



Juan Gerardo Castillo Alva

**Controle por Aprendizado de Sistemas Servo – Hidráulicos
de Alta Frequência**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do título de Mestre pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Orientador: Marco Antonio Meggiolaro

Rio de Janeiro

Abril de 2008



Juan Gerardo Castillo Alva

Controle por Aprendizado de Sistemas Servo – Hidráulicos de Alta Frequência

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio. Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo assinada.

Prof. Marco Antonio Meggiolaro

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica PUC-Rio

Prof. Timothy Hamilton Topper

University of Waterloo

Prof. Jaime Tupiassú Pinho de Castro

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Prof. Mauro Speranza Neto

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Prof. José Eugenio Leal

Coordenador Setorial do Centro Técnico Científico - PUC-Rio

Rio de Janeiro, 10 de Abril de 2008

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Juan Gerardo Castillo Alva

Graduou-se em Engenharia Eletrônica Universidad Privada Antenor Orrego Trujillo - Perú em 2000.

Ficha Catalográfica

Castillo Alva, Juan Gerardo.

Controle por aprendizado de sistemas servo-hidráulicos de alta frequência / Juan Gerardo Castillo Alva; orientador: Marco Antonio Meggiolaro. – 2008.

94 f.: il.; 30 cm

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.

Incluí bibliografia.

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Sistema servo - hidráulicos. 3. Controle por aprendizado. 4. Sistemas de alta frequência. I. Meggiolaro, Marco Antonio. II. Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 621

Ao Senhor Jesus Cristo, meu pai Juan Julio, minha mãe Esther, meus irmãos Gastón, Augusto, minha irmã Sara, meu cunhado Jose Luis e meus queridos amigos.

Agradecimentos

Ao Professor Marco Antonio Meggiolaro pela paciência e orientação durante o desenvolvimento do curso de mestrado.

Agradecemos ao Professor Timothy Hamilton Topper por toda a valiosa contribuição na concepção do controle proposto.

Ao Professor Jaime Tupiassú Pinho de Castro pelas sábias sugestões.

Ao meu grande amigo Jaime de castro Neto, pela ajuda na parte experimental em todo momento.

Ao meu amigo Pedro Blois que me auxiliou cada vez que foi requerido na parte da programação do LabVIEW.

A Mayra Amanda, Marco Perez, Jesus Leal, Habib Zambrano, Jorge e Gilmar amigos e colegas de laboratório.

Aos meus amigos David Achanccaray, Nilton Anchayhua e Rocem Jimenez

Aos professores da PUC-Rio pelo ensino.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio e seus funcionários, pela colaboração comigo.

A CAPES Coordenação de Aperfeiçoamento de Nível Superior pela ajuda financeira.

A todas aquelas pessoas que de alguma outra forma participaram no desenvolvimento da dissertação.

Resumo

Castillo Alva, Juan Gerardo; Meggiolaro, Marco Antonio. **Controle por Aprendizado de Sistemas Servo – Hidráulicos de Alta Freqüência**. Rio de Janeiro, 2008. 94p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Sistemas hidráulicos são usados onde se requerem forças e torques relativamente altos, alta velocidade de resposta para o início, parada e reversão da velocidade. Eles são usados em sistemas industriais, em robótica, simuladores de movimento, plantas automatizadas, exploração de minérios, prensas, e especialmente em sistemas de testes de fadiga de materiais. As máquinas de testes de fadiga baseadas em sistemas servo-hidráulicos têm como propósito fazer ensaios nos materiais para prever a vida útil em serviço. Os ensaios de fadiga são quase sempre independentes da freqüência de trabalho. Para uma dada resistência do material e magnitudes das tensões alternadas e médias aplicadas, a vida à fadiga depende essencialmente do número de ciclos de carga aplicados ao material testado. Por esse motivo, trabalhar com a máquina de ensaios de materiais a uma freqüência elevada traz vantagens de redução de tempo e custo dos ensaios, sem interferir nos resultados. A aplicação da carga pode ser repetida milhões de vezes, em freqüências típicas de até cem vezes por segundo para metais. Para se atingirem estas freqüências, relativamente altas para um teste de fadiga, é necessário um sistema de controle eficiente. Nesta dissertação, técnicas de controle por aprendizado são desenvolvidas e aplicadas a uma máquina de ensaios de materiais, permitindo a aplicação de carregamentos de amplitude variável em alta freqüência. A metodologia proposta consiste em fazer um controle do tipo *bang-bang*, restringindo à servo-válvula do sistema a trabalhar sempre nos seus limites extremos de operação, i.e., procurando mantê-la sempre completamente aberta em uma ou outra direção. Devido à dinâmica do sistema, os pontos de reversão devem ficar antes dos picos e vales de força ou tensão desejada. O instante de reversão é um parâmetro que depende de diversos fatores, como a amplitude e carga média da solicitação, e também é influenciado por zonas mortas causadas, e.g., por folgas na fixação dos corpos de prova. Para que a servo-válvula trabalhe no limite de seu funcionamento, o algoritmo de aprendizado obtém os instantes ótimos para as reversões, associados a variáveis adimensionais com

valores entre 0 e 1, armazenados em tabelas específicas para cada tipo de carregamento. A lei de aprendizado preenche e atualiza constantemente os valores das tabelas durante a execução dos testes, melhorando a resposta do sistema a cada evento. Apresentam-se a modelagem dinâmica de uma máquina servo-hidráulica e de sua malha de controle, e simulações comparando o controle PID com o controle por aprendizado proposto. A validação experimental é feita em uma máquina servo-hidráulica de ensaios de fadiga. Para este fim, um *software* de controle em tempo real foi especialmente desenvolvido e implementado em um sistema computacional CompactRIO. Os resultados demonstram a eficiência da metodologia proposta.

Palavras-chave

Controle por Aprendizado, Sistemas Servo-Hidráulicos, Sistemas de Controle, Sistemas Servo-Hidráulicos de Alta Frequência, Servo-válvulas.

Abstract

Castillo Alva, Juan Gerardo; Meggiolaro, Marco Antonio. **Learning Control of High Frequency Servo-Hydraulic Systems**. Rio de Janeiro, 2008. 94p. M.Sc. Dissertation – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro.

Hydraulic systems are used where relatively high forces and torques are required, or when high response speeds are necessary. They are used in industrial systems, robotics, movement simulators, automated plants, ore exploration, presses, and especially in fatigue testing systems. Fatigue tests are usually performed on servo-hydraulic systems, in order to predict the behavior of materials and their life in service. Fatigue tests are almost always independent of the loading frequency. For a given material and magnitudes of alternate and mean stresses, the fatigue life depends essentially on the number of applied load cycles on the tested material. For this reason, working with the material testing machine at high frequencies brings the advantages of reduction in time and cost, without altering the results. The application of the load can be repeated millions of times, in frequencies of up to one hundred times per second for metals, or even more. To achieve such frequencies, relatively high for a fatigue test, it is necessary to use an efficient control system. In this thesis, learning control techniques are developed and applied to a materials testing machine, allowing the application of constant or variable amplitude loads in high frequency. The proposed methodology consists of implementing a bang-bang type control, restricting the system servo-valve to always work at its extreme limits of operation, i.e., always keeping it completely open in one or the other direction. Due to the system dynamics, the reversion instant must happen before achieving the peaks and valleys of desired force (or stress, strain, etc.). The reversion instant is a parameter that depends on several factors, such as the alternate and mean loading components. It is also influenced by dead zones caused, e.g., by the slack in the mounting between a CTS specimen and the machine pins. As the servo-valve works in its limits of operation, the learning algorithm tries to obtain the optimal instants for the reversions, associating them to a non dimensional variable with values between 0 and 1, stored in specific tables. The learning law constantly updates the values of the table during the execution of the tests, improving the system response. In this

work, the dynamic modeling of a servo-hydraulic machine is presented, together with its control scheme. Simulations are performed to compare results from PID and learning controls. The experimental validation is made using a servo-hydraulic testing machine. For this purpose, real time control software is developed and implemented in a CompactRIO computational system. The results demonstrate the efficiency of the proposed methodology.

Key-words

Learning Control, Servo-Hydraulic Systems, Control Systems, High Frequency, Materials Testing, Servo-Valves.

Sumário

1	Introdução	14
1.1.	Objetivo	14
1.2.	Considerações Iniciais	14
1.3.	Motivação	15
1.4.	Revisão Bibliográfica	17
1.5.	Roteiro da Dissertação	19
2	Fundamentos Teóricos	20
2.1.	Propriedades Físicas dos Fluidos	20
2.2.	Tipos de Fluxo	21
2.2.1.	Fluxo em mangueiras	22
2.2.2.	Fluxo em orifícios	23
2.2.3.	Fluxo em válvulas	24
3	Descrição Geral de Sistemas Servo–Hidráulicos	26
3.1.	Estrutura básica de sistemas servo–hidráulicos	26
3.2.	Descrição dos componentes	27
3.2.1.	Válvula Hidráulica	27
3.2.2.	Bombas e Atuadores	31
3.3.	Sensores / Transdutores	33
3.3.1.	LVDT (<i>Linear Variable Differential Transformer</i>)	33
3.3.2.	Células de carga	35
3.3.3.	Clip Gage	37
4	Modelagem do Sistema	39
4.1.	Modelos Elementares	39
4.1.1.	Modelagem da Servo-válvula	39
4.1.2.	Fonte de Energia Hidráulica	51
4.1.3.	Mangueiras	51
4.1.4.	Cilindro hidráulico	52
4.2.	Modelos Lineares	56
4.2.1.	Controle de Posição	56

4.2.2. Controle de Força	57
4.2.3. Controle de Deformação	58
5 Controle e Simulação	59
5.1. Controle PID	59
5.1.1. Sintonização para Controladores PID	59
5.1.2. Resposta do controlador PID para o controle de força	60
5.1.3. Resposta do controlador PID para o controle de posição	62
5.1.4. Resposta a uma entrada degrau máxima	63
5.2. Controle por Aprendizado	64
5.2.1. Tabela de Aprendizado	66
5.2.2. Leitura do valor de U_{ij}	68
5.2.3. Lei de aprendizado	69
5.2.4. Algoritmo de Controle	71
5.2.5. Resultado das simulações do controle por aprendizado	73
6 Sistema Experimental e Resultados	77
6.1. Sistema Experimental	77
6.1.1. CompactRIO	78
6.1.2. Módulos de Entrada e Saída	80
6.2. Calibragem dos Transdutores	84
6.2.1. Calibragem da célula de carga	84
6.2.2. Calibragem do clip gage	85
6.3. Software desenvolvido em LabVIEW	85
6.4. Resultados Experimentais	85
7 Conclusões	88
Bibliografia	89
Apêndice	91
Conversor Voltagem – Corrente desenvolvido:	91
Programas feitos no LabVIEW para o controle por aprendizado	92

