Victor Sverzuti

SISTEMA DE POSICIONAMENTO MANUAL SERVO-ASSISTIDO POR
FREIO

São Paulo
2014

Victor Sverzuti

SISTEMA DE POSICIONAMENTO MANUAL SERVO-ASSISTIDO POR
FREIO

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Mestre em Ciências

São Paulo
2014

Victor Sverzuti

SISTEMA DE POSICIONAMENTO MANUAL SERVO-ASSISTIDO POR FREIO

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Mestre em Ciências

Área de Concentração:
Engenharia de Controle e Automação
Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Oswaldo Horikawa

São Paulo
2014

"Il n'est pas certain que tout soit incertain."
(Não é certo que tudo é incerto)
-- Blaise Pascal

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Oswaldo Horikawa pela orientação e paciência.

Ao Prof. Dr. Andre Riyuiti Hirakawa pela atenção e pelas discussões que contribuíram muito para este trabalho.

A Professores, amigos, colegas e familiares que de alguma forma contribuíram para minha formação e/ou para o desenvolvimento desse trabalho.

RESUMO

Máquinas manuais são utilizadas em diversos processos, como na usinagem mecânica. Apesar da existência de máquinas automatizadas, com boa precisão e conformidade, as máquinas manuais de usinagem possuem baixo custo inicial e alta flexibilidade de produção, sendo empregadas para produção de lotes pequenos ou peças únicas, como protótipos ou peças empregadas em pesquisas científicas. O operador humano possui mais flexibilidade que qualquer sistema automatizado por ter a capacidade de tomar decisões. O posicionamento da ferramenta de usinagem através de uma mesa linear com parafuso e porca, acionada manualmente com um manípulo, exige perícia do operador e impacta no custo final das peças produzidas. Um dispositivo robótico acoplado ao mecanismo de posicionamento poderia trabalhar em cooperação com o operador humano, sendo utilizado como um recurso optativo para auxiliá-lo na tarefa de posicionamento. Atuadores passivos do tipo freio são seguros para a manipulação humana direta e naturalmente estáveis ao manter uma posição estática, além de baratos e simples. Sendo controlado por computador e com a posição desejada facilmente programável, o freio eliminaria a preocupação do operador com o posicionamento crítico, permitindo concentrar-se em outros detalhes do trabalho de usinagem ao delegar a tarefa de posicionamento ao freio. Literatura ou índices de desempenho escassos e iniciais foram encontrados sobre a utilização de freios neste contexto. Desta forma, este trabalho estuda os mecanismos típicos de máquinas manuais de usinagem e de freios por atrito, propondo então algoritmos de controle e avaliando seu desempenho. Desenvolveu-se dois tipos de controladores para lidar com as fortes não linearidades do atrito e fatores estocásticos do mesmo: um primeiro que utiliza pré-alimentação de um modelo do atuador e um segundo que tenta diminuir a influência de perturbações no posicionamento final diminuindo a velocidade do sistema nas imediações da posição desejada de frenagem. Um protótipo foi montado e permitiu avaliar experimentalmente os algoritmos, que apresentaram bons índices de desempenho que confirmam seu potencial de utilização, baseados em trabalhos anteriores e normas técnicas de tolerâncias gerais.

Palavras-chave: Controle de posição. Posicionamento manual assistido. Atuador passivo.

ABSTRACT

Manual machines are those with minimum or non-existent automation, being employed in many processes, like in the mechanical machining, where the operator have the task to position a machining tool to manufacture pieces. Despite the existence of automated machines, with good precision and production regularity in its produced pieces, the manual machines has low initial cost and high production flexibility, being used for the production of small or unique batches, like prototypes or pieces for scientific research. The human operator has greater flexibility than any automated system as it has the ability to make decisions. The positioning of the machining tool, thru a linear work table with screw and nut, manually operated by a hand wheel, requires operator skills which impacts the final cost of the manufactured pieces. A robotic device coupled to the positioning mechanism would work in cooperation with the human operator, being used as a resource to help with the task of positioning. Passive actuators, like brakes, are safe for human direct manipulation and naturally stable to maintain a position, despite being simple and cheap. Being computer-controlled, with the desired position easily programmable, the brake would eliminate the operator's worry with the positioning task, leaving it to the brake. This work studies typical machine mechanisms of manual machines and friction brakes, leading to the development and evaluation of control algorithms. Two main types of feedback controllers were developed to deal with the brake's hard nonlinearities of friction and stochastic factors: one that uses a feedforward model to compensate for modeled disturbances and a second that tries to lower the disturbance's influence by lowering the velocity nearby the desired position. A prototype were built and allowed to experimentally evaluate the proposed algorithms, which presented good performance in relation to early works and tolerance standards.

Keywords: Position control. Manual assisted positioning. Passive actuator.

LISTA DE SÍMBOLOS

x	abertura do entreferro do freio;
X	entreferro máximo;
m_d	massa móvel do disco do rotor;
F_{mag}	força magnética da bobina do freio;
D	fator com constantes do magnetismo;
L	indutância elétrica da bobina do freio;
R	resistência elétrica da bobina do freio;
V	tensão elétrica aplicada na bobina do freio;
I	corrente elétrica na bobina do freio;
$\dot{I}$	primeira derivada, no tempo, da corrente elétrica na bobina do freio;
s	operador de Laplace;
$I(s)$	transformada de Laplace da corrente elétrica;
$V(s)$	transformada de Laplace da tensão elétrica;
G_{bobina}	função de transferência da bobina;
K	constante elástica da mola do freio;
$\zeta(x)$	função de acoplamento do freio;
T_{freio}	contra-torque do freio;
Γ	relação entre contra-torque e força normal resultante no freio;
K_{OP}	ganho proporcional do esforço do operador;

τ_{OP}	constante de tempo de atraso do processamento perceptivo e cognitivo do operador;
T_{OP}	constante de tempo do atraso de primeira ordem de acompanhamento do operador;
J	momento de inércia do eixo;
ε	efeitos não modelados ou perturbações;
θ	ângulo do eixo;
T_m	torque fornecido pelo operador;
T_c	torque de reação do carro;
E_c	energia cinética do eixo;
W	trabalho executado no eixo;
θ_d	ângulo da posição desejada;
$\hat{\delta}$	termo feedforward que estima o erro de posicionamento;
$\Delta\theta_M$	parcela do erro de posicionamento causado pelo tempo morto do atuador;
$\Delta\theta_W$	parcela do erro de posicionamento de escorregamento que realiza trabalho;
t_m	tempo morto do atuador;
a	coeficiente do termo de primeiro grau da identificação;
b	coeficiente do termo de segundo grau da identificação;
$\hat{\delta}_{pre}$	antecipação total ao pré-pulso de aproximação;
$\hat{\delta}_{pulso}$	deslocamento durante o pulso de aproximação;
δ_{fin}	distância de folga;

ω_{crit}	velocidade crítica para ação do pré-pulso;
K_d	ganho derivativo;
δ_a	distância de antecipação para ação do controle derivativo;
J_F	momento de inércia no eixo do freio, quando com redutor;
$\Delta\theta_F$	deslocamento no eixo do freio, quando com redutor;
ω_0	velocidade inicial de frenagem;

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 – (A) DOIS EXEMPLOS DE MANÍPULOS; (B) MOVIMENTAÇÃO DE UMA MESA LINEAR COM MANÍPULO, PARAFUSO E PORCA. (HALL, 1957)	18
FIGURA 2 – TORNO UNIVERSAL MODERNO (MANUAL) COM PAINEL DIGITAL DE MEDIÇÃO. (WALSH; CORMIER, 2006).....	20
FIGURA 3 – (A) MÁQUINA FRESADORA UNIVERSAL; (B) DETALHE PARA O PAINEL DIGITAL (WALSH; CORMIER, 2006); (C) DIREÇÕES DE MOVIMENTAÇÃO DA MESA, SENDO X E Y COM PARAFUSO E PORCA (GROOVER, 2010).	20
FIGURA 4 - ILUSTRAÇÃO DAS TRÊS ETAPAS DE POSICIONAMENTO DE UMA MÁQUINA MANUAL (GARCIA, 2007).	21
FIGURA 5 - GRÁFICO RELACIONANDO VELOCIDADE DE TRABALHO COM A PROXIMIDADE À POSIÇÃO DESEJADA (GARCIA, 2007).....	22
FIGURA 6 - APRESENTAÇÃO DO CONCEITO DE ZONA PROIBIDA POR RESTRIÇÃO VIRTUAL (GARCIA, 2007)...	23
FIGURA 7 - (A) DIAGRAMA REPRESENTATIVO DO EQUIPAMENTO PROPOSTO; (B) RESULTADO DE UMA OPERAÇÃO DE USINAGEM SIMULADA. (GARCIA, 2007)	28
FIGURA 8 - POSICIONAMENTO MANUAL ASSISTIDO ATRAVÉS DE UM ATUADOR, ADAPTADO DE ENDO ET AL. (2007).....	29
FIGURA 9 - DESEMPENHO DA IMPLEMENTAÇÃO DE UMA PAREDE VIRTUAL ATRAVÉS DE ATUADORES (A) ATIVO E (B) PASSIVO; ADAPTADO DE NA E KWON (2002).	30
FIGURA 10 – COMPARAÇÃO DAS CURVAS DE CONTRA-TORQUE TÍPICAS, EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ESCORREGAMENTO, ENTRE UM FREIO POR ATRITO SECO E UM FREIO POR PARTÍCULAS MAGNÉTICAS, ADAPTADO DE ORTHWEIN (2004).....	31
FIGURA 11 - CONTROLE PROPOSTO POR ENDO ET AL, PROPORCIONAL DISCRETIZADO E ANTECIPATIVO.....	36
FIGURA 12 - ILUSTRAÇÃO DO MODELO DE FREIO ELETROMAGNÉTICO CONSIDERADO.....	40
FIGURA 13 – RELAÇÃO ENTRE O TEMPO DE ACOPLAMENTO DO FREIO E A CORRENTE ELÉTRICA NO INSTANTE DE ACOPLAMENTO COM O CRESCIMENTO DA TENSÃO DE ACIONAMENTO.	42
FIGURA 14 – DIAGRAMA EM BLOCOS DAS PARTES DO MODELO DO SISTEMA.	44
FIGURA 15 - ESFORÇOS E REAÇÕES SIMPLIFICADOS PARA UMA MESA COM GUIA LINEAR POR PARAFUSO E PORCA.....	45
FIGURA 16 - DIAGRAMA DE BLOCOS DO CONTROLADOR ON/OFF COM FEEDFORWARD.....	47
FIGURA 17 - GRÁFICO ILUSTRATIVO DO CONTROLE ON/OFF COM F.F.....	48
FIGURA 18 - DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO DO MÉTODO ON/OFF COM F.F. E PULSO DE APROXIMAÇÃO....	51
FIGURA 19 - DIAGRAMA DO CONTROLADOR PARALELO ON/OFF DERIVATIVO.	52
FIGURA 20 - GRÁFICO ILUSTRATIVO DA AÇÃO DO CONTROLADOR PROPOSTO.	53
FIGURA 21 - ILUSTRAÇÃO DO PRINCÍPIO DE REDUÇÃO.	55
FIGURA 22 - MONTAGEM DE UM REDUTOR NO EIXO DO SISTEMA.	55
FIGURA 23 - ILUSTRAÇÃO DA MONTAGEM FUNCIONAL DO PROTÓTIPO.....	60

FIGURA 24 - FOTOGRAFIA DO ARRANJO EXPERIMENTAL.	61
FIGURA 25 - DETALHES DO PROTÓTIPO: (A) PROTÓTIPO; (B) FOLHA DE PAPEL COLOCADA NO ENTREFERRO; (C) PLACAS DE CONTROLE E POTÊNCIA.	61
FIGURA 26 – DESENHO DE CONJUNTO DA MONTAGEM MECÂNICA, BASE OMITIDA.	62
FIGURA 27 - GRÁFICO DA BANDA MORTA E HISTERESE DE ACIONAMENTO DO ATUADOR.....	63
FIGURA 28 - TELA DO PROGRAMA SUPERVISÓRIO DO CONTROLADOR.....	64
FIGURA 29 - CURVA DE CRESCIMENTO DE CORRENTE PARA UM DEGRAU UNITÁRIO DE TENSÃO, NOS ACIONAMENTOS POR TENSÃO NOMINAL (14 V) E LIMITAÇÃO DE CORRENTE (30 V).....	65
FIGURA 30 - ATRASO DE ACOPLAMENTO DO FREIO, COM DIFERENTES DEGRAUS DE TENSÃO DE ACIONAMENTO.	65
FIGURA 31 - COMPORTAMENTO TÍPICO DE UMA OPERAÇÃO MANUAL.	66
FIGURA 32 - PROCEDIMENTO DE EXCITAÇÃO DO PROTÓTIPO ATRAVÉS DE MOTOR DC.	68
FIGURA 33 - RESULTADOS DA IDENTIFICAÇÃO DO PROTÓTIPO; PONTOS EM CRUZ REPRESENTAM OS DADOS COLETADOS, LINHAS REPRESENTAM IDENTIFICAÇÃO.....	69
FIGURA 34 - GRÁFICO DE ERRO FINAL E VELOCIDADE, COM ATUADOR ACIONADO NA POSIÇÃO DESEJADA (ERRO ZERO); INTERVALO DE AMOSTRAGEM DE 0,87MS.	71
FIGURA 35 - DESACELERAÇÃO DE ALGUMAS PARADAS COLETADAS, COM ATUADOR ACIONADO EM $t=0s$; TAXA DE AMOSTRAGEM DE 0,87 MS.	72
FIGURA 36 - DESEMPENHO DOS CONTROLADORES. (A) MESMAS CONDIÇÕES DA IDENTIFICAÇÃO; (B) EXPLORANDO OUTRAS POSIÇÕES; (C) ACIONAMENTO MANUAL; (D) PULSO DE APROXIMAÇÃO.	74
FIGURA 37 - EXPERIMENTO COM PULSO DE APROXIMAÇÃO, MOSTRANDO A VELOCIDADE ANTERIOR A ESTE...	75
FIGURA 38 - VELOCIDADE DE PULSO E DE PARADA EM EXPERIMENTO EM VELOCIDADE ESTENDIDA.....	76
FIGURA 39 - (ESQUERDA) PLATÔ, OU DISCO ROTOR, MONTADO NO FREIO COM AS MOLAS DE PVC; (DIREITA) MOLA DE PVC, ACIMA, EM COMPARAÇÃO COM A MOLA DE AÇO, ABAIXO.	78
FIGURA 40 - ERRO DE POSICIONAMENTO NO PROTÓTIPO SEM ENTREFERRO. (ESQUERDA) REGRESSÃO COM MODELO LINEAR; (DIREITA) REGRESSÃO COM MODELO QUADRÁTICO.	78
FIGURA 41 - GRÁFICO DO ERRO DE POSICIONAMENTO DO PROTÓTIPO SEM ENTREFERRO, CONTROLE ON/OFF COM F.F.	80
FIGURA 42 - GRÁFICO DE DISPERSÃO DO ERRO DE POSICIONAMENTO FINAL, DO CONTROLADOR ON/OFF E DERIVATIVO, COM A VELOCIDADE DA PARADA FINAL E A VELOCIDADE DE TRABALHO ANTES DA AÇÃO DERIVATIVA.....	82
FIGURA 43 - MOVIMENTO NAS PROXIMIDADES DA PARADA FINAL.....	82
FIGURA 44 – GRÁFICO DE DESEMPENHO DO DESVIO PADRÃO; VALORES NORMALIZADOS COM RELAÇÃO A VIII; QUANTO MENOR, MELHOR.....	87
FIGURA 45 (A) PERFIL DE ROSCA TRAPEZOIDAL ACME; (B) PERFIL DA ROSCA QUADRADA; (C) PERFIL DE UMA ROSCA ACME MODIFICADA PARA MENOR ÂNGULO DO TRAPÉZIO. FONTE: UGURAL (2004).....	92
FIGURA 46 - (A) ILUSTRAÇÃO DO PARAFUSO COM TORQUE T APLICADO, EM CONTATO COM UMA PORCA COM FORÇA AXIAL F_c ; (B) UMA VOLTA DO FILETE DESENROLADO COM OS ESFORÇOS APRESENTADOS.	93

Sumário

1	Introdução.....	15
1.1	Máquinas Ferramenta Manuais.....	17
1.1.1	Procedimento de posicionamento.....	21
1.2	Proposta.....	22
1.3	Objetivo	24
2	Levantamento bibliográfico	25
2.1.1	Discussões sobre a revisão bibliográfica.....	35
3	Fundamentos e definição do problema.....	38
3.1	Mecanismo de posicionamento: parafuso e porca	38
3.2	Freio eletromagnético por atrito	39
3.2.1	Dinâmica de acoplamento	40
3.2.2	Contra-torque do freio.....	43
3.3	Reação do operador.....	43
3.4	Modelo simplificado do sistema	44
3.5	Estratégias de controle.....	46
3.5.1	Controle ON/OFF com <i>feedforward</i>	46
3.5.2	ON/OFF com <i>feedforward</i> e pré-pulso.....	49
3.5.3	Controle paralelo ON/OFF e derivativo.....	51
3.6	Feedback ou feedforward por corrente nominal.....	53
3.7	Princípio de redução	55
4	Metodologia e Resultados	59
4.1	Protótipo e arranjo experimental	59
4.2	Levantamento da utilização típica	66
4.3	Identificação do protótipo	66

4.4	ON/OFF com Feedforward.....	72
4.5	Modificações no protótipo	77
4.5.1	Controle ON/OFF com Feedforward.....	79
4.5.2	Controle paralelo ON/OFF e derivativo.....	80
5	Discussões	83
5.1	Características do protótipo e identificação.....	83
5.2	Controles ON/OFF com feedforward.....	83
5.3	Pré-pulso de aproximação	85
5.4	Proporcional à velocidade	86
5.5	Comparações diretas	86
6	Conclusões	88
7	Sugestões de trabalhos futuros	90
8	APÊNDICE A – Descrição/revisão do guia linear por Parafuso e Porca	91
9	Referências.....	96

1 Introdução

Dentre os diversos processos de conformação mecânica, um dos mais tradicionais e largamente utilizados é a usinagem, como explicado por Groover (2010). Este processo consiste na transformação com a retirada de material, ou seja, subtrativo. As máquinas industriais utilizadas para efetuar este processo são as chamadas máquinas ferramentas ou máquinas operatrizes.

