento da mesa. Para a obtenção do deslocamento foram utilizados os dois canais da régua, para melhorar a resolução da medição.

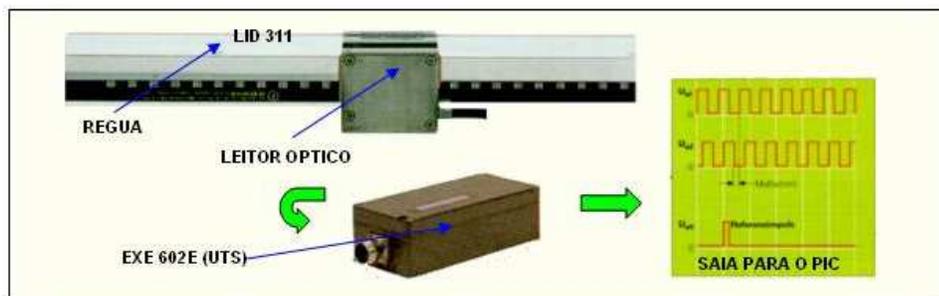


Figura 5.4 – Elementos constituintes do encoder linear (STOETERAU, 1999)

5.5 Controle

A diferença entre o atrito dinâmico e o atrito estático faz com que em baixas velocidades de avanço aconteçam fenômenos de “stick-slip”. As oscilações provocadas na velocidade de avanço se tornam tanto maiores, quanto menor for a rigidez do sistema de avanço e quanto maiores forem as folgas mecânicas dos elementos do acionamento. O controle eletrônico do avanço tem por função minimizar o efeito “stick-slip” mantendo a velocidade constante em baixas velocidades.

Para o sistema de controle empregado no trabalho, foi projetado um Controlador PIC de arquitetura aberta baseado em um módulo de controle PWM. O sistema processa o sinal de posição oriunda do encoder linear e adquire através de um algoritmo de transformação a velocidade de avanço da ferramenta. Utilizando essas informações e através de um algoritmo de controle, o microcontrolador atua de forma autônoma no controle do motor. O algoritmo implementado nesse caso foi o algoritmo do tipo PI, típico para o controle de velocidade.

O dispositivo de controle, além do controle de velocidade, conta com um *display* LCD e um teclado alfanumérico para facilitar a interação homem/máquina. Através do *display* são visualizadas informações como posição, direção, constantes do controlador,

velocidade atual e velocidade desejada. A entrada de dados manual é feita no teclado permitindo definir a direção, a velocidade desejada e ajustar as constantes de controle.

Outra forma de interação homem-máquina que o dispositivo de controle oferece é o da interface computacional. Nela, além das modificações de variáveis e da visualização da mudança de estado, há a possibilidade de aquisição de dados das ações tomadas durante sua execução.

O controlador permite ao projetista definir a resolução do leitor de posição utilizando os dois canais do *encoder* e dividindo o período do sinal básico de escala, que é de $10\mu\text{m}$, em 4 partes e assim permitir a contagem de 2,5 em $2,5\mu\text{m}$, como mostra a Figura 5.5.

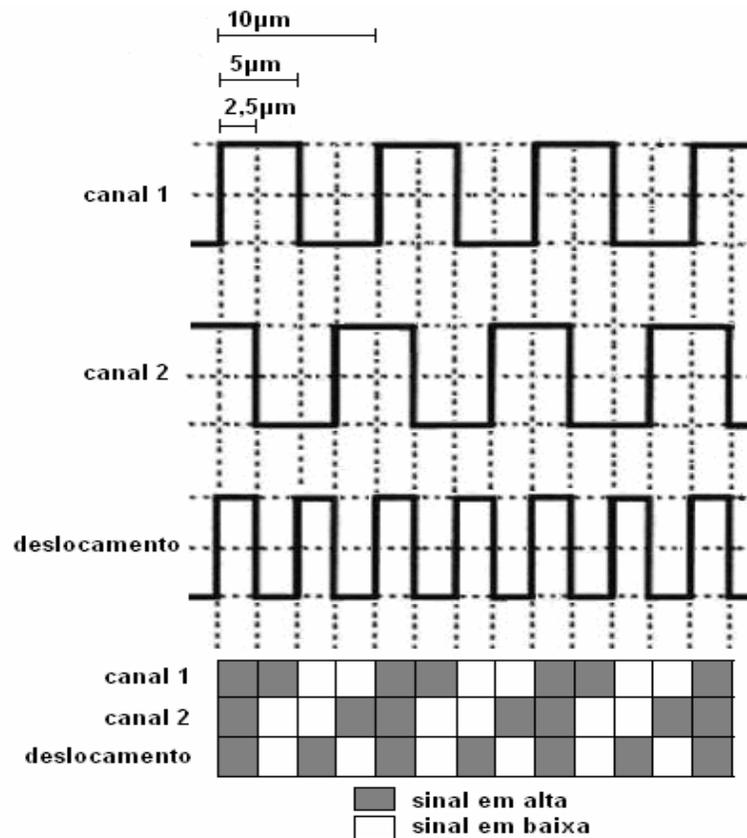


Figura 5.5 – Resolução de deslocamento de $2,5\mu\text{m}$

5.5.1 Estação de trabalho CUSCOPIC

O hardware utilizado para programação e execução de programas do controlador *PIC* é a estação de trabalho CUSCOPIC. Ela é uma estação didática desenvolvida para facilitar o aprendizado do microcontrolador *PIC* um recurso projetado para o desenvolvimento de um controle de velocidade e posição com uma excelente relação custo - benefício.

A escolha por esta estação de trabalho é baseada em suas características e recursos.

- uma estação para programação de microcontroladores de baixo custo,
- utiliza o microcontrolador *PIC* 16F877,
- 33 I/O's,
- entradas analógicas,
- 2 *PWM*,
- memória *EEPROM*,
- flash *ROM*,
- 2 relés,
- indicador sonoro,
- suporta tanto microcontroladores de 28 pinos e de 40 pinos, tanto da família 16 quanto da família 18,
- a interface de interação (teclado e *display*) é separada da estação em uma placa anexa, proporcionando maior estabilidade e menor esforço de programação,
- possui uma interface de comunicação serial *RS232*, para comunicação *PC*/estação de trabalho.

Com tais recursos é possível usar a estação de trabalho CUSCOPIC em automações que requerem controle discreto, com aquisição de dados analógicos, velocidade e *IHM*.

A estação de trabalho CUSCOPIC não tem a finalidade de substituir um *PLC*, ou ainda de automatizar qualquer processo eletro-eletrônico. Assim como qualquer sistema, a estação possui pontos fortes e fracos (Tabela 12).

Tabela 12 – Vantagens e desvantagens do uso do CUSCOPIC

Vantagens	Desvantagens/ Limitações
É de baixo custo	As portas de interrupção estão destinadas para a interface de interação(teclado e <i>display</i>)
Programada em baixo nível, o que deixa a aplicação rápida. Pode ser usada em sistemas de tempo real de baixa criticidade.	Projeto falho do regulador de tensão de 5V para alimentação de periféricos (estão divididos potência com outros componentes da placa.)
Possui muitos periféricos integrados.	Não é recomendado o uso deste em locais com ruído eletromagnético.
Excelente para integrar os conceitos de eletro-eletrônica, eletro-mecânica, computação e programação.	
É um hardware livre	

A figura A.2 do Anexo A apresenta o esquema da estação didática Cuscopic.

5.5.2 Acionamento de controle CINKO

O *driver* de energização do motor utilizado é da empresa CINKO. A escolha de utilizar um acionamento já concebido foi pelas suas características e vantagens:

- Estrutura montada compacta;
- Baixo custo;
- Arquitetura simples;
- Fácil montagem e manutenção;
- Circuitos de proteção;
- Filtro para tensão residual;
- Fácil manuseio;
- Se adapta facilmente a vários tipos de aplicações.

Este equipamento usa o comando digital *PWM* do *PIC* para dosar a corrente do motor. O *PIC* também envia para o *driver* um bit para comandar o sentido de rotação do motor.

Este acionamento possui vários tipos de circuito de proteção como por exemplo:

- O circuito de proteção do controlador. Utiliza um componente optoeletrônico que impede que um eventual curto-circuito se propague do *drive* e atinja o controlador *PIC*.
- O circuito de proteção de sobrecarga que, no caso de uma sobrecarga, permita a condução de corrente do NPN, fazendo com que o motor pare e evite que o motor queime.

Para melhor entender o funcionamento deste *driver* do motor a figura A.3 do Anexo A mostra o fluxo de corrente no *driver* quando é acionado o sinal de entrada de direção para o lado esquerdo e pulsos de tensão do *PWM*.

5.6 Algoritmo de controle

5.6.1 Obtendo o Controlador PID Discreto Ideal (para PIC)

Como sugere a equação 3.5, tem-se três parâmetros livres para a definição do controlador PID, sendo eles o K_p , K_i e o K_d

Outra representação desta equação pode ser definida em termos dos tempos de controle integral (Equação 5.1) e derivativo (Equação 5.2), sendo conhecida como PID acadêmico (Equação 5.3) (ASTROM, HAGGLUND, 1995).

$$T_i = \frac{K_p}{K_i} \quad (5.1)$$

$$T_d = \frac{K_d}{K_p} \quad (5.2)$$

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (5.3)$$

e assim a função de transferência é dada por:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (5.4)$$

Utilizando o método de diferenças finitas de 1ª ordem para discretizar a equação 5.3 (IBRAHIM, 2006) (AZEVEDO, __):

$$\left. \frac{de(t)}{dt} \right|_k = \frac{e_k - e_{k-1}}{T} \quad (5.5)$$

$$\int_0^t e(t)dt = \sum_{i=0}^k e_i T \quad (5.6)$$

Portanto a equação 5.3 transforma-se em:

$$u_k = K_p \left[e_k + \frac{T}{T_i} \sum_{i=0}^k e_i + \frac{T_d}{T} (e_k - e_{k-1}) \right] \quad (5.7)$$

sendo T o período de amostragem. Introduzindo novos parâmetros (IBRAHIM, 2006) (AZEVEDO, __):

$$K_i = \frac{K_p T}{T_i} \quad (5.8)$$

$$K_d = \frac{K_p T_d}{T} \quad (5.9)$$

$$S_k = \sum_{i=0}^k e_i = S_{k-1} + e_k \quad (5.10)$$

a equação 5.7 transforma-se em:

$$u_k = K_p e_k + K_i S_k + K_d (e_k - e_{k-1}) \quad (5.11)$$

Este algoritmo PID é denominado de algoritmo de posição uma vez que ele calcula o valor absoluto do sinal de atuação $u(k)$ (GOHARI, __).

Para a implementação de um algoritmo PID digital deve-se levar em conta os seguintes aspectos:

- O cálculo da variável controlada deve ser sincronizado com o tempo real. Em uma implementação pura da equação 5.11, o tempo de amostragem depende apenas da rapidez do microcontrolador.

- O algoritmo deve levar em consideração limitações no atuador e ruído de medida ou de processo. O programa também deve evitar expressar os parâmetros do controlador como constantes, o que implica que qualquer modificação nos parâmetros do controlador ou frequência de amostragem exige a recompilação do programa.

5.6.2 Temporização

A ação de Controle deve ser sincronizada com os requisitos do processo a ser controlado. Em muitos casos, este requisito será o de que a ação de controle deve ser executada a uma frequência de amostragem especificada.

O uso de um relógio de tempo real fornece uma solução para o problema de temporização. Com isso pode-se assegurar uma taxa de amostragem definida, não dependente apenas do microcontrolador, e também executar a derivação do deslocamento pelo tempo decorrido.

5.6.3 Saturação

Em qualquer aplicação prática, o valor da variável manipulada, $u(t)$, é limitada por restrições físicas. Por exemplo, a velocidade de um motor não pode ser maior que a velocidade máxima ou menor que a velocidade mínima, ou seja, parado. Se o valor da variável manipulada excede o valor máximo do atuador, então o controle realimentado efetivo é perdido; deve-se assegurar que isto só aconteça em situações anormais.

Da equação 5.3 do controlador PID observa-se que quando o sinal de erro for muito grande a saída $u(t)$ do controlador também será, podendo ocasionar uma saturação dos atuadores, da fonte de potência ou do próprio processo. Este 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. Este efeito é denominado *reset-windup* (CAON, 1999).

Como o valor de corrente e tensão máximos do motor foram pré-definidos pelo operador, não há o perigo de ser aplicada uma tensão ou corrente superior à permitida. Outro dispositivo em que o efeito *reset-windup* poderia afetar é o microcontrolador, devido a sua resolução numérica e memória finitas. A técnica escolhida para combater este problema foi usar limites fixos na integral. Valores máximo e mínimo são fixados para a soma integral; caso a quantidade calculada exceda esse limite, o valor da soma é posto nesse limite. Estes limites são normalmente os valores máximo/mínimo da variável manipulada.

5.6.4 Ruído eletro-magnético

A redução ou eliminação de ruídos eletro-magnéticos onde é importante para um bom desempenho dos controladores em geral. Para isso a Unidade de Tratamento de Sinal (UTS) e a estação de programação Cuscopic foram aterrados, e os cabos de transmissão de sinal da régua-digitalizador e digitalizador-controlador utilizados são blindados. Como no ambiente de trabalho não há fortes ruídos eletro-magnéticos, essas ações se mostraram suficientes.

A ação de controle derivativa possui a vantagem de ser antecipatória, entretanto, possui a desvantagem de amplificar sinais de ruído, especialmente de altas frequências, além de poder originar a saturação do atuador. É usual incorporar um filtro passa-baixas para evitar a amplificação do ruído devido à ação derivativa, equação 5.12.

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{1 + \frac{T_d s}{\alpha}} \right) \quad (5.12)$$

Normalmente o valor de α está compreendido entre 2 e 20, sendo valores típicos 8 a 10. Como se pode deduzir a partir da equação 5.12, quanto maior é α menor é o

efeito do filtro. Por motivos de simplicidade foi implementado um controlador PI, não sendo necessário o termo derivativo.

5.6.5 Método de sintonia ou ajuste de parâmetro

Um problema na aplicação de controladores PID sempre é obter a sintonia adequada de seus parâmetros, necessária para se conseguir um comportamento adequado do sistema, por exemplo, sem sobre-sinal e suficientemente rápido. Comumente esta sintonia é realizada de forma manual através de gráficos de reposta do sistema, como proposto por Ziegler & Nichols (1942).

Como as funções de transferência envolvidas são complicadas, optou-se por encontrar os parâmetros do controlador de forma empírica. Ao projetar um controlador PID, por esse método, sugere-se (College of Engineering – University of Michigan):

1. Obter a resposta em malha aberta e determinar as melhoras necessárias;
2. Adicionar um controle proporcional para reduzir o tempo de subida;
3. Adicionar um controle derivativo para reduzir o sobre-sinal;
4. Adicionar um controle integral para reduzir/eliminar o erro em regime;
5. Ajustar os parâmetros K_p , K_i e K_d até que a resposta esteja dentro das especificações desejadas.

Nem sempre são necessárias as três ações de controle em um único sistema. Se, por exemplo, um controle PI fornece uma resposta satisfatória, não é necessária a implementação do termo derivativo para que o controlador mantenha-se o mais simples possível, requerendo menos recursos de processamento do microcontrolador.

5.6.6 Implementação do software

A lógica implementada no microcontrolador foi toda desenvolvida utilizando a linguagem de programação C, através do compilador CCS. Este compilador tem uma

extensa gama de funções embutidas para economizar tempo e acelerar o processo de aprendizagem e de desenvolvimento de aplicações (GARDNER, 2002).

A figura 5.6 mostra a discretização da equação de controle utilizado no algoritmo do microcontrolador.

```
v_atual=(pulsos-p_ant); // Velocidade = deslocamento (posicao atual - posicao anterior),
//pois a taxa de atualização do controle é de 1 segundo
e = v_ref - v_atual; // erro
prop = (e * kp); // proporcional
aactual = ((e + eant) / 2) * dt; // soma dos erros multiplicado pelo tempo.
aactual = aactual + aant;
inte = (aactual * ki); // integral. Limite +- 32000, resolução de 16 bits
derr = (e - eant) / dt;
deri = (derr * kd)/10; // derivativo
if(inte > 32000) inte = 32000; // Valor maximo
if(inte < -32000) inte = -32000; // Valor minimo
calc = prop + inte + deri; // calculo PID
if(calc > 772) calc = 772; // Valor maximo do duty
if(calc < 0) calc = 0; // Valor minimo do duty
PWM1_DUTY(calc);
eant = e; // erro anterior recebe erro atual
aant = aactual; // area anterior recebe area atual
```

Figura 5.6 – Controle discreto implementado no microcontrolador

Uma forma mais simples de se entender o funcionamento do algoritmo de controle é através de um fluxograma, apresentado na figura 5.7.