Lista de figuras

Figura 1.1. Ensaio de Fadiga.	16
Figura 1.2. Etapas do sistema de controle das Máquinas de Ensaio do Laboratório de Fadiga da PUC-Rio [4].	18
Figura 2.1. Definição de Tensão Cisalhante.	20
Figura 2.2. Perfil de velocidade do fluxo laminar.	21
Figura 2.3. Perfil de velocidade do fluxo turbulento.	22
Figura 2.4. Fluxo mediante orifício a) fluxo laminar, b) fluxo turbulento.	23
Figura 3.1. Vista em corte de uma servo-válvula hidráulica.	27
Figura 3.2. Definição de tipos de centros e seus gráficos de sinais de fluxo e curvas de fluxo de escoamento correspondentes.	29
Figura 3.3. Modo de operação da servo-válvula quando é aplicado um sinal elétrico.	30
Figura 3.4. Vista em corte de um cilindro hidráulico [4].	32
Figura 3.5. Vista em corte de um LVDT.	33
Figura 3.6. Representação elétrica de um LVDT.	35
Figura 3.7. Célula de carga.	37
Figura 3.8. Princípio de um Clip Gage para medida do deslocamento.	38
Figura 4.1 Representação esquemática da servo-válvula de três estados.	40
Figura 4.2. Diagrama de Blocos da servo-válvula de realimentação mecânica [moog].	46
Figura 4.3. Resposta dinâmica para uma servo-válvula com uma aproximação de segunda ordem.	48
Figura 4.4. Fluxo gerado pela servo-válvula para uma entrada de corrente de ± 40 mA.	49
Figura 4.5. Diagrama de Bode da função de transferência da servo-válvula hidráulica.	50
Figura 5.1. Diagrama de blocos para o controle de força incluindo o controlador PID.	61
Figura 5.2. Resposta do controlador PID para um carregamento	

senoidal.	61
Figura 5.3. Malha fechada para o controle de posição.	62
Figura 5.4. Resposta do controlador PID para um sinal senoidal de posição.	63
Figura 5.5. Função de transferência em malha aberta de força em relação à corrente de entrada.	63
Figura 5.6. Resposta a uma entrada degrau máxima.	64
Figura 5.7. Diagrama de blocos do controle por aprendizado.	66
Figura 5.8. Tabela de Aprendizado.	67
Figura 5.10. Algoritmo de controle por aprendizado.	72
Figura 5.11. Resposta do controle por aprendizado para uma entrada de amplitude constante.	73
Figura 5.12. Vista ampliada de um pico e do Ponto de reversão da servo-válvula.	74
Figura 5.13. Resposta do controle por aprendizado para uma entrada de amplitude variável.	74
Figura 5.14. Gráfico das respostas do sistema de controle após o aprendizado para carregamentos	75
Figura 6.1. Configuração e conexões do Sistema de Controle.	78
Figura 6.2. CRIO 9004.	79
Figura 6.3 Tarefas que podem ser desenvolvidas no FPGA.	80
Figura 6.4. NI cRIO 9263.	81
Figura 6.5. NI cRIO 9237.	82
Figura 6.6 Máquina de Ensaio INSTRON 8501.	83
Figura 6.7 Sistema Computacional (computador, CompactRio e conversor de tensão elétrica em corrente)	84
Figura 6.8 Comportamento da máquina servo-hidráulica para um ensaio de fadiga sob amplitude constante com controle por aprendizado.	86
Figura 6.9 Comparação de desempenho usando os diferentes controles.	87

1 Introdução

1.1. Objetivo

O objetivo deste trabalho é desenvolver um sistema de controle por aprendizado para sistemas servo-hidráulicos de alta frequência. Este sistema é aplicado a uma máquina de ensaios de fadiga, e avalia-se seu desempenho.

1.2. Considerações Iniciais

Os sistemas hidráulicos são muito usados nos atuais sistemas industriais, por exemplo, nas plantas automatizadas, em robótica, simuladores de movimento, plantas de processamento de metal, exploração de minérios, prensas, sistemas de teste de fadiga de materiais, maquinaria pesada, etc. Em geral eles são usados onde se requerem forças e torques relativamente altos, alta velocidade de resposta para o início, parada e reversão da velocidade, etc.

As máquinas de testes de fadiga se baseiam em sistemas servo-hidráulicos e têm como propósito fazer ensaios nos materiais para prever a vida útil em serviço. A aplicação da carga pode ser repetida milhões de vezes, em frequências típicas de até cem vezes por segundo para metais. Para se atingir estas frequências, relativamente altas para um teste de fadiga, é necessário um sistema de controle eficiente.

No desenho de um sistema de controle ótimo, se toda a informação *a priori* do processo a controlar é conhecida, e pode ser descrita deterministicamente, então o regulador ótimo é projetado por técnicas de otimização determinística. No entanto, se a informação *a priori* é desconhecida ou parcialmente conhecida, em geral um projeto ótimo não pode ser atingido com os métodos clássicos de controle. Uma alternativa é projetar um controlador que seja capaz de estimar a informação desconhecida durante a operação, e uma ação de controle ótima é determinada com base na informação estimada.

Se a informação estimada se aproximasse gradualmente da informação verdadeira conforme passa o tempo, o funcionamento do controlador projetado seria tão bom como aquele do caso onde toda a informação *a priori* requerida era conhecida. O controlador aprenderia a informação desconhecida durante a operação, e a informação aprendida seria usada como uma experiência para futuras decisões de controle. Esse tipo de controle é conhecido como controle por aprendizado.

Neste trabalho se realizará o desenvolvimento de pontos importantes para controlar estes sistemas, tais como a modelagem do sistema de controle de uma máquina servo-hidráulica, a simulação computacional do sistema para valores de amplitude constante e variável, e o desenvolvimento de leis de aprendizado. Finalmente, a verificação experimental será feita nas máquinas servo-hidráulicas do Laboratório de Fadiga da PUC - Rio.

1.3.Motivação

Os ensaios de materiais são realizados com duas finalidades: uma é permitir a obtenção de informações rotineiras do produto (ensaios de controle) no recebimento de materiais dos fornecedores e no controle final do produto acabado. A outra finalidade é desenvolver novas informações sobre os materiais, como no desenvolvimento de novos materiais, de novos processos de fabricação e de novos tratamentos.

Os ensaios mecânicos permitem a determinação de propriedades mecânicas que se referem ao comportamento do material quando sob a ação de esforços. Elas são expressas em função de tensões e/ou deformações. O ensaio de fadiga consiste na aplicação de uma carga cíclica em um corpo de prova apropriado e padronizado segundo o tipo de ensaio a ser realizado, por exemplo, ensaios de iniciação e de propagação de trincas. Este ensaio é extensamente utilizado na indústria automobilística, na indústria aeronáutica, existindo desde ensaios em pequenos componentes até em estruturas completas, como asas e longarinas. O ensaio de fadiga é capaz de fornecer dados quantitativos relativos às

características de um material ou componente a suportar cargas repetitivas e/ou cíclicas por longos períodos, sem se romper. A Figura 1.1 apresenta um ensaio de iniciação de trincas de fadiga.

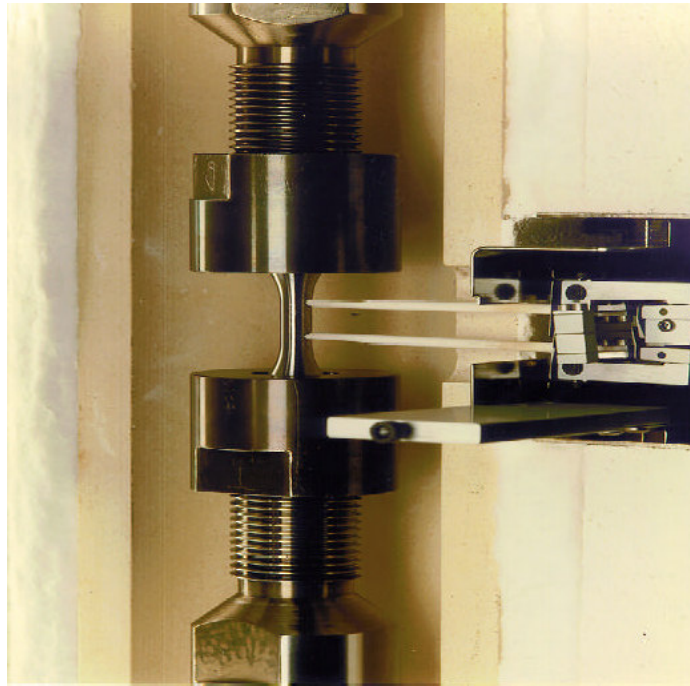


Figura 1.1. Ensaio de Fadiga.

O ensaio de fadiga é quase sempre independente da frequência de trabalho. Uma notável exceção está na fadiga em polímeros, onde altas frequências podem aquecer o corpo de prova e conseqüentemente diminuir sua vida. No entanto, mesmo nesses casos, se o corpo de prova for devidamente resfriado, a frequência não mais interfere nos resultados. Para uma dada resistência do material e magnitudes das tensões alternadas e médias aplicadas, a vida à fadiga depende essencialmente do número de ciclos de carga aplicados ao material testado. Por esse motivo, trabalhar com a máquina de ensaios de materiais a uma frequência mais elevada traz vantagens de redução de tempo e custo dos ensaios, sem interferir nos resultados.

1.4.Revisão Bibliográfica

O controle de sistemas servo-hidráulicos apresenta muitos trabalhos de pesquisa aplicados a manipuladores industriais que desempenham tarefas repetitivas. O esquema de controle somente utiliza sinais medidas localmente, não requer a computação da dinâmica não-linear dos manipuladores.

No controle de sistemas servo-hidráulicos usou-se um controlador não-linear baseado em Lyapunov [1], onde a lei adaptativa foi também proposta para eliminar incertezas nos parâmetros hidráulicos. O desempenho do controlador não-linear foi comparado com um controlador PD, do qual pode se concluir que o controlador proposto superou amplamente o controlador PD na simulação e no experimento.

Outro trabalho [2] apresentou o uso de um controlador robusto com rejeição de perturbações para sistemas servo-hidráulicos. O controlador proposto consistia de três partes: o controlador robusto, o controlador auxiliar e o servo-controlador, realizados e projetados independentemente. Estes atributos permitiram ao sistema robusto determinar individualmente as especificações de sensibilidade aos parâmetros e a supressão de distúrbios de força no sistema. Além disso, a simulação e os resultados experimentais mostraram que o controlador tem a habilidade de manter a precisão do sistema na presença de variações muito grandes dos parâmetros da planta e/ou de distúrbios externos na sua entrada.

Um modelo *fuzzy* não-linear [3] baseado em MPC (Modelo Preditivo de Controle), que aproveita as ótimas capacidades de predição dos modelos *sugeno-type*, e um controle baseado em Redes Neurais utilizando realimentação linearizada, foram também desenvolvidos.

As principais máquinas servo-hidráulicas de testes de materiais que se encontram no mercado são das marcas INSTRON e MTS. Elas são capazes de trabalhar com células de carga desde 5 kN a 500 kN, a uma frequência máxima teórica de 500Hz (para amplitudes muito pequenas). Elas podem executar testes de tração, compressão, flexão e de fadiga. Têm a habilidade de testar os mais

diversos materiais, incluindo polímeros, metais e compósitos. Todas as máquinas vêm equipadas com um controlador que usa um controle de malha fechada como se mostra na Figura 1.2.