Podem ser citados três processos de usinagem tradicionais: Torneamento, Furação e Fresamento. Há forte influência do volume de produção almejado com o grau de automação das máquinas utilizadas, podendo ser citadas as máquinas manuais, programáveis por controle numérico (NC – *Numerical Control*) ou máquinas dedicadas. Dentre estas três, a máquina manual conta com o menor custo inicial de aquisição. Porém, em termos gerais, possui a menor capacidade produtiva e a qualidade final do produto está diretamente ligada com o tempo e atenção despendidos por seu operador. Assim, nos dias de hoje, são empregadas principalmente em pequenas ou médias oficinas. Apesar de indústrias maiores utilizarem máquinas dedicadas ou programáveis na produção, máquinas manuais ainda podem ser encontradas em seus setores de manutenção e ferramentaria devido à sua versatilidade. Geralmente uma máquina operatriz manual possui como função primária um dos três processos citados.

A máquina NC apresenta custo inicial geralmente de uma ordem de magnitude maior que a máquina manual, mas comportando maior produtividade e possibilitando maior regularidade no produto final, além da possibilidade de diminuição de etapas com a utilização de máquinas NC capazes de combinar os processos, como centros de usinagem. São praticamente independentes da habilidade do operador, por se tratar de um processo automatizado que obedece a certo programa de usinagem. O programa da máquina é geralmente interpretado por um computador, fazendo com que, atualmente, CNC (*Computer Numerical Control*) seja sinônimo de NC. Grande parte do custo destas máquinas está associado a elementos construtivos de alto desempenho com reduzidas não-linearidades, como atrito ou folga, permitindo maior desempenho do controlador e estado-de-arte no desempenho da máquina, impactando bastante em seu custo.

Já as máquinas dedicadas, por sua vez, são máquinas especiais para a manufatura de certo produto e adotadas em linhas de alta produção. Apresentam o custo inicial mais elevado e menor flexibilidade de produção, em respeito ao tipo de peça produzida. Porém, seu investimento é recompensado para alta produtividade. As máquinas *transfer* são exemplos de máquinas de alta produção e dedicadas.

Ainda Groover (2000) discute sobre a produção, relacionando os volumes de produção com organização industrial e infraestrutura necessária. É apontado, como parâmetro de certa forma arbitrário, que lotes de até 10 peças são considerados baixa produção e sua fabricação seria adequada em oficinas com máquinas manuais. Apesar da baixa produção, pequenas oficinas com máquinas manuais conseguem facilmente lidar com variedade de peças.

Como mencionado, com tradução equivalente espontânea “Se o cliente requer um único item com características singulares, o trabalho manual pode ter a vantagem de ser o meio de produção mais apropriado devido à sua versatilidade e adaptabilidade. Humanos são mais flexíveis que qualquer máquina automatizada.” (GROOVER, 2000).

O custo de produção de pequenos lotes utilizando máquinas automatizadas, como a máquina NC, pode tornar-se inviável por vários motivos, entre eles o maior custo inicial destas, o tempo despendido com a mudança de *setup* da máquina, a necessidade da confecção de um programa de usinagem, o projeto e fabricação de dispositivos de fixação, etc. Assim, o custo de preparação de máquina acaba sendo diluído no custo total de produção de lotes maiores, mas representa uma grande parcela no custo total de pequenos lotes. Na prática, geralmente a utilização de máquinas manuais é mais economicamente viável e acessível para pequenos lotes.

Lotes pequenos ou únicos não deixam de ter importância econômica ou científica. Prototipagem de novos produtos ou dispositivos para experimentos científicos são fabricados em pequenos lotes, o que acaba por dificultar e encarecer um novo projeto ou pesquisas científicas. A fabricação de máquinas altamente especializadas, como equipamentos e próteses médicas, também se enquadram na produção de pequenos lotes e são de grande importância econômica ou social. Outro tipo de usinagem em pequenos lotes são as peças de reposição para

equipamentos especiais ou fora de linha, sem disponibilidade de estoque no mercado.

O custo de produção em máquinas manuais está diretamente ligado com o tempo de trabalho do operador na máquina, sendo que neste tempo estão compreendidas tanto etapas que não envolvem o trabalho de usinagem em si, como a fixação da peça e setup da máquina, por exemplo, quanto o tempo de trabalho de usinagem. Neste ultimo caso, o tempo de usinagem está expressivamente ligado com o cuidado necessário pelo operador, como será mostrado no item seguinte, de acordo com a tolerância e acabamento necessários. Quanto menores as tolerâncias ou maiores as exigências de acabamento, maior será o tempo gasto na usinagem, assim como são requeridos mais atenção e habilidade do operador.

1.1 Máquinas Ferramenta Manuais

Máquinas ferramenta manuais são consideradas aquelas em que o operador é responsável por realizar as operações necessárias, com nível de automação muito baixo ou inexistente. Seu custo inicial é geralmente baixo e seu propósito é geral ou universal. Porém, como apontado em literatura e já mencionado, sua utilização atualmente só é viável para produção de pequenos lotes.

Um mecanismo elementar presente na maioria das máquinas ferramentas manuais, como nos três tipos de máquinas já citados, é o guia linear com parafuso e porca, mostrado na Figura 1 (b). Neste mecanismo, o parafuso é sustentado por mancais, permitindo apenas seu giro, e em uma extremidade é fixado o manípulo, como é evidenciado na Figura 1 (a). A porca é fixada com rigidez a um carro, guiado linearmente na direção axial do parafuso. Desta forma, o operador gira o manípulo para controlar a posição linear da estrutura móvel ou mesa. Este tipo de mecanismo resulta em um movimento lento e suave, porém capaz de exercer grandes esforços na direção axial, como é abordado por Ugural (2004). Além disto, devido ao atrito da própria rosca, esta pode ser construída de tal forma que uma força aplicada no carro, na direção de movimentação do mesmo, seja dissipada na forma de atrito na rosca, tornando-se incapaz de girar o manípulo. Este modo de operação, denominado auto-travante, é muito útil para a usinagem uniforme, impedindo que as reações de corte façam com que o posicionamento do carro recue.

Figura 1 – (a) Dois exemplos de manipululos; (b) Movimentação de uma mesa linear com manipululo, parafuso e porca. (HALL, 1957)

Assim, as máquinas ferramentas são projetadas para que uma volta inteira do manipululo represente poucos milímetros de movimentação linear do carro, geralmente de 3 a 10 mm, possibilitando um trabalho de avanço fino até a dimensão desejada, além de viabilizar que o operador exerça um grande esforço de avanço no carro de usinagem. O manipululo é graduado com múltiplas divisões, permitindo que o operador conheça, aproximadamente, o avanço do carro com o giro do manipululo.

No tipo de máquina mais comum para torneamento, o torno universal, este tipo de mecanismo é utilizado para proporcionar o avanço ou posicionamento da ferramenta na peça sendo usinada, tanto longitudinalmente quanto transversalmente. Assim, a posição final do conjunto pode determinar, por exemplo, a medida do diâmetro final da peça, posição de rasgos ou comprimento de dimensões da peça. Dois, dos três manipululos de posicionamento de um torno universal e de uma fresadora universal, por exemplo, utilizam este tipo de mecanismo e podem ser vistos nas Figura 2 e Figura 3.

Nas máquinas fresadoras universais, dois mecanismos de movimentação lineares são sobrepostos ortogonalmente, obtendo-se deslocamento cartesiano e utilizam o conjunto parafuso e porca. Este arranjo é frequentemente chamado de mesa de coordenadas ou mesa cartesiana. O *blank* a ser usinado é preso na mesa

cartesiana, no qual a ferramenta permanece fixa na estrutura da máquina e é rotacionada através de um motor próprio. Com isto, pode-se movimentar o blank no corte da ferramenta, através dos manípulos, realizando assim a usinagem. Os manípulos e a direção linear correspondente em uma máquina fresadora universal típica, como exemplo, estão indicados Figura 3 (a) e (c).

Portanto, o posicionamento linear do conjunto através dos manípulos determina também as dimensões finais dos elementos usinados, ou seja, um trabalho de precisão exige, além de fatores construtivos da máquina e da ferramenta, um posicionamento de precisão pelo manípulo.

Durante a operação de usinagem, o operador retira material de um *blank* inicial para criar uma referência na futura peça. Com uma referência, pode-se então utilizar a graduação dos manípulos para o posicionamento até a dimensão final. O número de medições necessárias cresce para trabalhos de precisão. Normalmente, para cada etapa de usinagem da peça é necessário no mínimo uma nova referência e posteriormente uma medida para acabamento, impactando bastante no tempo de usinagem final.

Com o relativo baixo custo de transdutores lineares de posição e painéis eletrônicos digitais para sua leitura, a utilização deste conjunto tornou-se popular em oficinas de máquinas manuais. O transdutor é acoplado ao barramento para medir o deslocamento linear do carro, sendo então possível conhecer sua posição independente dos erros do mecanismo ou graduação do manípulo e sem a necessidade de contagem de voltas pelo operador. É comum tanto a adaptação deste conjunto em máquinas antigas quanto a aquisição de máquinas manuais novas com o recurso já instalado. Sua resolução típica é na faixa de 1 μm a 5 μm , assim como os painéis digitais típicos possuem resolução de mostrador de 1 μm . Na Figura 2 e Figura 3 (b) são mostrados os painéis digitais nos dois tipos de máquinas citados. Desta forma, é possível saber exatamente a movimentação do carro ou mesa, acompanhando assim o avanço de usinagem realizada pela ferramenta. Realizando uma medida inicial na peça e conhecendo o avanço com precisão, diversas medidas tornam-se desnecessárias durante a usinagem, diminuindo o tempo gasto no processo.

Figura 2 – Torno universal moderno (manual) com painel digital de medição. (WALSH; CORMIER, 2006).

Figura 3 – (a) Máquina fresadora universal; (b) Detalhe para o painel digital (WALSH; CORMIER, 2006); (c) Direções de movimentação da mesa, sendo X e Y com parafuso e porca (GROOVER, 2010).

Um recurso disponível para aumentar a produtividade de máquinas manuais é a colocação de um limitador de curso, gabarito ou mecanismo de cópia, impedindo a movimentação da ferramenta ou peça além de certa dimensão. Assim, o tempo despendido na usinagem desta dimensão é diminuído, mas a fabricação do próprio

gabarito demandará tempo de usinagem sem auxílio, sendo útil apenas para reprodução de diversas unidades da mesma peça. É bastante expressivo também o tempo para *setup* de instalação ou troca do gabarito, limitando sua utilidade. São dispositivos geralmente únicos e que dificilmente são reaproveitados.

1.1.1 Procedimento de posicionamento

Como descrito por Garcia (2007), a tarefa de posicionamento com uma máquina manual de usinagem pode ser divididas em três etapas, reproduzidas abaixo e ilustradas na Figura 4. No mesmo trabalho do autor, também é apresentado um gráfico relacionando a velocidade média de avanço com o posicionamento, de finalidade representativa, que aponta as três etapas descritas, na Figura 5. Observa-se que, segundo o autor, as etapas (b) e (c) tomam grande parte do tempo de usinagem devido ao esforço de atenção e cuidados necessários.

(a) numa primeira etapa, o operador movimenta a manivela contabilizando a quantidade deslocada através da escala da manivela, procurando manter a velocidade da ferramenta constante na velocidade ideal de avanço;

(b) numa segunda etapa, ao chegar numa posição próxima à posição desejada, passa a movimentar a manivela mais lentamente, de modo a não ultrapassar a posição desejada;

(c) numa última etapa, realiza o posicionamento mais minucioso, controlando manualmente a posição até frações de divisões da escala da manivela. (GARCIA, 2007)

Figura 4 - Ilustração das três etapas de posicionamento de uma máquina manual (GARCIA, 2007).

Como apontado também por Hall e Linsley (1957), quando o operador aproxima-se da medida necessária, cada passe sucessivo de remoção de material tende a ser menor e exige medidas mais frequentes para confirmar a dimensão da peça.

Como a máquina oferece total liberdade de movimentação além da medida desejada, todo cuidado é necessário, principalmente porque uma vez usinado uma quantidade maior de material que o necessário, dificilmente a peça pode ser aproveitada para sua finalidade inicial.

Figura 5 - Gráfico relacionando velocidade de trabalho com a proximidade à posição desejada (GARCIA, 2007).

1.2 Proposta

Como visto, a utilização de transdutor de posição em máquinas manuais promove um auxílio no conhecimento da posição, que diminui o tempo de usinagem. Não há, porém, um dispositivo programável para auxílio mecânico no posicionamento em si, necessitando-se ainda estritamente da habilidade, atenção e perícia do operador. Com tal dispositivo, o trabalho e dificuldades do operador no posicionamento seriam diminuídos, impactando no tempo final de usinagem e em sua qualidade.

O dispositivo proposto seria um meio termo entre a máquina manual e a NC, como já proposto por Garcia (2007), mas sem romper com a estrutura clássica das máquinas manuais, mantendo suas peculiaridades, longe de torná-la uma máquina adequada à utilização de servomotores ou controle numérico, pois os custos e elementos de

máquina utilizados nesta transformação viabilizariam a implantação de uma máquina NC por completo.

O meio termo deve permitir a completa operação do trabalhador nos moldes de uma máquina manual, não precisando automatizar sua operação e, portanto, mantendo o operador humano fornecendo energia à movimentação dos mecanismos de posicionamento. A máquina seria híbrida por realizar o posicionamento cooperativamente e com atuação passiva, como um freio, realimentada pelos transdutores de posição da máquina e disponibilizada como um recurso optativo. Assemelha-se a um gabarito virtual reprogramável. Cabe ao operador decidir os momentos em que o auxílio de posicionamento ou zona proibida poderá ser utilizado para aumento da produtividade e qualidade da peça final, através de comandos sucintos à unidade de controle.

Por exemplo, quando julgar necessário, o operador poderia programar uma posição final no painel ou fornecer dados de um perímetro ou área. Em seguida, poderia proceder com a movimentação até que o atuador passivo bloqueie o movimento na posição limite pré-programada. Outra forma de utilização seria definir sucintamente uma área proibida ou região segura de usinagem, evitando que o operador acidentalmente saia deste perímetro, evitando acidentes, danos ao equipamento ou usinagem errada da peça em questão, como ilustrado na Figura 6.

Figura 6 - Apresentação do conceito de zona proibida por restrição virtual (GARCIA, 2007).

Com isto, a produção em pequena quantidade seria privilegiada com maior precisão e menor tempo de máquina, mesmo para pequenos lotes ou peças únicas, diminuindo assim o custo de produção de peças consideradas trabalhosas por sua conformidade e precisão requeridas.

1.3 Objetivo

O objetivo deste trabalho é seguir com o proposto por Garcia (2007) e Endo et al. (2007), visando auxiliar passivamente no posicionamento manual, através de um freio, com posição desejada ajustável. A atuação e movimentação do mecanismo continuariam sendo feitas por um operador humano. Assim, o mecanismo de posicionamento de uma máquina manual deve ser analisado para permitir a proposição de métodos de controle do atuador. Em seu desenvolvimento serão apresentadas hipóteses, modelos e algoritmos de controle visando à precisão de posicionamento. A metodologia final de avaliação incluirá a construção de um protótipo e avaliação do desempenho dos algoritmos de controle apresentados, confrontando-os com a precisão típica requerida em trabalhos de usinagem em máquinas operatrizes.

2 Levantamento bibliográfico

Rosenberg (1993) introduziu o conceito de *virtual fixtures* (aqui traduzido como restrições virtuais ou guias virtuais) com o objetivo de melhorar a habilidade humana na operação de robôs através de sensações *haptic* ou restrições diretas no movimento do operador para que guiem o trabalho na realização de tarefas, podendo até aumentar a capacidade do operador em executá-las. Para isto, foi proposto filtrar a comunicação entre o operador e o robô remoto, por exemplo, criando superfícies virtuais de escorregamento que auxiliam certa tarefa, facilitando assim o controle pelo operador humano sem a automatização do processo. O principal objetivo é diminuir a carga de processamento mental e motora necessárias ao operador para realizar a tarefa, facilitando sua execução, melhorando a precisão e diminuindo o tempo gasto. Também é avaliada a utilização da sensação auditiva através de avisos sonoros. Sua pesquisa quantificou uma melhora de até 70% na velocidade de realização de uma tarefa de avaliação de desempenho, que consistia na inserção de estacas em furos com variados graus de folgas. Neste experimento, comparou-se o desempenho de um operador humano controlando um braço robótico livremente com outro dotado de restrições virtuais e respostas sensoriais auditivas com relação ao modo de operação. Comprovou-se que a sobreposição de sensações ou restrições virtuais, projetadas para auxiliar na execução da tarefa, previnem gasto de tempo e movimentos desnecessários, assim como simplificam a interação do operador com a área de trabalho remota, concluindo a tarefa em menor tempo. A metáfora com a régua é apresentada, comparando uma régua que guia um lápis com uma sobreposição de um guia virtual para diminuir os esforços mentais e motores do operador, aumentando sua capacidade de realizar a tarefa de desenhar uma linha reta com um lápis, mas permitindo maior precisão e desempenho transcendendo as habilidades naturais humanas. A linha desenhada por uma régua não só é melhor como é realizada mais rápida que à mão livre. No entanto, enfatiza que as restrições ou guias virtuais possuem a vantagem de serem reprogramáveis, por serem criações de sistemas computacionais.