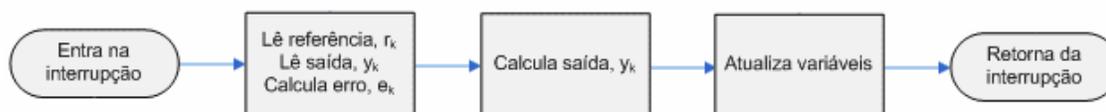


Figura 5.7 – Fluxograma do algoritmo de controle

5.6.7 Implementação do programa principal

No programa principal são inicializadas várias variáveis, o módulo PWM e o mecanismo de interrupção do temporizador. O PWM foi configurado para gerar uma frequência de 6.476 quilohertz, aproximadamente 5 vezes o inverso da constante de tempo elétrica do motor (Anexo A), utilizando a Equação 5.13 (Microchip Technology Inc., ___). Para isso, inicializou-se o registrador com o valor 0xC0 em hexadecimal, equivalente a 192 em decimal, e utilizou-se um *prescaler* de 4 vezes, o *postscaler* não tem influência na determinação da frequência do PWM. O trecho de código utilizado para configurar o PWM pode ser visto na figura 5.8.

$$PWM_{period} = (PR2 + 1) * 4 * T_{osc} * TMR2_{prescale_value} \quad (5.13)$$

Onde:

PWM_{period} – período do PWM;

T_{osc} – Período de oscilação do circuito, no caso 1/20mhz;

$TMR2_{prescale_value}$ – valor do *prescaler* (esse valor pode ser 1, 4 ou 16);

PR2 – valor do registrador de funções especiais (esse valor varia de 0 a 255);

```
// Configuração do timer 2 – PWM
setup_timer_2 ( T2_DIV_BY_4, 0xc0, 2);
```

Figura 5.8 – Configuração do módulo PWM

O temporizador é configurado, através da equação 5.14 (PERNÍÁ, __), para gerar interrupções em um intervalo de tempo equivalente ao período de amostragem requerido pelo controlador digital. Devido ao fato de a velocidade de deslocamento da mesa ser baixa, a frequência do sinal proveniente da régua óptica também é baixa. Assim, foi selecionado um período de amostragem de 1 segundo, para que se possa ter um número considerável de pulsos no período, a fim de obter-se um valor de velocidade mais confiável.

$$T = (\text{register_value}) * \frac{1}{F_{osc}} * 4 * \text{prescaler} \quad (5.14)$$

Onde:

T – Período entre interrupções do *timer* (temporizador)

Register_value – Registrador do *timer*, no caso do *timer1* (TMR1H:TMR1L)

Fosc – Frequência de oscilação do circuito, no caso 20MHz

Prescaler – divisor de pulso programável

O período selecionado é grande para um microcontrolador, por isso foi necessário dividi-lo em dez contagens de 0,1 segundos e utilizar um *prescaler* de 8 vezes. Utilizando-se a equação 5.14, calcula-se que são necessárias 62500 contagens para resultar num período de 0,1 segundos. Como optou-se pelo uso do *timer1* para realizar esta tarefa foi necessário um *offset* de 3036 no valor da contagem, pois seu registrador tem 16 bits de resolução. O trecho de código utilizado para configurar o período de amostragem pode visto na figura 5.9.

```
// Configuracao do timer 1 – período de amostragem  
set_timer1(3036); // Seta o timer1 em 3036 (65536-62500=3036)  
setup_timer_1(T1_INTERNAL|T1_DIV_BY_8); // Clock interno e prescaler de 8
```

Figura 5.9 – Configuração do período de amostragem

O programa principal entra então em um laço, na qual conta o número de pulsos provenientes da régua, a espera de interrupções do temporizador. Sempre que uma interrupção do temporizador ocorre o fluxo de execução do programa é desviado para a rotina da interrupção (figura 5.6), e é dentro desta rotina que o algoritmo do controlador está implementado. O sinal do erro é obtido calculando-se a diferença entre os valores de referência e os valores medidos. O algoritmo é então executado e a amostra da saída para o tempo de amostragem atual é obtida e inserida no módulo PWM.

Devido à capacidade limitada dos registradores do microcontrolador, deve-se limitar o valor inserido no ciclo de trabalho do PWM, utilizando-se a equação 5.15 (Microchip Technology Inc., __). Como o ciclo de trabalho máximo do PWM é todo o período dele, calculado pela equação 5.13, o valor máximo para seu registrador é 772. O trecho de código utilizado para limitar o valor no registrador do ciclo de trabalho do PWM pode visto na figura 5.10.

$$PWM_{duty_cycle} = register_value * Tosc * TMR2_{prescale_value} \quad (5.15)$$

Onde:

Register_value – registrador do PWM2, no caso (CCPR1L:CCP1CON<5:4>)

TMR2_{prescale_value} – valor do *prescaler* (esse valor pode ser 1, 4 ou 16);

Tosc – Período de oscilação do circuito, no caso 1/20mhz;

PWM_{duty_cycle} – Valor em que o PWM fica em nível lógico alto.

```
calc = prop + inte; // calculo PI
if(calc > 772) calc = 772; // Valor máximo do ciclo de trabalho
if(calc < 0) calc = 0; // Valor mínimo do ciclo de trabalho
PWM1_DUTY(calc);
```

Figura 5.10 – Limitação do valor no registrador do ciclo de trabalho do PWM

A seguir, uma etapa de pré-processamento é executada para atualizar as variáveis para próxima amostra. Após o retorno da interrupção, o programa espera no programa principal até a amostragem seguinte, e repete-se o processo acima. Uma forma mais simples de se entender o funcionamento do programa principal é através de um fluxograma, apresentado na figura 5.11.

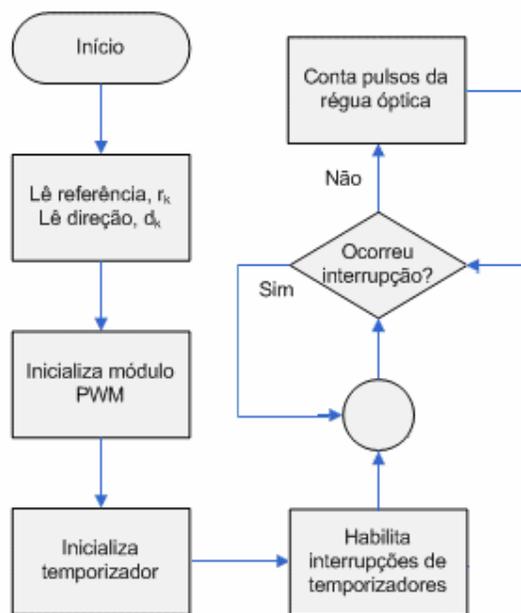


Figura 5.11 – Fluxograma do programa principal

Como cada pulso proveniente da régua óptica representa $10 \mu\text{m}$, optou-se por utilizar os dois canais disponíveis, contando-se na subida e na descida dos sinais, a fim de obter-se uma maior resolução. Com isso, tem-se uma resolução de $2,5 \mu\text{m}$.

O algoritmo do PID foi implementado utilizando as constantes de controle com os seguintes valores: $k_p=1$, $k_i=1$ e $k_d=0$. Através de vários experimentos chegou-se a conclusão que esses valores eram satisfatórios, portanto, decidiu-se manter a constante k_d com valor zero, diminuindo portanto o ruído no sistema. A lógica de controle completa pode ser visualizada através do Anexo B.

6 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O método de diagnóstico do movimento de avanço do eixo X do torno de ultraprecisão está baseado no estudo de fatores que influenciam negativamente a qualidade das superfícies na usinagem de ultraprecisão.

Como principais fatores a serem considerados na usinagem de ultraprecisão, pode-se citar as vibrações relativas entre a ferramenta e a peça. Estas devem se manter dentro de patamares definidas pela rugosidade pretendida.

Para avaliar as vibrações se faz necessário monitorá-las e correlacioná-las com os fatores influentes, ou seja, do acionamento, composto de motor, redutor e fuso e das condições de escorregamento nas guias.

É importante também conhecer o comportamento dinâmico do conjunto da mesa do porta-ferramenta, visto que seu desempenho irá influenciar diretamente a qualidade das superfícies usinadas e será analisado o comportamento da suavidade de movimento do porta-ferramenta com a utilização de um controlador de velocidade baseado em um microcontrolador *PIC*.

O método proposto deve possibilitar que se realize um diagnóstico da máquina de ultraprecisão, utilizando técnicas de monitoramento e automação. A partir deste diagnóstico, pretende-se qualificar a influência dos fatores que limitam a qualidade das superfícies usinadas.

São eles:

Medições de histerese, curva característica de atrito, vibrações, velocidade e corrente.

6.1 Histerese

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

Com uma medição direta é determinada a histerese global entre o eixo do motor e o sistema de medição (carro do posicionador).

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

Procedimento de medição:

Movimenta-se o posicionador em uma direção qualquer, à escolha, e a um valor maior que o valor da histerese;

Zera-se o sistema de medição do eixo do motor e do carro.

Movimenta-se o posicionador na direção contrária à realizada anteriormente até que o carro entre em movimento.

Subtraindo-se o deslocamento medido no eixo do motor com o medido no carro obtém-se a histerese global da máquina.

Equipamentos a serem utilizados:

- Escala óptica-eletrônica;
- Digitalizador;
- Microcontrolador PIC.

6.2 Curva Característica de Atrito

A curva característica de atrito determina a faixa de velocidade nas quais ocorre o fenômeno *stick-slip*, bem como determina as características tribológicas do conjunto posicionador utilizado na máquina-ferramenta.

O método utilizado é válido para posicionadores equipados com servomotores CC, nos quais o torque do motor é a própria corrente que circula no motor.

Serão monitorados a velocidade de deslocamento da mesa e do torque desenvolvido pelo acionamento. As informações obtidas permitem a construção da curva característica de atrito, que descreve as características tribológicas das guias utilizadas como objeto de estudo.

Para avaliar a característica de atrito da mesa do porta-ferramenta, composto pelas guias prismáticas de escorregamento com lubrificação forçada, pelo fuso trapezoidal e pela redução, será realizado o ensaio de *Stribeck* que determina a curva característica de atrito das guias.

Procedimento de medição:

Os dados referentes à velocidade da mesa são obtidos com auxílio de um tacogerador acoplado ao eixo motor.

O tacogerador fornece um sinal em tensão proporcional à velocidade angular do eixo do motor. Essa proporcionalidade entre a tensão de saída e a rotação de entrada é regida por uma característica de resposta conhecida como constante do tacogerador, que será determinada experimentalmente comparando a tensão gerada pelo tacogerador e a velocidade medida pela régua-óptica acoplada à mesa de escorregamento e na base das guias.

As informações referentes ao torque desenvolvido pelo acionamento podem ser obtidas conhecendo-se a corrente de armadura e a constante de torque de um motor corrente contínua (CC). Em motores CC a corrente de armadura é proporcional ao torque.

$$T_m(t) = K_t * i(t) \quad (7.1)$$

Onde:

$T_m(t)$ - torque motor em Nm

$i(t)$ – corrente de armadura do motor em A

K_t - constante de torque em Nm/A

A constante de torque K_t é fornecida pelo fabricante do motor ou experimentalmente por ensaio em bancada. Para certificar os valores de K_t , visto que este valor pode variar com o envelhecimento do motor, a constante de torque foi determinada através do ensaio de alavanca.

A corrente de armadura $i(t)$, por sua vez, é obtida com o uso de um sensor de corrente (marca LEM, modelo LA 25-P). Um pequeno circuito, aliado a um transdutor de

efeito Hall fornece informação a respeito da corrente do circuito magnético. Um dos condutores que ligam a fonte de alimentação ao motor passa pelo sensor do transdutor.

A corrente que passa pelo transdutor gera uma tensão proporcional que é adquirida pela placa de aquisição NI-DAQ.

A aquisição e tratamento dos dados no ensaio de atrito foram feitos com o auxílio do programa Labview®. O programa, utilizando o tacogerador, resume-se ao bloco de aquisição, filtro passa-baixa IIR Butterworth, para supressão das altas-freqüências, e multiplicadores para ajuste das constantes. Este programa foi o mesmo utilizado por Guimarães para ensaios de curva de atrito (GUIMARÃES, 2004).

Uma série de ensaios será realizada, a partir das quais serão traçadas curvas de torque vs. tempo, velocidade vs. tempo e torque vs. velocidade, sendo que a Figura 6.1 apresenta o esquema da disposição dos equipamentos para realização dos ensaios.

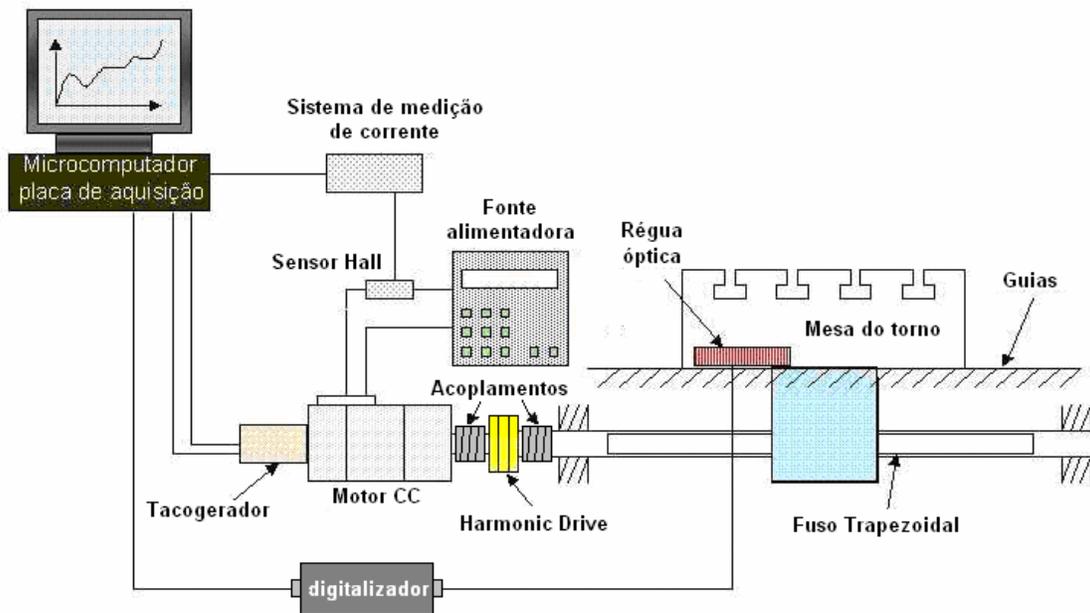


Figura 6.1 – Esquema de montagem utilizado na execução dos ensaios de determinação das curvas de atrito

Equipamentos e software a serem utilizados:

- Motor CC com escovas, a ímãs permanentes;
- Transdutor de efeito Hall;
- Tacogerador;
- Escala óptica-eletrônica;
- Sistema de aquisição de dados;
- Programa feito para LABVIEW com esta finalidade
- Circuito eletrônico analógico com comparador e amplificador de potência para implementação da malha de controle de velocidade;
- Fonte de tensão CC variável e corrente limitável.

6.3 Monitoramento e controle de vibrações

Para monitorar as vibrações na ferramenta e no cabeçote se faz necessário instalar transdutores de vibrações no cabeçote e na ferramenta de corte. As figuras 6.2 e 6.3 mostram os transdutores instalados. As vibrações de interesse são aquelas originadas pelo sistema em funcionamento. Para poder interpretar as mesmas, os subsistemas acionamento, atomizador de fluido lubrificante serão avaliados independentemente. A metodologia de ensaio está baseado na metodologia desenvolvida por Guimarães (2004).

As vibrações analisadas serão originadas pelo atomizador de fluido de corte e pelo conjunto redutor/acionamento do porta-ferramenta. Serão realizados vários experimentos utilizando acelerômetros fixos em pontos estratégicos, o mais próximo da peça e ferramenta, visando o monitoramento das vibrações. Estes sinais serão analisados no domínio do tempo (valor pico-a-pico).

A Figura 6.2 ilustra o posicionamento dos três acelerômetros montados no mancal aerostático. A Figura 6.3 ilustra o posicionamento dos dois acelerômetros PCB®, montados na ponta do porta-ferramentas.

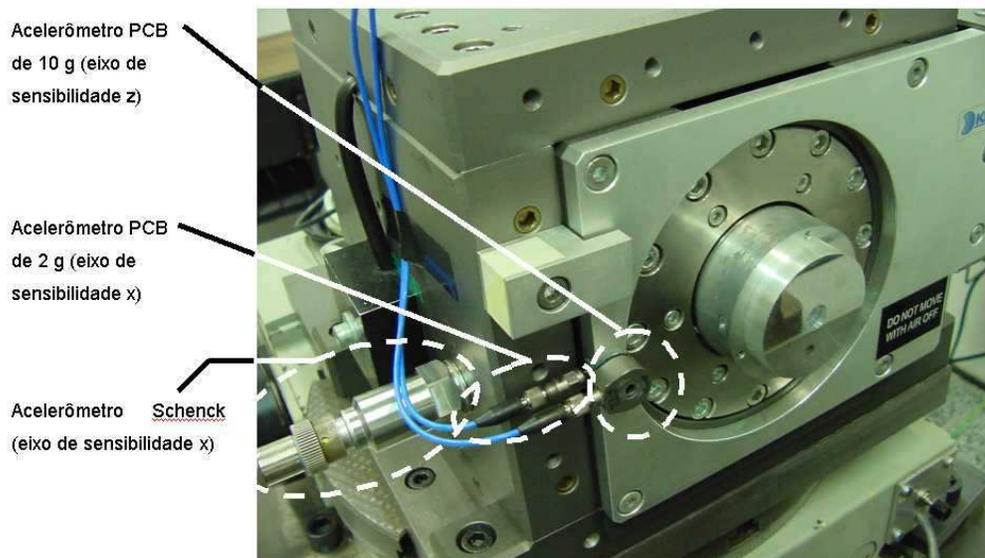


Figura 6.2 – Acelerômetros posicionados no cabeçote aerostático

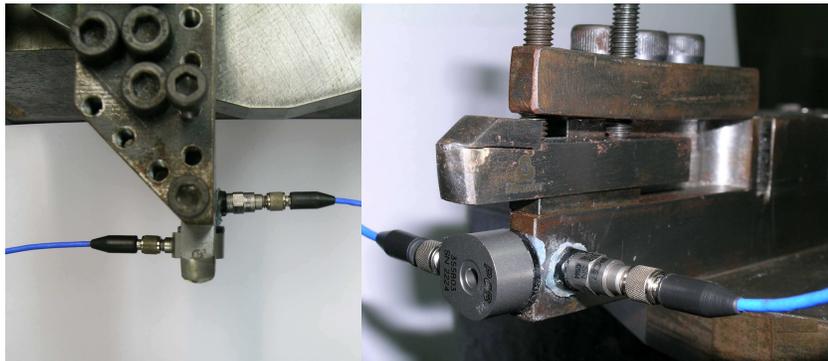


Figura 6.3 – Posição de montagem dos acelerômetros no porta-ferramentas

No programa desenvolvido para monitoramento das vibrações estão disponíveis as informações de aceleração, velocidade e deslocamento, no domínio do tempo.