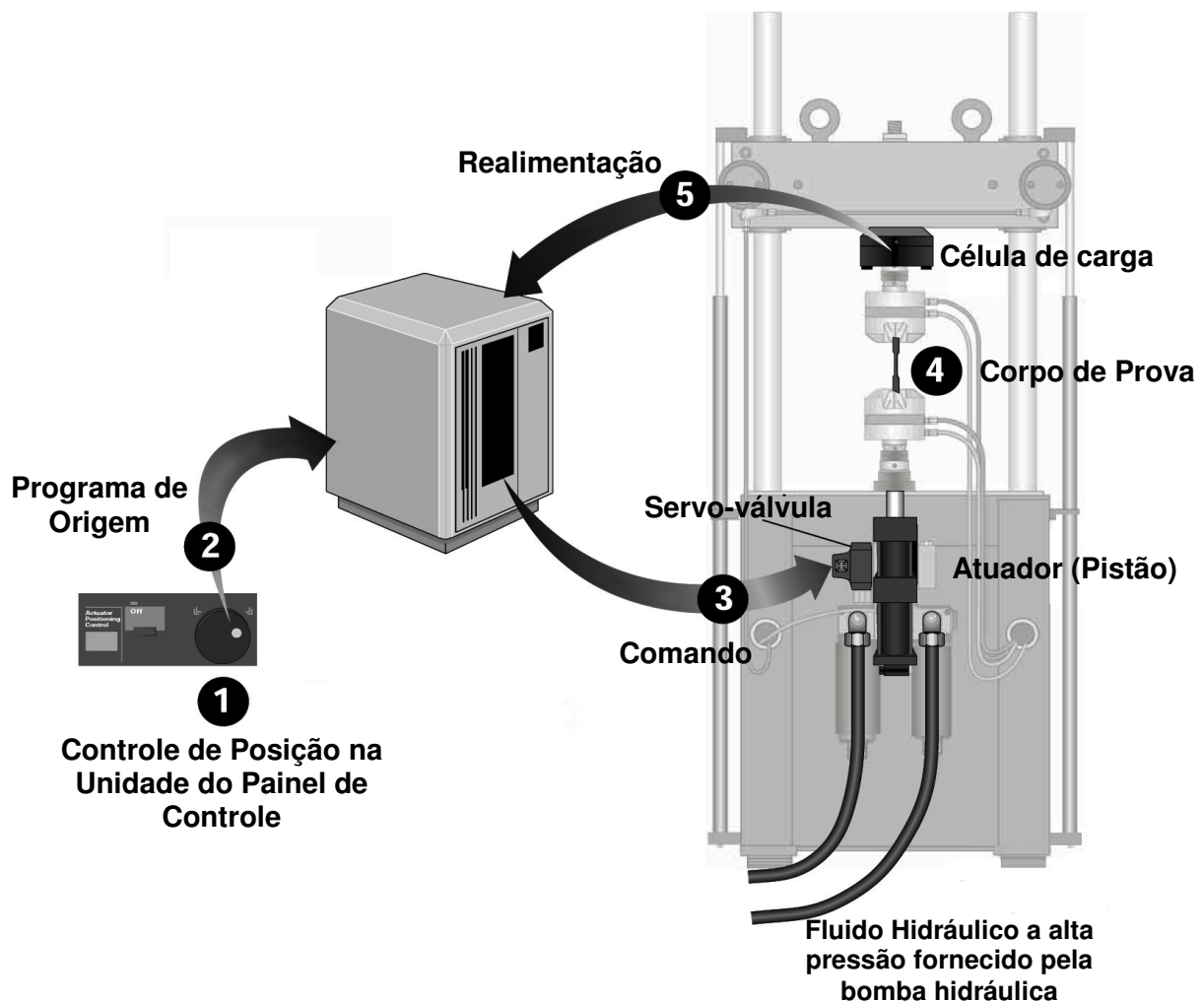


Figura 1.2. Etapas do sistema de controle das Máquinas de Ensaio do Laboratório de Fadiga da PUC-RIO [4].

1.5.Roteiro da Dissertação

Esta dissertação foi dividida em sete capítulos. A seguir estão listados os tópicos principais de cada capítulo.

- Capítulo 1: Introdução, onde se faz o resumo da pesquisa bibliográfica na qual se sustenta parte do estudo feito.
- Capítulo 2: São apresentados conceitos básicos das propriedades físicas dos fluidos.
- Capítulo 3: Apresenta a descrição geral dos sistemas servo-hidráulicos.
- Capítulo 4: É feita a modelagem do sistema servo-hidráulico.
- Capítulo 5: É feita a simulação do sistema PID e do sistema de controle por aprendizado proposto.
- Capítulo 6: São feitos os experimentos em laboratório com a máquina servo-hidráulica, e a apresentação dos resultados.
- Capítulo 7: São feitas as conclusões sobre as vantagens do sistema de controle por aprendizado.

2 Fundamentos Teóricos

2.1. Propriedades Físicas dos Fluidos

Fluidos (líquidos e gases) são corpos sem forma própria; podem se submeter a variações grandes da forma sob a ação de forças; quanto mais fraca a força, mais lenta a variação.

A tensão normal sobre a superfície de um elemento de um fluido é chamada pressão. É idêntica em um ponto dado em todas as direções e pode ser calculada como:

$$p = \frac{\text{Força}}{\text{Área}} = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

O coeficiente de Viscosidade Dinâmica, η , é o parâmetro que representa a existência de forças tangentes em fluidos em movimentação. Supondo que duas camadas de fluido estão se movimentando a uma distância dy e uma velocidade relativa dv_x (Figura 2.1), a tensão cisalhante é:

$$\tau = \frac{\text{Força Cisalhante}}{\text{Área}} = \eta \frac{dv_x}{dy} \quad (2.2)$$

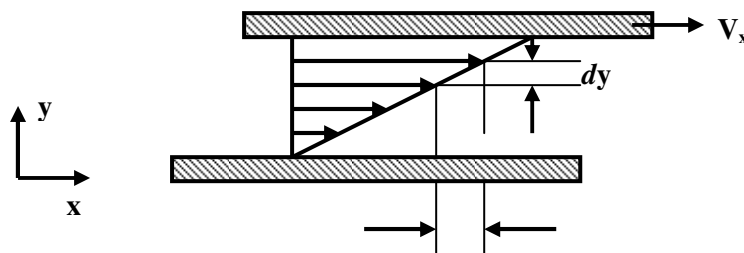


Figura 2.1. Definição de Tensão Cisalhante.

O coeficiente de viscosidade cinemática, μ , é a relação entre o coeficiente de viscosidade dinâmica e a densidade do fluido,

$$\mu = \frac{\text{viscosidade dinâmica}}{\text{densidade}} = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.3)$$

onde a densidade da massa, ρ , é a massa contida numa unidade de volume:

$$\rho = \frac{\text{Massa}}{\text{Volume}} = \lim_{\Delta v \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} = \frac{dm}{dV} \quad (2.4)$$

2.2. Tipos de Fluxo

Dois tipos distintos de fluxo de fluido podem ocorrer:

Fluxo Laminar ou Viscoso, em que cada partícula descreve uma trajetória bem definida, com uma velocidade somente no sentido do fluxo (Figura 2.2).

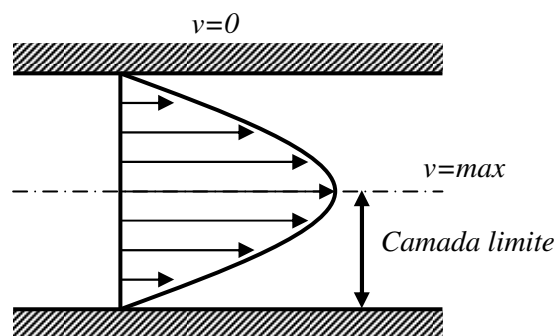


Figura 2.2. Perfil de velocidade do fluxo laminar.

Fluxo Hidráulico ou Turbulento, em que cada partícula, além da velocidade no sentido do fluxo, apresenta velocidades de correntes cruzadas variáveis (Figura 2.3).

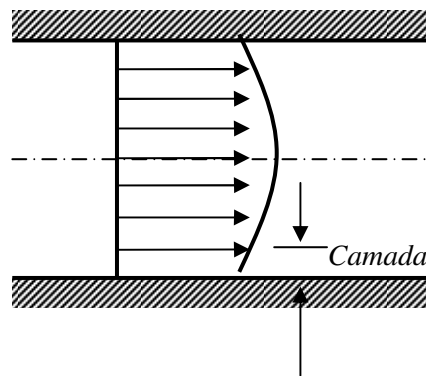


Figura 2.3. Perfil de velocidade do fluxo turbulento.

O Número de Reynolds é um parâmetro característico que vai determinar se o fluxo é laminar ou turbulento. Para valores pequenos de Re , o fluxo é laminar; para valores maiores o fluxo é turbulento (tipicamente, Laminar $< Re=2300 <$ Turbulento), onde

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\eta} = \frac{v d_h}{\mu} \quad (2.5)$$

Na equação acima, v é a velocidade média do fluxo, d_h representa o diâmetro hidráulico que é definido por:

$$d_h = \frac{4A}{S} \quad (2.6)$$

onde A é a área da seção do fluxo e S é o perímetro da seção do fluxo. Para cada caso de fluxo, o comprimento característico é definido e valores empíricos são obtidos para o número de Reynolds que descreve a transição de fluxos dominados pela viscosidade e pela inércia.

2.2.1. Fluxo em mangueiras

Um elemento básico em sistemas hidráulicos é a mangueira cilíndrica, na qual o fluxo pode ser laminar ou turbulento. Neste caso, o comprimento característico para ser usado no número de Reynolds depende do diâmetro interno (d) da mangueira:

$$Re = \frac{vd}{\mu} \quad (2.7)$$

A transição de fluxo laminar a turbulento tem sido observada experimentalmente em $2000 < Re_{crit} < 4000$, tipicamente $Re_{crit} = 2300$. Abaixo de $Re = 2300$ o fluxo é também laminar; acima de $Re = 4000$ o fluxo é usualmente, mas não sempre, turbulento [6].

2.2.2. Fluxo em orifícios

Os orifícios são geralmente usados para controlar o fluxo, ou para criar uma pressão diferencial (válvulas). Dois tipos de regime de fluxo existem, dependendo de quais forças dominam as de inércia ou as de viscosidade. A velocidade do fluxo mediante um orifício deve aumentar, sobretudo em regiões de fluxo contra a corrente para satisfazer a lei da continuidade. Em números de Reynolds maiores, a queda da pressão através do orifício é causada pela aceleração das partículas do fluido desde a velocidade da corrente até velocidade de jato. Para baixos números de Reynolds, a queda de pressão é causada pelas forças internas de cisalhamento originando-se da viscosidade do fluido, vide Fig. 2.4.

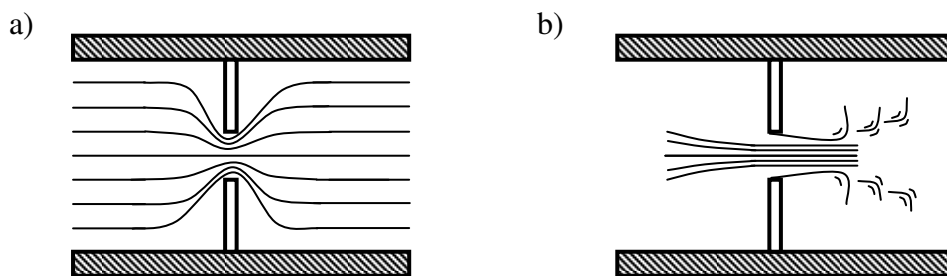


Figura 2.4. Fluxo mediante orifício a) fluxo laminar, b) fluxo turbulento.

Em concordância com o Teorema de Bernoulli, as perdas totais de energia do fluxo hidráulico são derivadas da energia perdida no calor pela fricção das partículas de encontro uma à outra e pelo atrito das partículas de encontro à parede.

A equação do fluxo no orifício em um duto é dada pelo produto da área do duto e a velocidade, e.g:

$$Q = Av = A\sqrt{\frac{2}{\rho\zeta}(p_1 - p_2)} \quad (2.8)$$

Em vez da equação anterior, é comum no campo da hidráulica usar a equação do orifício modificada:

$$Q = \alpha_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2.9)$$

onde α_d é o coeficiente de descarga, A é a área transversal do duto e Δp a diferença de pressão.

2.2.3. Fluxo em válvulas

Os fluxos em orifícios de válvulas são geralmente descritos pela equação de orifício com uma relação linear entre a posição x_v do cilindro da válvula e o fluxo por unidade de área (centro crítico), e.g.

$$Q = Q(x_v, \Delta p) = c_v x_v \sqrt{p_1 - p_2} \equiv c_v x_v \sqrt{\Delta p} \quad (2.10)$$

onde o coeficiente de fluxo é definido por:

$$c_v = \pi d_v \alpha_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (2.11)$$

para servo-válvulas, e d_v é o diâmetro do cilindro da válvula.

$$c_v = 4|x_v| \tan(\alpha/2) \alpha_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (2.12)$$

A Equação 2.12 pode ser escrita usando a tensão elétrica da válvula u_v como:

$$Q = Q(u, \Delta p) = c_v \frac{x_{v,\max}}{u_{\max}} u \sqrt{p_1 - p_2} \quad (2.13)$$

Na prática, o coeficiente de fluxo pode ser determinado da melhor forma experimentalmente, ou cálculo usando os dados $(Q_N, \Delta p_N, x_{v,\max})$ do catálogo do fabricante da válvula, através de

$$c_v = \frac{Q_N}{\sqrt{\Delta p_N / \rho}} \frac{1}{x_{v,\max}} \quad (2.14)$$

onde Q_N é o fluxo nominal, Δp_N é a queda de pressão nominal, e $x_{v,\max}$ é o máximo deslocamento do cilindro da servo-válvula. O coeficiente de descarga correspondente é:

$$\alpha_d = \frac{Q_N}{A(x_{v,\max}) \sqrt{\Delta p_N / \rho}} \quad (2.15)$$

Finalmente, a expressão generalizada para leituras de fluxos em válvulas é:

$$Q = Q(x_v, \Delta p) = \alpha_d A(x_v) \sqrt{2 / \rho} \sqrt{\Delta p} \quad (2.16)$$

onde $A(x_v)$ é a área do orifício da válvula, a qual depende da geometria do orifício (ou seja, da forma geométrica do orifício e tipo de centro), que varia de um fabricante a outro, especialmente para válvulas proporcionais.