Em literatura é possível encontrar uma variedade de estudos acerca de dispositivos robóticos que interagem com operadores humanos. Abbott; Marayong e Okamura (2007) apresentam alguns aspectos gerais desta vertente de estudos, cujo objetivo é

tanto fornecer sensações virtuais ao operador, quanto reproduzir elementos capturados de um ambiente real (*haptic feedback*). Desta forma é possível a recriação de um ambiente virtual, real ou a combinação de ambos para a operação de robôs, em especial com a adição de virtual fixtures para melhorar o desempenho do operador humano. Os autores também apresentam a classificação dos manipuladores robóticos em dois tipos: cooperativos e teleoperados. Nos manipuladores cooperativos, o operador utiliza um dispositivo robótico para manipular diretamente o ambiente. Já nos manipuladores teleoperados, o operador humano manipula um dispositivo local, na hierarquia de mestre, enquanto um robô escravo replica seus movimentos, podendo haver alguma filtragem no processo de transmissão das informações. A interface entre o operador humano e o sistema também pode ser classificada em dois tipos: por impedância e por admitância. Na abordagem por impedância há um dispositivo, convenientemente com baixa inércia e baixo atrito, onde o operador é inicialmente capaz de livre movimento. Porém, utiliza de atuadores para passar sensações ao operador. Assim, a interface acompanha a movimentação imposta pelo operador e introduz as sensações e restrições com esforços. Já na abordagem por admitância, o dispositivo de interface conta com grande rigidez mecânica e de atuadores que incapacita o operador de provocar sua movimentação. Assim, deseja-se que o esforço do operador seja indiferente na dinâmica do dispositivo. Porém, utiliza do sensoramento do esforço que o operador aplica em algum ponto como informação para simular a dinâmica de movimentação desejada pelo operador.

Os autores também mostram que *virtual fixtures* podem ser classificadas em duas categorias principais: guia e região proibida. Na categoria de guia, ou acompanhamento, o dispositivo deve auxiliar o operador a seguir um caminho com maior estabilidade e precisão possíveis. Já na categoria de *forbidden-regions*, ou zonas proibidas, o objetivo é evitar que a movimentação ocorra para dentro ou para fora de certas regiões, impedindo o movimento em sua borda, normalmente com a natureza de atuação binária de liga/desliga, com a rejeição ou aceitação do movimento.

Também é apontado que as implantações de zonas proibidas são comumente baseadas no conceito de “paredes virtuais”. Quando implementadas pela abordagem de impedância, tipicamente tentam imitar um sistema de mola-

amortecedor com alta rigidez através de atuadores ativos. Assim, como uma interface por impedância acompanha o movimento para responder com um esforço, deverá existir uma dinâmica que viola a zona proibida para o sistema de controle responder com sua ação de esforço contrário.

No trabalho de Garcia (2007) é proposto um conceito para aumento da eficiência de produção em máquinas ferramentas para pequenos lotes, que se enquadra no conceito de *virtual fixtures*. Porém, trata de sobrepor uma zona proibida virtual em uma máquina com características de uma máquina NC teleoperada manualmente pelo operador, como ilustrado na Figura 7 (a). Foi desenvolvido um software que, no modo manual, filtra os comandos do operador para que as áreas permitidas e proibidas de trabalho sejam respeitadas. O procedimento de usinagem proposto, para aproveitar as características da máquina, empregava duas etapas: uma primeira etapa manual de usinagem grosseira, realizada manualmente pelo operador, em que o controlador encarregava-se de tentar manter a zona proibida intocável. Já na segunda etapa, de acabamento, o operador muda a operação da máquina para o modo automático e posiciona a ferramenta sobre o perímetro de acabamento. A partir daí, a máquina automaticamente percorre o perímetro, dando acabamento aos contornos e dimensões finais à peça. Assim, é aproveitada a criatividade e tomada de decisão do operador humano para a usinagem grosseira e a capacidade da máquina NC de interpolar seus eixos e percorrer um contorno arbitrário com bastante fidelidade e suavidade para executar o acabamento.

Desta forma, o trabalho de Garcia (2007), comprovou com sucesso a viabilidade da usinagem através de regiões proibidas, utilizando a criatividade e a capacidade de tomada de decisão do operador humano para dar flexibilidade à rápida produção de pequenos lotes. Como pode ser visto na Figura 7 (b), os procedimentos de usinagem grosseira (*approach machining*) foram realizados manualmente pelo operador, de acordo com a necessidade do momento, enquanto a usinagem de acabamento (*finishing machining*) foi realizada automaticamente utilizando das interpolações do comando NC no perímetro, resultando no perfil final da peça desejado. Porém, a implementação feita ainda utiliza a estrutura particular a uma máquina NC, com alto custo inicial.

Figura 7 - (a) Diagrama representativo do equipamento proposto; (b) Resultado de uma operação de usinagem simulada. (GARCIA, 2007)

Já no trabalho de Endo et al. (2007), a ideia de auxílio de posicionamento para usinagem de pequenos lotes é aplicada a um mecanismo de posicionamento manual. Um freio eletromagnético por atrito é colocado junto ao manípulo de posicionamento, como ilustrado na Figura 8, permitindo que posições sejam programadas no computador que controla o freio, disponibilizando este recurso ao operador como uma ferramenta para o posicionamento de precisão. A posição da mesa é constantemente monitorada e o objetivo do freio e do controlador é interromper completamente a movimentação do sistema na posição desejada. Batizaram a arquitetura de Sistema de Posicionamento Híbrido (HPS - *Hybrid Positioning System*), sendo considerado híbrido no sentido do posicionamento não ser puramente manual, mas também assistido passivamente. O algoritmo de controle é baseado na ação do freio discretizada em algumas intensidades, proporcional à proximidade da dimensão desejada. Por tratar-se de um estudo inicial, a estratégia de controle adotada não investigou a dinâmica do sistema ou tentou identificar as características do atuador. Mesmo assim, conseguiu um desempenho razoável com desvio da posição desejada menor que 1,3% e desvio padrão menor que 0,32 mm.

Figura 8 - Posicionamento manual assistido através de um atuador, adaptado de ENDO et al. (2007).

Em Colgate et al. (1993) discute sobre a dificuldade de gerar uma interface *haptic* que alcance uma impedância capaz de simular bem uma parede com utilização de atuadores ativos. Pode haver oscilações e instabilidade, devido ao alto ganho necessário na realimentação do atuador, sendo diminuídos pela utilização de um termo de amortecimento. É mencionada também a capacidade do operador humano em explorar, aprender e provocar desestabilizações em uma parede ativa. Uma análise mais cuidadosa mostra que a discretização no tempo de um controlador faz com que a simulação de uma mola de alta rigidez ou de outro elemento passivo, através de um atuador ativo com controle em tempo discreto, perde o equilíbrio energético e fornece energia que faz a dinâmica oscilar. Em um trabalho mais recente, Colgate; Mehling e Peshkin (2005) investigam a utilização de um elemento físico de amortecimento na interface *haptic* para aumentar sua gama de impedância. É utilizado um filtro resistivo-capacitivo ligado aos terminais de um motor elétrico, fornecendo amortecimento e aumentando sua capacidade de gerar impedância.

An e Kwon (2002) desenvolveram uma abordagem híbrida ativo-passiva para garantir a estabilidade da interface *haptic* mesmo com altas impedâncias mecânicas de uma parede virtual rígida. Experimentalmente, mostraram a instabilidade de uma barreira rígida gerada por um atuador ativo (servomotor AC) em contraposto à estabilidade natural de um atuador passivo (freio por fluido magneto reológico) para a mesma tarefa. Na Figura 9 é mostrado o resultado do experimento que consistia

em um braço ligado a um eixo, onde o operador humano manipulava o braço para girá-lo. O experimento criava uma barreira virtual na posição de 0,2 rad e foi reproduzido com atuadores ativo e passivo, sendo comprovados os comportamentos anteriormente descritos, com seus resultados mostrados na Figura 9. É relatado e constatado experimentalmente que interfaces de impedância baseadas em atuador ativo tendem a oscilar na borda limítrofe da zona proibida ou acabar por permitir um pequeno avanço, mesmo que restaurando a posição em seguida, sobre esta zona, como observado na Figura 9 (a). Para haver grande rigidez na barreira simulada, um atuador ativo necessita de resposta rápida e alto torque, aumentando seu tamanho e custo. Um atuador ativo que apresenta estas características torna-se perigoso para a manipulação humana direta, já que uma falha ou instabilidade pode machucar o operador ou tirar a situação de seu controle. O atuador passivo, Figura 9 (b), mostra-se com maior contra-torque por potência utilizada na sua atuação quando em dimensões semelhantes à do atuador ativo, assim como baixo risco e maior estabilidade para imposição de barreiras rígidas.

Figura 9 - Desempenho da implementação de uma parede virtual através de atuadores (a) Ativo e (b) Passivo; adaptado de Na e Kwon (2002).

Em Orthwein (2004) são mostrados uma variedade de concepção de freios, baseados em diferentes conceitos físicos. Podem ser citados, por exemplo, freio por partículas magnéticas, freio por fluido magnetoreológico, freio por histerese magnética e freio por atrito. Cada tipo de freio apresenta características peculiares, como por exemplo, o freio por partículas magnéticas que apresenta boa linearidade de contra-torque em relação à corrente elétrica aplicada, praticamente indiferente com relação à velocidade relativa do eixo onde é atuado. Já os freios por atrito apresentam fortes não-linearidades de torque em função da velocidade ou descontinuidades com a ausência de movimento, assim como comportamentos não tão bem modelados. O gráfico da Figura 10 ilustra o comportamento típico dos dois tipos de freios citados para fins comparativos.

Figura 10 – Comparação das curvas de contra-torque típicas, em função da velocidade de escorregamento, entre um freio por atrito seco e um freio por partículas magnéticas, adaptado de Orthwein (2004).

Apesar das características não-lineares do freio por atrito, ainda há interesse em seu desenvolvimento para aplicações em robótica e interfaces *haptic* devido às suas outras qualidades, como alto contra-torque por suas dimensões, baixo consumo de energia e alta capacidade de dissipação de energia.

Por exemplo, Thorne et al. (2010) desenvolveu um freio por atrito, a tambor, com mecanismo de travamento biestável, capaz de travar juntas robóticas modulares e consumindo energia somente na transição de estado. Este freio apresenta boa relação entre tamanho e contra-torque. Obtiveram contra-torque experimental máximo de 0,66 Nm e dimensões finais de 6,3 x 6,2 x 1,1 cm.

Farris e Goldfarb (2011) desenvolveram um freio de discos de atrito anelares montados empilhados, como uma panqueca (*wafer disk brake*). O contra torque máximo é ampliado pelo número de discos menos um, ou seja, para o protótipo apresentado com 45 discos, o contra-torque resultante é 44 vezes maior que o caso de um único disco. Foi utilizado um fuso com rolamento de esferas como atuador, acoplado a um motor *brushless*, para prensar os discos e exercer a força normal geradora do atrito. Foram realizados experimentos em malha fechada, tentando-se controlar o contra-torque do freio. Seu desempenho final foi bastante satisfatório, mas apresentando um atraso apreciável, com tempo de resposta em malha fechada para um degrau de 20 Nm de 53 ms. Sua dimensão final é de apenas 10 cm de diâmetro por 4,8 cm de espessura, com capacidade de até 74 Nm de contra-torque.

Baena et al. (2011) propuseram um novo tipo de freio específico para impor barreiras a interfaces *haptic*, denominado freio de rotação programável (*programmable rotary brake*). Seu objetivo é, uma vez alcançado a parede virtual e o freio ativado, ser capaz de detectar a intenção de retrocesso no sentido oposto e desacoplar do operador a sensação de travamento do freio, sem a utilização de um sensor de força. Este objetivo é alcançado com dois freios, cada um impedindo completamente o movimento para um sentido, mas havendo um mecanismo que permite uma folga para o outro sentido. Esta folga é tensionada por uma mola. Quando o freio é travado em um sentido, o operador consegue recuar sem sentir a rigidez completa de bloqueio do freio, mas somente a rigidez da mola enquanto o sistema detecta a intenção de recuo, que é detectada por um *encoder* solidário ao eixo. A intenção de retorno é identificada no sentido do freio que não está acionado, pela movimentação permitida pela mola. Além do caso descrito, que bloqueia um sentido e observa a intenção de retorno para o outro, ainda existem os casos de total bloqueio (dois freios travados, não havendo a liberdade da folga) e da livre movimentação, totalizando 4 modos de programação do freio proposto. Sua principal desvantagem é o emprego de freios em duplicidade, aumentando o custo e tamanho geral.

Comercialmente, através do catálogo Ogura (2008), pode-se comparar um freio por atrito e um freio por partículas eletromagnéticas. Por exemplo, o modelo VBE-2.5, freio por atrito com torque estático de 25 Nm, leva 60 ms para desenvolvimento do torque, com alimentação de uma tensão de 24 V, potência de acionamento de 22 W,

peso de 1.1 kg, diâmetro externo de aproximadamente 108 mm e espessura de aproximadamente 33 mm, resultando em $0,08 \text{ Nm/cm}^3$ ou $22,7 \text{ Nm/kg}$. Já um freio por partículas magnéticas, modelo PC-2.5, com torque máximo de também 25 Nm e acionamento por 24 V necessita de 56 W de potência de acionamento, pesando 13 kg e tendo diâmetro de 182 mm com espessura de aproximadamente 170 mm, resultando em $0,006 \text{ Nm/cm}^3$ ou $1,9 \text{ Nm/kg}$. Esta comparação evidencia que o freio por atrito possui melhor relação entre contra-torque e potência consumida para suas dimensões.

Blau (1995) aborda a ciência que estuda o atrito, que é a tribologia. A força de reação do atrito é, na verdade, uma resposta de um sistema tribológico. Um sistema tribológico envolve as características de contato entre duas superfícies e seu movimento relativo. Portanto, o atrito não é uma característica do material, mas sim de um sistema entre os corpos participantes, fazendo com que a reação de atrito seja dependente de diversos fatores, como, por exemplo, estrutura dos materiais empregados, velocidade, características de superfície, temperatura, presença de vibração, contaminantes, características construtivas tais como alinhamento e paralelismo das superfícies de contato, tempo de escorregamento (desgaste ou amaciamento das superfícies), distribuição da pressão de contato, rigidez mecânica da montagem e, em alguns casos, até mesmo a umidade relativa do ar. Portanto dificilmente consegue-se reproduzir valores tabelados ou obtidos em experimentos controlados em ambiente real, sendo que variações de fatores não controlados podem provocar grandes discrepâncias ao esperado.

O autor também alerta que, apesar de diversos estudos na área, uma descrição completa e geral das causas fundamentais ou um único modelo quantitativo, que poderia ser aplicado a qualquer situação com atrito, ainda não existe. Ao contrário, existem conhecimentos para aplicação em casos específicos, fazendo-se importante o estudo do caso em questão e experimentação para adoção de um modelo, como também é dito por Olsson et al. (1998) e Wojewoda et al. (2007).

Ainda segundo Blau (1995), existem diversas abordagens para o estudo e seleção de materiais levando-se em consideração o atrito. Algumas delas são as abordagens fenomenológicas, gráficas e estatísticas. A abordagem fenomenológica depende bastante da experiência e conhecimento qualitativo do investigador, que compara e

examina casos bem e mal sucedidos, sem devoção a modelos matemáticos. Já o método gráfico é baseado na análise de tendência em dados experimentais, apresentados em gráficos que cobrem um intervalo de condições do sistema tribológico, apresentados em gráficos de duas ou três dimensões para, geralmente, identificar-se zonas de operação seguras ou aceitáveis. O método gráfico peca em ter que limitar o número de variáveis para viabilizar a análise. Já o método estatístico permite a utilização de um maior número de variáveis e diversos experimentos, tentando-se encontrar a correlação entre as variáveis em estudo. Também é reportado que o atrito, no geral, pode apresentar comportamento diferente dependendo de quão rápido a força externa é aplicado ou a velocidade é variada e sua direção. Esta mudança brusca de comportamento pode levar o sistema a ciclos limite de oscilações, como o efeito *stick-slip*.

Apesar da existência de diversos modelos de atrito para aplicação em controle, como modelos estáticos, dinâmicos, leis de adaptação sofisticadas, ver Olsson et al. (1998) e Wojewoda et al. (2007), o emprego destes modelos geralmente é para diminuir a influência do atrito em um sistema de malha fechada, evitando oscilações e perda de desempenho. Neste tipo de sistema o modelo ou estimador de atrito pode ser alimentado com os esforços dos atuadores e a dinâmica do sistema.

O entendimento do operador humano em sistemas de controle parece ter sido de grande interesse para a engenharia de controle nas décadas passadas, apresentando diversos autores que tentam modelar o operador humano como um bloco de funções de transferência ou controladores adaptativos e ótimos, por exemplo.

Como o proposto neste trabalho depende do operador humano na tarefa de controle, algumas noções básicas são úteis para o melhor entendimento do caso, sem a pretensão de seguir com modelos elaborados. Como descrito por McRuer (1980), o operador humano pode ser descrito por diversos adjetivos da engenharia de controle, dentre eles como um controlador hierárquico, adaptativo, otimizador e capaz de tomar decisões. Uma análise dos mecanismos internos do operador humano sugere uma rede complexa de elementos. Porém, para méritos de simplificação e propósito elucidativo, podem ser agrupado em mecanismos de percepção e neuromusculares. O primeiro mecanismo pode ser modelado por um

tempo morto e o segundo por um atraso de primeira ordem. Estes modelos dinâmicos, assim como modelos mais elaborados, podem ser utilizados para o estudo e desenvolvimento de dispositivos de controle manual, como por exemplo de aeronaves ou veículos, permitindo simular se um operador é ou não capaz de executar o controle satisfatoriamente.

2.1.1 Discussões sobre a revisão bibliográfica

O conceito de restrições virtuais de Rosenberg (1993) é bastante poderoso para aumentar o desempenho de um operador na realização de tarefas, mantendo-se a flexibilidade de tomada de decisão humana e melhorando seu desempenho.

A proposta deste trabalho, seguindo com o proposto inicialmente por Garcia (2007) e Endo et al. (2007) para aplicação em usinagem, é a implantação de um freio para auxílio de posicionamento diretamente nos mecanismos de máquinas ferramentas manuais. Assim, o esforço mental e a preocupação do operador com o posicionamento poderiam ser eliminados, passando o operador a concentrar-se em manter uma velocidade de movimentação de ferramenta adequada ao trabalho sendo efetuado. Assim, o proposto neste trabalho assemelha-se e pode ser enquadrado como uma interface robótica cooperativa com atuação por impedância, já que não serão utilizados sensores de força para determinar a intenção do operador, mas somente será observada a cinética gerada por ele no sistema. Como apontado na revisão bibliográfica, estudos revelam a inviabilidade da utilização de um atuador ativo nestas condições e demonstram um desempenho satisfatório do atuador passivo do tipo freio, nos quesitos de estabilidade e intransponibilidade da barreira.