A programação é feita em LABVIEW, que é uma linguagem de programação gráfica com crescente aceitação em ambientes de automação e medição. A programação é feita graficamente, sem utilização de qualquer linha de código.

Os equipamentos a serem utilizados na execução desse experimento são:

Acelerômetro 1:

Fabricação PCB Piezotronics Inc.;

Tipo ICP®;

Modelo 355B03;

Sensibilidade 104,7 mV/g.

Acelerômetro 2:

Fabricação PCB Piezotronics Inc.;

Tipo ICP®;

Modelo 352C18;

Sensibilidade 10,09 mV/g.

Dois condicionadores de sinal para acelerômetros:

Fabricação PCB Piezotronics Inc.;

Ganho ajustável em 1, 10 ou 100.

Sistema de aquisição de dados:

Placa de aquisição de fabricação da National Instruments, modelo PCI 6013;

Programa:

Labview versão 6.1;

Programa feito para LABVIEW com esta finalidade.

7 RESULTADOS DOS ENSAIOS E DISCUSSÃO

Os ensaios foram baseados nos anteriormente realizadas por Guimarães (2004).

Foram realizados experimentos de diagnósticos para determinar as características da mesa, do *Harmonic Drive*, do antigo sistema de redução e do controle de velocidade da máquina.

7.1 Característica do *Harmonic Drive*

O sistema de avanço em estudo se compõe de um motor elétrico e um sistema mecânico composto por uma redução do tipo *Harmonic Drive*, de um fuso trapezoidal e de guias de deslizamento.

Para realizar a análise do comportamento do redutor *Harmonic Drive* foi realizado o ensaio de curva de atrito para construir o mapa estático do atrito presente no sistema motor/*Harmonic Drive*, conforme ilustra a Figura 7.1. Este gráfico mostra o comportamento da corrente (torque) como função da tensão (velocidade) no motor. Diferente da curva de atrito teórica (figura 3.3) o atrito viscoso diminui com o aumento da velocidade. Com o aumento da velocidade a espessura média do filme aumenta diminuindo o coeficiente de atrito (ver figura 3.1).

O quadrado em destaque da figura 7.1 mostra a região onde ocorre a mudança do estado estático para o dinâmico.

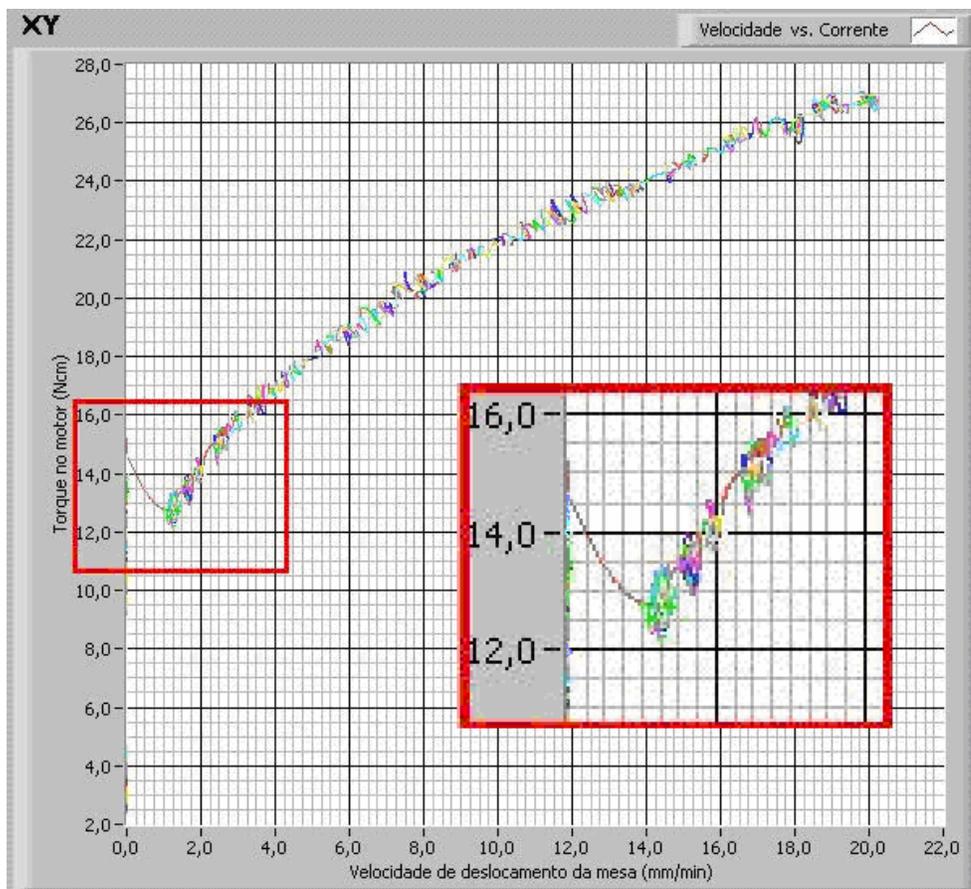


Figura 7.1 – Curva de atrito do redutor *Harmonic Drive*

Como se pode observar, o torque necessário para superar o atrito estático neste experimento foi de 15 Ncm, podendo variar de 13 a 16 Ncm. Após atingir este torque, a mesa do porta-ferramenta entrou em movimento, quando o torque requerido para manter o movimento da mesa diminuiu para 12,5 Ncm. Este fenômeno, denominado de *efeito Stribeck*, é o causador de uma instabilidade denominada de *stick-slip* (adere-desliza) que ocorre devido à variação do coeficiente de atrito estático para o dinâmico.

Para melhor entender este fenômeno, a figura 7.2 mostra três ensaios ilustradas no mesmo gráfico que evidenciam a ocorrência do *efeito Stribeck*. Como se pode observar, a curva de atrito é um tanto previsível, ou seja, durante o estado estático e durante o estado dinâmico, o torque vs Velocidade são sempre os mesmos. A única faixa que não possui uma constância é a faixa onde ocorre o *efeito Stribeck*. Como já foi mostrado, o torque tem relação direta com a corrente de armadura do motor e a velocidade com a tensão do motor. Os pontos onde existe movimentação na curva de

atrito são determinados pela potência e tensão do acionamento. Ou seja, após o início da movimentação cada ponto na curva de atrito tem uma corrente e uma tensão definidas e exigidas pelo *Harmonic Drive*, fuso e guias da mesa. Isto não ocorre na região do limite entre o atrito estático e o dinâmico. Neste ponto a corrente necessária para superar o atrito é constante e a potência varia. Isso se deve ao fato do motor necessitar de mais potência para atingir a corrente (torque) necessária para superar o atrito estático.

Ao iniciar o movimento, a tensão encontrada no ponto limite do atrito estático se mantém constante e se dirige para o ponto determinado na curva de atrito com o mesmo valor de tensão. Com isso, dependendo da tensão que se encontra no limite do atrito estático, têm-se diferentes formas do *efeito Stribeck*. No retorno (diminuição da velocidade) o efeito negativo da diferença entre o atrito dinâmico e o estático não tem influência sobre o resultado.

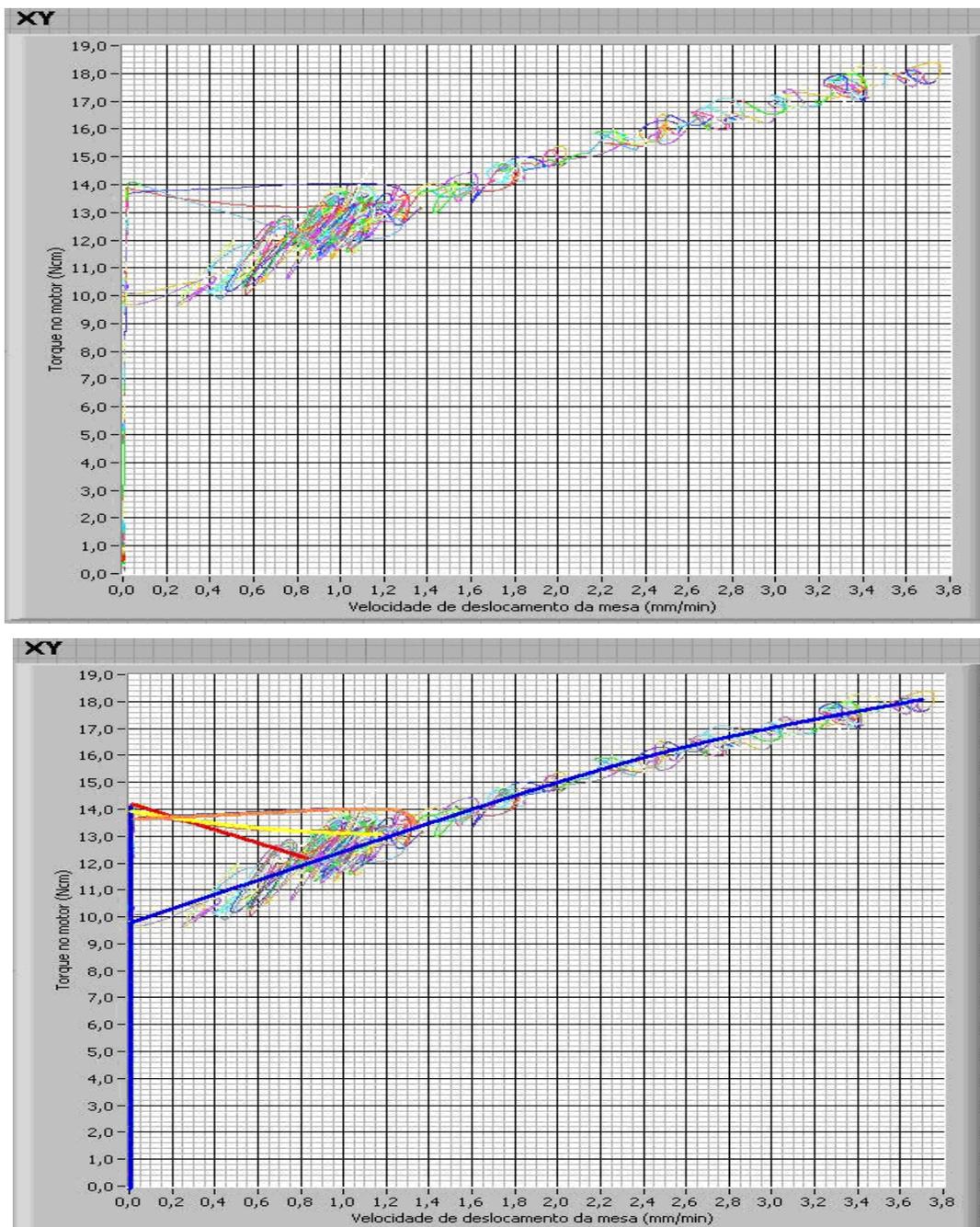


Figura 7.2 – Três ensaios do efeito Stribeck

A figura 7.3 representa o gráfico da curva de atrito do sistema de avanço com *Harmonic Drive* sendo acelerado e desacelerado. A linha azul representa a curva de atrito com a aceleração do motor e a linha vermelha a desaceleração. Como se pode notar a linha de aceleração do motor é diferente da linha de desaceleração. Na desaceleração, a força de inércia atuante no redutor reduz a necessidade de torque para a mesma

velocidade quando o motor é acelerado. Visto do parâmetro do motor, a potência do motor é menos exigida na desaceleração para uma mesma tensão (velocidade) do motor acelerando, pois o atrito trabalha a favor do movimento na desaceleração. Esta característica de histerese é conhecida como memória de atrito.

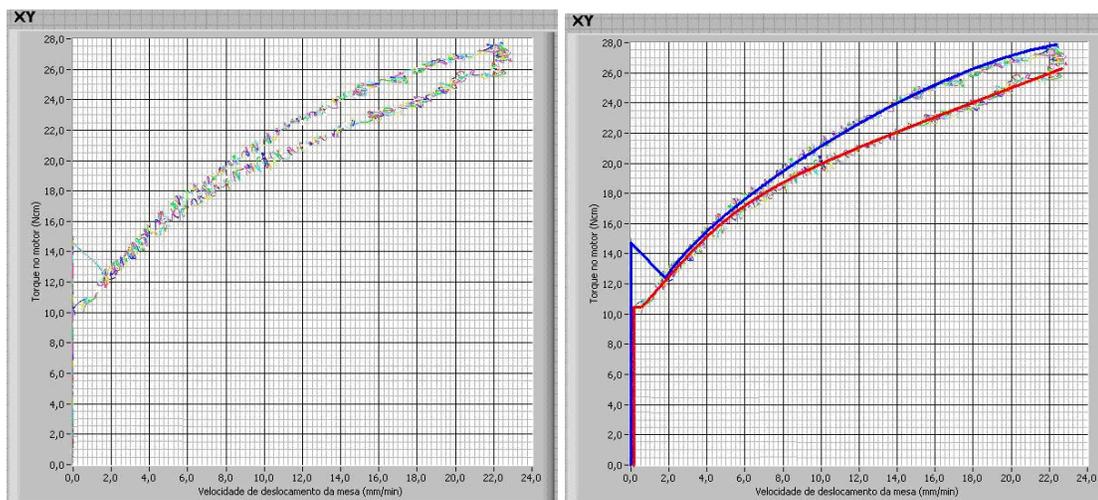


Figura 7.3 – Memória de atrito

Para melhor visualizar o gráfico da curva de atrito, neste mesmo programa, foram adquiridos pontos onde o torque e a velocidade permanecem constantes (figura 7.4). Cada ponto experimental desenhado no gráfico final representa a média aritmética de 300 pontos adquiridos pelo sistema de aquisição, durante a movimentação a uma velocidade constante.

Uma série de pares torque-velocidade identifica o atrito de escorregamento para determinada posição do carro sobre a guia. Como não é possível garantir a mesma condição de lubrificação na interface carro e guia em cada ponto da guia, nem em cada ensaio, existem pequenas variações no atrito medido.

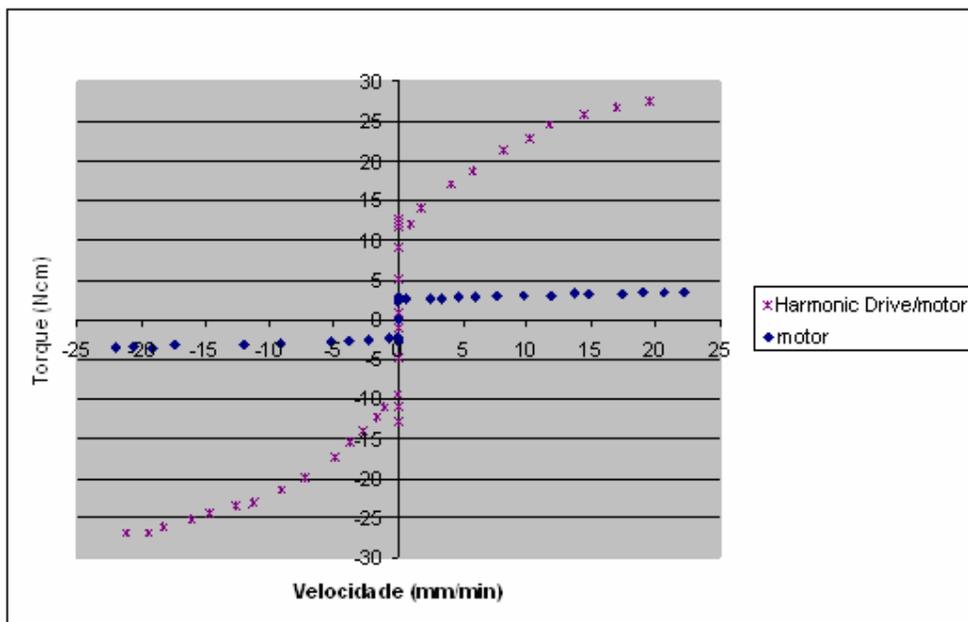


Figura 7.4 – Aquisição de pontos torque/velocidade do *Harmonic Drive*

Na figura 7.4, subtraindo-se o torque do *Harmonic Drive* acionado pelo motor CC e o torque apenas do motor CC, conclui-se que o torque necessário para iniciar o movimento do *Harmonic Drive* é de aproximadamente 10 Ncm.

7.2 Característica do antigo sistema de redução

Assim como feito com o *Harmonic Drive*, serão realizadas as mesmas análises com o sistema de avanço com redutor de correia dentada e parafuso sem fim.

A figura 7.5 mostra que o sistema de avanço antigo também apresenta uma variação na inclinação do torque para velocidades de deslocamento da mesa de até 23 mm/min.

O torque necessário para vencer o atrito estático é de aproximadamente 4,5 Ncm também se apresentando o *efeito Stribeck*.

Descontando-se o torque necessário para a partida do motor, tem-se que é necessário um torque de aproximadamente 3 Ncm.