Após esta revisão dos conceitos básicos de fluidos, apresentam-se no próximo capítulo os sistemas servo-hidráulicos.

3 Descrição Geral de Sistemas Servo–Hidráulicos

3.1.Estrutura básica de sistemas servo–hidráulicos

Um sistema servo-hidráulico é um arranjo de componentes individuais, conectados entre si que provêm uma forma desejada de transferência hidráulica.

A estrutura básica de sistemas servo-hidráulicos consiste de:

- Fonte de potência hidráulica;
- Elementos de controle (válvulas, sensores, etc.);
- Elementos de atuação (cilindros e/ou motores); e
- Outros elementos (tubulação, dispositivos de medição, etc.).

O conceito básico de um sistema servo-hidráulico controlado por uma válvula padrão é descrito da seguinte forma:

- A bomba converte a potência mecânica disponível do seu motor em potência hidráulica para o atuador.
- As válvulas são usadas para controlar a direção do fluxo da bomba, o nível da potência produzida, e a quantidade de fluido e pressão sobre o atuador. Um atuador linear (cilindro) ou atuador rotativo (motor) converte a potência hidráulica em potência mecânica usável no ponto requerido.
- O meio, que é um líquido, fornece a transmissão e o controle direto, e também lubrifica os componentes, sela as válvulas e refrigera o sistema.
- Os conectores, que ligam os vários componentes dos sistemas, dirigem a potência do fluido sob pressão, e o retorno do fluido ao tanque.
- Finalmente, o reservatório de fluido assegura sua qualidade e quantidade, e o refrigera.

3.2.Descrição dos componentes

3.2.1.Válvula Hidráulica

A válvula hidráulica é usada comumente dentro de sistemas hidráulicos para a modulação e controle do sistema. Dentro de um sistema hidráulico controlado por válvulas, a válvula fornece a interface entre os elementos de potência hidráulica, por exemplo, a bomba, e os dispositivos de saída hidráulica, que é um atuador linear ou rotativo. Dentro desses circuitos, a válvula hidráulica é o dispositivo que recebe a realimentação do operador ou outra fonte automática de controle, e conseqüentemente ajusta a saída do sistema. Esta realimentação é usada para fornecer uma saída controlável para o circuito ou fornecer uma função de segurança que seja necessária ao trabalhar com dispositivos de potência elevada, vide Figura 3.1.

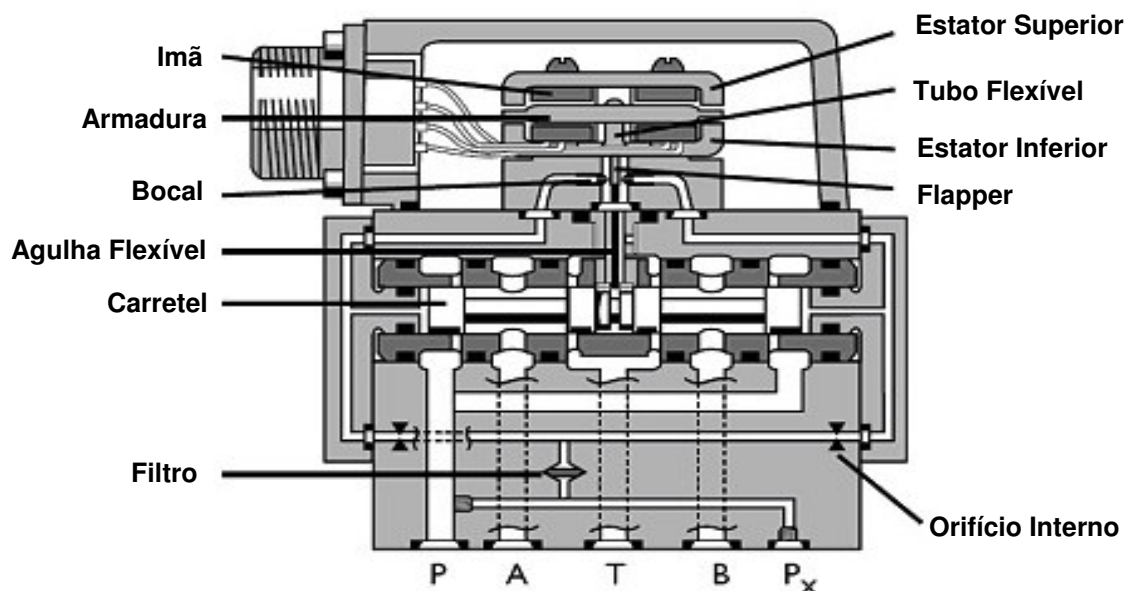


Figura 3.1. Vista em corte de uma servo-válvula hidráulica.

3.2.1.1. Tipos de Válvula

As válvulas de controle hidráulico podem ser classificadas de muitas formas, porém a classificação geral baseia-se no número de linhas de fluxo conectadas na válvula. Por exemplo, uma válvula bidirecional tem uma entrada única e só uma saída, com duas linhas de fluxo. A válvula de três estados tem uma única entrada dada pela linha da fonte, uma linha de saída, e uma linha de retorno ao reservatório. Também, as válvulas podem ser classificadas pelo tipo de construção, ou pelo tipo de função, que são válvulas de controle direcional, válvulas de controle de fluxo e válvulas de controle de pressão.

3.2.1.2. Tipos de Centro

O disco do *spool* define a largura das regiões relativas à largura dos canais nos furos da válvula. Têm-se três possíveis configurações de discos (vide a Figura 3.2). Se a largura do disco for menor que o canal na bucha da válvula, é conhecido como centro aberto ou *Underlap*. As válvulas sobrepostas ou de centro fechado têm uma região maior que a largura do canal quando o cilindro está no ponto neutro. Assim, a pressão do sistema é impedida de se alterar durante o cruzamento. Este tipo de válvulas podem causar folgas e picos indesejáveis de pressão.

As válvulas de centro crítico ou *zero lapped* têm uma região idêntica à largura do canal, o que é uma condição para se aproximar a uma máquina ideal. A maioria das servo-válvulas comerciais disponíveis são de centro crítico para garantir um curva linear do sinal do fluxo [1].

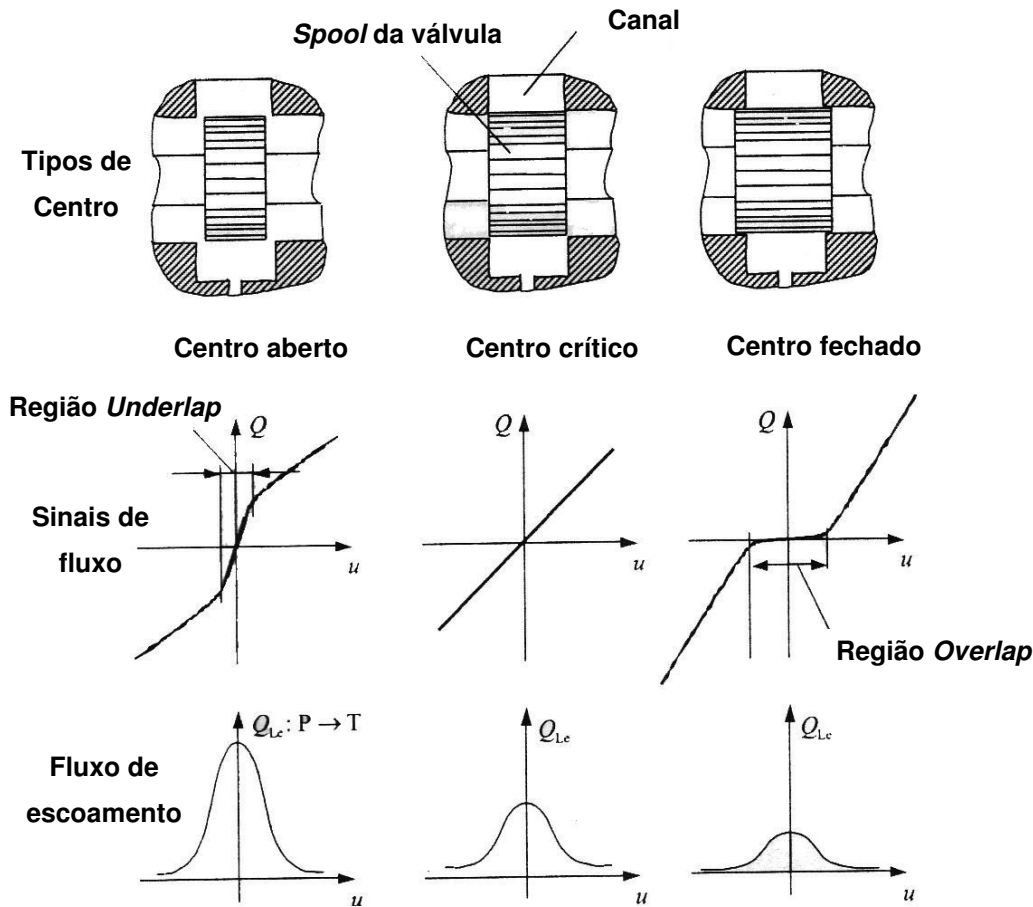


Figura 3.2. Definição de tipos de centros e seus gráficos de sinais de fluxo e curvas de fluxo de escoamento correspondentes.

3.2.1.3. Operação

Um comando de sinal elétrico é aplicado às bobinas da servo-válvula, e cria uma força magnética que atua sobre o final da armadura, provocando um torque. Essa rotação provoca uma deflexão do tubo conhecido como deslizamento da armadura/*flapper*. A deflexão do *flapper* restringe o líquido que vaza através de um furo e que é carregado completamente a uma extremidade do *spool*, deslocando-o. O movimento do *spool* conecta o canal da fonte de pressão (P_s) a um canal de controle, e simultaneamente abre o canal do tanque (T), que é outro canal de controle.

A movimentação do *spool* também aplica uma força à mola, criando um torque de realimentação sobre a armadura/*flapper*. Se o torque de realimentação for igual ao torque das forças magnéticas, a armadura/*flapper* movimenta-se até uma posição centrada, e o *spool* está aberto em um estado de equilíbrio até que o comando de sinal elétrico o mude a um novo nível. Em resumo, a posição do *spool* é proporcional à corrente de entrada e, para uma pressão constante através da válvula, a vazão e a carga são proporcionais à posição do *spool*. Na seguinte Figura observa-se o modo de operação da servo-válvula.

Resposta da válvula a uma mudança de sinal elétrica

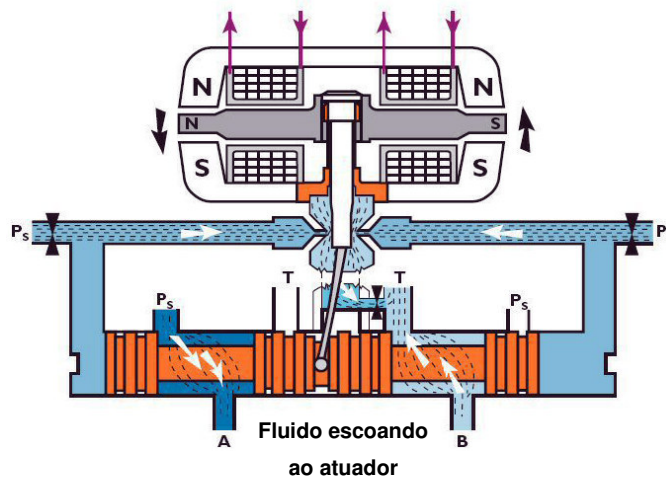
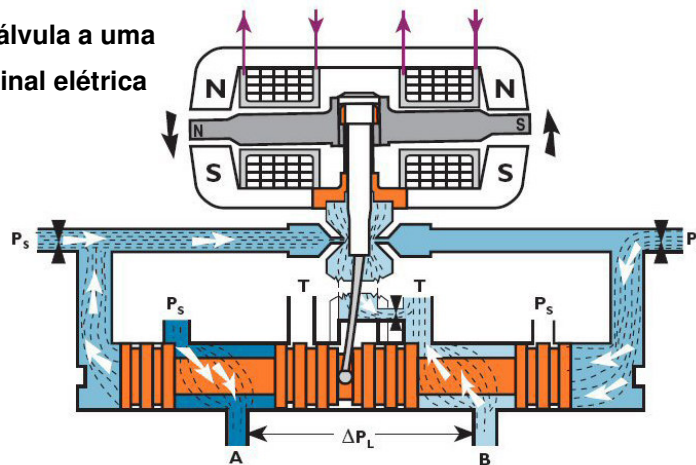


Figura 3.3. Modo de operação da servo-válvula quando é aplicado um sinal elétrico.