Encontraram-se poucos estudos voltados ao posicionamento de precisão em máquinas industriais com a utilização de freios. O trabalho de Endo et al. (2007) que aborda esta questão é bastante inicial, apesar de apresentar bem a proposta do posicionamento cooperativo. Ainda que os resultados mostrem horizonte de aplicação, o algoritmo de controle mostrou-se bastante ineficiente. Trata-se de um controle proporcional ao erro de posicionamento, mas com três intensidades discretizadas (50%, 75% e 100% de contra-torque do atuador) e antecipado de forma que, quando o sistema se encontra próximo da posição desejada, a ação do atuador seja de 100%. Este comportamento é ilustrado na Figura 11. A intenção do

controlador parece ser aumentar o esforço físico necessário pelo operador na medida em que a posição se aproxima da posição final. Desta forma, em virtude do esforço requerido, o operador não conseguiria alcançar valores maiores de velocidade na proximidade da posição desejada.

Figura 11 - Controle proposto por Endo et al, proporcional discretizado e antecipativo.

A mesa de posicionamento do protótipo apresentava um passo de 10 mm/rev, o que resulta em meia volta do manípulo durante o trecho de 5 mm, anteriores à posição desejada, em que o atuador encontra-se em 50% de seu acionamento nominal. Com 100% de atuação do freio é reportado que o operador é incapaz de girar o manípulo, mas aparentemente com 75% era esperado que ele ainda conseguisse avançar de posição. A pequena diferença entre as intensidades leva a incoerências do controlador: 1) o sistema tenta diminuir o esforço mental ou habilidade, mas aumenta diretamente o esforço físico necessário; 2) um operador com mais força pode ser capaz de avançar o manípulo com o atuador em 100%, ou um operador com menor força pode ter dificuldades em prosseguir com o freio a 75%, ocasionando erro de posicionamento.

Uma vez que o controle não tenta levar o sistema à posição desejada, mas sim penaliza o operador à medida que a posição desejada se aproxima, aparentemente espera-se que o operador tenha bastante sensibilidade e controle sobre seu esforço para perceber as mudanças de atuação do freio à medida que é penalizado até o posicionamento final, o que deve ser a principal causa dos erros de posicionamento.

Esta abordagem poderia ser melhorada com a interpretação de que o objetivo principal não é penalizar o operador, mas sim levar o sistema a um nível de baixa energia cinética (menor velocidade) nas proximidades do posicionamento final, no

qual o atuador exerceria seu pleno contra-torque, levando à redução das incertezas do posicionamento. Desta forma, um conjunto de controle deveria ser capaz de conduzir a dinâmica do sistema a estas condições sem aumentar o esforço físico e mental do operador.

Apesar de mais de uma tecnologia de freio ser viável para a aplicação, será considerada a utilização de um freio por atrito, com acionamento eletromagnético. Como vantagem, o freio por atrito destaca-se pela alta capacidade de frenagem e contra-torque com dimensões geralmente menores que outros tipos de freios, além de proporcionar maior simplicidade de projeto e construção de um protótipo.

Como visto na bibliografia, o conhecimento do atrito exige estudos específicos e experimentais para um determinado sistema. Para certas aplicações, pode não ser necessária a parametrização do atrito, mas sim o entendimento de sua influência. Seguindo nesta linha, este trabalho pretende investigar métodos de controle que não dependam do conhecimento da função não linear do coeficiente de atrito.

3 Fundamentos e definição do problema

O problema de controle na implantação da barreira virtual, ou auxílio de posicionamento, tratará de observar a posição atual e a cinética do sistema para, baseado em uma posição desejada, decidir a ação de controle que pode trazer sua velocidade à zero nesta posição. Uma vez posicionado, a posição deve ser garantida independente de esforços vindo do operador até que um comando seja fornecido para sua liberação. Pode-se associar uma direção de movimentação às coordenadas do ponto de barreira, fazendo com que a barreira seja imposta caso a ferramenta se aproxime de seu limite em somente uma das direções possíveis.

A atuação do freio em um sistema é completamente passiva, sendo capaz de somente dissipar a energia cinética do mesmo, essencialmente em forma de calor, provocando então diminuição de sua velocidade até a parada total na posição desejada. Portanto, o operador fornece a cinética ao sistema e o atuador só é capaz de dissipar esta energia, se necessário. Desta forma mantém-se a originalidade do equipamento e elimina-se algum possível risco entre a coexistência da operação manual direta e ação de um atuador.

Para estudo do comportamento do sistema proposto, resultando no entendimento do sistema como um todo em um modelo simplificado, este pode ser dividido em três partes fundamentais: mecanismo de posicionamento, atuador e o operador. Desta forma, o mecanismo típico de máquinas manuais será discutido e suas características apresentadas, assim como as características do atuador e do operador também serão estudadas, resultando na base de conhecimento que possibilita levantar hipóteses e proposições de algoritmos de controle.

3.1 Mecanismo de posicionamento: parafuso e porca

Como já mencionado, o mecanismo típico de posicionamento para máquinas ferramentas é o conjunto de parafuso e porca. Podem-se reunir os mais utilizados em dois grupos principais: (1) parafuso e porca comum; (2) parafuso e porca rolamentado com esferas.

O primeiro tipo é o mais utilizado em máquinas manuais, devido ao seu baixo custo e facilidade de produção. Como desvantagem, apresenta maior coeficiente de atrito

(menor eficiência), que pode ser agravado com a utilização de alguns recursos para eliminação de folgas. Porém, apresenta vantagens específicas como a capacidade de tornar o conjunto auto-travante, impedindo que esforços axiais do parafuso sejam capazes de girar o parafuso. A grande maioria das máquinas manuais utilizam roscas auto-travantes, assim os esforços na carga não conseguem fazer o manípulo alterar sua posição, dando segurança ao operador e precisão na operação.

Já o segundo tipo geralmente é utilizado em máquinas de precisão servo assistidas. Apresenta alta eficiência (geralmente em torno de 90%) e folga muito pequena ou eliminada através de pré-carga. Sua principal desvantagem é o custo. Devido ao baixo atrito, geralmente a carga na porca é capaz de movimentar o parafuso, podendo ser inseguro ou impreciso em operações manuais, o que pode inviabilizar sua utilização.

Conforme pode ser visto no **Anexo A**, o problema de posicionamento em um mecanismo típico de máquina ferramenta com rosca auto-travante pode ser reduzido à parada do eixo do manípulo na posição desejada, sem influência da carga na mesa ou da inércia da mesa, mas somente do próprio eixo do manípulo. Este desacoplamento é devido à folga de contato axial entre parafuso e porca. Como o atrito nos guias do barramento da máquina geralmente é alto e a velocidade de operação é baixa, espera-se que a inércia da mesa possa ser desconsiderada já que a energia cinética seria dissipada rapidamente, tornando-se irrelevante no posicionamento.

3.2 Freio eletromagnético por atrito

O freio por atrito baseia-se em exercer uma força normal para unir duas superfícies e provocar o efeito dissipativo do atrito. Assim, mantendo um corpo estático e o outro em movimento, a força de atrito irá opor-se ao movimento relativo, fazendo com que a energia cinética seja dissipada através de calor ou outros efeitos superficiais. Quando é utilizada uma bobina eletromagnética para exercer a força normal de contato, denomina-se freio eletromagnético.

Um desenho esquemático do freio considerado é mostrado na Figura 12. A estrutura do rotor é solidária ao eixo e fixada utilizando uma chaveta, sendo que o disco rotor de atrito é ligado à estrutura através de uma mola. A mola exerce duas principais

funções: 1) manter uma folga, ou entreferro, entre as superfícies na posição de descanso do atuador; 2) manter uma pressão de contato mais uniforme, quando as superfícies estão em contato, compensando pequenos desalinhamentos. Desta forma, não há contra-torque no eixo enquanto o atuador está em descanso, ou seja, não haverá influência perceptível ao operador no comportamento natural do conjunto.

Opcionalmente, pode-se eliminar o entreferro mantendo um leve contato entre as superfícies, desde que não atrapalhe o trabalho manual. A mola, então, exercerá uma pré-tensão de contato entre as superfícies.

Figura 12 - Ilustração do modelo de freio eletromagnético considerado.

Sendo:

- X – entreferro de descanso, ou folga máxima, entre discos do rotor e extrator;
- m_d – massa móvel do disco do rotor (direção axial);
- x – espessura do entreferro que separa as superfícies;

3.2.1 Dinâmica de acoplamento

Quando a bobina é energizada, uma força F_{mag} provoca atração axial entre o disco rotor e o disco estator. Considerando fluxo magnético com densidade constante na seção transversal do entreferro e sem perdas, pode-se estimar F_{mag} através da

energia magnética armazenada no neste, chegando-se à função típica expressa na eq.(3.1) para $x > 0$, como também pode ser verificado em Zhu e Knospe (2010). A constante D é dependente da permeabilidade magnética dos materiais envolvidos, do número de espiras da bobina e da geometria da seção transversal. Nas proximidades de $x = 0$ é esperado que a expressão não represente bem as características de atração e que haja perdas, mas espera-se que esta aproximação ainda seja válida para esboçar o comportamento da dinâmica de acoplamento do disco rotor.

A dinâmica inercial do rotor é mostrada na eq. (3.2), considerando-se uma mola linear de constante elástica K e sem amortecimento.

$$F_{mag}(i, x) = D \left(\frac{i}{x} \right)^2, \quad x > 0 \quad (3.1)$$

$$m\ddot{x} = F_{mag} - F_{mola} = F_{mag} - K(X - x) \quad (3.2)$$

Por sua vez, a bobina de acionamento possui comportamento característico de um circuito L/R série, se desprezada a força eletromotriz da movimentação do entreferro. Por simplicidade, a variação na indutância devido à variação do entreferro também é desconsiderada. Constitui, então, um sistema linear de primeira ordem, representado pela equação (3.3) e função de transferência (3.4), sendo R a resistência elétrica da bobina, L sua indutância, V a tensão elétrica aplicada nela e I a corrente elétrica no circuito série, assim como $\dot{I}$ sua primeira derivada.

$$V - L \cdot \dot{I} - R \cdot I = 0 \quad (3.3)$$

$$G_{bobina} = \frac{I(s)}{V(s)} = \frac{1}{s \cdot L + R} \quad (3.4)$$

Finalmente, combinando-se (3.1), (3.2) e (3.3) a equação do sistema pode ser vista em (3.5). Através dela, pode-se estimar o comportamento da dinâmica de acoplamento do rotor, proporcionando seu melhor entendimento. Como entrada, a

tensão elétrica, e como saída, a posição x . Um conhecimento bastante relevante e característico é o tempo gasto, dado um degrau de tensão, para que x se anule.

$$m_d \ddot{x} = D \cdot \left(\frac{V - L \cdot \dot{i}}{x \cdot R} \right)^2 - K(X - x) \quad (3.5)$$

Utilizando o programa de computador *simulink*®, o sistema foi simulado para determinar o tempo de acoplamento do entreferro, para diversos degraus de tensão elétrica, utilizando valores típicos fixos de K , X , m_d , R , L e D . Assim, foi possível obter o gráfico ilustrativo da Figura 13.

Figura 13 – Relação entre o tempo de acoplamento do freio e a corrente elétrica no instante de acoplamento com o crescimento da tensão de acionamento.

Com este gráfico observa-se que, com o aumento da tensão do degrau de acionamento, o tempo de acoplamento pode diminuir radicalmente, mas que haverá pouca variação entre valores mais elevados de tensão. Porém, neste caso, a corrente elétrica no momento final do acoplamento pode sofrer aumento apreciável e justificar o acréscimo da tensão de acionamento, já que a corrente elétrica está relacionada com o contra-torque disponível naquele instante, que realizará o trabalho dissipativo.

Uma vez que os discos encontram-se acoplados, com $x = 0$, a corrente elétrica deve ser mantida em um valor mínimo para sobrepor-se à força da mola e assegurar este estado, com $F_{mag} \geq KX$. Este valor mínimo de corrente elétrica para trabalho do atuador caracteriza uma zona morta de acionamento. Ainda, é esperado histerese na banda morta, pois quando o acoplamento ainda não ocorreu e há entreferro, a força magnética é atenuada pela distância e outras perdas, necessitando de maior corrente elétrica para provocar o acoplamento do freio.

3.2.2 Contra-torque do freio

Quando o entreferro é nulo, a corrente elétrica da bobina ocasiona um trabalho dissipativo no atuador. Uma relação não linear entre a variação da corrente elétrica e a força magnética é esperada, devido à não-linearidade do campo magnético no núcleo de ferro e do fenômeno do atrito. Experimentação seria necessária para avaliar o comportamento nestas condições, então se espera desenvolver um algoritmo de controle que não dependa do conhecimento desta função.

O contra-torque exercido pelo freio é apresentado na eq.(3.6), onde Γ representa relação entre contra-torque e força normal resultante no freio, sendo dependente da geometria das superfícies de atrito e do coeficiente de atrito do sistema, enquanto $\zeta(x)$ representa a existência de contato entre as superfícies de atrito e sua definição é mostrada na eq.(3.7). Desta forma é representado que não há contra-torque antes do entreferro ser vencido e que deve haver uma ação de controle mínima para opor-se à força da mola e manter os discos acoplados.

$$T_{freio} = \zeta(x) \cdot \Gamma \cdot [F_{mag}(i) - KX] \quad (3.6)$$

$$\zeta(x) = \begin{cases} 0, & x > 0 \\ 1, & x = 0 \end{cases} \quad (3.7)$$

3.3 Reação do operador

Um modelo bastante simplificado da reação do operador, conforme McRuer (1980), pode ser representado por um fator proporcional K_{OP} ao desvio do acompanhamento desejado, um atraso puro τ_{OP} e um atraso de primeira ordem T_{OP} , como podem ser visto na eq. (3.8). O atraso puro representa o tempo de processamento perceptivo e

cognitivo, assim como o atraso de primeira ordem representa o tempo que o conjunto neuromuscular leva para compensar o desvio ou alcançar o objetivo de controle. É reportado que o atraso cognitivo varia pouco com o tipo de aplicação e apresenta tipicamente 0,16 segundos. Já o atraso neuromuscular depende bastante da aplicação, como esforços envolvidos, velocidade e amplitude do movimento de acompanhamento.

$$G_{OP} = K_{OP} \cdot (T_{OP} \cdot s + 1) \cdot e^{-\tau_{OP} \cdot s} \quad (3.8)$$

3.4 Modelo simplificado do sistema

O sistema considerado de uma mesa de posicionamento manual pode ser visto na Figura 14, sendo constituído pelo operador humano, a dinâmica do eixo e o freio (atuador). Cada um desses elementos, abordados em detalhe anteriormente, apresentam importância para operação do sistema. Porém, para finalidade de controle, diversas simplificações podem ocorrer e levar à omissão de alguns elementos.

Figura 14 – Diagrama em blocos das partes do modelo do sistema.

Durante uma operação de usinagem comum, o operador tenta manter uma velocidade constante de avanço, opondo-se a esforços para que a resultante seja nula. Considerando que a ação do freio para a frenagem total é mais rápida que a reação do operador, o sistema pode ser simplificado à dinâmica do eixo do manipulador, com velocidade inicial diferente de zero, regida pela eq.(3.9) e ilustrado na Figura 15.

$$\ddot{\theta} \cdot J = T_{freio} + \varepsilon \quad (3.9)$$

Sendo,

- J – momento de inércia do eixo;

- ε – efeitos não modelados e perturbações;
- T_{freio} – torque de atuação do freio.

Figura 15 - Esforços e reações simplificados para uma mesa com guia linear por parafuso e porca.

Devido à atuação dissipativa do freio, o equilíbrio com velocidade nula sempre é alcançado desde que $T_{freio} > \varepsilon$, ou seja, o contra-torque do freio deve ser maior que a imposição de esforço pelo operador.

Com a equivalência entre energia cinética e trabalho realizado pelo torque T_{freio} , a variação de velocidade com a ação do freio pode ser expressa pela eq.(3.10), integrando o torque com relação à distância percorrida, assim como pela integração da segunda lei de Newton aplicada à rotação é expressa pela eq.(3.11) que conta com uma integração no tempo.

$$E_c = W \rightarrow J \frac{\Delta \dot{\theta}^2}{2} = \int T_{freio} d\theta \quad (3.10)$$

$$J \Delta \dot{\theta} = \int T_{freio} dt \quad (3.11)$$

Assim seria possível determinar, dado um comportamento conhecido de T_{freio} não necessariamente constante, o deslocamento para a frenagem ou o tempo necessário para tal.

Uma perturbação não medida que pode ser citada é a variação de J pelo operador humano, que posiciona seus membros de forma diferente e imprevisível no acionamento do manipulador, agregando massa móvel inercial de forma estocástica ao sistema.

3.5 Estratégias de controle

O problema de controle é enunciado no que segue.

Dados os estados da posição atual θ , velocidade atual $\dot{\theta}$ e a posição desejada θ_d na direção da cinética do sistema, uma lei de controle $u(t)$ deve trazer a velocidade à zero na posição θ_d .

Desta forma, a responsabilidade de posicionamento é transferida do operador humano ao controlador. Os esforços do operador podem agora concentrar-se em somente manter uma velocidade de trabalho apropriada, dependendo do processo executado. Porém, por ser um sistema cooperativo, o operador pode ter que trabalhar de forma a viabilizar o bom funcionamento do controlador.

Duas propostas principais de controle são apresentadas: 1) Não agir para restringir a ação do operador até a parada final; 2) Agir para restringir a ação do operador nas imediações da parada final. O controle ON/OFF, com recursos de pré-alimentação *feedforward* (ON/OFF + F.F.), enquadra-se no primeiro caso. A ação de controle só ocorre na parada final.

Já os algoritmos de ON/OFF com pré-pulso de aproximação (ON/OFF + P.P.) e o algoritmo de controle ON/OFF e derivativo paralelo (ON/OFF + D) enquadram-se no segundo caso.

3.5.1 Controle ON/OFF com *feedforward*

O controle ON/OFF consiste em chavear o atuador entre dois estados, sendo um ligado em plena potência e outro desligado, baseado na observação da variável de processo diante do valor desejado e do sinal da ação de controle (por exemplo aquecer ou esfriar; avançar ou parar). É uma estratégia bastante simples, mas mostra-se eficiente, por exemplo, em sistemas de primeira ordem. Também pode ser considerado ótimo no tempo para certas situações, uma vez que o atuador é acionado com degrau unitário, desenvolvendo a ação de controle da forma mais rápida possível.