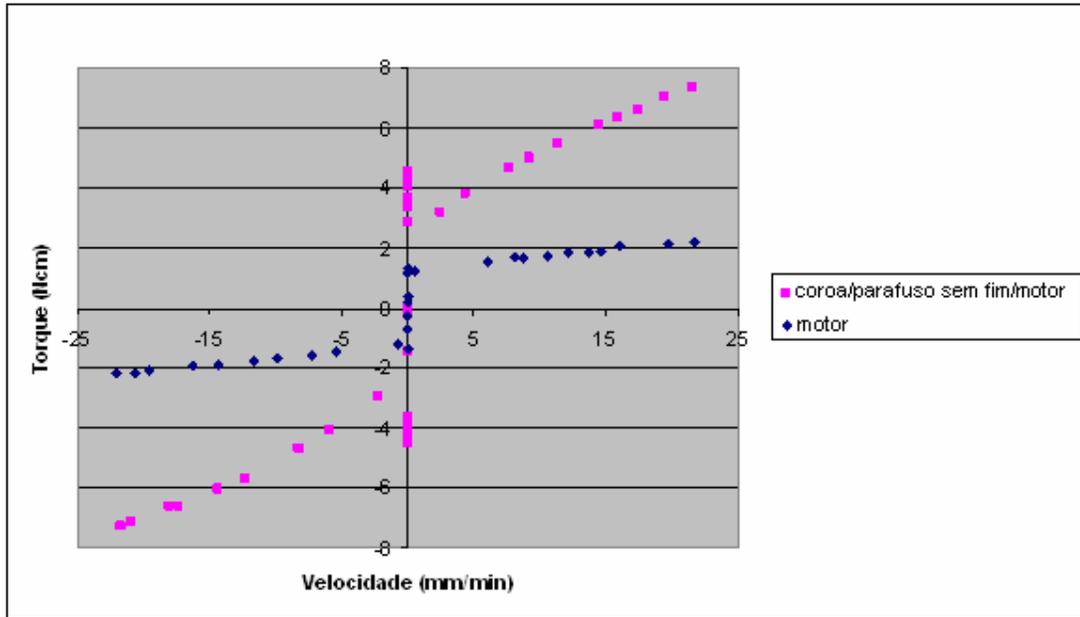


Figura 7.5 – Curva de atrito do redutor coroa/parafuso sem fim e do motor

A figura 7.6 mostra que as medições de aceleração e desaceleração do motor também apresentam o efeito de memória de atrito, menos acentuado do que para o sistema de avanço com *Harmonic Drive*.

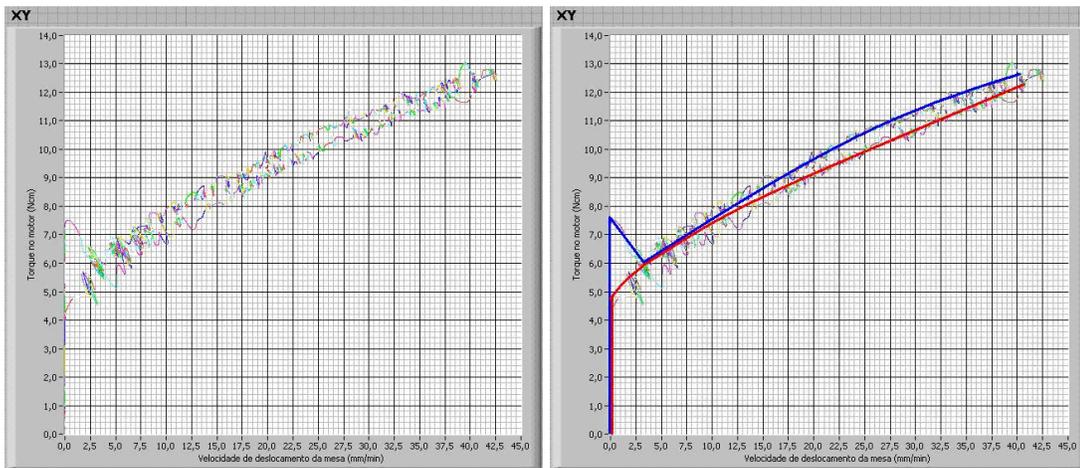


Figura 7.6 – Memória de atrito

7.3 Característica da mesa de escorregamento

Para analisar as folgas presentes no conjunto mesa-fuso trapezoidal, foi realizado um ensaio da histerese do conjunto. A figura 7.7 apresenta a medição do deslocamento da mesa, adquirida através do *encoder* translativo em função da medição do deslocamento do fuso medido no nônio do colar indicador. A folga encontrada no sistema da mesa foi de $105\ \mu\text{m}$.

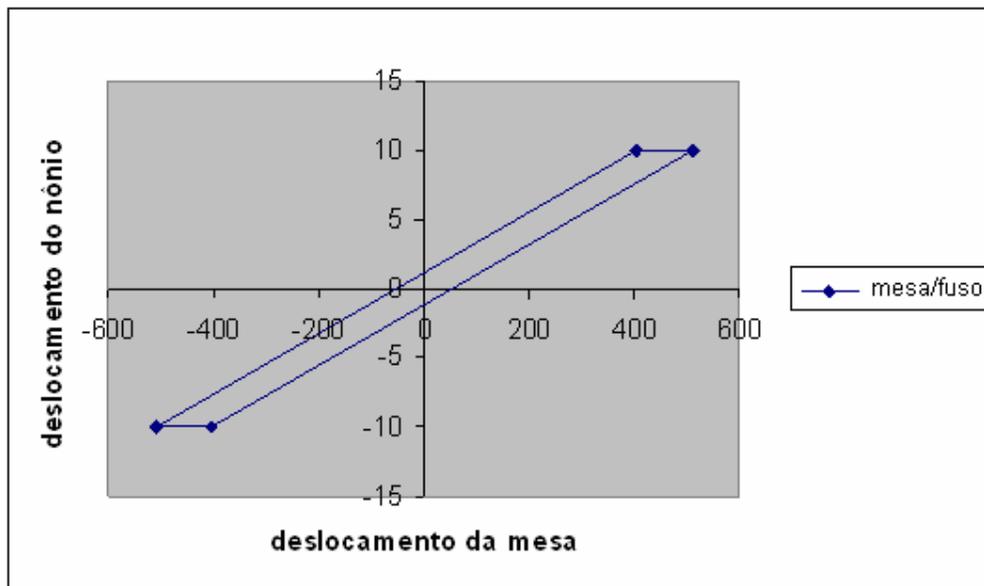


Figura 7.7 - Histerese do conjunto mesa-fuso

A histerese medida no conjunto mesa-fuso-redutor antigo e conjunto mesa-fuso-*Harmonic Drive*, ilustrada na figura 7.8, foi adquirida medindo-se o deslocamento da mesa (também através do *encoder* linear) em função do número de voltas realizada no eixo do redutor onde se acopla o motor. A histerese apresentada por ambos os conjuntos foi de $105\ \mu\text{m}$, significando que a folga presente na máquina está concentrada no conjunto fuso-mesa.

A diferença de inclinação da histerese dos dois redutores é conseqüência da característica de redução de cada um dos redutores. O *Harmonic Drive* tem maior inclinação, pois tem maior redução.

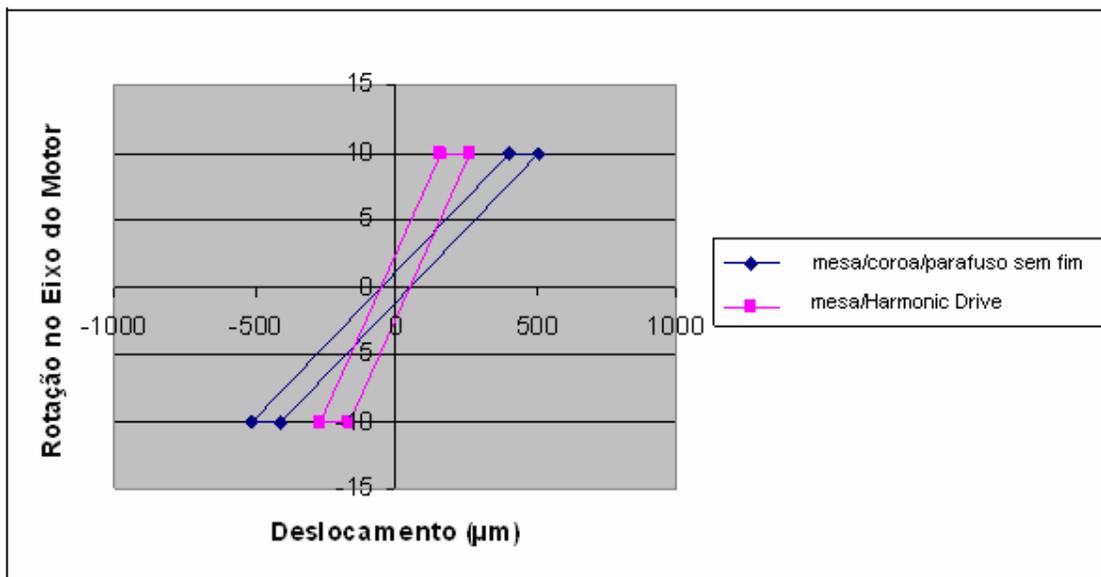


Figura 7.8 – Histerese do *Harmonic Drive* e do redutor parafuso sem fim

Para traçar o mapa estático do sistema mecânico da mesa foi realizada a análise da curva de atrito do redutor parafuso-sem-fim acoplados e isolados do fuso da mesa de escorregamento. Como mostra a figura 7.9, a curva de atrito do sistema mesa-redutor-motor necessita de mais torque do que o sistema redutor-motor. A diferença entre o redutor antigo conectado e desconectado à mesa, que é de aproximadamente 2,5 Ncm, é o torque necessário para movimentar da mesa.

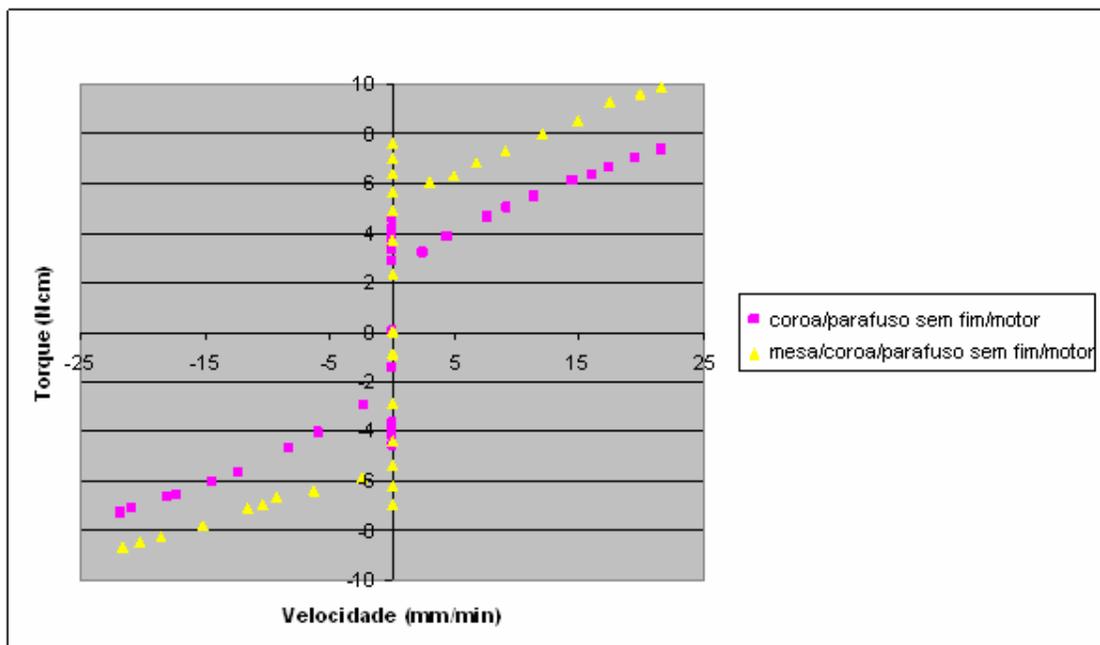


Figura 7.9 - Curvas de atrito do redutor coroa/parafuso sem fim acoplado e desacoplado da mesa

A não-linearidade do sistema causada pelo atrito e pela folga presentes no fuso, nos acoplamentos, no redutor e no motor não permite uma análise mais detalhada das características da mesa em baixa velocidade de avanço. É preciso que haja uma medição direta, do torque e da velocidade, na mesa de escorregamento.

7.4 Sistema *Harmonic Drive* X Sistema redução parafuso sem fim

Para estabelecer as características dos sistemas de avanço com parafuso sem fim e com *Harmonic Drive* foram realizados ensaios de atrito dos sistemas de redução isolados e dos sistemas de redução acoplados ao fuso da mesa.

A figura 7.10 mostra ensaios das curvas de atrito para os dois sistemas de redutores empregados.

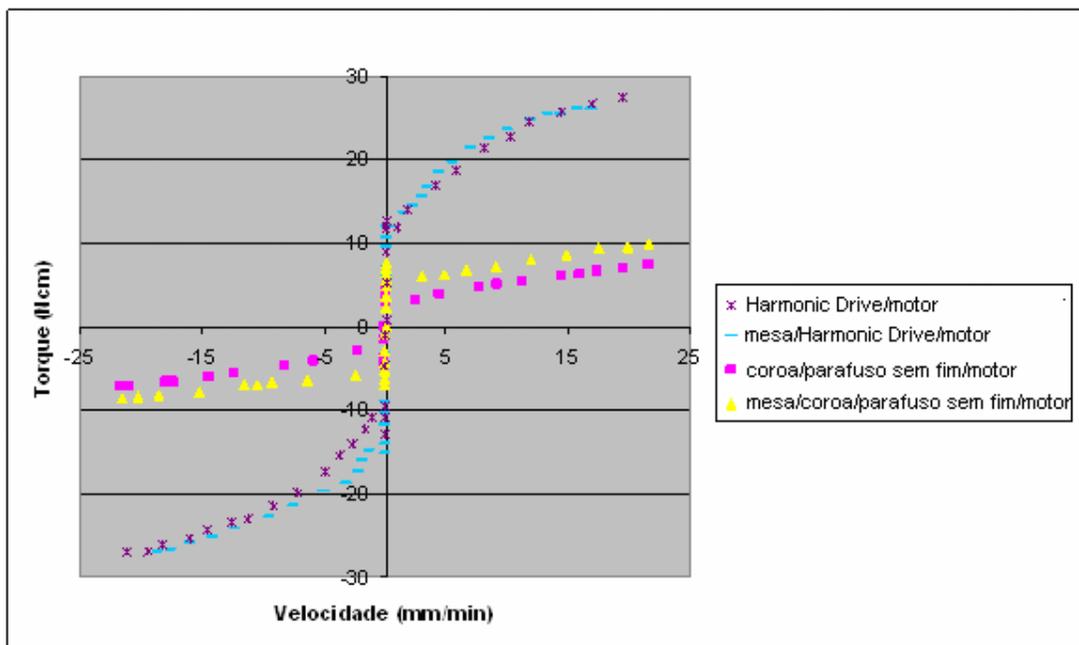


Figura 7.10 - Curva de atrito do *Harmonic Drive* X redutor coroa/parafuso sem fim

Os ensaios com o sistema de redução coroa/ parafuso sem fim mostram valores de torque entre 4 e 6 Ncm para acionar o sistema de redução e entre 6 e 10 Ncm para acionar o sistema de redução acoplado ao fuso e à mesa. Para o sistema de avanço empregando *Harmonic Drive* a diferença de torque entre o sistema de redução *Harmonic Drive* e o sistema completo não é significativa e os valores oscilam entre 10 e 28 Ncm na faixa de velocidade de 0 a 23 mm/min.

O *Harmonic Drive* apresenta uma redução maior, podendo chegar a uma velocidade mínima de aproximadamente 1 mm/min, ou seja, $16,66\mu\text{m/s}$. Com essa característica este redutor pode alcançar um posicionamento mais exato, além de permitir um controle de velocidade melhor que o redutor com coroa/parafuso sem fim.

O torque maior necessário para acionar o sistema de redução com *Harmonic Drive* se deve às características de projeto do *Harmonic Drive*. A montagem dos componentes sem folga, ou até com interferência, permite uma reversão com zero histerese, mas por outro lado apresenta um atrito elevado entre os componentes da redução.

As figuras 7.11 e 7.12 mostram os resultados das medições de velocidade com o sistema em malha aberta, realizadas com variação de 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90,100% da velocidade máxima do motor de acionamento.

A figura 7.11 mostra os resultados de medição no redutor com coroa/parafuso sem fim. A velocidade de avanço máxima da mesa no eixo x, permitida por este redutor, é muito maior que a alcançada pelo redutor *Harmonic Drive* (figura 7.12). Também observa-se uma melhor característica da velocidade de avanço no emprego da redução *Harmonic Drive*. Observa-se que a velocidade não aumenta na mesma proporção que a corrente (torque) do motor e também que o atrito viscoso é mais acentuado no emprego do redutor *Harmonic Drive*.

Comparando-se os dois sistemas de avanço verifica-se que ambos perdem a estabilidade da velocidade para velocidades de avanço maiores que 13,5 mm/min. Foi levantada a hipótese de que essa instabilidade fosse causada pelo atrito misto da mesa sobre as guias e que era evidenciada nas velocidades mais elevadas, pois a área percorrida pela mesa sobre as guias era muito maior.