3.2.1.4. Análise Dinâmica da Servo-válvula

As servo-válvulas são dispositivos complexos e têm algumas características não-lineares que são significativas em sua operação. Essas não-linearidades incluem: histerese elétrica do torque do motor, mudanças na saída do torque do motor com deslocamento, mudanças na impedância do orifício do fluido com fluxo e características do fluido, mudanças no coeficiente de descarga do orifício em função da pressão, atrito de deslizamento do cilindro e outras.

A experiência mostra que essas características não ideais e não-lineares limitariam a utilidade da análise teórica da dinâmica da servo-válvula no projeto de sistemas. A representação analítica da dinâmica da servo-válvula é usada durante o projeto preliminar de uma nova configuração. Um análise mais elaborada da resposta da servo-válvula tem sido desenvolvida pela MOOG, incluindo estudos computacionais que incluem efeitos não-lineares e até oito ordens dinâmicas. Esta análise tem sido usada para reduzir a função de transferência à sua forma mais simples que represente a servo-válvula.

3.2.2. Bombas e Atuadores

3.2.2.1. Bombas

As bombas hidráulicas são dispositivos que convertem energia mecânica em energia hidráulica. As bombas são acionadas normalmente através de rotação. As bombas hidráulicas industriais são construídas em uma variedade de tamanhos, formas e mecanismos de bombeamento, e são geralmente de deslocamento de tipo positivo. O deslocamento (ou fluxo de saída) é o volume do líquido hidráulico que é transportado através da bomba em uma única rotação do eixo.

3.2.2.2. Atuadores

Os atuadores hidráulicos são dispositivos que convertem a energia hidráulica proveniente da bomba e processada pelos elementos de controle (por exemplo, válvulas) em trabalho útil (potência e energia mecânica, respectivamente). Os atuadores têm uma saída linear (cilindros, macaco) ou uma

saída giratória (atuador rotatório ou motores).

Um dos clássicos componentes do sistema hidráulico é o atuador linear, comumente conhecido como “cilindro hidráulico”. Os cilindros são usados para converter potência hidráulica em força mecânica linear ou movimento. Há dois tipos de atuadores lineares, um deles permite a aplicação da força hidráulica em apenas uma direção, e o outro em ambos os sentidos. Todos os atuadores lineares hidráulicos têm um volume preenchido por fluido contido dentro do corpo do dispositivo, o tubo ou o tambor, e um componente que os movimenta dentro do cilindro chamado pistão ou haste do pistão, chamado prolongamento. Nos dispositivos mais simples o pistão é uma haste cilíndrica que transmite a força da saída diretamente à carga, mostrada esquematicamente na Figura 3.4.

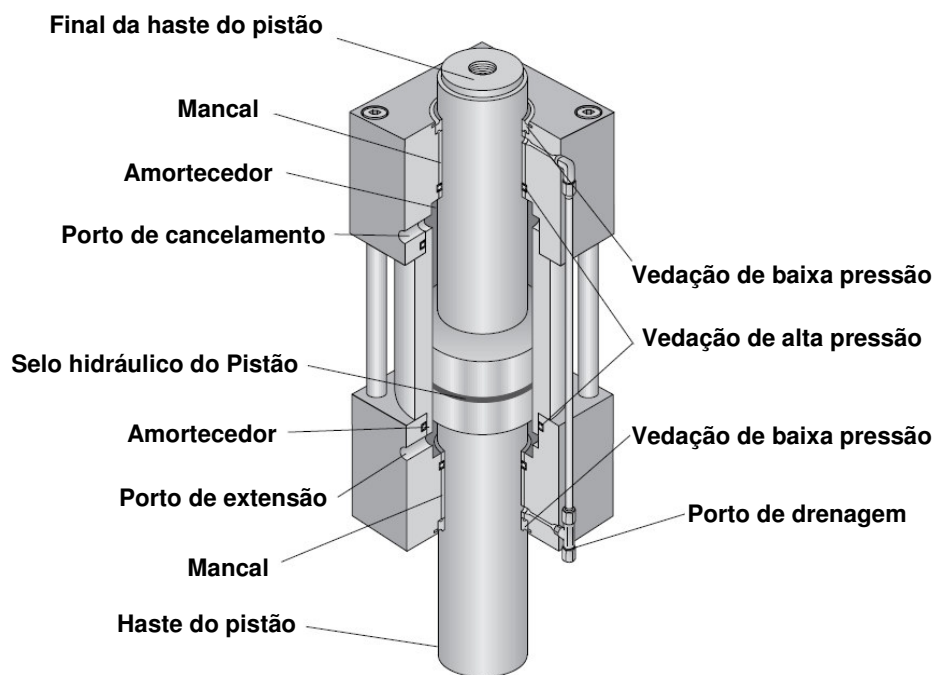


Figura 3.4. Vista em corte de um cilindro hidráulico [4].

3.3. Sensores / Transdutores

3.3.1. LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*)

Os LVDT são sensores para medição de deslocamento linear. O funcionamento deste sensor é baseado em três bobinas e um núcleo cilíndrico de material ferromagnético de alta permeabilidade. A bobina central é chamada de primária e as demais são chamadas de secundárias. O núcleo é preso no objeto cujo deslocamento deseja-se medir, e a movimentação dele em relação às bobinas dá como saída um sinal linear, proporcional ao deslocamento.

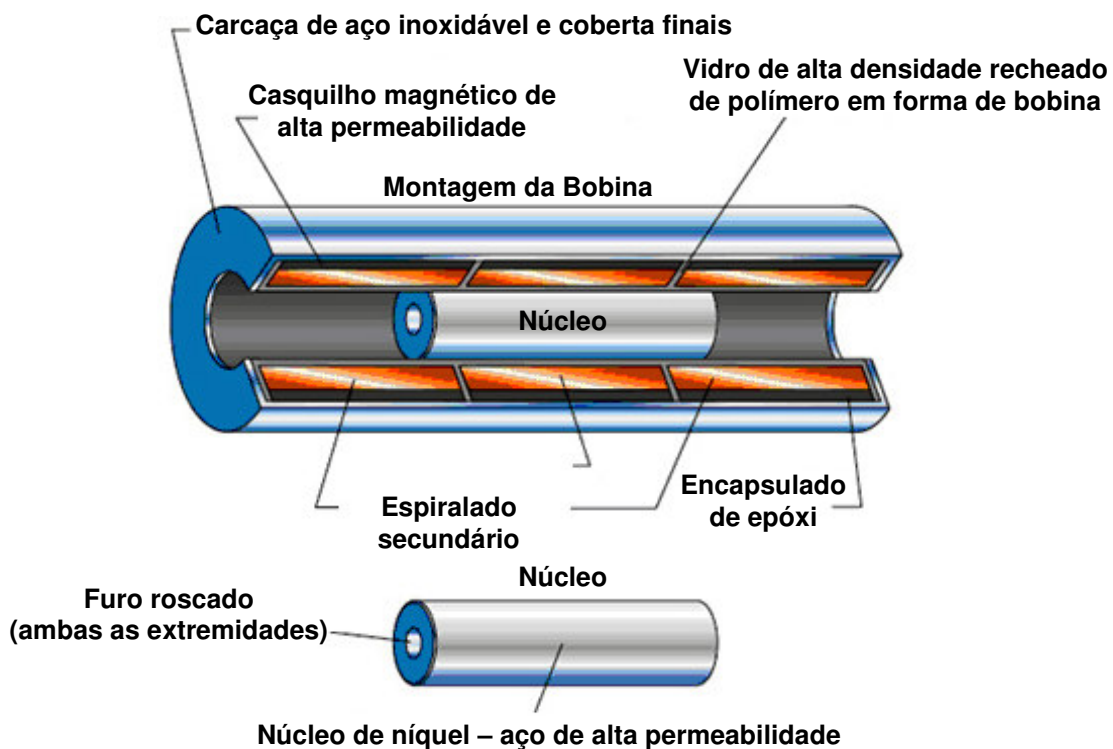


Figura 3.5. Vista em corte de um LVDT.

Para esta medição, uma corrente alternada é aplicada na bobina primária, fazendo com que uma tensão seja induzida em cada bobina secundária proporcionalmente à indutância mútua com a bobina primária. A frequência da corrente alternada está geralmente entre 1 e 10 kHz. De acordo com a

movimentação do núcleo, esta indutância mútua muda, fazendo com que as tensões nas bobinas secundárias mudem também. As bobinas são conectadas em série reversas (vide Figura 3.6), dessa forma a tensão de saída é a diferença entre as duas tensões secundárias. Quando o núcleo está na posição central equidistante em relação às duas bobinas secundárias, tensões opostas da mesma amplitude são induzidas nestas duas bobinas; assim, a tensão de saída é nula.

Quando o núcleo é movimentado em uma direção, a tensão em uma das bobinas secundárias aumenta enquanto a outra diminui, fazendo com que a tensão aumente de zero para um máximo. Esta tensão está em fase com a tensão primária. Quando o núcleo se move em outra direção, a tensão de saída também aumenta de zero para um máximo, mas sua fase é oposta à fase primária. A amplitude da tensão de saída é proporcional à distância movida pelo núcleo (até o seu limite de curso), sendo por isso a denominação linear para o sensor. Assim, a fase da tensão indica a direção do deslocamento.

Como o núcleo não entra em contato com o interior do tubo, ele pode mover-se livremente, quase sem atrito, fazendo do LVDT um dispositivo de alta confiabilidade. Além disso, a ausência de contatos deslizantes ou girantes permite que o LVDT esteja completamente selado e isolado das condições do ambiente.

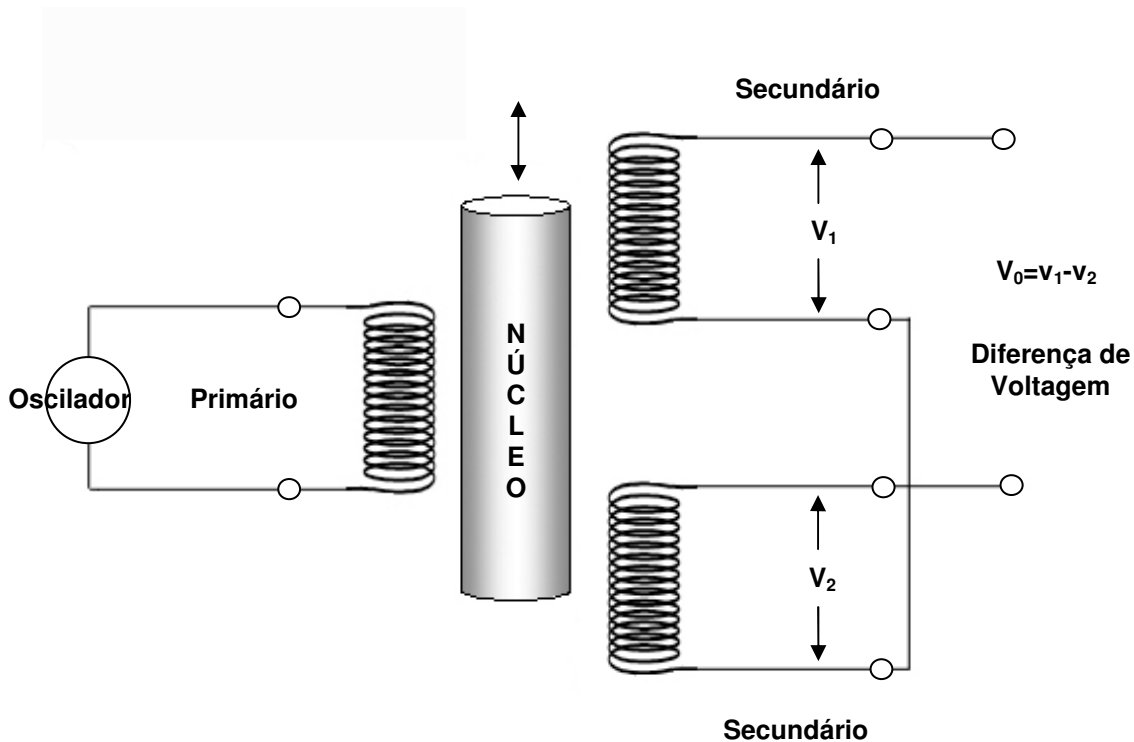


Figura 3.6. Representação elétrica de um LVDT.