Partindo do princípio de que o tempo de ação do atuador para frenagem do sistema é muito menor que as constantes de tempo do operador humano, elabora-se a hipótese de que a ação do operador pode ser desprezada no controle ON/OFF. Admite-se também que as variações de velocidade são baixas com relação aos atrasos do atuador, podendo a velocidade ser considerada constante entre o degrau de acionamento do atuador e seu contra-torque de frenagem defasado. As considerações são bastante razoáveis, uma vez que durante a operação de usinagem, o operador tenta manter uma velocidade constante de trabalho e, apesar da não uniformidade de sua ação, as taxas de variação são pequenas para o intervalo de tempo de ação de um atuador eletromagnético típico.

A expressão do algoritmo de controle proposto é mostrada na eq.(3.12), assim como sua representação em diagrama de blocos em malha fechada pode ser visto na Figura 16. Trata-se de um controlador ON/OFF com o erro resultante dos atrasos do atuador estimados e antecipados pelo termo feedforward $\hat{\delta}$. Aproveita-se de que o principal desvio do atuador possui características bem definidas e conhecidas, permitindo uma previsão no desvio de parada

$$u = \begin{cases} \text{ON}, & |\theta_d - \theta| \leq \hat{\delta} \\ \text{OFF}, & \text{se não} \end{cases} \quad (3.12)$$

Figura 16 - Diagrama de blocos do controlador ON/OFF com feedforward.

No termo *feedforward* (F.F.) compreendem os desvios causados pelo tempo morto do atuador $\Delta\theta_M$, que não realiza trabalho, e do próprio trabalho para dissipar a energia cinética do conjunto rotativo, escorregamento $\Delta\theta_w$ até a parada final. Desta forma, de acordo com o modelo considerado, o termo F.F. é expresso na eq.(3.13)

como suas somatórias. Para estimação deste termo, algumas hipóteses e simplificações são levantadas no que segue. A Figura 17 ilustra o funcionamento do controle, destacando o que termos F.F. representam observando a atuação do freio no tempo.

$$\hat{\delta} = \Delta\theta_M + \Delta\theta_W \quad (3.13)$$

Figura 17 - Gráfico ilustrativo do controle ON/OFF com F.F.

O termo de antecipação do tempo morto $\Delta\theta_M$ pode ser calculado pela velocidade atual do sistema, esperando-se que esta permanecerá constante durante o atraso conhecido t_m , considerado um intervalo de tempo muito pequeno com relação às não uniformidades da velocidade, resultando na estimação da eq.(3.14).

$$\Delta\theta_M = t_m \cdot \dot{\theta}_0 \quad (3.14)$$

Durante a desaceleração, o desvio $\Delta\theta_W$ é dependente do contra-torque do atuador, que acompanha o crescimento da corrente elétrica durante o degrau de acionamento. Uma simplificação é admitir que o contra-torque do freio pode ser

considerado um degrau, com valor constante enquanto realiza-se trabalho. Desta forma, baseado na eq.(3.10), o desvio estimado na realização de trabalho pode ser expresso pela eq.(3.15), onde é introduzido o parâmetro b .

$$\Delta\theta_W = \frac{J}{2 \cdot T_{freio}} \dot{\theta}_0^2 \rightarrow \Delta\theta_W = b \cdot \dot{\theta}_0^2 \quad (3.15)$$

Ainda, com a eq.(3.15) é possível verificar que a parcela de erro no posicionamento final devido a variações ou incertezas não modeláveis em J e T_{freio} são proporcionais ao quadrado da velocidade. Assim, de acordo com o intervalo de variação destas incertezas, como também da velocidade máxima de trabalho, poder-se-ia buscar dimensionar T_{freio} de forma que seja grande suficiente para conter a incerteza de posicionamento, ou limitar a velocidade de trabalho para a mesma finalidade.

De modo geral, para diminuir a incerteza de posicionamento em relação às incertezas do atrito ou momento de inércia, o escorregamento de frenagem deve ser pequeno. Por isto, há a possibilidade do fator b do termo *feedforward* de segundo grau tornar-se desprezível ou a confiança de sua medição inviabilizar sua utilização para uma faixa de baixa velocidade.

As considerações para um bom desempenho do algoritmo de controle apresentado baseiam-se em um projeto adequado do atuador, sendo que o intervalo de confiança do posicionamento final reflete seu projeto mecânico. O algoritmo de controle não tem ação para compensar distúrbios não modelados, mas somente antecipa o erro de posicionamento de atrasos e características construtivas bem definidas do freio.

3.5.2 ON/OFF com *feedforward* e pré-pulso

Como observado na eq.(3.15), é esperado um menor desvio de posição para menores velocidades, mediante as perturbações no atrito e no momento de inércia. Propõe-se, então, diminuir a velocidade do sistema brevemente antes da parada na posição final desejada.

Admitindo-se que o ganho do freio, ou relação entre tensão elétrica e contra-torque, não é bem conhecido ou não é possível de ser determinado com confiança, o

algoritmo proposto trata de aplicar um pulso para garantir a parada total do sistema nas proximidades da posição final, mas que seja imediatamente liberado ao detectar-se a parada, deixando que o operador naturalmente continue com o posicionamento. Espera-se que após o final do pré-pulso, o operador não consiga alcançar velocidades mais elevadas devido à proximidade da posição final desejada. Assim, na parada final, o problema de maior erro de posicionamento em maiores velocidades de frenagem seria atenuado com uma velocidade menor na frenagem final.

Partindo do princípio que uma estimativa da antecipação do pulso de aproximação ($\hat{\delta}_{pre}$) baseia-se na estimativa do espaço de escorregamento até o sistema parar, $\hat{\delta}_{pulso}$, somado a uma folga δ_{fin} em que ocorrerá o posicionamento final, obtém-se a eq.(3.16). Se conhecido o atraso do atuador, por exemplo expresso na eq.(3.17) como função de t_m e b , é possível obter uma estimativa de $\hat{\delta}_{pulso}$.

$$\hat{\delta}_{pre} = \hat{\delta}_{pulso} + \delta_{fin} \quad (3.16)$$

$$\hat{\delta}_{pulso} = t_m \cdot \dot{\theta}_0 + b \cdot \dot{\theta}_0^2 \quad (3.17)$$

O algoritmo de controle proposto é mostrado abaixo. Adota-se uma velocidade crítica ω_{crit} para que, acima desta, o sistema de controle tente agir para restringir a velocidade do sistema através do pré-pulso. Para velocidades menores que ω_{crit} , o controle ON/OFF com F.F. $\hat{\delta}$ do item anterior é executado sem atuação do pré-pulso.

1. Caso $\dot{\theta} < \omega_{crit}$, ligue o atuador caso $\theta \geq \theta_d - \hat{\delta}$;
2. Caso contrário, ligue o atuador caso $\theta \geq \theta_d - \hat{\delta}_{pre}$;
3. Caso o atuador tenha sido acionado para o pré-pulso de aproximação, desligue-o quando $\dot{\theta} = 0$;

Uma ilustração do funcionamento deste algoritmo pode ser vista na Figura 18, com os termos de antecipação destacados.

Figura 18 - Diagrama de funcionamento do método ON/OFF com F.F. e pulso de aproximação.

Deve ser contabilizado em δ_{fin} o tempo para o atuador retornar à condição inicial de atraso conhecido, t_v , e o tempo de atraso para seu próximo acionamento t_m , além de conter uma folga de segurança para o erro de escorregamento do pré-pulso, assim também como os termos utilizados para o pré-pulso podem conter uma margem de segurança para maior robustez, mas tomando-se cuidado para realizar a pré-parada longe da posição final, dando oportunidade para o operador elevar a velocidade novamente.

3.5.3 Controle paralelo ON/OFF e derivativo

Prosseguindo com o raciocínio de que, em menores velocidades, distúrbios inerentes às não-linearidades construtivas do freio e incertezas do atrito são menos presentes no erro de posicionamento absoluto final, propõem-se a adição de um controlador linear derivativo da posição, ou proporcional à velocidade, que anteciparia o erro causado por maiores velocidades.

O diagrama do controlador proposto pode ser visto na Figura 19. Em paralelo com o controlador ON/OFF foi adicionado um controlador derivativo. Enquanto o controle

ON/OFF não está agindo, o sinal de controle é governado pelo controle derivativo, sendo proporcional à velocidade do sistema.

Como não é esperado conhecimento do coeficiente de atrito, assim como a resposta de contra-torque do atuador é de esperada não-linearidade, o ganho derivativo (ou proporcional à velocidade) é de difícil determinação para que ocorra um movimento suave. Considera-se, portanto, a ação do operador humano para retomar o movimento caso ocorra uma frenagem precoce, ocasionando possivelmente um movimento *stick-slip* de forma que o ganho deve ser escolhido para evitar que o operador consiga conduzir a cinemática em altas velocidades, tendendo a ser mais suave quando o mesmo tenta manter baixas velocidades.

Figura 19 - Diagrama do controlador paralelo ON/OFF derivativo.

Desta forma, com um valor adequado do ganho derivativo, pretende-se estabilizar um movimento em baixa velocidade, fazendo com que a parada final ocorra com maior precisão. Em certos casos, o modelo de atraso do atuador pode ser negligenciado para velocidades baixas de aproximação de parada final.

Uma velocidade muito baixa, como desejada nas imediações da parada final, pode ser muito lenta para um trabalho eficaz de usinagem. Como a ação é puramente derivativa, haveria penalização para o operador sustentar uma velocidade mais elevada de trabalho, elevando desnecessariamente seu esforço ou inviabilizando seu trabalho. Por este motivo, o controlador só entrará em ação nas proximidades da parada, sendo então definido o intervalo de ação derivativa δ_a , como pode ser visto na Figura 20.

Figura 20 - Gráfico ilustrativo da ação do controlador proposto.

3.6 Feedback ou feedforward por corrente nominal

Caso a indutância da bobina do atuador tenha valor apreciável, haverá um atraso entre a saída do controlador e a ação do contra-torque, caso o acionamento ON/OFF seja realizado por um degrau de tensão elétrica de valor igual à tensão nominal do atuador, ocasionando degradação de seu desempenho. A lentidão no crescimento da corrente elétrica, e por consequência do contra-torque, é característico do sistema LR de primeira ordem formado pela bobina e sua resistência série R . Algumas técnicas podem ser empregadas para atenuar a influência da indutância L .

Sendo conhecida a função de transferência G_{bobina} através da eq. (3.4), sua função inversa é facilmente encontrada, como visto na eq. (3.18). Para um sinal desejado de corrente no atuador, seria fornecido o sinal de tensão necessário a ser aplicado na bobina e obter-se a corrente desejada na mesma, como um filtro.

$$G_{bobina}^{-1} = \frac{V(s)}{I(s)} = s \cdot L + R \quad (3.18)$$

Desta forma, conhecendo-se os valores de L e R , que são razoavelmente fáceis de medir, pode-se construir o filtro inverso com componentes discretos (diferenciador) ou implementar digitalmente no controlador. Neste ultimo caso, pode-se aproveitar do acionamento do atuador por modulação de largura de pulso (PWM - *Pulse Width*

Modulation), resultando em pouca perda na forma de calor pelo circuito de acionamento.

Porém, pelo filtro depender de uma derivação da corrente desejada, sinais de controle muito rápidos, como o presente no degrau de controle ON/OFF, alcançariam a tensão máxima de saturação da fonte de alimentação do sistema. Mesmo com saturação, caso a tensão de alimentação disponível seja razoavelmente maior que a tensão nominal da bobina, o aumento na velocidade do crescimento de corrente justifica até certo ponto o emprego deste tipo de acionamento, como já visto na Figura 13.

Um acionamento alternativo, que não exige conhecimento de R e L , eliminando então desvios de acionamento causados por possíveis variações, mas que obtém resultados semelhantes é a utilização de um *feedback* ou acionamento por corrente elétrica.

Na prática, uma técnica simples empregada para aumentar a velocidade de resposta de atuadores eletromagnéticos no acionamento ON/OFF é a simples limitação de corrente elétrica ao valor nominal do atuador, seja por um feedback no circuito de acionamento ou na própria fonte de alimentação. Assim, com o degrau de acionamento, a tensão de acionamento na bobina assume o valor máximo da fonte, maior que sua tensão nominal. Ao alcançar seu valor de corrente nominal, o feedback próprio da fonte de alimentação ou do controlador trata de limitar o valor de corrente, simplificando o acionamento.

Para isto pode-se empregar circuitos chaveados ou lineares, como por exemplo feedback de limite de corrente em uma fonte chaveada ou limitador de corrente por transistor bipolar. Até mesmo circuitos passivos, como resistor série com a carga, podem ser empregados. Cada um apresenta um compromisso entre complexidade, potência dissipada e ganho de desempenho.

Ainda, pode haver um período de sobrecorrente cujo tempo pode propositalmente abranger o tempo de realização de trabalho de frenagem, fornecendo então maior torque ao atuador e trazendo maior desempenho ao sistema, tomando-se cuidado com o ciclo de trabalho da sobrecorrente para não danificar o atuador.

3.7 Princípio de redução

Além do projeto adequado do atuador e do algoritmo de controle, o princípio de redução também pode ser utilizado para aumentar a precisão de posicionamento do conjunto final. Como abordado por Nakazawa (1994) e ilustrado na Figura 21, caso exista um mecanismo de redução $1:n$ em certo deslocamento, o erro do deslocamento também seria reduzido na razão n , caso não haja adição de ruídos pelo mecanismo de redução. No caso da ilustração, ocorre uma redução no deslocamento ao longo do arco c , dependendo do raio $n > 1$. Portanto, caso o mecanismo que promove o deslocamento c tenha um erro aditivo característico e , este erro será diminuído do outro lado do mecanismo, juntamente com o deslocamento.

Figura 21 - Ilustração do princípio de redução.

Inserindo-se um mecanismo de redução angular entre os eixos do atuador e do parafuso da mesa, no estudo de caso considerado, haverá um efeito de redução no movimento do eixo em relação ao escorregamento do freio enquanto este realiza trabalho. Uma observação é que não haverá nenhum efeito sobre o desvio causado pelo tempo morto de acionamento do atuador.

Figura 22 - Montagem de um redutor no eixo do sistema.

Na Figura 22 é esquematizada a montagem do redutor no sistema proposto. Na parte do parafuso estão presentes o deslocamento angular $\Delta\theta$ e o momento de inércia J . No momento de inércia J estão contidos os momentos de inércia

invariantes do parafuso e peças solidárias à sua rotação, assim como o momento de inércia estocástico imposto pelo movimento dos membros do operador. Já no freio estão presentes o deslocamento angular $\Delta\theta_F$, o momento de inércia do disco do freio J_F e o contra-torque T_F . As razões entre deslocamento, velocidade e torque devido ao redutor podem ser vistas na eq.(3.19). Como a velocidade do eixo do parafuso é ampliada no eixo do freio, outra observação é que as não-linearidades do atrito em função da velocidade podem tornar-se mais expressivas com a utilização do redutor.

$$\begin{cases} \Delta\theta = \Delta\theta_F/n \\ \dot{\theta} = \dot{\theta}_F/n \\ T_m = nT_F \end{cases} \quad (3.19)$$

A equação dinâmica no eixo, sem ação do atuador e com ação de um operador humano através de T_m , pode ser vista na eq.(3.20) sendo possível observar que o momento de inércia do disco do freio é refletido ao eixo do parafuso pelo fator n^2 . Desta forma, o momento de inércia refletido ao parafuso pode provocar características inerciais à operação do posicionamento do eixo, sendo indesejável para o posicionamento de precisão, assim como também podem aumentar o esforço necessário no trabalho, prejudicando o operador. Perdas com atrito também são amplificadas ao eixo do parafuso pela razão do redutor, podendo aumentar o esforço realizado pelo operador. Desta forma, a redução ou o momento de inércia refletido, assim como as perdas no eixo de saída do redutor, devem ser cuidadosamente dimensionados para manter as características de operação da máquina.

$$T_m = (J + n^2 J_F) \ddot{\theta} \quad (3.20)$$

Considerando o crescimento de torque do freio como um degrau e desprezando o esforço do operador humano, a distância percorrida pela frenagem, no eixo de interesse do posicionamento, é apresentada na eq.(3.21), obtida através do trabalho realizado na frenagem do freio partindo da velocidade inicial ω_{0F} do eixo do freio e realizando substituições com as expressões da eq.(3.19) para obter-se $\Delta\theta$ a partir da velocidade inicial do eixo de interesse ω_0 .

$$\begin{aligned}
\Delta\theta_F &= \frac{(J/n^2 + J_F) \cdot \omega_{0F}^2}{2 \cdot T_F} \\
\Delta\theta \cdot n &= \frac{(J/n^2 + J_F) \omega_0^2 n^2}{2 \cdot T_F} \\
\Delta\theta &= \frac{1}{n} \cdot \frac{J + n^2 J_F}{2 \cdot T_F} \omega_0^2
\end{aligned} \tag{3.21}$$

Reescrevendo a eq.(3.21) por extenso, observa-se que uma parcela do resultado é igual a $\Delta\theta_W$ da eq.(3.15), que representa a distância de frenagem sem o redutor. Realizando a substituição, obtém-se a eq.(3.22). Através desta, pode-se observar que a adição do redutor diminuiu o intervalo de frenagem $\Delta\theta_W$, e por consequência seu erro, na razão n . Porém, devido à dinâmica inercial de J_F , surgiu um termo "parasita" dependente de J_F , n , ω_0 e T_F , sendo necessário avaliar se o nível de incerteza trazido por este termo não atenua ou inviabiliza os benefícios trazidos pela redução.

$$\begin{aligned}
\Delta\theta &= \frac{1}{n} \cdot \frac{J}{2 \cdot T_F} \omega_0^2 + n \cdot \frac{J_F}{2 \cdot T_F} \omega_0^2 \\
\Delta\theta &= \frac{1}{n} \cdot \Delta\theta_W + n \cdot \frac{J_F}{2 \cdot T_F} \omega_0^2
\end{aligned} \tag{3.22}$$

Uma avaliação rápida pode ser feita através do produto $n \cdot J_F$, sendo que quanto menor em relação a J , menor a influência do termo "parasita". Por exemplo, se $n \cdot J_F$ tender a zero devido a um baixíssimo momento de inércia do freio, a distância de frenagem será praticamente igual a $\Delta\theta_W/n$, ou seja, a redução é conseguida integralmente no posicionamento. Em outro exemplo, caso $n \cdot J_F$ seja igual a J , resultará em uma redução na distância de frenagem na razão $n/2$, com distância igual a $2\Delta\theta_W/n$.