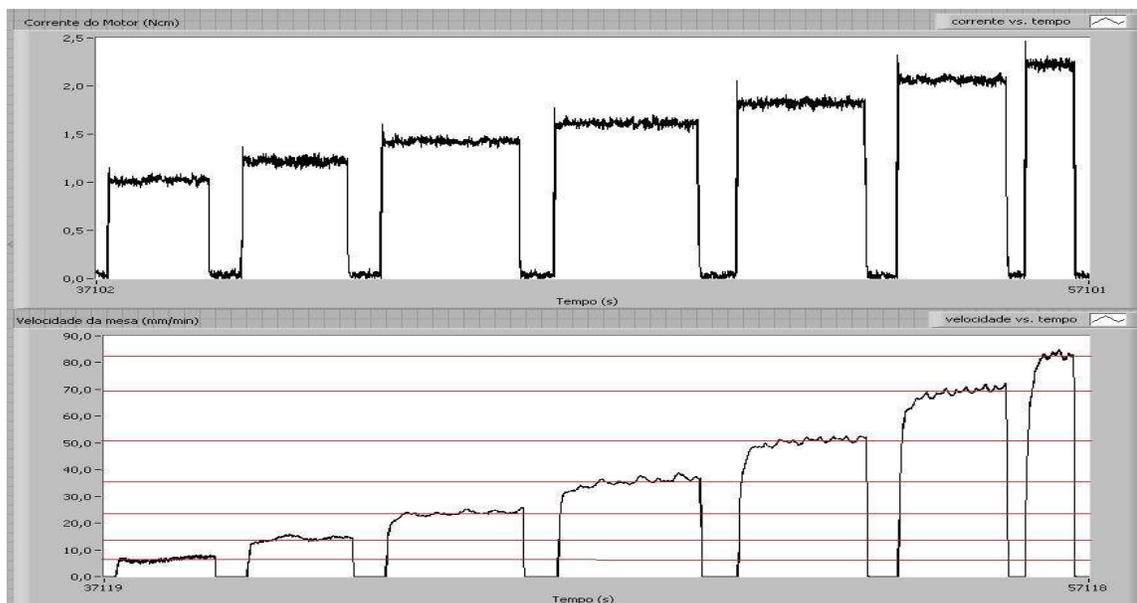


Figura 7.11 – Resposta ao degrau do sistema de avanço do redutor com parafuso sem fim em malha aberta

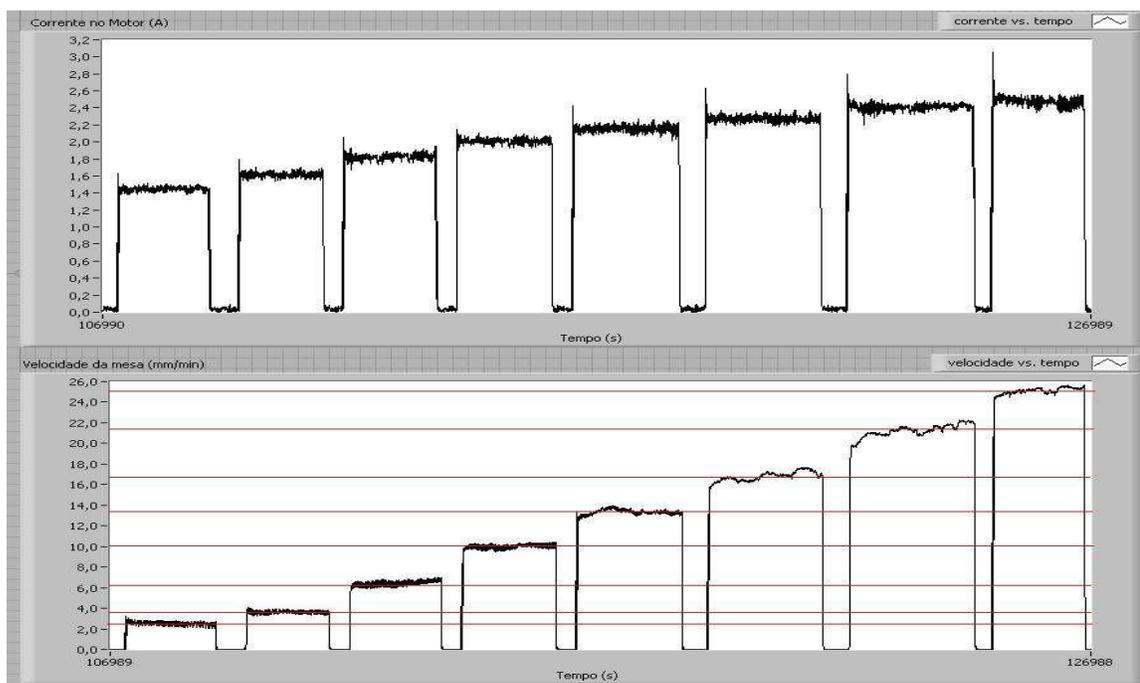


Figura 7.12 – Resposta ao degrau do sistema de avanço com *Harmonic Drive* em malha aberta

Para sanar esta dúvida, o mesmo ensaio foi repetido com o redutor *Harmonic Drive* desacoplado da mesa. Este ensaio revelou que a instabilidade não era gerada pela mesa e sim pelo próprio redutor (figura 7.13). Comparando as figuras dos ensaios com o *Harmonic Drive* acoplado e desacoplado à mesa, confirma-se que o *Harmonic Drive* requer a maior parte do torque do motor de acionamento, visto que os gráficos do torque requerido são praticamente idênticos. A variação da velocidade é causada pelo atrito viscoso do *Harmonic Drive*.

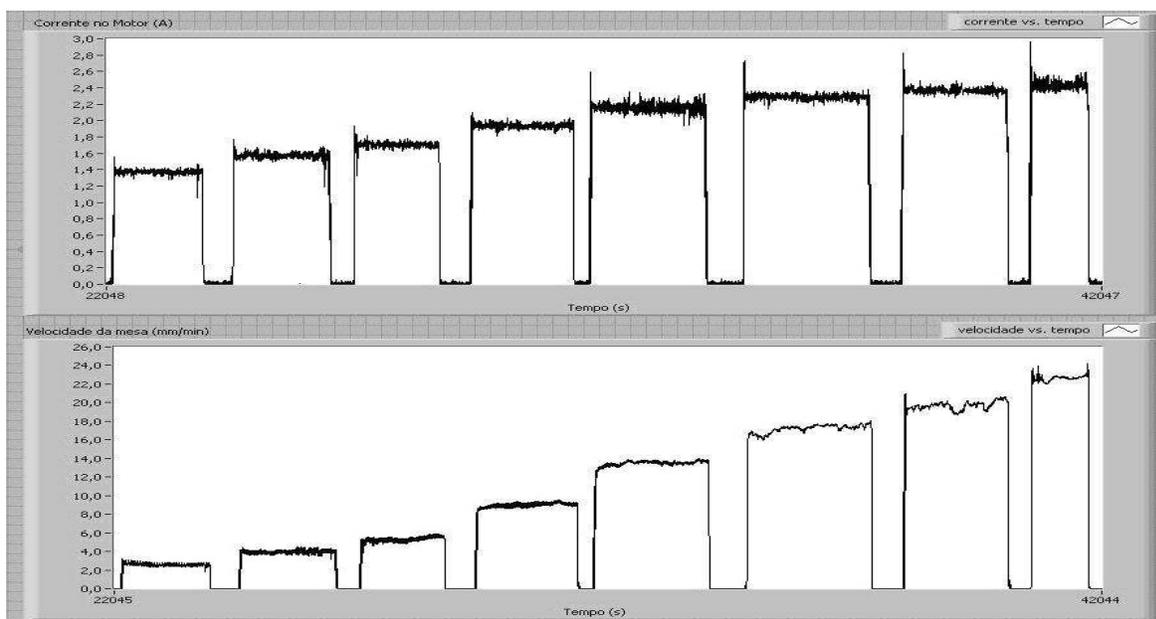


Figura 7.13 – Resposta ao degrau do *Harmonic Drive* em malha aberta desacoplado da mesa

A figura 7.14 representa a resposta ao degrau da corrente do motor empregando um redutor *Harmonic Drive* utilizando o *PWM* sem compensação. A velocidade mantém a estabilidade em todas as faixas enquanto a corrente apresenta certa instabilidade. A estabilidade da velocidade é decorrente da ação do *PWM* que atua como limitador de tensão forçando a corrente a compensar a potência exigida pelo redutor. Isto induz uma vibração torcional na estrutura do motor.

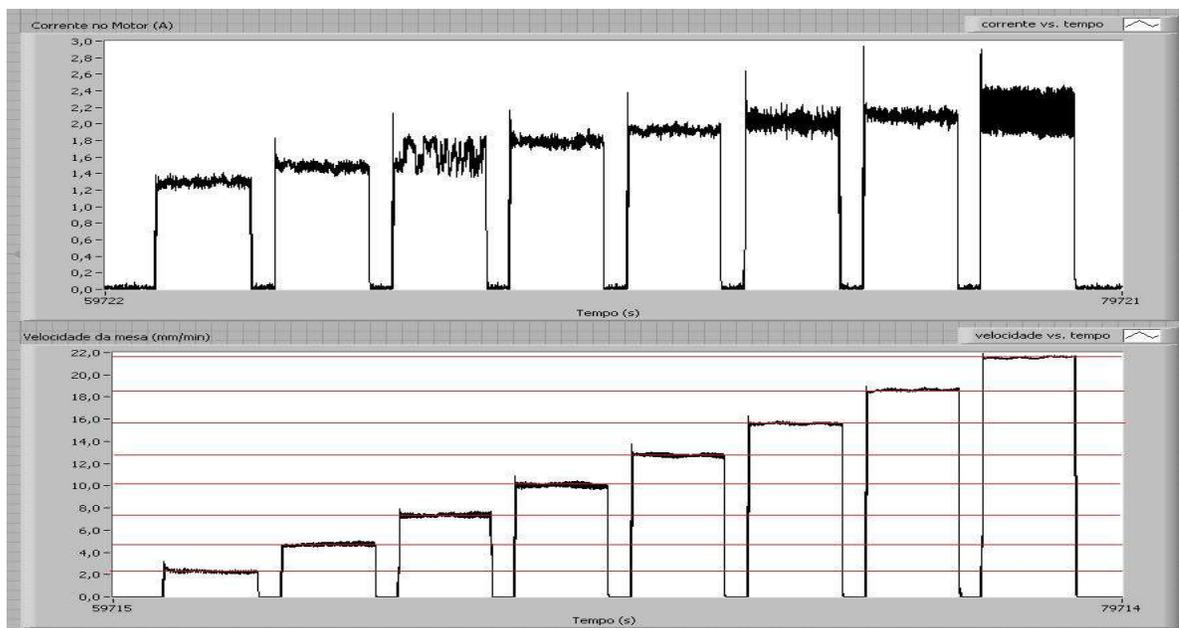


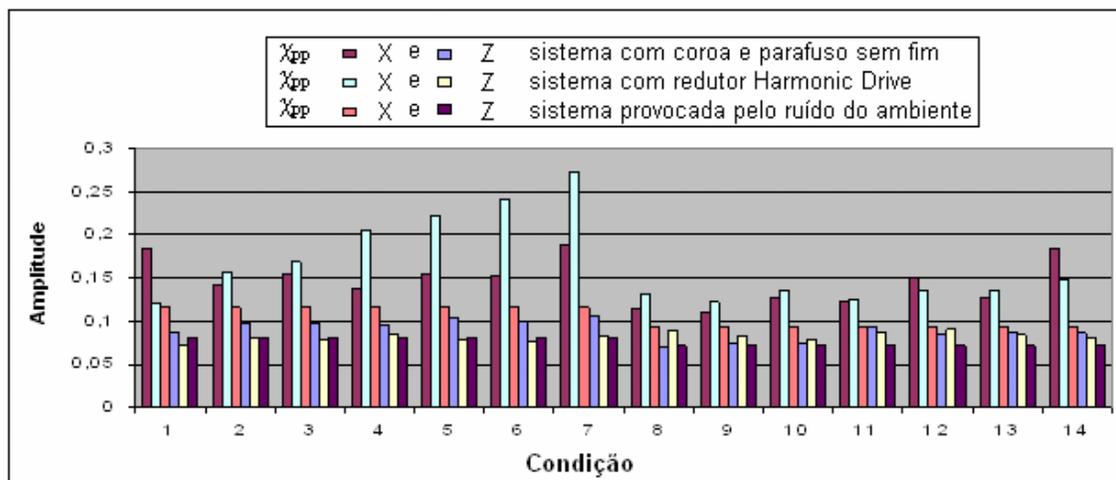
Figura 7.14 – Resposta ao degrau do *Harmonic Drive* gerada em malha fechada (PWM)

A parcela desta energia liberada para a estrutura da máquina e para o sistema de avanço é responsável por vibrações no sistema de avanço e na estrutura da base da máquina-ferramenta. A parcela de energia transferida para a massa elevada da base, da mesa divisora e do mancal aerostático excita o mancal com vibrações de amplitude significativamente menores que as amplitudes de vibrações excitadas na massa menor da mesa e base da ferramenta. A vibração da ferramenta é verificada pelos acelerômetros acoplados ao suporte da ferramenta.

No monitoramento de vibrações foram realizadas medições no domínio do tempo medindo-se os valores pico a pico das vibrações nos eixos Z e X da máquina. Os acelerômetros foram instalados no mancal, local mais próximo da peça, e no porta ferramenta, o mais próximo possível da ferramenta.

A figura 7.15 destaca as amplitudes de vibrações geradas pelos acionamentos e redutores. Nota-se que tanto nos ensaios realizados com o redutor *Harmonic Drive* bem como com o redutor com coroa/parafuso sem fim, a vibração maior é verificada no porta ferramenta, e menor no mancal aerostático.

O sistema de avanço com redutor *Harmonic Drive* apresenta maior amplitude de vibrações do que o redutor com coroa/parafuso sem fim. Entretanto a vibração máxima do acionamento com o *Harmonic Drive* é gerada quando o motor trabalha a 80% de sua velocidade máxima, enquanto que no caso do redutor com coroa/parafuso sem fim o motor trabalhava em 20% de sua rotação nominal. As vibrações geradas pelo conjunto *Harmonic Drive*/motor, mesmo sendo maiores que as geradas pelo redutor com coroa/parafuso sem fim, seguem um padrão, o que caracteriza positivamente este redutor, pois assim se pode prever a que nível se encontra a vibração e assim relevar esta influência na avaliação da superfície usinada. As vibrações apresentadas pelo conjunto redutor com coroa/parafuso sem fim /motor que não seguem um padrão com repetibilidade ao longo do tempo.



Condição	Velocidade	Fixação
1	3 mm/min	Ferramenta
2	6 mm/min	Ferramenta
3	9 mm/min	Ferramenta
4	10,2 mm/min	Ferramenta
5	12 mm/min	Ferramenta
6	13,2 mm/min	Ferramenta
7	15 mm/min	Ferramenta
8	3 mm/min	Mancal
9	6 mm/min	Mancal
10	9 mm/min	Mancal
11	10,2 mm/min	Mancal
12	12 mm/min	Mancal
13	13,2 mm/min	Mancal
14	15 mm/min	Mancal

Figura 7.15 – Amplitudes de Vibrações χ_{pp} verificadas com o acionamento com *Harmonic Drive* e do redutor com coroa/parafuso sem fim

A vibração verificada na máquina tem maior amplitude no eixo X do que no eixo Z. Portanto as vibrações geradas pelo acionamento da mesa irão influenciar mais o movimento da ferramenta do que a rugosidade da peça, pois uma vibração no eixo X altera a distância entre as ranhuras, tendo uma menor influência sobre a rugosidade que uma vibração no eixo Z, figura 7.16. A profundidade de rugosidade que efetivamente é medida na peça é uma soma das amplitudes de vibração em X e em Z.

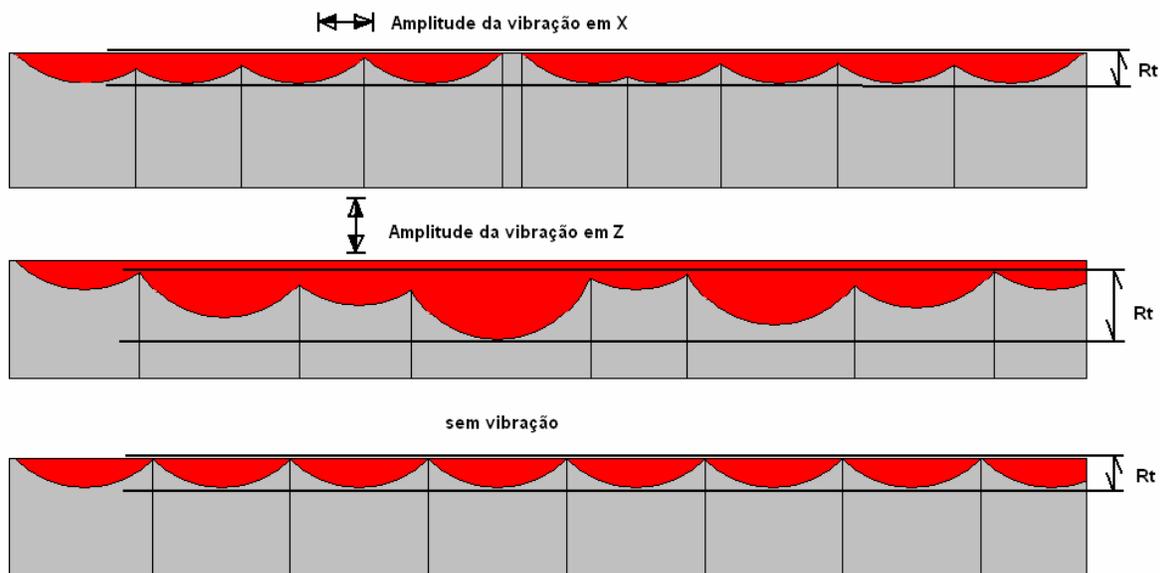
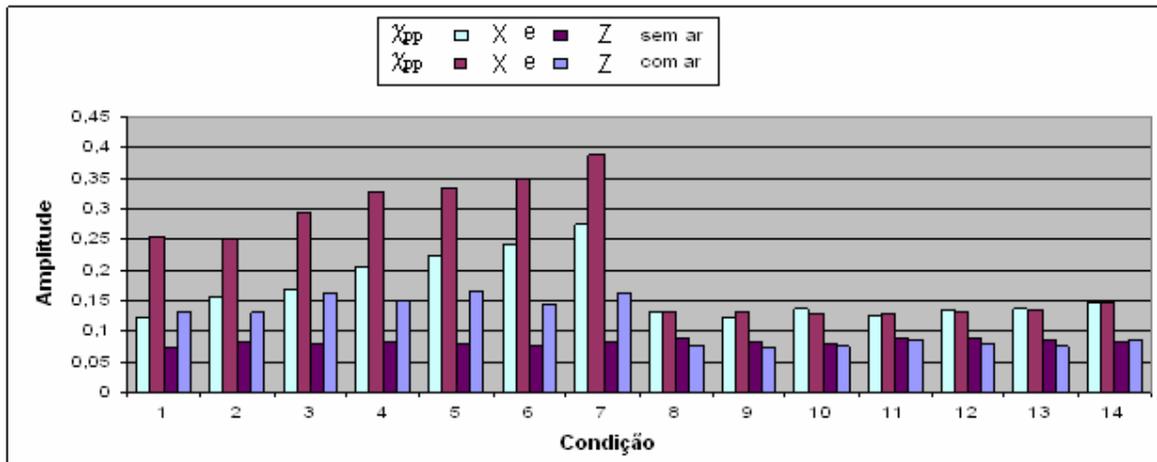


Figura 7.16 – Influência das vibrações em X e Z sobre a profundidade de rugosidade R_t

7.5 Refrigeração do motor CC

A dissipação da energia em forma de calor do motor é feita pelo rotor. Por não poder transferir este calor para o estator, boa parte do calor gerado é transmitida por condução pelo eixo para o acoplamento e o redutor *Harmonic Drive*.