3.3.2. Células de carga

O princípio de funcionamento das células de carga baseia-se na variação da resistência ôhmica de um sensor denominado extensômetro ou *strain gage*, quando é submetido a uma deformação. Utilizam-se comumente em células de carga quatro extensômetros ligados entre si segundo a ponte de Wheatstone, e o desbalanceamento da mesma, em virtude da deformação dos extensômetros, é proporcional à força que a provoca. É através da medição deste desbalanceamento que se obtém o valor da força aplicada.

Os extensômetros são colados a uma peça metálica (e.g. alumínio, aço ou liga cobre-berílio), denominada corpo da célula de carga e inteiramente solidária à sua deformação, vide Fig. 3.7. A força atua por tanto sobre o corpo da célula de carga, e a sua deformação é transmitida aos extensômetros, que por sua vez medirão sua intensidade.

Obviamente que a forma e as características do corpo da célula de carga devem ser objeto de um metucioso estudo, tanto no seu projeto quanto na sua

execução, visando assegurar que a sua relação de proporcionalidade entre a intensidade da força atuante e a conseqüente deformação dos extensômetros seja preservada tanto no ciclo inicial de pesagem quanto nos ciclos subseqüentes, independentemente das condições ambientais. A forma geométrica, portanto, deve conduzir a uma linearidade dos resultados. Considerando-se que a temperatura gera deformações em corpos sólidos e que estas poderiam ser confundidas com a provocada pela ação da força a ser medida, há necessidade de se compensar os efeitos de temperatura através da introdução, no circuito de Wheatstone, de resistências especiais que variem com o calor de forma inversa à dos extensômetros. Um efeito normalmente presente no ciclo de carregamento, e que deve ser controlado com a escolha conveniente da liga da matéria-prima da célula de carga, é o da histerese decorrente de trocas térmicas com o ambiente da energia elástica gerada pela deformação, o que faz com que as medições de cargas sucessivas não coincidam com as descargas respectivas.

Outro efeito que também deve ser controlado é a repetibilidade, ou seja, indicação da mesma deformação decorrente da aplicação da mesma carga sucessivamente. Também se deve verificar o uso de materiais isotrópicos e da correta aplicação da força sobre a célula de carga.

Finalmente, deve-se considerar o fenômeno da fluência (*creep*), que consiste na variação da deformação ao longo do tempo após a aplicação da carga. Este efeito decorre de escorregamentos entre as faces da estrutura cristalina do material, e apresentam-se como variações aparentes na intensidade da força sem que haja incrementos na mesma.



Figura 3.7. Célula de carga.

3.3.3. Clip Gage

Um *Clip Gage* é usado para medir o deslocamento em um número de aplicações diferentes. A configuração representativa do *Clip Gage* é ilustrada esquematicamente na Figura 3.8 onde, neste caso, dois medidores de deformação são instalados em lados opostos de uma seção fina, a qual sofre uma curvatura quando a distância entre os pontos muda. Desde que as tensões detectadas pelos dois *gages* sejam iguais em módulo e opostos em sinal, os *gages* são conectados nos braços adjacentes da ponte para dobrar a saída da ponte ao cancelar as saídas térmicas dos *gages*, vide Fig. 3.8.

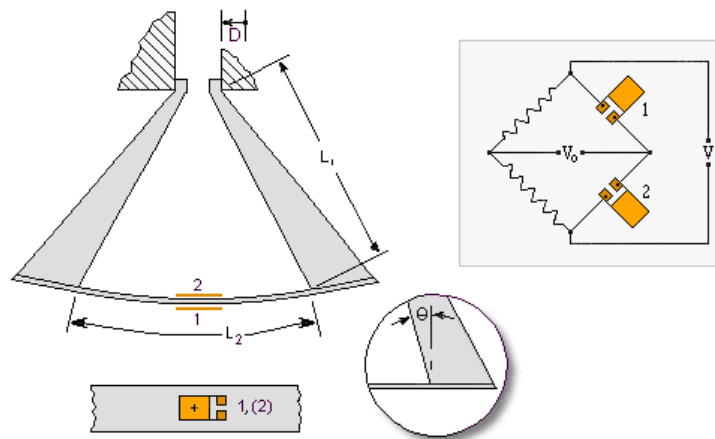


Figura 3.8. Princípio de um Clip Gage para medida do deslocamento.

No próximo capítulo, os componentes apresentados serão modelados.

4 Modelagem do Sistema

4.1. Modelos Elementares

4.1.1. Modelagem da Servo-válvula

O comportamento dinâmico da servo-válvula envolve um grande número de parâmetros, vide Fig. 4.1. Desse modo, muitos parâmetros podem somente ser conhecidos dentro de alguma pequena faixa, ou serem completamente desconhecidos. O conjunto de parâmetros obtidos de diferentes fontes de informação (catálogos do fabricante, literatura e manuais de otimização) não reflete muito o comportamento real [7]. Uma descrição analítica sem simplificações seria extremamente difícil de validar.

4.1.1.1. Modelagem da válvula piloto

A válvula piloto consiste de um sistema *flapper* – bocal acionado pelo um torque de motor e pelo carretel (*spool*) de válvula.

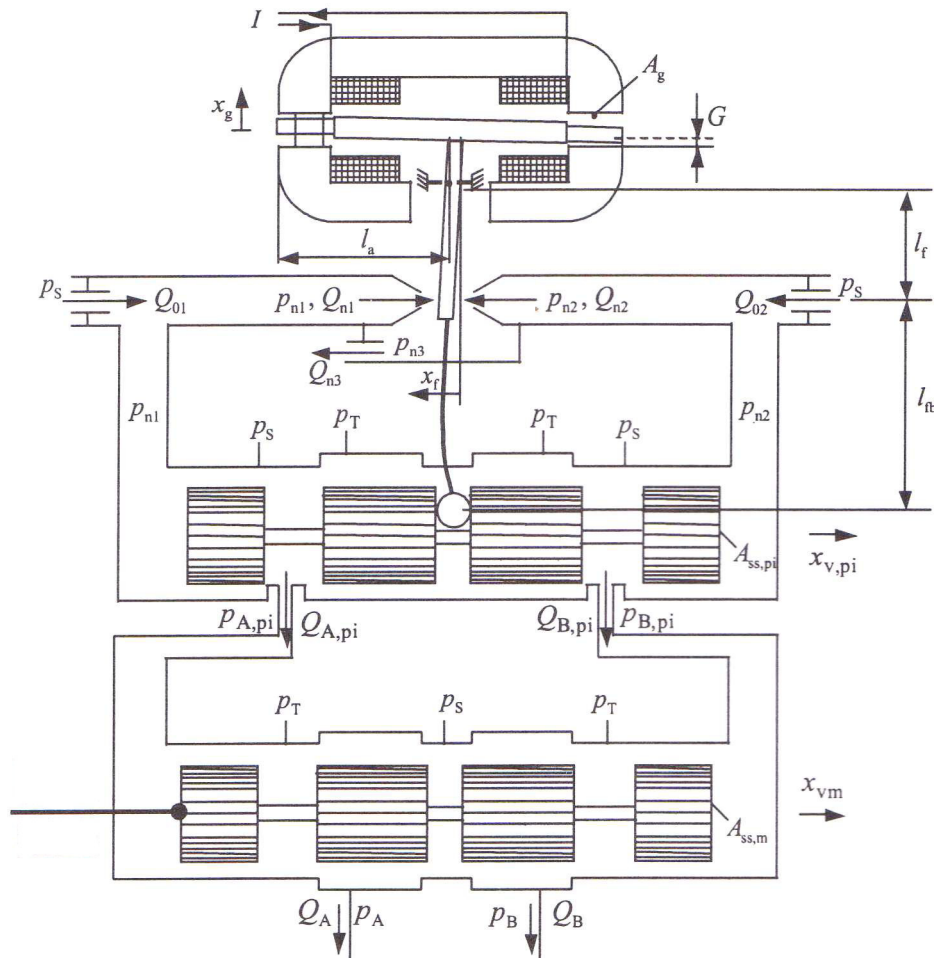


Figura 4.1 Representação esquemática da servo-válvula de três estados.

Dinâmica do torque do motor

Da Figura 4.1, pode se observar que o torque eletromagnético do motor, que direciona o *flapper*, é controlado por uma corrente elétrica I . O torque gerado na armadura teoricamente é descrito por:

$$T_a = \frac{\mu_0 A_g l_a}{4} \left[\left(\frac{M_0 + IN}{G - x_g} \right)^2 - \left(\frac{M_0 - IN}{G + x_g} \right)^2 \right] \quad (4.1)$$

onde μ_0 é a permeabilidade de uma região particular do circuito magnético, A_g é a área do corte transversal da abertura, l_a é o comprimento da armadura, M_0 é a força magneto-motriz dos ímãs permanentes, N é o número de bobinas, e G é o comprimento da abertura em relação à posição neutra da armadura.

Porém, frequentemente assume-se que o torque da armadura é linear em relação à corrente de entrada para rotações pequenas da armadura, logo

$$T_a = \beta I \quad (4.2)$$

onde β é conhecido como a ganho de torque do motor.

Dinâmica do *Flapper* – bocal

A variação da distância da abertura devido às rotações da armadura é expressa pelo deslocamento da ponta da armadura x_g , que é relacionada à deflexão, x_f , do *flapper* entre os bocais pela rotação da armadura e o deslocamento do *flapper* l_f , a saber:

$$x_g = \frac{l_a}{l_f} x_f \quad (4.3)$$

Como o *flapper* gira somente sobre pequenos ângulos (≈ 0.01 rad), a equação de movimento pode ser expressa em termos da deflexão do *flapper*:

$$\frac{J_a}{l_f} \ddot{x}_f + \sigma_f \dot{x}_f + K_a x_f = T_a + T_{fl} - T_{fb} \quad (4.4)$$

onde J_a é a inércia da armadura *flapper*, σ_f é o coeficiente de atrito viscoso do *flapper*, K_a é a rigidez do tubo flexível que conecta o *flapper* com a carcaça, e T_{fl} é o torque devido às forças de fluxo. T_{fb} representa o torque de realimentação da mola, que somente se aplica neste caso onde a realimentação mecânica da posição do carretel é usada.