A vantagem do contra-torque ganho pelo atuador com a utilização de redução pode também permitir maior vantagem em relação a distúrbios vindos da variação do momento de inércia no eixo de interesse.

Estes fatores podem viabilizar a utilização do princípio de redução para aumentar a precisão de um sistema de posicionamento, caso a principal fonte de erros estiver relacionado com o trabalho de frenagem.

4 Metodologia e Resultados

A metodologia deste trabalho consiste em construir um protótipo com características típicas de trabalho do estudo de caso. Desta forma, serão avaliados o regime típico de operação manual em um manipulador, a representatividade do modelo dos atrasos de frenagem apresentado, a influência de incertezas no erro de posicionamento final e o desempenho dos controladores propostos. Serão confrontadas as influências dos fatores considerados modeláveis com os fatores não modelados no erro de posicionamento final, assim como o desempenho do controlador e sua sensibilidade a incertezas.

No item 4.1 da metodologia é apresentado o protótipo e seu funcionamento, inicialmente com entreferro. Também é apresentado o arranjo experimental, suas partes e características de acionamento, utilizado nas etapas posteriores. No segundo item são levantados dados sobre a faixa típica de trabalho deste tipo de operação manual. No item que segue é realizada a identificação do atuador, dos parâmetros do modelo de controle e avaliação das incertezas. No quarto item é avaliado o desempenho do controlador ON/OFF com feedforward e pulso de aproximação, dependente do modelo. No item 4.5 o protótipo é modificado, eliminando-se o entreferro e diminuindo-se suas não-linearidades de acionamento, permitindo que, além do controlador ON/OFF, seja avaliado o termo derivativo de controle proposto.

Em cada item são apresentados os resultados experimentais e índices de desempenho, sendo discutidos no capítulo seguinte.

4.1 Protótipo e arranjo experimental

O protótipo montado consiste em um arranjo mecânico no qual um freio eletromagnético, solidário a um eixo, pode atuar em sua parada, de acordo com o atuador abordado na Seção 3. A medida de posição angular do eixo é acompanhada através de um *encoder* rotativo, com resolução de 10.000 contagens por revolução. Junto ao eixo existe também um manipulador para atuação manual do operador humano ou de um motor DC. O freio, construtivamente, foi adaptado de uma embreagem de polia de ar condicionado automotivo, de forma que a polia da

embreagem é fixada a uma base que não permite seu giro, ocorrendo então frenagem quando o eixo é acoplado à polia através do platô da embreagem. O acoplamento dos discos ocorre pela força magnética gerada por uma bobina solenoide, com resistência medida de 3,5 Ohms e tensão de operação nominal de 14 Volts, resultando em uma corrente nominal de 4 A.

Um sistema microcontrolado realiza a leitura do encoder e comunica-se com o computador através de uma porta serial RS-232. O acionamento da bobina ocorre através de um MOSFET, com tempos de acionamento e desacionamento medidos de 0,2 μ s e 4,5 μ s, respectivamente, para o chaveamento nominal da carga em 14 V. Na Figura 23 pode ser vista uma ilustração funcional da montagem do sistema eletrônico utilizado nos experimentos. A placa de potência possui um canal de chaveamento de carga com resistor shunt para medida de corrente, onde foi ligada a bobina do freio. Uma fotografia das placas de circuito, com discriminação de sua funcionalidade, pode ser vista na Figura 25 (c).

Figura 23 - Ilustração da montagem funcional do protótipo.

Na Figura 24 e Figura 25 (a) são mostradas fotografias do arranjo experimental, discriminando-se o encoder e o manípulo nesta última. O desenho do conjunto

mecânico em corte, sem a base, pode ser visto na Figura 26, com destaque para suas partes internas. O entreferro do protótipo construído é destacado na Figura 25 (b) com uma folha de papel inserido neste e mede de 0,2 a 0,4 mm, devido a um desalinhamento construtivo que se acredita estar associado à folga do rolamento da polia, que não fora removida do conjunto original e utilizou-se na fixação do disco estático. Este desalinhamento foi um fator limitante no ajuste que tentou minimizar o entreferro.

Figura 24 - Fotografia do arranjo experimental.

Figura 25 - Detalhes do protótipo: (a) protótipo; (b) folha de papel colocada no entreferro; (c) placas de controle e potência.

Figura 26 – Desenho de conjunto da montagem mecânica, base omitida.

Em um primeiro experimento para avaliar a zona morta de acionamento e histerese, o atuador foi ligado a uma fonte de alimentação ajustável e sua tensão, inicialmente zero, foi manualmente aumentada lentamente até a tensão nominal do atuador. Enquanto a tensão era aumentada, anotava-se a corrente consumida e observou-se o estado do entreferro, associando 0 caso não esteja fechado e 1 caso tenha se fechado, como na função ζ definida na eq.(3.7). Após alcançar a tensão nominal, a tensão da fonte foi diminuída lentamente até retornar a zero, sendo realizadas as mesmas observações anteriores. Os resultados são mostrados no gráfico da Figura 27.

Enquanto o disco encontra-se acoplado, mesmo próximo ao valor mínimo de corrente para manter o acoplamento, o contra-torque do atuador percebido por um operador humano é relativamente alto e aumenta com grande sensibilidade à corrente elétrica, impedindo sua movimentação. Desta forma, percebe-se que o ganho do atuador é bastante elevado com relação ao operador humano, assim como

sua banda morta de acionamento impossibilita diminuição da corrente para menor contra-torque. Assim, verificou-se que seria inviável a implementação do algoritmo com ação de controle gradativa e proporcional à velocidade.

Figura 27 - Gráfico da banda morta e histerese de acionamento do atuador.

Durante um experimento que utiliza o controlador digital, os parâmetros e tipo de controlador a ser utilizado são questionados em uma interface de usuário no computador ligado à placa lógica de controle. Quando o usuário sinaliza o início do experimento, o computador envia um pacote inicial com as configurações pertinentes. Em seguida, a placa de controle passa a enviar continuamente pacotes com o estado do protótipo, definidos pela posição, velocidade estimada, estado da saída, número sequencial de parada e número sequencial da mensagem. Quando a lógica de controle aciona o atuador para frenagem de posicionamento final, o próximo pacote na sequência é sinalizado com um estado diferenciado. A taxa de atualização do estado do protótipo é de aproximadamente 1,152 kHz com período de aproximadamente 0,87 ms. O atuador continua ativo até que um pacote de liberação seja recebido pela placa de controle. O programa do computador automaticamente aguarda aproximadamente 2 segundos e então envia o pacote de liberação. Para interpretação dos dados, a posição final do posicionamento é coletada como a posição anterior à liberação do freio.

Como a leitura do encoder mostra-se bastante estável e com ruído na faixa de poucas contagens, a velocidade é estimada por derivação de uma leitura atual e uma anterior de posição, em uma taxa de 200 Hz ou 5 ms. Desta forma, a resolução da velocidade é de 200 contagens/s ou 0,02 rev/s.

Na interface de usuário do computador são mostrados os dados de Velocidade, Posição, erro com relação ao *setpoint* e um histograma da velocidade $\dot{\theta}_0$ das paradas anteriores, como pode ser visto na Figura 28.

A montagem eletrônica e as fontes de bancada ajustáveis possibilitam avaliar o sistema com o atuador alimentado através de sua tensão nominal de 14 V, que será chamado de acionamento por tensão daqui em diante, ou através de um valor maior de tensão e limitação de corrente pelo valor de corrente nominal, mencionado como técnica por corrente limitada daqui em diante. Neste ultimo tipo de acionamento, uma tensão elétrica inicial de 30 V é utilizada e a fonte é ajustada para limitar a corrente de saída em 4 A. Na Figura 29 é mostrado um gráfico da resposta de corrente real do atuador, quando submetido a um degrau de 14 Volts e de 30 Volts com limitação de corrente. Observa-se que há um pico, ou *overshoot*, de corrente por cerca de 35 ms, característico da fonte de alimentação utilizada, mas que em seguida a fonte consegue manter seu valor constante, não prejudicando o atuador.

A curva característica do degrau de 14 V foi considerada uma resposta de primeira ordem de um sistema indutivo-resistivo, sendo possível aferir a constante de tempo característica R/L diretamente através do intervalo de tempo que a corrente demorou a alcançar 63% de seu valor máximo. Pelo gráfico, mediu-se 30 ms, resultando em uma indutância medida indiretamente de 105 mH, uma vez já conhecida a resistência da bobina.

Figura 28 - Tela do programa supervisorio do controlador.

Figura 29 - Curva de crescimento de corrente para um degrau unitário de tensão, nos acionamentos por tensão nominal (14 V) e limitação de corrente (30 V).

Com um microfone de eletreto colado na estrutura metálica do freio, captando a vibração do acoplamento, foi possível medir o atraso aproximado do instante de acoplamento do freio. Realizou-se um experimento onde o valor da tensão do degrau de acionamento foi variado de 8 a 60 Volts e os resultados podem ser vistos no gráfico da Figura 30.

Figura 30 - Atraso de acoplamento do freio, com diferentes degraus de tensão de acionamento.

4.2 Levantamento da utilização típica

Uma primeira coleta de dados teve como objetivo conhecer as acelerações, velocidades máximas e típicas envolvidas na operação manual do manipulador, assim como registrar sua uniformidade. Para isto, o operador foi instruído a tirar o manipulador do repouso com uma grande aceleração e, então, tentar manter uma velocidade de giro relativamente alta, mas uniforme, de acordo com sua destreza. A Figura 31 apresenta o resultado obtido.

Figura 31 - Comportamento típico de uma operação manual.

Quantitativamente, a velocidade máxima conseguida foi cerca de 4,5 rev/s de pico para o movimento súbito inicial. Na movimentação coordenada, a velocidade média mostrou-se aproximadamente 2 rev/s. A aceleração máxima alcançou cerca de 3,3 rev/s² durante a aceleração inicial e, durante o trabalho coordenado, assumiu um valor máximo de cerca de 0,6 rev/s².

4.3 Identificação do protótipo

Para avaliar o grau de correspondência do protótipo com o modelo levantado, assim como o grau de influência de fatores não modelados e incertezas no erro de posicionamento final, uma bateria de experimentos de frenagem foi realizada. Nestes experimentos, foram levantados dados em condições controladas, visando minimizar as incertezas e permitir a avaliação do modelo. Posteriormente, as condições experimentais controladas são eliminadas progressivamente, analisando-

se então a influência de alguns fatores e incertezas no erro de posicionamento. Nestas condições controladas estão compreendidas a uniformidade da velocidade de giro, a variação no momento de inércia e possíveis vícios de posição de parada causados pela não uniformidade do atrito. Estes fatores sofrem variações com a ação do operador ou imperfeições construtivas do protótipo.

No primeiro grupo de experimentos, o protótipo foi colocado em movimento por um motor DC e polia de atrito. Em uma mesma posição, após duas voltas completas, o freio era acionado. Aguardava-se, então, dois segundos para coletar a posição final da frenagem e liberar o freio, podendo então ser iniciado um novo ciclo de coleta de dispersão. Dois experimentos foram executados, sendo o primeiro com acionamento do freio através de tensão nominal e o segundo com acionamento por corrente limitada. Em cada experimento foram coletados cerca de 200 valores de posição final de frenagem ou paradas. Um detalhe é que a polia de atrito utilizada para excitar o sistema havia sido fixada no eixo do motor através de uma leve pressão de interferência, gerando um leve atrito de forma que, na frenagem, o atrito estático da fixação da polia é vencido fazendo com que o motor pare de exercer mais torque no eixo do manipulador, como pode ser verificado na Figura 32.

Como resultado do primeiro grupo de experimentos, será observado o erro de posicionamento do freio e suas características, podendo ser confrontados com seu comportamento esperado no modelo descrito pela eq. (3.9), identificando os coeficientes nas eqs.(3.14) e (3.15). Com os resultados também se espera observar dispersões associadas essencialmente à incerteza do atrito. Uma vez que o posicionamento dá-se sempre na mesma posição, minimizam-se possíveis dispersões causadas por fatores construtivos. Executando a movimentação em uma velocidade uniforme, graças ao motor D.C., diminuem-se distúrbios de esforço, assim como variações no momento de inércia refletidas no eixo, que poderiam ser induzidas pelo operador humano.

Figura 32 - Procedimento de excitação do protótipo através de motor DC.

A velocidade do motor D.C. foi ajustada através de sua tensão de alimentação, com ajuda de uma fonte de alimentação de bancada. No mesmo instante em que o atuador é acionado, a velocidade do sistema é registrada como a velocidade inicial da parada $\dot{\theta}_0$. As velocidades são escolhidas de forma a tentar manter uma distribuição uniforme entre 0 e 4,5 rev/s. Cada ciclo do experimento tem como resultado principal o par de dados velocidade inicial de parada e erro final de posição.

A faixa de velocidade deste experimento é maior que o intervalo de trabalho levantado (velocidade máxima conseguida pelo operador no item anterior) com o objetivo de obter-se um conhecimento mais amplo do comportamento do sistema. Na apresentação dos resultados, para cada grupo com acionamento por tensão nominal e por limite de corrente, é criado um subconjunto com os dados das paradas ocorridas com velocidade inicial dentro da faixa de trabalho considerada, de 0 a 2 rev/s.

Figura 33 - Resultados da identificação do protótipo; pontos em cruz representam os dados coletados, linhas representam identificação.

Com o conjunto completo de dados coletados, utilizou-se a função de *fit* do programa computacional Matlab® para determinar os coeficientes da velocidade, $\dot{\theta}_0$ e $\dot{\theta}_0^2$ das eqs. (3.14) e (3.15), que melhor representam o desvio de posicionamento, de acordo com a eq. (3.13). Já com o conjunto de dados dentro da faixa de velocidade de trabalho, realizou-se uma linearização negligenciando-se o termo de segundo grau, utilizando também a ferramenta *fit* do Matlab® para determinação de seu coeficiente. Os coeficientes obtidos são mostrados na Tabela 1, assim como os pontos coletados em comparação com a aproximação do modelo podem ser vistas na Figura 33.

Tabela 1 - Coeficientes identificados.

Conjunto	Tensão nominal			Corrente limitada		
	Completo	Completo	Vel. Trabalho	Completo	Completo	Vel. trabalho
Estrutura do modelo	$a\omega_0 + b\omega_0^2$	ax	$a\omega_0$	$a\omega_0 + b\omega_0^2$	$a\omega_0$	$a\omega_0$
a ($\times 10^{-3}$)	15,3	17,9	16,6	7,6	9,6	8,5
b ($\times 10^{-9}$)	88,9			62,5		

Os resíduos da identificação, obtidos pela diferença entre o resultado esperado pelo modelo e o resultado experimental, nas mesmas condições iniciais, são mostrados na Tabela 2. Está compreendido no resíduo elementos não modelados, incertezas e ruído, como o atrito, deformações mecânica, etc. São analisados os resíduos dos conjuntos completos de dados com o modelo de segundo grau, os conjuntos em velocidades baixas com o modelo linear e os conjuntos completos com o modelo linear. Este último caso pensando-se no princípio da parcimônia, levando-se em conta o custo computacional, permitindo analisar se um modelo mais simples teria seu desempenho facilmente deteriorado em velocidades maiores, como previsto na eq. (3.15).

Tabela 2 - Avaliação dos resíduos das identificações; valores em unidades de contagem do encoder.

Acionamento	Tensão nominal (14V)				Corrente limitada (30V)			
Conj. dados	Completo		Vel. trabalho		Completo		Vel. trabalho	
Qnt. paradas	199		101		186		93	
Estrutura do modelo	$a\omega_0 + b\omega_0^2$	$a\omega_0$	--	$a\omega_0$	$ax + b\omega_0^2$	$a\omega_0$	--	$a\omega_0$
Média	-0,23	-5,19	173	-1,95	-0,19	-5,98	87	-1.25
Sigma	5,59	19,16	89	5,07	1,70	14,00	49	3.18
Erro max. abs.	21,23	72,44	342	16,98	5,89	41,64	175	7,75

É mostrado nas Figura 34 e Figura 35 o comportamento durante a frenagem. Na Figura 34 é mostrada a velocidade em função do deslocamento após o atuador ter sido acionado na posição desejada. São apresentadas duas velocidades iniciais para cada tipo de acionamento do atuador. As velocidades dos ciclos de parada

mostrados nestes gráficos foram obtidas diferenciando-se ponto a ponto as posições captadas da placa de controle, sendo então o intervalo de diferenciação igual ao intervalo de aquisição de 0,87 ms, fazendo com que esta seja a distância temporal entre dois pontos adjacentes de uma curva do gráfico. A diferenciação não foi suavizada para não inserir atrasos.

Figura 34 - Gráfico de erro final e velocidade, com atuador acionado na posição desejada (erro zero); intervalo de amostragem de 0,87ms.

Já a Figura 35 mostra a velocidade em função do tempo, com o atuador sendo acionado no instante inicial, podendo-se comparar o atraso para o atuador exercer desaceleração e o intervalo de tempo em que o trabalho de frenagem ocorre.

Figura 35 - Desaceleração de algumas paradas coletadas, com atuador acionado em $t=0s$; taxa de amostragem de 0,87 ms.

4.4 ON/OFF com Feedforward

Uma vez identificado os coeficientes do modelo de antecipação, o termo feedforward de antecipação foi utilizado nesta etapa para avaliar seu desempenho prático, assim como medir o grau de influência das perturbações e incertezas não contabilizadas. Primeiramente os experimentos são realizados em condições próximas às da identificação e progressivamente avançam para condições de uma operação normal nos lotes de experimentos seguintes. Fora quando mencionado, os experimentos são realizados dentro da faixa de velocidade de trabalho e tenta-se manter uma distribuição uniforme, como nos procedimentos anteriores.

No primeiro experimento (I), o controlador foi testado dentro das mesmas condições de identificação, ou seja, utilizando um motor DC e almejando o posicionamento na mesma posição angular. Espera-se, desta forma, validar o funcionamento do algoritmo e medir o desempenho da implementação na presença de menores perturbações. Realizou-se a bateria de experimentos tanto com a alimentação por tensão nominal quanto com limitação por corrente nominal. O resultado da dispersão dos pontos pode ser vista na Figura 36 (a), assim como sua contabilização quantitativa na Tabela 3.