Para evitar o aquecimento do *Harmonic Drive* instalou-se um sistema de arrefecimento com ar comprimido na flange que fixa o motor ao *Harmonic Drive*, permitindo o arrefecimento do eixo. Tal medida não melhorou a estabilidade de funcionamento do redutor *Harmonic Drive*. A maior mudança verificada foi na amplitude de vibração da ferramenta figura 7.17, onde houve de acréscimo na perturbação. Entretanto, os acelerômetros fixados no mancal não acusaram grandes mudanças de vibração. Como o calor transmitido pelo redutor para a estrutura da máquina afeta a exatidão da mesma, o arrefecimento deve ser procedido nos intervalos de usinagem.



Condição	Velocidade	Fixação
1	3 mm/min	Ferramenta
2	6 mm/min	Ferramenta
3	9 mm/min	Ferramenta
4	10,2 mm/min	Ferramenta
5	12 mm/min	Ferramenta
6	13,2 mm/min	Ferramenta
7	15 mm/min	Ferramenta
8	3 mm/min	Mancal
9	6 mm/min	Mancal
10	9 mm/min	Mancal
11	10,2 mm/min	Mancal
12	12 mm/min	Mancal
13	13,2 mm/min	Mancal
14	15 mm/min	Mancal

Figura 7.17 – Amplitudes de vibrações χ_{pp} na ferramenta e no mancal verificadas com e sem arrefecimento pneumático do eixo de acionamento

Foi avaliada a curva de atrito do *Harmonic Drive* com e sem arrefecimento do eixo do acionamento do avanço, para verificar se o fluxo de ar influenciou de alguma forma o torque e a velocidade do sistema. Como se observa na figura 7.18, o mapa estático do *Harmonic Drive* não mostrou diferenças significativas com o arrefecimento do eixo de acionamento.

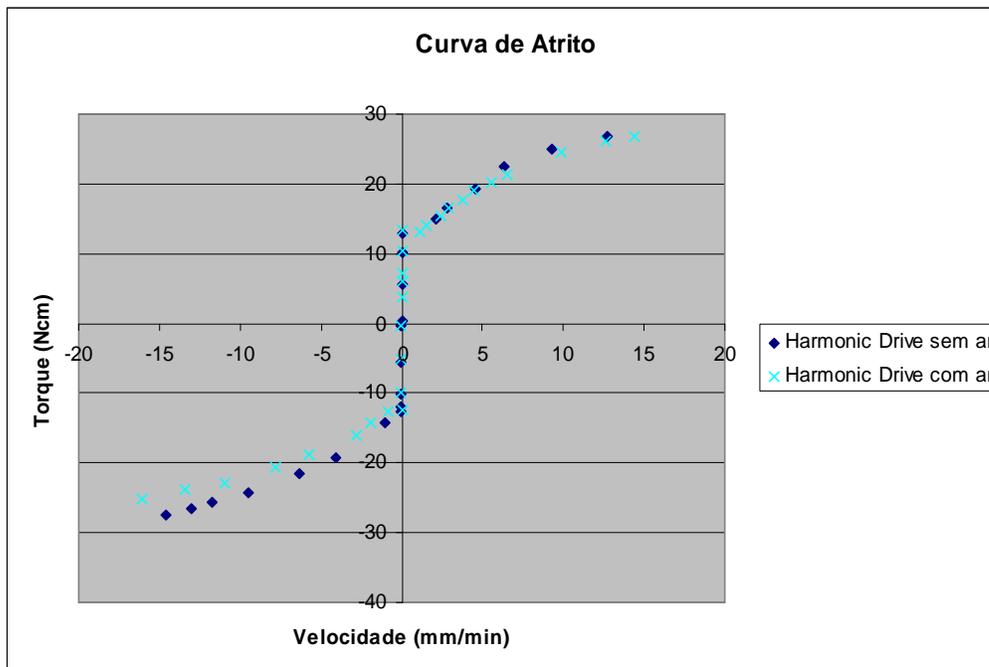


Figura 7.18 – Curva de atrito da mesa em X com e sem arrefecimento do eixo de acionamento.

7.6 Análise do comportamento da mesa sob controle de velocidade

A figura 7.19 mostra que o controlador de velocidade do tipo PI não apresentou nenhuma alteração na curva de atrito em relação ao sistema de acionamento em malha aberta.

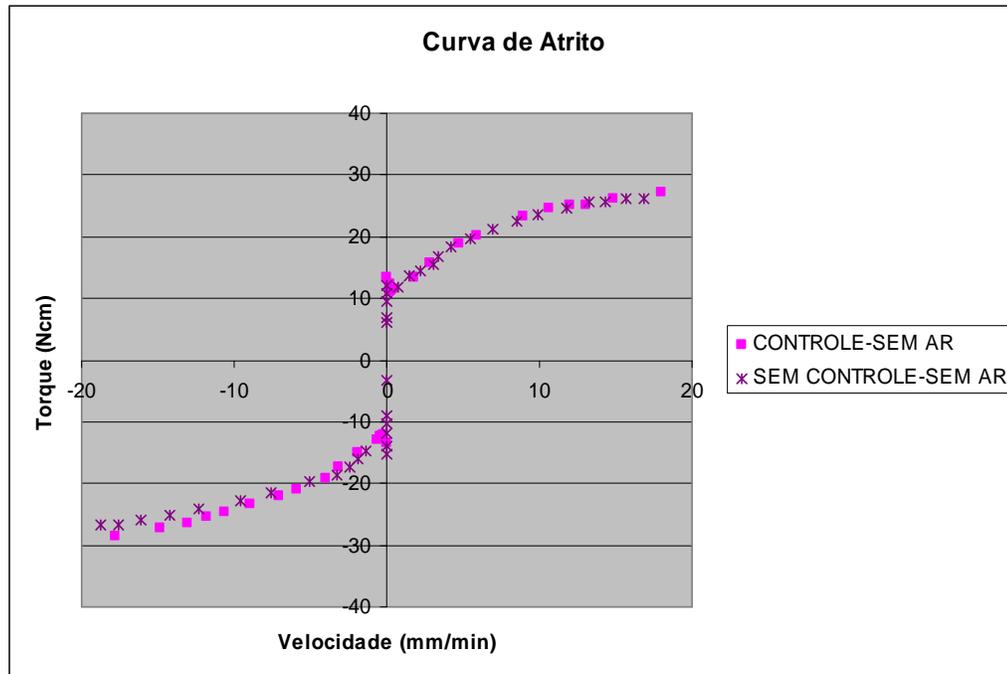
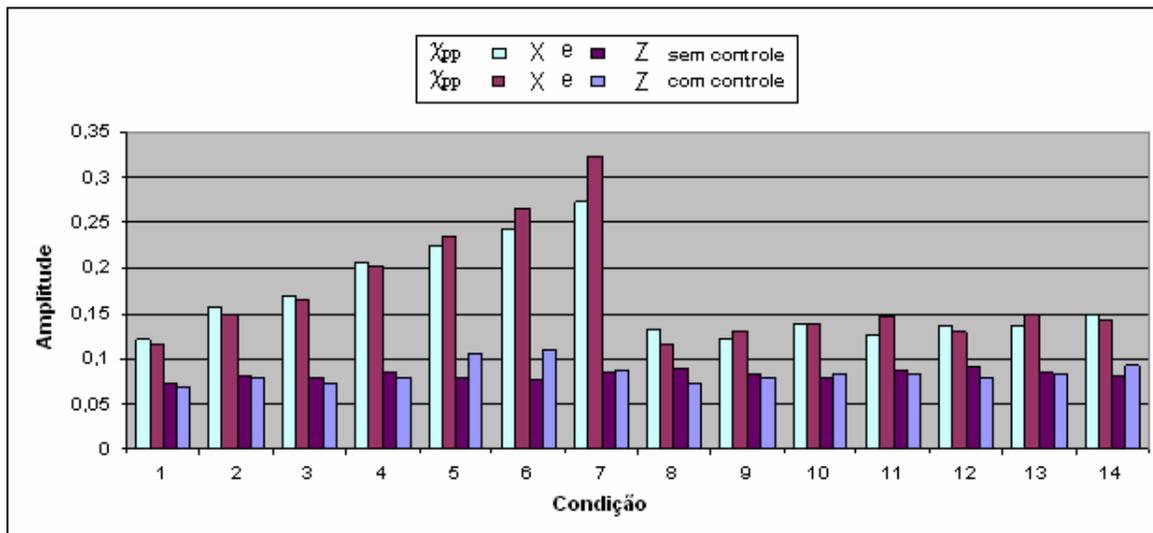


Figura 7.19 – Curva de atrito com e sem controle de velocidade

Entretanto, em velocidades mais altas, o modulador PWM provoca vibração de amplitudes maiores que as vibrações verificadas no sistema em malha aberta (figura 7.20). Nos testes preliminares já havia se verificado um zunido produzido pelo motor. Essa vibração audível é provocada pela freqüência que trabalha o PWM.



Condição	Velocidade	Fixação
1	3 mm/min	Ferramenta
2	6 mm/min	Ferramenta
3	9 mm/min	Ferramenta
4	10,2 mm/min	Ferramenta
5	12 mm/min	Ferramenta
6	13,2 mm/min	Ferramenta
7	15 mm/min	Ferramenta
8	3 mm/min	Mancal
9	6 mm/min	Mancal
10	9 mm/min	Mancal
11	10,2 mm/min	Mancal
12	12 mm/min	Mancal
13	13,2 mm/min	Mancal
14	15 mm/min	Mancal

Figura 7.20 – Amplitude de vibração χ_{pp} com e sem controlado PI

Para verificar a estabilidade da velocidade do controlador foi feita a comparação entre a velocidade adquirida pelo *PWM* com controle (figura 7.21) e sem controlador (figura 7.22). Os ensaios foram feitos na velocidade de avanço de 12 mm/min (200 $\mu\text{m/s}$), velocidade de avanço empregado para usinagem com 2000 rpm do mancal. As constantes do controle PID usados neste experimento foram: $K_p=1$, $K_i=1$ e $K_d=0$. Mostra-se que com esse controle a variação da velocidade é muito maior. O controle varia modificando o período do *PWM*, ou seja, varia diretamente a tensão do motor. Bem

diferente do gráfico de velocidade com controle, o *PWM* sem controle se mantém com o mesmo período estando sujeito apenas às variações da tensão da fonte.

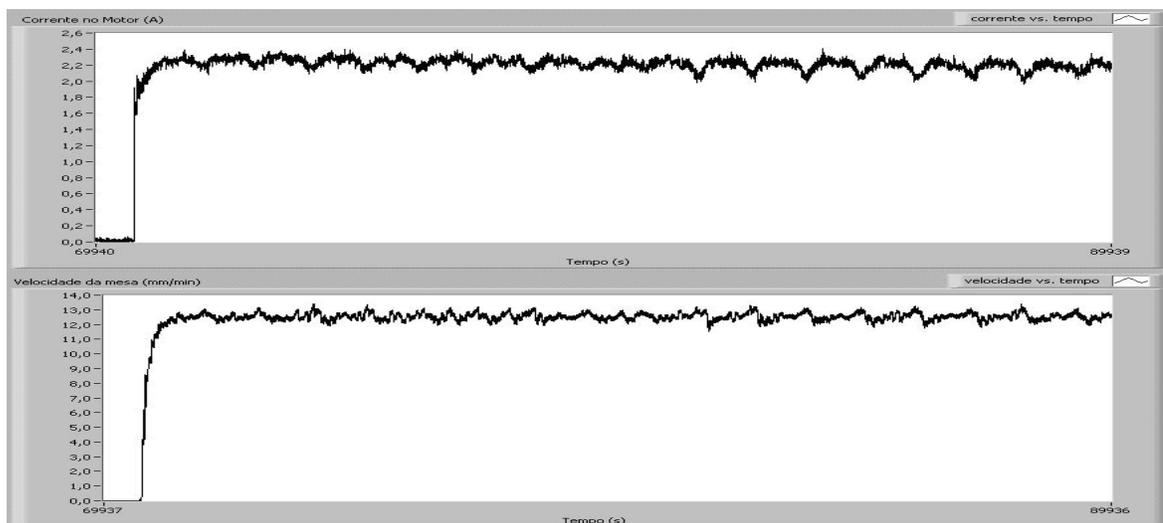


Figura 7.21 – Gráfico da corrente e da velocidade com *PWM* com controle (MF)

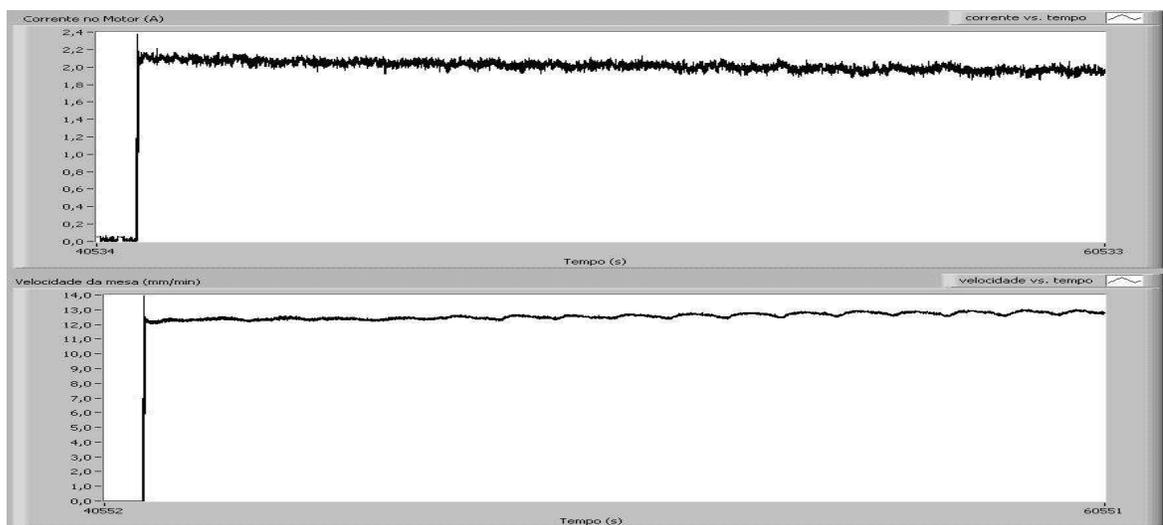


Figura 7.22 – Gráfico da corrente e da velocidade com *PWM* sem controle (MA)

Para melhor entender o comportamento da velocidade, foram feitas aquisições da amplitude da variação da velocidade num período de 20000 segundos (Figura 7.23). Observa-se que a amplitude da variação pico-vale foi de 1,3mm/min em média,

enquanto que o pico-a-pico foi de 1,8mm/min. Já no sem controle PI (Figura 7.24), o valor pico-vale foi de 0,4mm/min e o valor pico-a-pico 0,85mm/min. Com isso conclui-se que o controle mantém a velocidade em 12mm/min, entretanto ele prejudica a suavidade de movimento da mesa.