O torque resultante devido às forças de fluxo sobre o *flapper* pode ser calculado pela expressão teórica:

$$T_n = \frac{\pi}{4} d_n^2 l_f \left[1 + \frac{16\alpha_{dn}^2}{d_n^2} (x_{f0}^2 + x_f^2) \right] (p_{n1} - p_{n2}) + 8\pi l_f \alpha_{dn}^2 x_{f0} x_f (p_{n1} - p_{n2} - 2p_{n3}) \quad (4.5)$$

Continuidade nos bocais

Aplicando a equação da continuidade nas câmaras da válvula, e considerando o volume entre os bocais e o orifício de saída, temos

$$\dot{p}_{n1} = \frac{E'}{V_{n1}} (Q_{01} - Q_{n1} + A_{ss,pi} \dot{x}_{v,pi}) \quad (4.6)$$

$$\dot{p}_{n2} = \frac{E'}{V_{n2}} (Q_{02} - Q_{n2} + A_{ss,pi} \dot{x}_{v,pi}) \quad (4.7)$$

$$\dot{p}_{n3} = \frac{E'}{V_{n3}} (Q_{n1} - Q_{n2} - Q_{n3}) \quad (4.8)$$

onde $V_{ni}, i=1,2,3$, são os volumes das câmaras da válvula, e $A_{ss,pi}$ e $\dot{x}_{v,pi}$ são a área lateral do *spool* e a velocidade do *spool* respectivamente. Os fluxos através das restrições de entrada são expressos como:

$$Q_{01} = A_0 \alpha_{dn} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_{n1})} \quad (4.9)$$

$$Q_{02} = A_0 \alpha_{dn} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_{n2})} \quad (4.10)$$

onde A_0 é a área do orifício das restrições de entrada. Os fluxos dos bocais Q_{n1} e Q_{n2} podem ser determinados aplicando a equação 2.14 do orifício (para fluxos turbulentos):

$$Q_{n1} = \alpha_{dn} \pi d_n (x_{f0} + x_f) \sqrt{(p_{n1} - p_{n3})} \quad (4.11)$$

$$Q_{n2} = \alpha_{dn} \pi d_n (x_{f0} - x_f) \sqrt{(p_{n2} - p_{n3})} \quad (4.12)$$

onde $p_{ni}, i=1,2,3$, são as pressões nos bocais, x_f é o deslocamento do *flapper*, x_{f0} é a distância *flapper* – bocal em posição neutra, d_n é o diâmetro do bocal, e α_{dn} é o coeficiente de descarga do bocal para fluxos turbulentos. O fluxo do bocal Q_{n3} através do orifício de saída (fluxo de vazamento) é calculado por:

$$Q_{n3} = A_{n3} \alpha_{dn} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{n3} - p_T)} \quad (4.13)$$

onde A_{n3} é a área do orifício de saída.

Dinâmica do carretel piloto

Aplicando a segunda lei de Newton às forças sobre o carretel,

$$m_{s,pi} \ddot{x}_{v,pi} + F_f(\dot{x}_{v,pi}) = A_{ss,pi} (p_{n1} - p_{n2}) - \frac{T_{fb}}{l_f + l_{fb}} - F_{ax} \quad (4.14)$$

onde $m_{s,pi}$ é a massa do carretel piloto, $F_f(\dot{x}_{v,pi})$ é a força de atrito dependente da velocidade (e.g. $\alpha_s \dot{x}_{v,pi}$), l_{fb} é o comprimento da mola de realimentação, e F_{ax} é força de fluxo axial sobre o carretel. A força citada pode ser calculada por:

$$F_{ax} = 2\alpha_{dn} \cos \theta \left[A_{s1} (p_s - p_{A,pi}) - A_{s2} (p_{A,pi} - p_T) + A_{s3} (p_{B,pi} - p_T) - A_{s4} (p_s - p_{B,pi}) \right] \quad (4.15)$$

onde $A_{si}, i=1, 2, 3, 4$, são as áreas dos canais abertos do carretel. O ângulo de descarga θ pode ser assumido constante, ou seja, $\theta = 69^\circ$, então $\cos \theta = 0.358$ [1].

Realimentação por posição

Se uma realimentação mecânica do carretel à posição do *flapper* está presente, o correspondente torque de mola realimentado que atua sobre o *flapper* pode ser relacionado a deformações virtuais ao final da mola, usando a constante de mola K_{fb} [7]:

$$T_{fb} = K_{fb} \left(\frac{l_f + l_{fb}}{l_f} x_f + x_{v,pi} \right) \quad (4.16)$$

Obviamente neste caso, onde a realimentação por posição do carretel não é mecânica, e sim elétrica, o torque de realimentação da mola tem que ser zerado.

Os fluxos da servo-válvula são determinados pelas seguintes equações (assumindo *zero lapping*, e desprezando os fluxos de vazamento):

$$Q_{A,pi} = c_{v1} sg(x_{v,pi}) sign(p_s - p_{A,pi}) \sqrt{|p_s - p_{A,pi}|} - c_{v2} sg(-x_{v,pi}) sign(p_{A,pi} - p_T) \sqrt{|p_{A,pi} - p_T|} \quad (4.17)$$

$$Q_{B,pi} = c_{v3} sg(-x_{v,pi}) sign(p_s - p_{B,pi}) \sqrt{|p_s - p_{B,pi}|} - c_{v4} sg(x_{v,pi}) sign(p_{B,pi} - p_T) \sqrt{|p_{B,pi} - p_T|} \quad (4.18)$$

onde $sign(x) = 1$ se $x > 0$, $sign(x) = -1$ se $x < 0$, e $sign(x) = 0$ se $x = 0$.

4.1.1.2. Modelo da etapa principal

Similar ao carretel piloto, as equações dinâmicas do carretel principal são:

$$\dot{P}_{A,pi} = \frac{E'}{V_{A,pi}} (Q_{A,pi} + A_{ss,m} \dot{x}_{vm}) \quad (4.19)$$

$$\dot{P}_{B,pi} = \frac{E'}{V_{B,pi}} (Q_{B,pi} - A_{ss,m} \dot{x}_{vm}) \quad (4.20)$$

$$m_{sm} \ddot{x}_{vm} + F_f(\dot{x}_{vm}) = A_{ss,m} (p_{A,pi} - p_{B,pi}) - F_{ax,m} \quad (4.21)$$

Devido ao fato de que as áreas laterais do carretel principal são relativamente grandes em relação aos volumes das câmaras em ambos os lados do carretel, e que as forças de atrito e aceleração são geralmente muito menores que a força impulsora sobre o carretel, chamada $p_s A_{ss,pi}$ (Fig. 4.1), a pressão dinâmica da etapa principal pode ser desprezada na gama de frequência de interesse. Logo, as equações (4.19) e (4.21) podem ser simplificadas em duas relações estáticas

$$Q_{B,pi} = A_{ss,m} \dot{x}_{vm} = -Q_{A,pi} \quad (4.22)$$

$$A_{ss,m} (p_{A,pi} - p_{B,pi}) = 0 \quad (4.23)$$

Finalmente, as relações estáticas descrevendo os fluxos do atuador são:

$$Q_A = c_{v1} sg(x_{vm}) sign(p_s - p_A) \sqrt{|p_s - p_A|} - c_{v2} sg(-x_{vm}) sign(p_A - p_T) \sqrt{|p_A - p_T|} \quad (4.24)$$

$$Q_B = c_{v3} sg(-x_{vm}) sign(p_s - p_B) \sqrt{|p_s - p_B|} - c_{v4} sg(x_{vm}) sign(p_B - p_T) \sqrt{|p_B - p_T|} \quad (4.25)$$

4.1.1.3. Modelo Elaborado

Uma análise elaborada da resposta dinâmica da servo-válvula foi desenvolvida pela MOOG, incluindo estudos computacionais que envolvem efeitos não-lineares, até uma dinâmica de oitava ordem. Estas análises foram extremadamente úteis quando se quer reduzir à sua forma mais simples a função de transferência. Uma representação muito adequada da função de transferência da servo-válvula com realimentação mecânica é dada na Figura 4.2.

Esta representação resulta de supor uma fonte de corrente ideal (impedância infinita), desprezar a pressão da carga existente, aproximar ou desprezar as não linearidades existentes pelos efeitos da dinâmica linear, representar a armadura/flapper como um parâmetro do sistema de massa, os deslocamentos do flapper pequenos com respeito ao movimento do flapper e desprezar a compressibilidade do fluido e os efeitos de viscosidade.

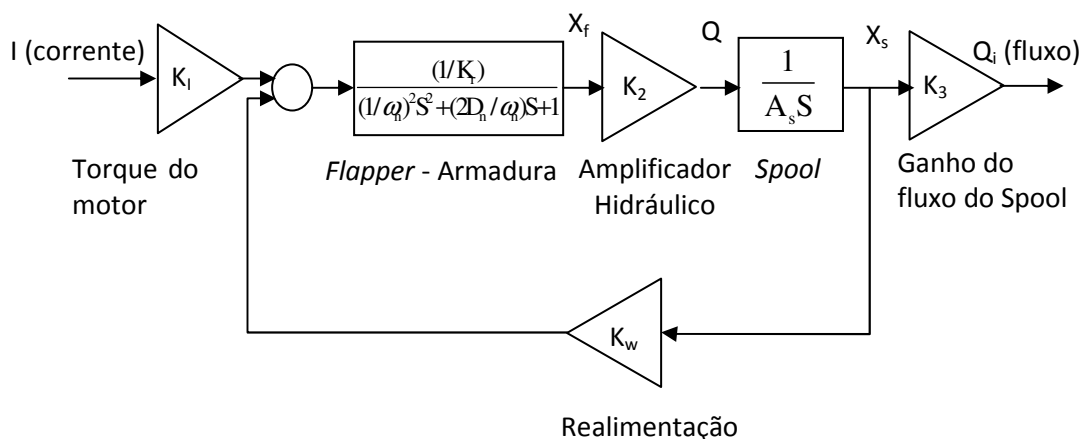


Figura 4.2. Diagrama de Blocos da servo-válvula de realimentação mecânica [moog].

Onde I é a corrente que gera torque do motor, x_f é o deslocamento do flapper no bocal, x_s o deslocamento do carretel, K_I o ganho do torque do motor, K_f o ganho de laço da servo-válvula, D_n a razão de amortecimento do primeiro estado, ω_n a frequência natural do primeiro estado, K_2 o ganho de fluxo do amplificador hidráulico, A_s a área final do carretel, K_3 o ganho de fluxo do carretel e K_w a rigidez do fio de realimentação.

O diagrama de blocos é um sistema de terceira ordem que consiste de uma massa da armadura/flapper, amortecimento e rigidez, ambos com o efeito de integração do fluxo do cilindro. O cilindro, neste caso, é análogo ao pistão de um simples servo mecanismo de posição.

A massa rotacional da armadura/*flapper* é facilmente calculável. A rigidez efetiva da armadura/*flapper* é composta de diversos efeitos, o mais importante dos quais são os efeitos do alinhamento do tubo flexível, e os efeitos de desalinhamento do fluxo magnético permanente. O último é ajustado pelo nível de carga do torque do motor, e é ajustado em cada servo-válvula para coincidir com limites prescritos da resposta dinâmica. A força de amortecimento sobre a armadura/*flapper* é, do mesmo modo, um efeito composto. Aqui, é conhecido pela experiência prática que o ζ equivalente é aproximadamente 0,4 [8].

A ponte do orifício do amplificador hidráulico é reduzida num simples termo de ganho com as suposições listadas. Este ganho é um fluxo diferencial desbalanceado entre os braços opostos da ponte, pelo incremento do movimento do *flapper*. O ganho de malha interna da servo-válvula é determinado pelos seguintes parâmetros:

$$K_v = \frac{K_2 K_w}{K_f A_s} \quad (4.26)$$

O ganho do fluxo do amplificador hidráulico K_2 pode ser relacionado com o parâmetro do bocal (*nozzle*) pela seguinte igualdade:

$$K_2 = C_0 \pi d_n \sqrt{\Delta P_n} \quad (4.27)$$

Onde C_0 é o coeficiente do orifício do bocal, d_n o diâmetro do bocal, e $\sqrt{\Delta P_n}$ é a queda de pressão no bocal, então a função de transferência então ficaria como:

$$FT = \frac{4,598}{4,879 \cdot 10^{-8} S^3 + 2,849 \cdot 10^{-5} S^2 + 0,026 S + 2,411} \quad (4.28)$$

4.1.1.4. Modelo simplificado

Outra aproximação é um modelo simplificado de segunda ordem e relaciona o fluxo de controle da servo-válvula com a corrente de entrada no motor da servo-válvula, e é representado pela função de transferência:

$$\frac{Q(s)}{i(s)} = K_v \left[\frac{1}{1 + 2 \frac{D_v}{w_v} S + \frac{1}{w_v^2} S^2} \right] \quad (4.29)$$

Os parâmetros da válvula tais como ganho K_v , frequência natural w_v e coeficiente de atrito D_v da equação anterior, foram obtidos do catálogo do fabricante. Esta aproximação de segunda ordem é satisfatória, como pode ser verificada na Fig. 4.3.