Ainda utilizando o motor DC, o próximo experimento (II) realizava cada ciclo de frenagem em posições aleatórias. A cada início de ciclo, a posição desejada era determinada como uma volta inteira somada a uma posição aleatória dentro de uma volta completa. Na Figura 36 (b) é mostrado o resultado da dispersão dos pontos e na Tabela 3 seu desempenho quantitativo. O experimento foi realizado apenas com alimentação do atuador por limitação em corrente nominal.

Um operador foi permitido realizar o posicionamento manualmente no terceiro experimento (III). Para simular a realização de um trabalho, foi fornecida ao operador a tarefa de manter o histograma de velocidades uniforme ao longo de aproximadamente 100 ciclos de frenagens. O posicionamento aleatório e a operação humana pretendem submeter o controlador a um trabalho próximo do real. Seu gráfico de dispersão dos erros de parada pode ser vistos na Figura 36 (c), assim como a análise de seu desempenho também consta na Tabela 3.

Em seguida, no próximo experimento (IV), o operador foi instruído a executar o mesmo tipo de trabalho anterior, mas privilegiando velocidades entre 1,5 e 2,5 rev/s. O posicionamento permaneceu aleatório, sendo ainda o atuador acionado por limitação de corrente. Porém, neste experimento foi empregado o pré-pulso de aproximação, utilizando o mesmo parâmetro de tempo morto aferido anteriormente, velocidade crítica $\omega_{crit} = 0,3$ rev/s e $\delta_{fin} = 100$ contagens. Seus resultados são mostrados no gráfico da Figura 36 (d) e inclusos na Tabela 3.

Figura 36 - Desempenho dos controladores. (a) Mesmas condições da identificação; (b) explorando outras posições; (c) acionamento manual; (d) pulso de aproximação.

Tabela 3 - Resultados do desempenho dos controladores. Resultados em unidades de contagem do encoder.

Etapa	I		II	III	IV
Descrição	Tensão nominal	Limite corrente	Pos. aleatória	Acionamento manual	Pulso de aprox.
Número de paradas	100	102	99	102	208
Média do erro	-1,43	-1,51	-2,70	-1,96	0,74
Sigma do erro	5,74	2,99	3,34	4,41	5,38
Erro máximo absoluto	20	9	11	16	22

Complementando a apresentação dos resultados do experimento com o algoritmo ON/OFF com *feedforward* e pré-pulso, vistos na Figura 36 (d), estes são reapresentados na Figura 37, incluindo-se a velocidade em que o sistema

encontrava-se no instante imediatamente anterior ao pré-pulso, de acordo com o erro do posicionamento final deste mesmo posicionamento.

Figura 37 - Experimento com pulso de aproximação, mostrando a velocidade anterior a este.

Ainda com o controlador com pré-pulso de aproximação, foi realizado mais um experimento (**V**) onde a faixa de velocidade foi estendida para a faixa de 2 a 4 rev/s. Os parâmetros de configuração do controlador são os mesmos do experimento anterior. Os resultados são apresentados na Figura 38. Neste gráfico é mostrado junto à velocidade anterior à frenagem final, a velocidade anterior ao pulso de aproximação. Na Tabela 4 a análise destes resultados é apresentada, comparando-se com o experimento anterior (**IV**).

Figura 38 - Velocidade de pulso e de parada em experimento em velocidade estendida.

Tabela 4 - Comparação entre desempenho do método com pré-pulso de aproximação com velocidade estendida; resultados em unidades de contagem do encoder.

	IV	V
	Faixa de trabalho	Faixa estendida
Média da velocidade na parada final	0,39	0,38
Média da velocidade no pré-pulso	2,05	2,92
Média do erro final	0,74	6,94
Sigma do erro final	5,38	7,86
Erro absoluto máximo	22	31
Número de paradas do experimento	208	71

4.5 Modificações no protótipo

Após a avaliação do protótipo dentro das especificações iniciais, modificações construtivas foram realizadas no freio, alterando seu comportamento para 1) avaliação da influência no erro de posicionamento com a diminuição do entreferro para o controlador ON/OFF com feedforward; 2) permitir a implementação do controle derivativo, ou proporcional à velocidade.

Os dois objetivos foram alcançados essencialmente modificando-se as molas de retorno do disco rotor do freio e, durante a montagem, aproximando os discos até a eliminação do entreferro, deixando uma leve pré-carga entre eles, provocada pelas mesmas molas. As novas molas, de PVC, possuem maior elasticidade com relação às molas anteriores de aço mola, apresentando módulo de elasticidade aproximado de 2 GPa e 200 GPa, respectivamente (CAMBRIDGE, 2003). Na Figura 40 pode-se observar a montagem do freio com as novas molas, assim como a comparação da mola de aço com a mola de PVC. A mola de PVC foi confeccionada com uma chapa de PVC e apresenta espessura de 2 mm, enquanto a mola de aço apresentava espessura de 1,1 mm.

Com esta modificação, o requisito inicial do atuador de não apresentar contra-torque em repouso foi violado. Porém, o contra-torque apresentado foi considerado baixo e julgou-se que não interferia na execução de trabalhos manuais, permitindo que o grupo de experimentações sem entreferro prosseguisse.

A banda morta de acionamento foi praticamente eliminada com a eliminação do entreferro, permitindo a aplicação de uma ação de controle gradual e que, enquanto tenta limitar a velocidade de aproximação da parada final, não necessariamente impede o operador de continuar com o movimento, como proposto no algoritmo de controle derivativo ou proporcional à velocidade.

Figura 39 - (esquerda) platô, ou disco rotor, montado no freio com as molas de PVC; (direita) mola de PVC, acima, em comparação com a mola de aço, abaixo.

Analogamente ao procedimento do protótipo anterior, realizou-se uma rápida identificação do parâmetro feedforward, utilizando giro manual ao invés do motor DC, assim como na faixa de velocidade de trabalho e em posições aleatórias. Graficamente, os erros de posicionamento podem ser vistos na Figura 40, os coeficientes identificados na Tabela 5 e a análise de resíduos na Tabela 6.

Figura 40 - Erro de posicionamento no protótipo sem entreferro. (esquerda) regressão com modelo linear; (direita) regressão com modelo quadrático.

Tabela 5 - Coeficientes identificados.

	Tensão nominal		Corrente limitada	
Estrutura do modelo	$a\omega_0 + b\omega_0^2$	$a\omega_0$	$a\omega_0 + b\omega_0^2$	$a\omega_0$
$a (\cdot 10^{-3})$	2,9	6,2	13,9	3,4
$b (\cdot 10^{-9})$	202,6	--	134,4	--

Tabela 6 - Análise do erro de posicionamento do protótipo sem entreferro e resíduos da identificação; valores em unidades de contagem do encoder.

Acionamento	Tensão nominal			Corrente limitada		
Numero de paradas	111			108		
Estrutura do modelo	--	$a\omega_0$	$a\omega_0 + b\omega_0^2$	--	$a\omega_0$	$a\omega_0 + b\omega_0^2$
Média	61,95	-4,49	1,26	31,87	-1,83	-0,24
Sigma	45,06	11,89	7,24	23,31	6,35	2,84
Erro max. abs.	188,00	49,12	24,58	90,00	21,36	9,75

4.5.1 Controle ON/OFF com Feedforward

Com o conhecimento do coeficiente do modelo feedforward, realizou-se uma bateria de experimentos para avaliar o desempenho do sistema com o controle ON/OFF antecipado por este. Novamente, partindo-se do princípio da parcimônia, foi utilizado o modelo linear no controlador. Um grupo de experimentos foi feito com acionamento por tensão nominal (VI) e outro grupo por corrente limitada (VII). A análise dos resultados pode ser vista na Tabela 7, assim como o gráfico de dispersão pode ser vista na Figura 41.

Tabela 7 - Análise dos resultados do controle ON/OFF com F.F. no protótipo sem entreferro; resultados em unidades de contagem do encoder.

Descrição	VI	VII
	Tensão Nominal	Corrente lim.
Número de paradas	73	81
Média do erro	-3,34	-2,00
Sigma do erro	9,98	5,75
Erro máximo absoluto	31	18

Figura 41 - Gráfico do erro de posicionamento do protótipo sem entreferro, controle ON/OFF com F.F.

4.5.2 Controle paralelo ON/OFF e derivativo

Neste experimento, realizou-se o posicionamento utilizando o algoritmo de controle ON/OFF e derivativo em paralelo. Analogamente aos experimentos anteriores, o posicionamento era executado manualmente e em posições aleatórias. No controlador derivativo, configurou-se o termo proporcional com um relativo alto ganho, com o objetivo de obter-se um movimento à baixa velocidade nas imediações da posição final. O intervalo de controle derivativo adotado foi $\delta_a = 800$ contagens, ou $28,8^\circ$, com ganho derivativo $K_d = 125$. Com este ganho, a saída ao atuador é acionada em 100% com a velocidade de 2,0 rev/seg. A tensão da fonte de alimentação foi ajustada para a tensão nominal da bobina. O operador fora instruído a concentrar-se em manter a velocidade de trabalho entre 1 e 2,5 rev/s fora do

trecho de ação do controlador derivativo. Os resultados podem ser vistos no gráfico da Figura 42 e na Tabela 8. Com estes parâmetros, ocorre uma frenagem quando o sistema alcança o início de δ_a , em razão do alto ganho. Quando o operador retoma o movimento, este ocorre com certa uniformidade se o operador mantém uma velocidade baixa, mas torna-se oscilatório com fortes características de stick-slip se o operador tenta alcançar velocidades maiores. Na Figura 43 é mostrado um exemplo de movimento durante o controle derivativo, ilustrando a falta de uniformidade no movimento.

Tabela 8 - Análise dos resultados do controle ON/OFF e derivativo em paralelo; unidades em contagens do encoder quando não especificadas.

Descrição	VIII
	Controle ON/OFF com derivativo
Número de paradas	109
Média do erro	1,26
Sigma do erro	2,32
Erro máximo absoluto	15
Velocidade média da parada final (rev/s)	0,14
Velocidade média do movimento antes do controle (rev/s)	2,0

Figura 42 - Gráfico de dispersão do erro de posicionamento final, do controlador ON/OFF e derivativo, com a velocidade da parada final e a velocidade de trabalho antes da ação derivativa.

Figura 43 - Movimento nas proximidades da parada final.

5 Discussões

5.1 Características do protótipo e identificação

O protótipo montado cumpriu com as expectativas pretendidas e permitiu a realização dos experimentos. Uma comparação entre o gráfico experimental da Figura 30 com o gráfico da Figura 13 possibilita observar-se que eles apresentam o mesmo tipo de curva. Portanto, confirma-se que a influência na diminuição do tempo de vencimento do entreferro é expressiva para até certo grau de aumento da tensão elétrica, tornando-se pouco influente a partir daí.

A exibição de um histograma ao operador permitiu, com sucesso, equalizar a distribuição de velocidade dos experimentos em faixas de igual incidência de resultados, evitando a possível polarização do desempenho final de certo algoritmo em razão de maior incidência de experimentos em certas faixas de velocidade.

De forma geral, foi possível observar nitidamente que há uma forte tendência do erro de posicionamento acompanhar um desvio que aumenta com a velocidade, semelhante ao modelo proposto, quando o sistema é acionado por degrau. Os resíduos da identificação confirmam uma boa representatividade do modelo, com relativo baixo valor médio e de desvio padrão dos resíduos (Tabela 2). O termo quadrático mostrou-se bem ajustado aos dados experimentais iniciais, coletados com baixas perturbações, o que confirma o comportamento sugerido pela eq.(3.15). Este comportamento é verificado experimentalmente e sua principal consequência é que incertezas e perturbações de esforços ou momento de inércia são ampliadas pelo quadrado da velocidade, criando o efeito “funil” com dispersão menor em baixas velocidades e maior em velocidades mais elevadas, o que pode ser observado na Figura 36.

5.2 Controles ON/OFF com feedforward

Uma das características já citadas sobre o controle ON/OFF, mesmo com o termo *feedforward* de antecipação, é de não agir para restringir a ação do operador, através da diminuição da velocidade de trabalho nas imediações da parada final com o objetivo de diminuir a incerteza de posicionamento. Nos procedimentos do item 4.4, observa-se que à medida que os distúrbios são adicionados e aproximam-se da

operação manual, os desvios vão aumentando progressivamente. Observa-se um aumento de 10,5% no desvio padrão do posicionamento por motor D.C. em uma única posição para o mesmo tipo de excitação e controle, mas para posições aleatórias. Em seguida, com posicionamento aleatório executado por um operador humano, houve aumento do desvio padrão em 24,3% (Tabela 3). A técnica de acionamento por corrente nominal mostrou-se superior ao acionamento por tensão nominal, como verificado pela diminuição de 52% do desvio padrão na etapa I, ainda na Tabela 3, justificando este recurso de acionamento como um recurso para aumentar a robustez deste tipo de controlador.

No geral, este tipo de acionamento pode ser usado para superar limitações mecânicas do projeto do atuador, caso impostas por questões técnicas ou econômicas, permitindo que o algoritmo sugerido possa ser aplicado com maior abrangência.

Os resultados sendo apresentados em unidades de deslocamento angulares (contagens do encoder) dificultam sua interpretação porque a maioria dos processos de usinagem trabalham com medidas lineares. Para fins ilustrativos, será considerado que o eixo está ligado a uma rosca com passo de 10 mm por volta, representando convenientemente 1 μm para cada unidade do encoder, facilitando a interpretação dos resultados. O passo considerado é usual em máquinas manuais. Assim os resultados podem ser comparados com Endo et al. (2007), que apresentou 100 μm como melhor desvio padrão. Uma referência de desempenho pode ser obtida com a norma de tolerância geral de dimensões de desenhos NBR/ISO 2768 (2001), onde dimensões entre 30 e 120 mm apresentam tolerância fina de $\pm 0.15\text{mm}$, representando um desvio padrão máximo de 75 μm para 95% de confiança, se considerada uma distribuição normal de erro.

Desta forma, todos os controladores ON/OFF com F.F. e acionamento manual em posições aleatórias (Tabela 3 **III**; Tabela 7 **VI** e **VII**), sendo o pior caso, apresentaram desvio padrão de 10 a 26 vezes menor que o melhor caso de Endo et al. (2007) e de 7 a 17 vezes menor que a norma NBR/ISO 2768. Sem o termo F.F. (Tabela 2), o desvio padrão é marginalmente melhor que aquele obtido em Endo et al. (2007) e só cumpre o critério da norma de tolerância no caso de acionamento por corrente nominal.

Quando o controle ON/OFF foi aplicado no protótipo sem entreferro, houve um aumento de 30% (de 4,41 para 5,75 contagens do encoder) no desvio padrão e o erro máximo absoluto assumiu valor bastante parecido, mas também maior em cerca de 12% (de 16 para 18 contagens do encoder). Desta forma, um considerável menor atraso para o acoplamento do disco (de 3,4 para 8,5 ms, diminuição de 60%) não resultou em um menor desvio padrão, mas ocorreu marginalmente o contrário. Confirma-se, novamente, que o atraso de acionamento característico do modelo mostra-se bem comportado de forma que não necessariamente a diminuição no atraso de acionamento diminui a incerteza de posicionamento, uma vez que o atraso é modelável. Uma possível causa do aumento do desvio padrão é o atraso de primeira ordem do crescimento da corrente elétrica, que reflete na intensidade da reação de atrito, onde em 3,4 ms a corrente desenvolvida para 30 V é de aproximadamente 0,9 A, praticamente metade do valor assumido em 8,5 ms que é de 2,1 A. De acordo, novamente, com a eq. (3.15), uma corrente menor resulta em uma maior distância de frenagem e menor imunidade a incertezas do atrito ou do operador no erro final.

5.3 Pré-pulso de aproximação

Como primeira tentativa de diminuir a velocidade próxima à parada final, o pulso de aproximação da etapa **IV** conseguiu diminuir a velocidade na parada final para uma média de 0,39 rev/s, que é expressivamente baixo, sendo que a média de velocidade no instante do pré-pulso fora 2 rev/s (Tabela 4 e Figura 37). Porém, observou-se não houve aumento de desempenho com relação às paradas da etapa **III**.

Posteriormente, na etapa **V** com velocidade estendida e média de velocidade no pulso de aproximação de 3 rev/s, o desvio padrão e o erro máximo absoluto aumentaram 32% e 29%, respectivamente (Tabela 4).

Apesar de verificar que o método do pré-pulso efetivamente cumpre seu papel de trazer um problema de posicionamento de precisão de maior velocidade para um caso de menor velocidade, a degradação do desempenho com relação ao posicionamento manual sem pré-pulso parece um resultado paradoxal, uma vez que a parada final com pré-pulso efetivamente ocorreu em velocidades bem baixas (Tabela 4), o que inicialmente pensou-se que iria aumentar seu desempenho.

Este comportamento pode ser explicado pelo fato de que, durante a parada final após o estágio de pré-pulso, a velocidade é pouco uniforme e, na verdade, apresenta aceleração por ser bem próximo à posição final e o operador estar colocando o manípulo de volta em movimento, acelerando-o por reflexo neuromotor.

Assim, dada a tarefa de manter o manípulo em velocidade alta de rotação, o esforço do operador diante do pré-pulso de parada mostra-se pouco uniforme. Quando o pulso de aproximação leva o manípulo à velocidade nula e rapidamente libera a movimentação, o reflexo instintivo do operador é de retomar a velocidade anterior à parada, impondo assim uma aceleração agressiva no manípulo. Nesta perspectiva, este algoritmo não mostrou ganho de desempenho em conjunto com a operação humana.

5.4 Proporcional à velocidade

Apesar de o operador ter sido instruído, no experimento de avaliação deste controlador, para privilegiar velocidades mais altas de giro, entre 1,5 e 2,5 rev/s, a análise dos resultados apresentou o menor desvio padrão deste trabalho, com valor de 2,32 μ m. A velocidade no instante da frenagem foi efetivamente diminuída para uma média de 0,14 rev/s através da ação proporcional à velocidade.