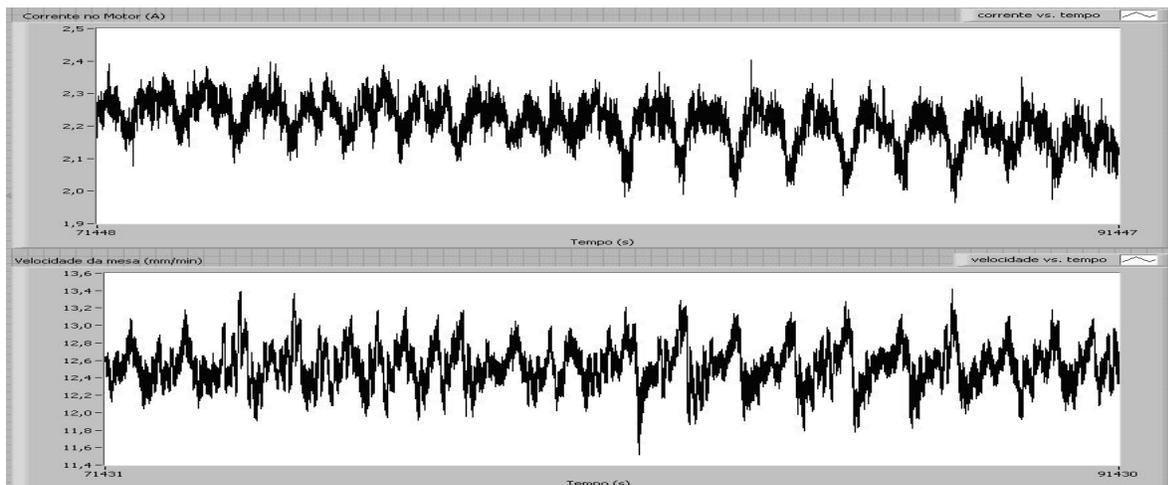


Figura 7.23 – Gráfico da corrente e da velocidade com PWM com controle

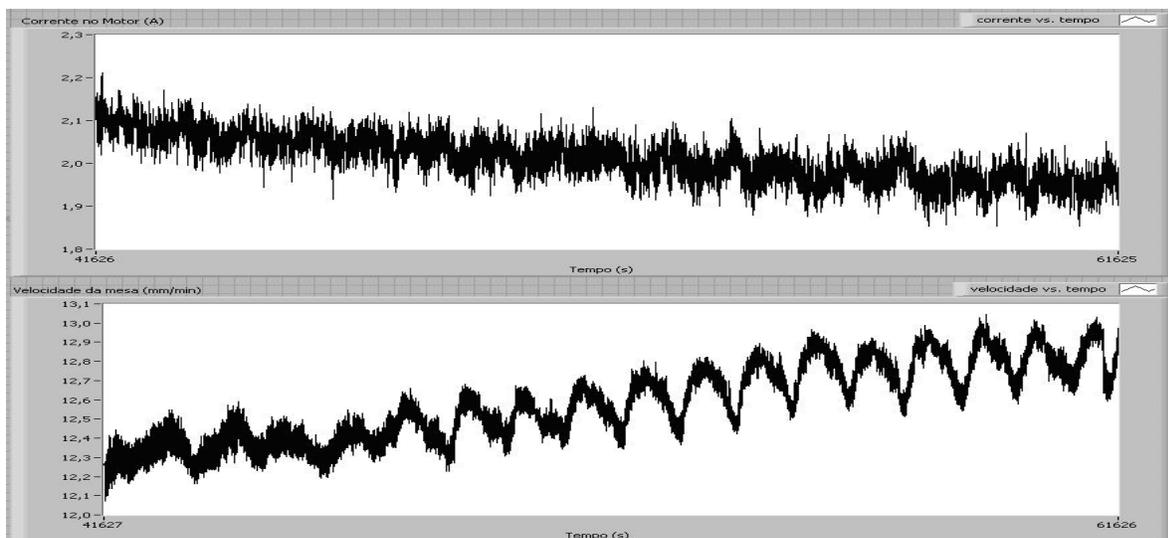


Figura 7.24 – Gráfico da corrente e da velocidade com PWM sem controle

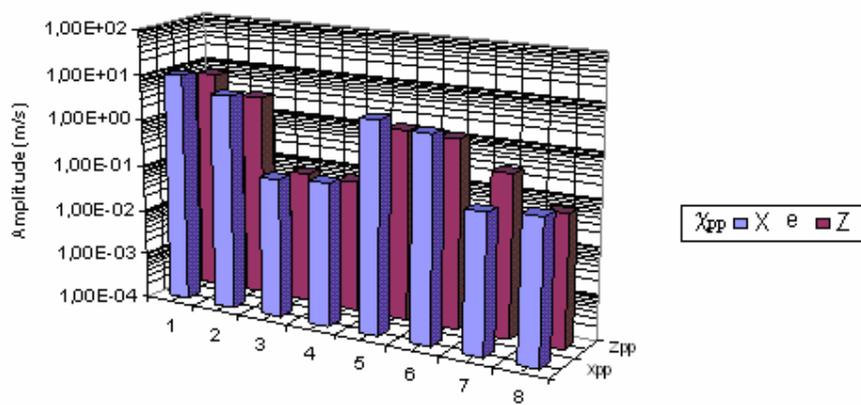
7.7 Análise da influência do atomizador de fluido de corte sobre as amplitudes de vibração da ferramenta e do mancal

A utilização do aerógrafo como atomizador de fluido de corte possibilitou um controle maior da vazão de fluido assim como da qualidade de atomização (fluido 100% nebulizado, sem liberar gotículas grandes). O ensaio de vibração com o aerógrafo (figura 7.25) foi realizado com a abertura para a liberação do fluido suficiente para o processo, sem, no entanto, molhar o cavaco e a pressão do ar de 3 bar (conforme experimento feito por Guimarães (2004)).

Verificou-se que, tanto a vibração χ_{pp} no eixo X quanto no eixo Z são quase idênticas. Isso significa que o aerógrafo interfere na rugosidade do componente usinado.

Assim como verificado por Guimarães (2004), as vibrações como um todo, causadas pelo atomizador, aumentam cerca de dez vezes em relação ao sistema sem a atomização de fluido de corte. Isto proporciona uma forte contribuição nas vibrações da máquina (comparando todas as condições com as condições 4 e 8).

As condições 1, 2, 5 e 6 mostram que com a ferramenta montada ocorrem vibrações mais acentuadas no sistema, o que permite concluir que é a ferramenta que provoca o fluxo de ar turbulento e assim a vibração.



Condições de ensaio

	1	2	3	4	5	6	7	8
χ_{pp} de X	10,08987	4,840063	0,108913	0,127187	3,757169	2,727767	0,102333	0,127187
χ_{pp} de Z	6,52048	2,675814	0,074587	0,071448	1,350145	1,184975	0,328977	0,071448

Condição	Detalles	Fixação	pressão
1	aerógrafo na ferramenta	Ferramenta	3 bar
2	aerógrafo na ferramenta e na peça	Ferramenta	3 bar
3	aerógrafo na peça	Ferramenta	3 bar
4	aerografo off	Ferramenta	0 bar
5	aerógrafo na ferramenta	Mancal	3 bar
6	aerógrafo na ferramenta e na peça	Mancal	3 bar
7	aerógrafo na peça	Mancal	3 bar
8	aerografo off	Mancal	0 bar

Figura 7.25 – Vibração do atomizador

8 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

8.1 Conclusão

Com o objetivo de conhecer os elementos dos acionamentos empregados com controle em malha fechada para usinagem de ultraprecisão, o acionamento composto por um motor CC, redutor por correia dentada e coroa/parafuso sem fim foi substituído por um sistema de avanço composto por um motor CC acoplado a um redutor *Harmonic Drive*. Esta modificação associada a um sistema de controle da velocidade de avanço em malha fechada permitiu uma melhor suavidade do movimento de avanço e reduzir a menor velocidade de avanço.

Em decorrência da elevada dissipação de energia do redutor *Harmonic Drive* é necessário prover o sistema de avanço com um acionamento mais potente que o empregado para o sistema de avanço com redutor coroa/parafuso sem fim. Por outro lado, a queda de torque verificada no início do movimento (efeito *Stribeck*) é menor e com isso se tem um menor efeito do fenômeno *stick-slip* e o que proporcionou a obtenção de uma menor velocidade estável para a usinagem de ultraprecisão.

De acordo com os resultados obtidos nos ensaios de vibração, o acionamento utilizando o redutor *Harmonic Drive* apresentou mais vibração do que o antigo redutor. Apesar de a vibração ser elevada ela não se mostrou caótica como a do redutor antigo. A vibração gerada segue um padrão inerente à velocidade. Quanto maior a velocidade maior é a vibração. Conclui-se que a vibração está inerente às características do motor.

A histerese do movimento em X verificada nos dois sistemas de avanço testados é praticamente a mesma, mostrando que a sua causa é proveniente das folgas no fuso trapezoidal com a respectiva porca fixa à fuso-mesa. Essa histerese impede a mesa de reverter o sentido de movimento durante a usinagem e assim impedindo o exato controle do seu posicionamento.

O controle da velocidade de avanço garante que esta permaneça dentro de limites mais estáveis que os verificados sem a malha de controle. No entanto ainda se

verifica uma variação cíclica da velocidade de avanço não se mostrando muito eficiente na suavização do movimento da mesa. Entretanto os hardware's microcontrolador *PIC* e o driver *CINCO* se mostraram capazes de lidar com esta adversidade além de facilitar a interação homem/máquina.

A implementação do aerógrafo para a atomização do fluido de corte, porém ainda excita a ferramenta com vibrações.

O uso do aerógrafo para atomização do fluido de corte gerou consideráveis resultados tanto ao quesito qualidade superficial da peça (avaliação visual) quanto na qualidade do ambiente de trabalho, além de tornar mais prática a operação de usinagem. Porém o uso do aerógrafo ainda gera vibrações excitando a ferramenta.

O ar comprimido injetado entre o motor e o redutor *Harmonic Drive* da mesa de escorregamento, para resfriar o rotor do motor, deve ser melhor estudado. Em ensaios onde a vazão de ar era reduzida, para diminuir o ruído, havia um aumento irregular de velocidade da mesa.

8.2 Sugestões para futuros trabalhos

- Automatizar o processo instalando um motor de passo no eixo *Z* da mesa e incorporando ao microcontrolador *PIC*
- Incorporar o fim de curso ao microcontrolador *PIC*
- Desenvolver a interação *real time* entre *PC* e *PIC*
- Melhorar a resolução do *encoder* linear utilizando um interpolador
- Até que sejam compreendidos melhor estas influências negativas, recomenda-se que o resfriamento do motor seja feito com o motor desligado.
- Construir um porta-ferramenta com regulagem de altura da ferramenta
- Verificar a possibilidade da placa de aquisição *National Instruments* controlar o processo de usinagem

-
- Melhorar o processo de usinagem via software do microcontrolador *PIC* reformulando o algoritmo de controle incorporando um algoritmo de controle FeedForward ao controle PI
 - Para diminuir a influência do motor na vibração recomenda-se que o motor CC seja substituído por outro de maior potência
 - Recomenda-se que este fuso trapezoidal seja substituído por um fuso de esferas recirculantes.
 - Deve ser realizado um estudo mais aprofundado sobre o aerógrafo, pois seus recursos não foram totalmente explorados.
 - Por fim, recomenda-se que seja pesquisado as causas da variação de velocidade de avanço da mesa com a injeção de ar comprimido para o resfriamento do rotor do motor.

9 REFERÊNCIAS

ADLER, M.; SURTELL, T. **"Pulse Width Modulation"**. Disponível em: <<http://www.eleinmec.com/article.asp?28>>. Acesso em: 12 dezembro 2006.

AIEE Committee Reports. **Proposed Symbols and Terms for Feedback Controls Systems**. Elec. Eng. vol. 70, 1951.

ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B.; DUPONT, P.; DE WIT, C. C. **"A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction"**., Oxford 1994, v. 30, Automatica n. 7.

AZEVEDO, A. B. P. **"Sistemas de Controlo de Tempo Real"**. Disponível em: <<http://www.ualg.pt/est/adee/disciplinas/ciclo2/ano5/semestre1/SCTR/material/Sistemas%20de%20Tempo%20Real%20-%20Apontamentos.pdf>>. Acesso em: 19 janeiro 2007.

BAYER, R.G., **Mechanical wear prediction and prevention**, New York 1994, Marcel Dekker Inc.

BARR, M. **"Introduction to Pulse Width Modulation (PWM)"**. Disponível em: <<http://www.netrino.com/Publications/Glossary/PWM.php>>. Acesso em: 12 março 2006.

BOLTON, W. **Engenharia de Controle**. Makron Books, capítulos 1 e 10, 1995.

BRUCIAPAGLIA, A.H. **Sobre o desenvolvimento do controlador PID-AA/UFSC: nova proposta para processos com atraso de transporte dominante**. 1992. Dissertação (Professor Titular) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

CAON, J. R. **Controladores PID Industriais com Sintonia Automática por Realimentação a Relé**. USP, 1999.

College of Engineering – University of Michigan. **"PID Tutorial"**. Disponível em: <<http://www.engin.umich.edu/group/ctm/PID/PID.html>>. Acesso em: 20 janeiro 2007.

Data Sheet, **PIC16F877A 28/40/44 – Pin Enhanced Flash Microcontrollers**. Microchip Technology, 2003. URL: <<http://www.microchip.com>>. Acesso em: 05/11/2004.

D'ELIA, C. L. M. **Compensação de Atrito em Atuadores Hidráulicos Utilizando Redes Neurais**. Florianópolis, 2003. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina.

DOWSON, D. **History of Tribology**, London 1997, Professional Engineering Publishing.

EUROPA LEHRMITTEL. **Tabellenbuch Metall 38 auflage**. Wuppertal, 1992. Verlag Europa-Lehrmittel

FANUC LTD. **Supernano Machine: Fanuc ROBO nano Ui**. Japão. Disponível em: <<http://www.fanuc.co.jp/en/profile/index.htm>>. Acesso em: 22 nov. 2006

GANDHI, P. S.; GHORBEL, F. H. "**Closed-Loop Compensation of Kinematic Error in Harmonic Drives for Precision Control Applications**", 2002, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.10, No. 6.

GUIMARÃES, M. P. **Diagnóstico em um torno de ultraprecisão utilizando técnicas de monitoramento e automação**. Florianópolis, 2004. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.

GARDNER, N. "**PICmicro MCU C: An Introduction to Programming the Microchip PIC in CCS C**". Wisconsin 2002, Bluebird Technical Press Ltd.

HALLING, J. **Principles of Tribology**. 1. ed. Hong Kong: The Macmillan Press Ltd, 1975.

Harmonic Drive LLC. "**SHF-2UH Housed Unit Series**". Disponível em: <<http://www.harmonicdrive.net/products/catalognavigator/>>. Acesso em: 16 mar. 2007.

HUTCHINGS, I. M., **Tribology: Friction and wear of engineering materials**, Great Britain 1992, Edward Arnold Publication Ltd.

IBRAHIM, D. "**Microcontroller Based Applied Digital Control**". Chichester, 2006: John Wiley Publishing Ltd.

KORUS, R. J. "**H-Bridge Fundamentals**". Disponível em: <<http://roko.ca/articles/hbridge.php?page=2>>. Acesso em: 9 janeiro 2007.

Large Optics Diamond Turning Machine. "LODTM" Disponível em: <http://www.eng.llnl.gov/lodtm/about_pg2.html>. Acesso em: 20 março 2006

LUDEMA, K. C., **Friction, wear, lubrication: a textbook in tribology**, Michigan 1996 CRC Press.

LUDEMA, K. C. **Friction**, in **CRC Handbook of Lubrication**, Vol II Theory & Design, Michigan 1988, CRC Press.

McMANIS, C. "H-Bridges: Theory and Practice". Disponível em: <<http://www.mcmanis.com/chuck/robotics/tutorial/h-bridge/index.html>>. Acesso em: 8 janeiro 2007.

MARTIN, C. A. **Acionamento de avanço para máquina-ferramenta**. Florianópolis, _____ - Universidade Federal de Santa Catarina.

MARTIN, C. A. **Acionamentos eletromecânicos em automação de máquinas e instrumentos**. Florianópolis, 1996 - Universidade Federal de Santa Catarina.

MARU, M. M. **Estudo do desgaste e atrito de um Par Metálico Sob Deslizamento Lubrificado**. São Paulo 2003. Tese (doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Microchip Technology Inc. "PIC16F87XA Data Sheet". Disponível em: <www1.microchip.com/downloads/en/DeviceDoc/39582b.pdf>. Acesso em: 20 janeiro 2007.

MOORE NANOTECHNOLOGY SYSTEMS. **Products**. Disponível em: <<http://www.nanotechsys.com/NanotechProducts.html>>. Acesso em: 22 maio 2005.

MOORE TOOL COMPANY. **Jig Grinder Remanufacturing**. Disponível em: <<http://www.mooretool.com>> ou em <www.thomasregister.com/olc/mooretool/remmanuf2.htm>. Acesso em: 22 agosto 2005.

MOORE, W. R. **Foundations of accuracy**. TMSTC, 1989.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. Prentice Hall, 4ª edição, capítulos 1, 3 e 10, 2003.

PEREIRA, M. **Desenvolvimento de uma mesa de retificação para a usinagem de sapatas planas circulares para mancais aerostáticos**. Florianópolis, 1998. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.

PERNÍA, A. M. **“Descripción Detallada del PIC16F877”**. Disponível em: <www2.ate.uniovi.es/personal/personales/alberto/detalladaPic16F877.pdf>. Acesso em: 20 janeiro 2007.

RABE, R. G. **Desenvolvimento de um sistema de fixação e ajustagem de ferramenta para usinagem de ultrapresição**. Florianópolis, 2001. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.

RICO, J. E. N. **Controle Clássico**. Disponível em: <http://www.das.ufsc.br/~julio/curso_classico.pdf>. Acesso em: 22 fevereiro 2006.

SCHOOL OF INDUSTRIAL & MANUFACTURING SCIENCE. **Tetraform**. Disponível em: <http://www.cranfield.ac.uk/sims/mem/dave_s/tetraform.html>. Acesso em: 19 dezembro 2005.

SCHROETER, R. B.; WEINGAERTNER, W. L. **Usinagem de ultraprecisão de elementos ópticos transmissivos no espectro infravermelho**. 1997. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina.

SCHROETER, R. B. **Forças na usinagem de ultraprecisão**. In: PORTO, A. J. Vieira (Org.). **Usinagem de ultraprecisão**. São Carlos: RiMa, FAPESP, 2004.

SILVA Jr., V. P. **Microcontroladores PIC – teoria e prática**. São Paulo, 1998. Edição do autor.

SPÄNNARE, S. **“Some power PWM-drivers for electric DC motors”**. Disponível em: <<http://www.spaennare.se/pwm.html>>. Acesso em: 12 dezembro 2006.

SPENRATH, N. M. **Technologische Aspekte zum Feinstdrehen von Kupferspiegeln**. Köln, 1991. Der Fakultät für Maschinenwesen der RWTH – Aachen vorgelegte Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades eines.

STOETERAU, R. L.; Universidade Federal de Santa Catarina. **Desenvolvimento do protótipo de uma máquina-ferramenta comandada numericamente para usinagem de**

ultraprecisão com ferramenta de geometria definida. Florianópolis, 1999. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina.

SUGANO, T.; TAKEUSHI, K. **Diamond Turning of an Aluminum Alloy for Mirror.** *Annals of the CIRP*, Vol. 36/1/1987.

TANIGUCHI, N. **Future Trends of Nanotechnology.** Japan Society of Precision Engineers. Vol. 26, Nr. 1, mar. 1992.

TANTOS, A. **"H-bridge secrets part 1"**. Disponível em: <http://www.modularcircuits.com/h-bridge_secrets1.htm>. Acesso em: 9 janeiro 2007.

WEINGAERTNER, W. L.; SCHROETER, R. B. **Tecnologia de usinagem do alumínio e suas ligas.** ALCAN 1990

ZIEGLER, J. G.; NICHOLS, N. B. **Optimum Settings for Automatic Controllers,** ASME Transaction, v. 64, p. 759-768, Nov. 1942.

_____. *Harmonic drive* – Disponível em: <<http://www.waltnusser.org/z>> e <http://www.hds.co.jp/HDS_hp_english/english/>. Acesso em 12 junho 2006.