5.5 Comparações diretas

No gráfico da Figura 44 é apresentado um comparativo entre os desvios padrão dos experimentos com posicionamento manual e aleatório, que simulam as condições reais do caso em estudo. Os resultados de desvio padrão são mostrados na porcentagem da relação entre o resultado do experimento com o resultado do desvio padrão do experimento **VIII**. Quanto menor o valor apresentado no gráfico, melhor o índice de desempenho com relação à precisão do experimento do controlador.

Figura 44 – Gráfico de desempenho do desvio padrão; valores normalizados com relação a VIII; quanto menor, melhor.

Resumo dos experimentos:

- **III** ON/OFF com FF e acionamento por limitação de corrente;
- **IV** ON/OFF com FF, acionamento por limitação de corrente e pré-pulso;
- **V** ON/OFF com FF e acionamento por limitação de corrente, pré-pulso e velocidades mais altas de trabalho;
- **VI** ON/OFF com FF, acionamento por tensão nominal no protótipo sem entreferro;
- **VII** ON/OFF com FF, acionamento por limitação de corrente no protótipo sem entreferro;
- **VIII** Controle ON/OFF e derivativo paralelos, acionado por tensão nominal e velocidades mais altas de trabalho;

6 Conclusões

Como objetivo principal, este trabalho visava o estudo de caso sobre a utilização de um freio para auxílio no posicionamento manual, facilitando e diminuindo o tempo de realização de trabalhos finos ou precisos por um operador humano. Como estudo estavam compreendidos a revisão do tipo de mecanismo de máquinas manuais de usinagem, promover o entendimento dos elementos envolvidos através de modelos, proposição de algoritmos de controle e a avaliação experimental.

Através dos estudos, verificou-se que um freio auxiliar de posicionamento pode ser implantado em máquinas manuais sem maiores dificuldades e que o problema de posicionamento de máquina pode ser reduzido ao problema de frenagem do eixo de comando que o operador manipula diretamente, permitindo a simulação do sistema de posicionamento com um número reduzido de componentes sem perder sua representatividade.

Foram apresentados dois grupos principais de algoritmos de controle. O primeiro grupo não tenta agir para diminuir os efeitos incertos – como o elemento estocástico do atrito – e tenta modelar características bem definidas do atuador. Para lidar com os distúrbios, apontou-se meios de diminuir sua influência no erro de posicionamento através do projeto do atuador, do mecanismo e de seu tipo de acionamento. Assim, diminui-se a influência de variações no atrito e no momento de inércia através da maximização do contra-torque gerado pelo atuador, da utilização do princípio de redução e o aumento da tensão de acionamento inicial do atuador.

No segundo grupo de algoritmos de controle tentou-se minimizar a influência dos diversos fatores utilizando o princípio verificado nos estudos de que as influências no erro de posicionamento são diminuídas na medida em que a velocidade de frenagem é diminuída. Como o atuador inicialmente não era capaz de apresentar ação gradativa de controle, um algoritmo de controle que restringia pouco a ação do operador – tentava diminuir a velocidade através de um pré-pulso – não obteve melhora de desempenho significativa. Assim, conclui-se que é necessário restringir ativamente a ação do operador ou, por reflexo involuntário, ele tentará retomar o movimento de maior velocidade, impondo uma grande aceleração.

Em um segundo algoritmo, ainda do segundo grupo de controladores, obteve-se grande sucesso opondo-se à ação do operador com penalização pela velocidade, efetivamente restringindo o movimento a velocidades mais baixas. Neste algoritmo não foi preciso utilizar modelos para compensar fatores conhecidos ou desconhecidos, já que o conceito de frenagem final à baixa velocidade foi suficiente para obter o melhor desempenho (menor desvio padrão) deste trabalho.

Os desempenhos dos controladores apresentados neste trabalho superaram o trabalho anterior de Endo et al. (2007), assim como se verificam bastante satisfatórios com relação a norma de tolerância padrão NBR/ISO 2768 (2001) para trabalhos finos.

Portanto, este trabalho mostrou que os objetivos propostos podem ser alcançados com algoritmos simples de controle e projeto mecânico apropriado.

7 Sugestões de trabalhos futuros

Os algoritmos de controle apresentados neste trabalho poderiam ser implantados em uma máquina de usinagem e testados em campo, juntamente com uma interface homem-máquina prática, podendo assim ser avaliado sua interação com o operador e seu grau de desempenho na diminuição do tempo de usinagem e na precisão dos trabalhos.

Por tratar-se de um dispositivo cooperativo, a interação com o usuário é um elemento importante. Um trabalho futuro poderia investigar interfaces homem-máquina ou métodos convenientes para o operador fornecer os pontos ou superfícies de parada desejado.

Para trabalhar em conjunto com os algoritmos de ON/OFF, poderia ser investigada a utilização de elementos sensoriais, como sinais sonoros ou luminosos, para informar o operador que a velocidade elevada ou falta de uniformidade pode ocasionar maior erro de posicionamento, deixando a ele a responsabilidade decidir sobre seus procedimentos.

Foi proposto neste trabalho a possibilidade de utilizar o princípio de redução para aumentar a precisão de posicionamento, o que foi pouco investigado e não avaliado experimentalmente. Um trabalho futuro poderia avaliar especificamente a influência de um redutor com o objetivo de melhorar o desempenho do posicionamento por freio.

8 APÊNDICE A – Descrição/revisão do guia linear por Parafuso e Porca

A transmissão dos esforços em máquinas manuais que apresentam deslocamento linear é comumente realizada por um conjunto mecânico de parafuso e porca. Neste mecanismo, um esforço rotacional realizado pelo operador em um manípulo é convertido em esforço linear na mesa de trabalho da máquina. Este anexo pretende demonstrar o comportamento deste tipo de mecanismo em presença de folga de contato e condição de travamento para certa faixa de ângulo de hélice e coeficiente de atrito do par, que levaram às conclusões de que I) existe desacoplamento inercial entre o eixo do manípulo e as massas móveis lineares do carro durante uma desaceleração do parafuso; II) esforços em sentido axial na porca, vindos da mesa, manifestam-se como reações puramente dissipativas no eixo do manípulo, quando na mesma direção do contato entre a rosca do parafuso e da porca. Desta forma, mesmo que o deslocamento inercial vença a folga, seu efeito será de auxiliar a frenagem do eixo.

Diversos perfis de rosca podem ser utilizados para transmissão de força, mas em movimentação bidirecional os mais comuns são os perfis quadrados e perfis trapezoidais. Geralmente utilizam-se conjuntos com roscas normalizadas, como as roscas trapezoidais que seguem a norma ACME. Alguns perfis são ilustrados na Figura 45, onde também é mostrada a rosca quadrada. Os parafusos de perfil quadrado são semelhantes aos trapezoidais, mas geralmente não são usinados de acordo com normas e, geometricamente, o modelo quadrado pode ser conseguido através dos parâmetros da rosca trapezoidal fazendo-se o ângulo do trapézio igual a zero. Há diferença entre eficiência dos dois perfis, mas são pequenas e suas características auto-travantes também são bastante semelhantes, como pode ser visto em Ugural (2004). Por motivos de simplicidade, será considerado um modelo de rosca quadrada para investigação, sem perda de representatividade com relação a uma rosca trapezoidal.

Figura 45 (a) Perfil de rosca trapezoidal ACME; (b) Perfil da rosca quadrada; (c) Perfil de uma rosca ACME modificada para menor ângulo do trapézio. Fonte: Ugural (2004).

A Figura 46(a) representa um conjunto parafuso e porca, com a porca impedida de girar mas possibilitada de avançar axialmente, como se anexada a um guia linear, onde um torque T aplicado no parafuso resulta em uma força tangencial F_{tan} na porca, como relacionado na eq.(8.1). Na Figura 46 (b) é mostrado que um filete de rosca do parafuso pode ser desenrolado e representar uma rampa inclinada onde um bloco, que representa o filete da porca também desenrolado, pode deslizar. Geometricamente, relaciona-se o passo da rosca p com o diâmetro médio da rosca d_m através da eq.(8.2).

$$T = F_{tan} \frac{d_m}{2} \quad (8.1)$$

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{p}{\pi \cdot d_m} \quad (8.2)$$

Figura 46 - (a) Ilustração do parafuso com torque T aplicado, em contato com uma porca com força axial F_c ; (b) uma volta do filete desenrolado com os esforços apresentados.

É possível observar na Figura 46 (a) que, em um avanço na porca provocado pelo giro do parafuso, só há contato na face que exerce trabalho para o avanço, por consequência da folga. Supondo que, inicialmente em movimento uniforme e tendo uma massa apreciável ligada à porca, o parafuso seja desacelerado, a tendência inercial da massa da porca é afastar a porca da face de contato, desacoplando o efeito inercial da massa ligada à porca do eixo do parafuso.

Os esforços em equilíbrio, quando a força tangencial de origem do torque opõe-se à carga, como na ilustração, são computados na eq.(8.3).

$$\begin{cases} \sum F_v = 0 \rightarrow F_c - N \cdot \cos \lambda + F_{at} \cdot \sin \lambda = 0 \\ \sum F_h = 0 \rightarrow F_{tan} - N \cdot \sin \lambda - F_{at} \cdot \cos \lambda = 0 \end{cases} \quad (8.3)$$

Isolando-se N , igualando as equações e isolando-se F_{tan} :

$$F_{tan} = F_c \cdot \operatorname{tg} \lambda + \frac{F_{at}}{\cos \lambda}$$

Substituindo F_{tan} , da equação acima, pela expressão obtida da eq.(8.1), assim como substituindo $\operatorname{tg} \lambda$ pelas características construtivas da eq.(8.2), tem-se a expressão do torque no parafuso em função da força axial na eq.(8.9):

$$T = F_c \frac{p}{2\pi} + \frac{F_{at}}{\cos \lambda} \cdot \frac{d_m}{2} \quad (8.4)$$

Paralelamente, caso seja desprezado o esforço dissipativo do atrito ($F_{at} = 0$), a mesma relação da eq.(8.9) é conseguida através da conservação de trabalho:

$$F_c dx = T d\theta \rightarrow T = F_c \frac{dx}{d\theta} \rightarrow T = F_c \cdot \frac{p}{2\pi} \quad (8.5)$$

Estas relações são válidas enquanto trabalho esta sendo realizado, ou seja, somente enquanto há contato entre as superfícies da porca e do parafuso e há esforços.

A função de atrito F_{at} pode ser descrita através do produto entre uma função de coeficiente de atrito μ com a força normal N , perpendicular à interface de contato entre o bloco e o plano inclinado da Figura 46 (b), sendo então possível deduzir a expressão (8.6).

$$F_{at} = \mu \cdot N = \mu(F_c \cos \lambda + F_{tan} \operatorname{sen} \lambda) \quad (8.6)$$

Quando F_{at} da eq.(8.6) é substituído na eq.(8.4), a eq.(8.7) é obtida. Nela, verifica-se que os sentidos opostos de torque e carga existem independente do atrito e das características da rosca, uma vez que para pequenos ângulos $1 > \mu \operatorname{tg} \lambda$.

$$T = F_c \cdot \frac{(\operatorname{tg} \lambda + \mu)}{(1 - \mu \operatorname{tg} \lambda)} \frac{d_m}{2} \quad (8.7)$$

Porém, o caso de um torque na mesma direção da carga, representado pelo valor oposto de F_{tan} e do atrito da eq.(8.3), como relacionado abaixo, resulta na eq.(8.8). É observado que as relações entre torque e força possuem comportamento diferente dependendo da origem do esforço que determina o sentido do deslocamento,

causado pela diferença entre o termo dissipativo de atrito. Para o último caso, observa-se na eq.(8.8) que na condição possível de $\mu = \operatorname{tg} \lambda$, não haverá relação entre força axial e torque, o que será investigado pela eficiência da transmissão adiante.

$$\begin{cases} \sum F_v = 0 \rightarrow F_c - N \cdot \cos \lambda - F_{at} \cdot \operatorname{sen} \lambda = 0 \\ \sum F_h = 0 \rightarrow F_{tan} + N \cdot \operatorname{sen} \lambda - F_{at} \cdot \cos \lambda = 0 \end{cases}$$

$$F_{at} = \mu \cdot N = \mu(F_c \cos \lambda - F_{tan} \operatorname{sen} \lambda)$$

$$T = F_c \cdot \frac{(\mu - \operatorname{tg} \lambda)}{(1 + \mu \operatorname{tg} \lambda)} \frac{d_m}{2} \quad (8.8)$$

A eficiência da transmissão pode ser expressa como a razão entre o torque requerido para realizar um trabalho sem atrito pelo trabalho para realizar o mesmo trabalho com atrito, o que é obtido dividindo-se a eq.(8.1) com a eq.(8.8), resultando na eq.(8.9). Nestas condições, pode ser então verificado novamente o caso em que $\mu = \operatorname{tg} \lambda$, onde a eficiência é nula, Para o de caso $\mu > \operatorname{tg} \lambda$, a eficiência mudaria o sinal para negativo, o que não é possível para um sistema fechado e portanto ainda não haveria relação entre esforço axial e torque, mas somente dissipação de toda energia aplicada sem realização de trabalho e esta é chamada condição auto-travante. Desta forma, a condição de auto-travamento impede que um esforço de F_{carga} imponha uma resultante de torque em sentido solidário no parafuso caso $\mu > \operatorname{tg} \lambda$. (UGURAL, 2004).

$$e = \operatorname{tg} \lambda \frac{(1 + \mu \operatorname{tg} \lambda)}{(\operatorname{tg} \lambda - \mu)} \quad (8.9)$$

9 Referências

ABBOTT, J. J.; MARAYONG, P.; OKAMURA, A. M. **Haptic Virtual Fixtures for Robot-Assisted Manipulation**, Proceeding of Robotics Research Results of the 12th International Symposium of Robotics Research (ISRR), 2005, p49-64. San Francisco, CA, USA.

AN, J.; KWON, D-S. **Haptic Experimentation on a Hybrid active/Passive Force Feedback Device**, Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics & Automation, Washington DC, May 2002.

BAENA, F. R.; BOWYER, S.; DAVIES, B. L.; TENZER, Y. **Sticking Aspects of a Haptic Device with Part-Locking Programmable Brakes**. IEEE World Haptics Conference. 21-24 June, 2011, Istanbul Turkey.

BLAU, P. J. **Friction science and technology**. Marcel Dekker Inc, New York, 1995.

CAMBRIDGE University. **Materials DataBook**. Cambridge University Engineering Department, 2003. Disponível em: <<http://www-mdp.eng.cam.ac.uk/web/library/enginfo/cueddatabooks/materials.pdf>>. Acesso em: 23 out. 2013.

COLGATE, J. E.; GRAFING, P. E.; STANLEY, M. C; SCHENKEL, G. **Implementation of stiff virtual walls in force-reflecting interface**. IEEE Virtual Reality Annual International Symposium, 1993. Seattle, WA.

COLGATE, J. E.; MEHLING, J. S.; PESHKIN, M. A. **Increasing the Impedance Range of a Haptic Display by Adding Electrical Damping**. Proceedings of the First Joint Eurohaptics Conference and Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, 2005. Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems, 2005. World Haptics 2005.

ENDO, R.; GARCIA, L. N. F.; HORIKAWA, O.; UTIDA, F. T. **Simple Architecture for a manual and servo assisted hybrid system for position control in machine tools**. ABCM 19th International Congress of Mechanical Engineering ABCM, November 5-9, 2007, Brasília, DF.

FARRIS, R. J.; GOLDFARB, M. **Design of a Multidisc Electromechanical Brake**. IEEE/ASME Transactions on mechatronics, vol. 16, no. 6, december 2011.

GARCIA, L. N. F. **Sistema híbrido, manual e automático para controle de posição e trajetória em máquinas de usinagem**. Dissertação de Mestrado, São Paulo, 2007.

GROOVER, M. P. **Fundamentals of modern manufacturing: materials, processes and systems**. 4th ed. John Wiley & Sons Inc, 2010.

GROOVER, M. P. **Automation, Production Systems, and Computer-Integrated Manufacturing Systems**. 2nd ed. Prentice Hall, 2000.

HALL, H. D.; LINSLEY, H. E. **Machine Tools - What they are and how they work**. New York: Industrial Press, 1957.

MCRUER, T. D. **Human Dynamics in Man-Machine Systems**. Automatica Journal of the International Federation of Automatic Control (IFAC), Volume 16, Issue 3, May, 1980, pages 237-253.

NAKAZAWA, H. **Principles of Precision Engineering**. Oxford University Press, 1994.

NBR/ISO 2768. **Tolerâncias gerais – Parte 1: Tolerâncias para dimensões lineares e angulares sem indicação de tolerância individual**. Equivalent to ISO 2768-1:1989. ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas, Brazil, 2001.

OGURA Industrial Corp. **Electro Magnetic Clutches & Brakes**. Somerset, New Jersey, U.S.A. Catalog 2008, www.ogura-clutch.com.

OLSSON, H.; ÅSTRÖM, K. J.; CANUDAS, C. W.; GÄFVERT, M.; LISCHINSKY, P. **Friction Models and Friction Compensation**, European Journal of Control, Volume 4, Issue 3, 1998, Pages 176–195.

ORTHWEIN, W. C. **Clutches and Brakes Design and Selection**, 2nd ed. New York: Marcel Dekker Inc., 2004.

ROSENBERG, L. B. **Virtual fixtures: Perceptual tools for telerobotic manipulation**. IEEE Virtual Reality Annual International Symposium. Seattle, WA, USA. 18-22 Sep 1993.

THORNE, C. E.; SKORODINSKI, N.; TIPTON, H.; SCHOYCK, T. V.; YIM, M. **Brake Design for Dynamic Modular Robots**. IEEE International Conference on Robotics and Automation, May 3-8, 2010. Anchorage, Alaska, USA.

UGURAL, A. C. **Mechanical Design An Integrated Approach**. 1st ed, 2004. McGraw-Hill.

WOJEWODA, J.; STEFAŃSKI, A.; WIERCIGROCH, M.; KAPITANIAK, T. **Hysteretic effects of dry friction: modelling and experimental studies**. Philosophical Transactions of the Royal Society A, 13 March 2008, vol. 366 no. 1866 p747-765.

WALSH, R. A.; CORMIER, D. R. **Machining and metalworking handbook**. 3rd ed. McGraw-Hill, 2006.

ZHU, L.; KNOSPE, C. R. **Modeling of Nonlaminated Electromagnetic Suspension System**. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol 15, no. 1, Fevereiro de 2010.