_____. Cuscopic estação de trabalho didático – Disponível em: <<http://www.mecatronica.org.br/disciplinas/cuscopic/cusco.htm>>. Acesso em 5 abriu 2005.

Anexo A

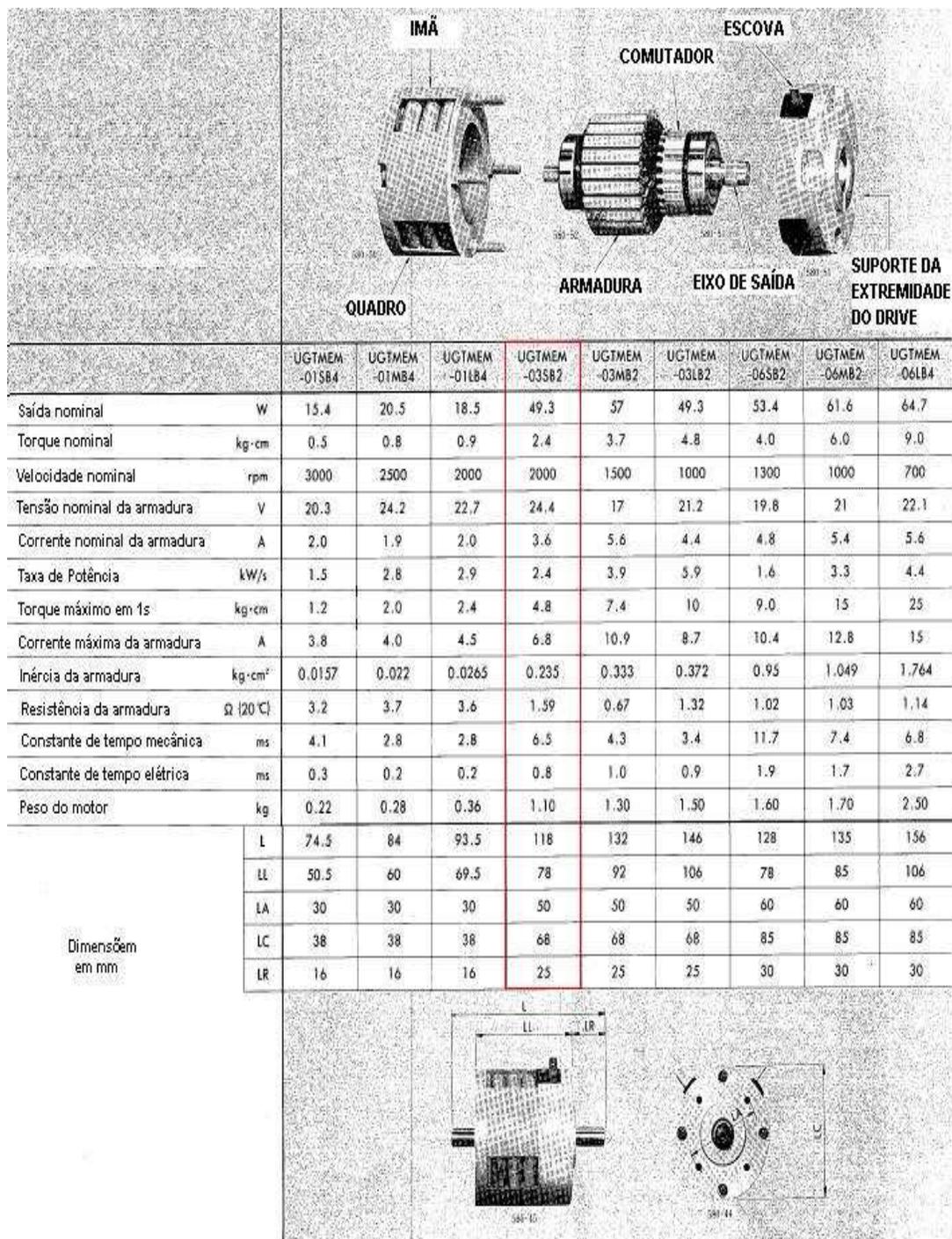


Figura A.0.1 – Dados técnicos do motor CC Minertia

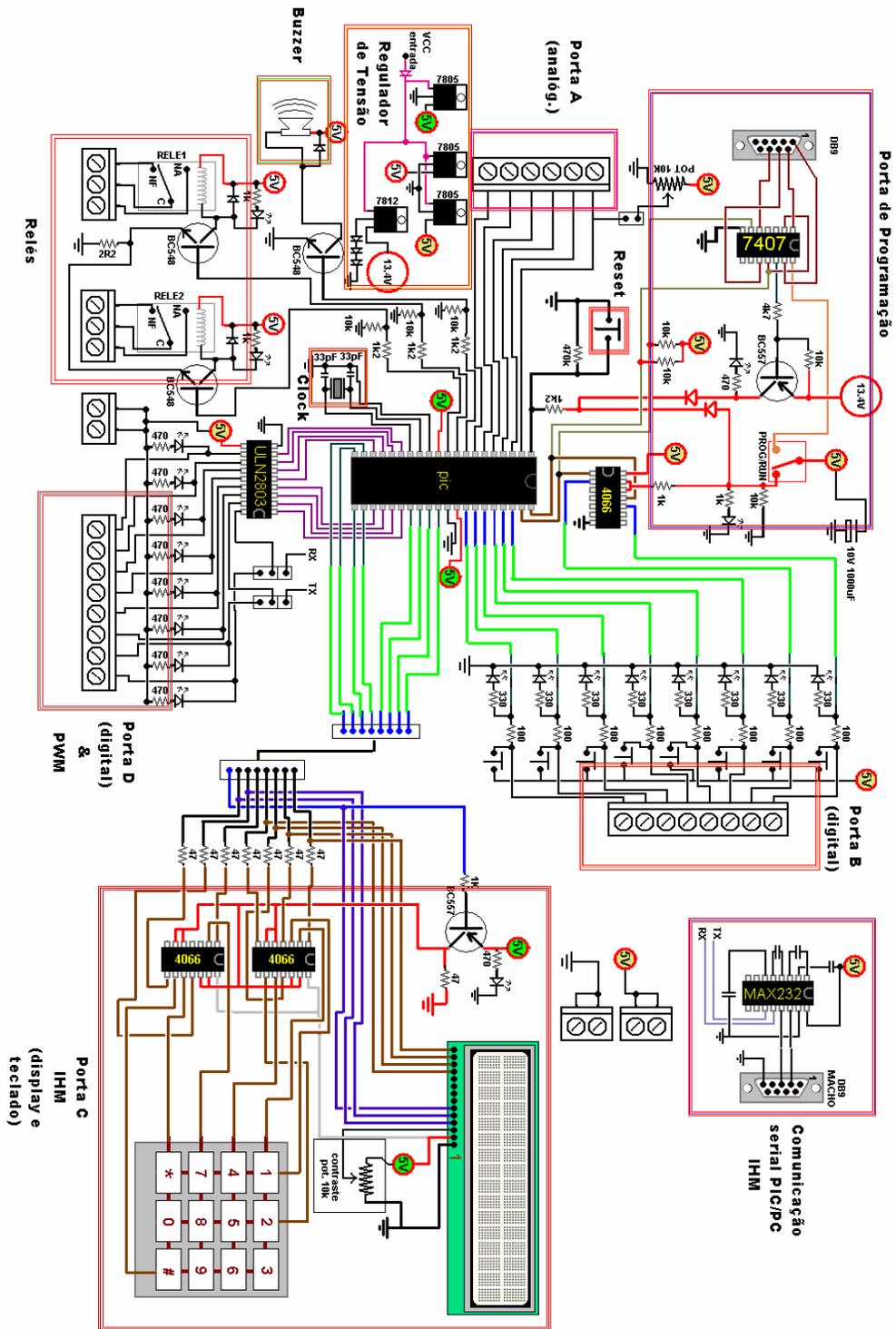


Figura A.0.2 - Esquemático do Cuscopic

Anexo B

Algoritmo de controle de velocidade e interface homem máquina implementado.

```
#include <16f877.h>          // PIC16F877A
#include <16F877a-sfrs.H>    // Biblioteca com os registradores do PIC16F877A
#include <delay.h>           // Define o CLOCK usado (20MHz)
#define use_portd_lcd true
#include <lcd.c>             // Funções de LCD

// Rotina de interrupcao do timer1
#INT_TIMER1
void t1_int();

#separate
int kbd_getc();

#separate
signed long kbd_data(int echo);

#separate
void PWM1_DUTY (signed long PWM1);

#separate
void posicao();

#separate
void lubrificacao();

#separate
void usinagem();

int modo=0; // (1) - Lubrificacao (2) - Usinagem
int direction=0; // (0) Parado (1) - Esquerda - (2) Direita
int passagem=0; // Estado da lubrificacao
int ch1_estado_atual; // Estado atual do sinal - regua
int ch1_estado_anterior; // Estado anterior do sinal - regua
int ch2_estado_atual; // Estado atual do sinal - regua - canal 2
```

```
int ch2_estado_anterior; // Estado anterior do sinal - regua - canal 2

int kp=10, ki=10, kd=0, dt=1; // Parametros do controlador
int16 pulsos=0, p_ant=0, v_atual=0, v_ref=0, delta_s=0;
signed int16 aatual=0, aant=0, e=0, eant=0;
signed int16 prop=0, inte=0, deri=0, derr=0, calc=0;

void main()
{
    TRISC=0x00; // Porta C tudo saida
    lcd_init();

    output_low(PIN_C2); // Saida C2 (PWM) em baixo

    while(1)
    {
        lcd_putc("\f1-L 2-U:");
        modo = kbd_data(0);
        if(modo==1) // Lubrificacao
            lubrificacao();
        if(modo==2) // Usinagem
            usinagem();
    }
}

#separate
int kbd_getc()
{
    output_d(0x7E); //01111110
    if (!input(PIN_D6)) return(0x01);
    if (!input(PIN_D4)) return(0x02);
    if (!input(PIN_D1)) return(0x03);
    output_d(0xDE); //11011110
    if (!input(PIN_D6)) return(0x04);
    if (!input(PIN_D4)) return(0x05);
    if (!input(PIN_D1)) return(0x06);
    output_d(0xF6); //11110110
```

```
if (!input(PIN_D6)) return(0x07);
if (!input(PIN_D4)) return(0x08);
if (!input(PIN_D1)) return(0x09);
output_d(0xFA); //11111010
if (!input(PIN_D6)) return(0x10);
if (!input(PIN_D4)) return(0x00);
if (!input(PIN_D1)) return(0x11);
return(0xFF); // caso nada tenha sido pressionado
}
```

```
#separate
signed long kbd_data(int echo)
{
int cont=0; // Para retornar um numero com até 4 digitos
int32 lido=0; // Armazena o valor lido
int tecla; // Tecla pressionada

while(1)
{
tecla = kbd_getc();
if (tecla == 0xff) // Nenhuma tecla pressionada
continue;
if (tecla == 0x11) // Enter
return(lido);
if (tecla == 0x10) // Cancel
return(-1);
delay_ms(10);
if (cont < 4)
{
cont ++;
lido = lido * 10; // Desloca uma dezena para armazenar o outro numero
lido = lido + tecla; // Armazena o numero pressionado
if(echo == 0) printf(lcd_putc,"%i",tecla);
if(echo == 1) lcd_putc("*");
output_high(PIN_E2); // Buzzer
delay_ms(10);
output_low(PIN_E2);
```

```
    }
else
    {
    output_high(PIN_E2);
    delay_ms(100);
    output_low(PIN_E2);
    }
while(tecla == kbd_getc()); // Enquanto a tecla eh a mesma espere
}
}

#separate
// PWM1 must be between 0 and 1023 - 10 bits
// Nessa configuracao do timer 2 vai ate 772
void PWM1_DUTY (signed long PWM1)
{
#BIT CCP1X = 0x17.5
#BIT CCP1Y = 0x17.4
#BYTE CCPR1L = 0x15

TRISC=0x00; // Porta C como saida para PWM

ccp1con = 0x0F; // CCP1CON Capture/Compare/PWM Control - put CCP1 into PWM mode

CCPR1L = (int)(PWM1 >> 2);
if (PWM1 & 1) // bit menos significativo
    CCP1Y = 1;
else
    CCP1Y = 0;

if (PWM1 & 2) // 2 bit menos significativo
    CCP1X = 1;
else
    CCP1X = 0;
}
```

```
#separate
void posicao()
{
while((modo==1) || (modo==2))
{
ch1_estado_atual=input(PIN_B1);
ch2_estado_atual=input(PIN_B2);
if(ch1_estado_atual)
{
if(ch1_estado_atual!=ch1_estado_anterior)
{
ch1_estado_anterior=1;
pulsos=pulsos+1;
//printf(lcd_putc, "\fPos: %6.1f\nVel: %lu", (float)pulsos*2.5, v_atual);
}
}
else
{
if(ch1_estado_atual!=ch1_estado_anterior)
{
ch1_estado_anterior=0;
pulsos=pulsos+1;
printf(lcd_putc, "\fPos: %6.1f\nVel: %lu", (float)pulsos*2.5, v_atual);
}
}

if(ch2_estado_atual)
{
if(ch2_estado_atual!=ch2_estado_anterior)
{
ch2_estado_anterior=1;
pulsos=pulsos+1;
//printf(lcd_putc, "\fPos: %6.1f\nVel: %lu", (float)pulsos*2.5, v_atual);
}
}
else
{
if(ch2_estado_atual!=ch2_estado_anterior)
```

```
    {
        ch2_estado_anterior=0;
        pulsos=pulsos+1;
        printf(lcd_putc,"\fPos: %6.1f\nVel: %lu", (float)pulsos*2.5, v_atual);
    }
}

}

}

#separate
void lubrificacao()
{

// Configuracao do timer 1 - base de tempo
set_timer1(3036); // Seta o timer1 em 3036 (65536-62500=3036)
setup_timer_1(T1_INTERNAL|T1_DIV_BY_8); // Clock interno e Prescaler de 8
// Habilita interrupcoes
enable_interrupts(GLOBAL);
enable_interrupts(INT_TIMER1);

printf(lcd_putc,"\fPuxe pino oleo");
delay_ms(4000);
// Esquerda
output_low(PIN_C5);
output_high(PIN_C4);
// Saida C2 (PWM) em alto
output_high(PIN_C2);
passagem=1;
posicao();
}

#separate
void usinagem()
{
while((v_ref<=0) || (v_ref>=350))
```

```
{
    lcd_putc("\fV_ref?:");
    v_ref = kbd_data(0);
}

while((direction!=1)&&(direction!=2))
{
    lcd_putc("\fDirecao:");
    direction = kbd_data(0);
}

if(direction==1) // Seta direcao no driver
{
    output_low(PIN_C5);
    output_high(PIN_C4);
}

if(direction==2)
{
    output_high(PIN_C5);
    output_low(PIN_C4);
}

// Configuracao do timer 1 - base de tempo
set_timer1(3036); // Seta o timer1 em 3036 (65536-62500=3036)
setup_timer_1(T1_INTERNAL|T1_DIV_BY_8); // Clock interno e Prescaler de 8
setup_timer_2 ( T2_DIV_BY_4, 0xc0, 2);

// Habilita interrupcoes
enable_interrupts(GLOBAL);
// enable_interrupts(INT_EXT);
enable_interrupts(INT_TIMER1);

set_tris_b(0x03); // Seta porta B0 e B1 como entrada - sinal e int_ext

printf(lcd_putc, "\fIniciando...");

posicao(); // Mede posicao e velocidade(interruptao)
```

```
}

#INT_TIMER1          // Rotina de interrupcao do timer1
void t1_int()
{
    static int count=0;
    count++;
    // reinicia o timer1 em 3036 mais a contagem que ja passou
    set_timer1(3036+get_timer1());

    if((passagem==1)&&(pulsos>=30000))
    {
        // Buzzer
        output_high(PIN_E2);
        delay_ms(10);
        output_low(PIN_E2);
        // Para
        output_low(PIN_C5);
        output_low(PIN_C4);
        printf(lcd_putc,"\fPuxe pino oleo");
        delay_ms(4000);
        // Direita
        output_high(PIN_C5);
        output_low(PIN_C4);
        pulsos=0;
        passagem=2;
    }
    if((passagem==2)&&(pulsos>=60000))
    {
        // Buzzer
        output_high(PIN_E2);
        delay_ms(10);
        output_low(PIN_E2);
        // Para
        output_low(PIN_C5);
        output_low(PIN_C4);
        printf(lcd_putc,"\fPuxe pino oleo");
    }
}
```

```

delay_ms(4000);
// Esquerda
output_low(PIN_C5);
output_high(PIN_C4);
pulsos=0;
passagem=3;
}
if((passagem==3)&&(pulsos>=30000))
{
// Para
output_low(PIN_C5);
output_low(PIN_C4);
// Saida C2 (PWM) em baixo
output_low(PIN_C2);
pulsos=0;
passagem=0;
modo=0; // Reseta modo
}

if((count==10)&&(modo==2)) // Para atualizar de 1 em 1 segundo, controle
{
anterior) v_atual=(pulsos-p_ant)*10*2.5; // Velocidade = deslocamento (posicao atual - posicao
printf(lcd_putc,"\nVel: %lu", v_atual);
p_ant=pulsos; // atualiza posicao anterior = posicao atual
count=0;

// Logica de controle
e = v_ref - v_atual; // erro
prop = (e * kp)/10; // proporcional
aactual = ((e + eant) / 2) * dt; // soma dos erros multiplicado pelo tempo.
aactual = aactual + aant;
inte = (aactual * ki)/10; // integral - soma dos erros. Limite -+ 32000
derr = (e - eant) / dt;
deri = (derr * kd)/10; // derivativo
if(inte > 32000) inte = 32000; // Valor maximo
if(inte < -32000) inte = -32000; // Valor minimo
calc = prop + inte + deri; // calculo PID

```

```
if(calc > 772) calc = 772; // Valor maximo do duty
if(calc < 0) calc = 0; // Valor minimo do duty
PWM1_DUTY(calc);
eant = e;
aant = aactual;
}
}
```