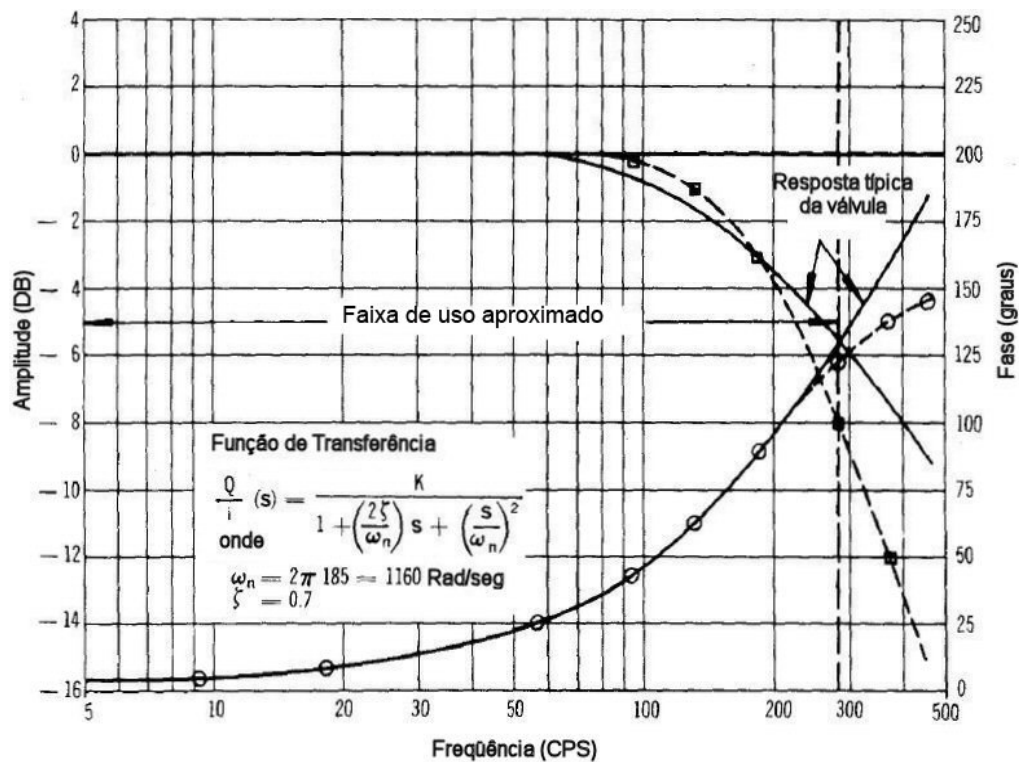


Figura 4.3. Resposta dinâmica para uma servo-válvula com uma aproximação de segunda ordem.

Para a função de transferência do modelo elaborado de terceira ordem da Eq. (4.28) e para a função de transferência simplificada da Eq. (4.29), aplica-se uma corrente de entrada de ± 40 mA, e avalia-se a quantidade de fluxo proporcionado pela servo-válvula. Obteve-se em ambos os casos um fluxo de ± 17 gal/min, tal como se mostra na Figura 4.4.

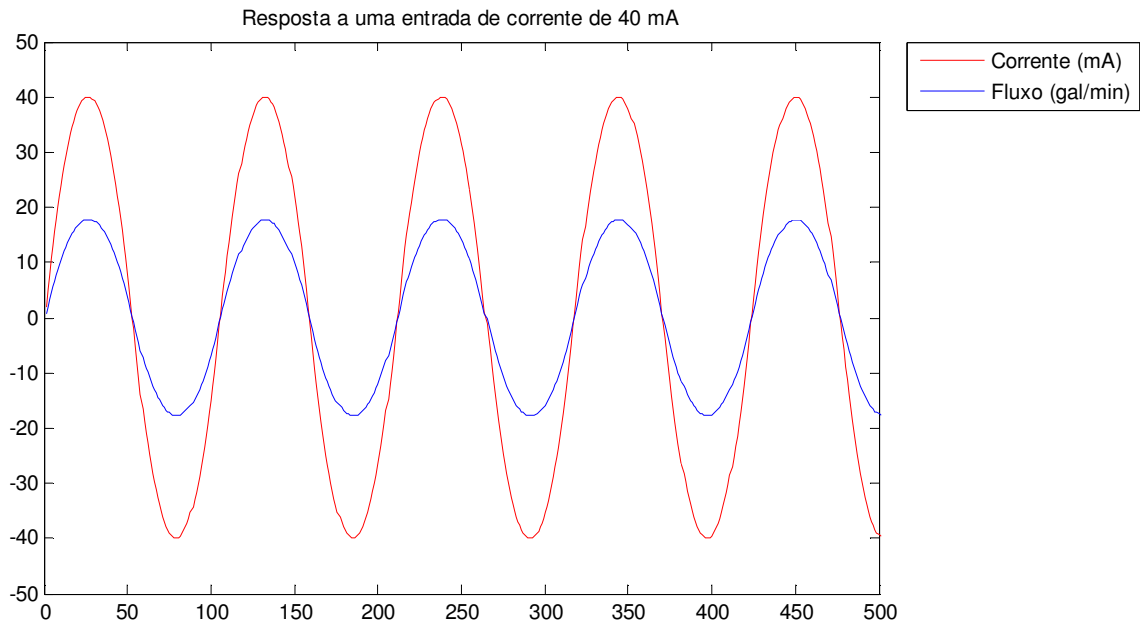


Figura 4.4. Fluxo gerado pela servo-válvula para uma entrada de corrente de ± 40 mA.

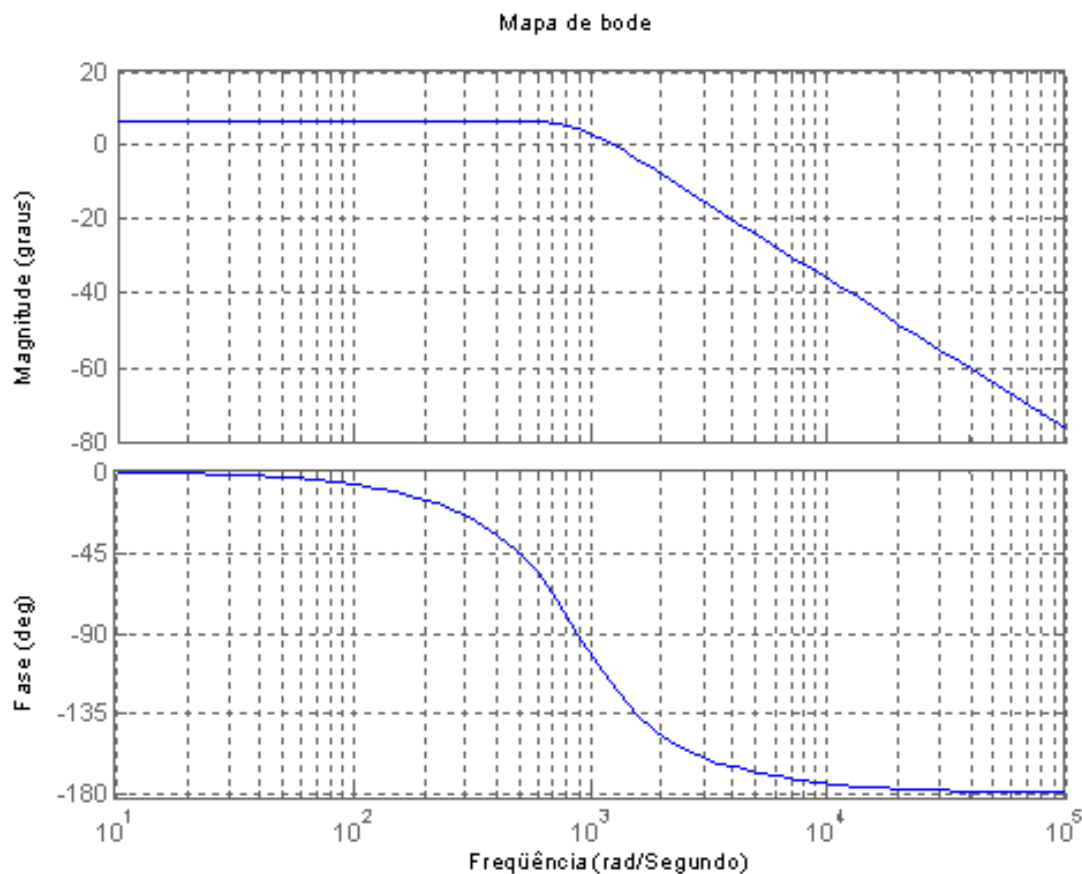


Figura 4.5. Diagrama de Bode da função de transferência da servo-válvula hidráulica.

4.1.2. Fonte de Energia Hidráulica

Na prática, assumir uma fonte de pressão constante é usualmente justificável, desde que algumas condições estritas estejam presentes (Viersma, 1980), e.g.:

- O acumulador é colocado muito perto da bomba (distância de até 0.3 m).
- A linha de conexão entre a linha principal e o acumulador é a mais curta possível (preferivelmente menor que 0.05 m).
- Um acumulador suficientemente grande de gás (1 dm^3) é colocado muito perto da servo-válvula, somente se as perdas do estado de equilíbrio entre a bomba e a servo-válvula não sejam demasiado baixa. Este acumulador age como um filtro eficaz de largura de faixa.

Além disso, o efeito da válvula de controle da pressão pode ser negligenciado se comparado com o efeito do acumulador. Assim, Viersma [6] propôs um modelo muito simples para as bombas controladas:

$$G_{pu}(s) = \frac{P_s(s)}{P_{s,ref}(s)} = \frac{K_{pu}}{1 + T_{pu}s} \quad (4.30)$$

Porém, a variação da pressão da fonte P_s dependendo do fluxo deve ser tomada em consideração no modelo da simulação. É importante para sistemas de sensoriamento de carga ou para sistemas de alto desempenho com relação à velocidade do pistão, onde os limites de operação podem ser atingidos, tendo por resultado uma queda da pressão.

4.1.3. Mangueiras

Os componentes dos sistemas hidráulicos são usualmente conectados por mangueiras. O comprimento das mangueiras não deve exceder certo limite, e.g.:

$$l < \frac{c}{10f_{\max}}$$

onde c é a velocidade do som (ou velocidade da onda) no óleo, f_{\max} é o maior valor da frequência. Caso contrário, o comportamento dinâmico das mangueiras hidráulicas possuiria parâmetros distribuídos que precisam ser considerados.

A velocidade de onda em linhas rígidas (c_s) e em mangueiras (c_w) são calculada de [9]:

$$c_s = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad c_w = c_s \left(1 + \frac{E}{E_h} \frac{2r_h}{s_h} \right)^{-1/2}$$

onde r_h é o raio interno da mangueira e o s_h é a espessura da parede da mangueira. Geralmente, a velocidade da onda é determinada usando o módulo efetivo de compressibilidade, que introduz os efeitos da entrada do ar e conformidade mecânica:

$$c = \sqrt{\frac{E'}{\rho}}$$

Em algumas aplicações industriais, os volumes ineficientes parecem ser significativamente grandes. Isto é devido à instalação de diversas características de segurança hidráulica entre a válvula e o atuador [10].

4.1.4. Cilindro hidráulico

A modelagem teórica do atuador hidráulico é mais simples que o da servo-válvula. Embora a maioria dos parâmetros do modelo teórico do atuador sejam conhecidos *a priori*, a validação quantitativa pode ser geralmente melhorada pela estimativa experimental dos parâmetros. Para este propósito, o modelo do atuador é altamente simplificado, desprezando dinâmicas irrelevantes e não-linearidades, resultando em um modelo compacto [1].

Os principais efeitos não lineares que contribuem ao modelo do cilindro são:

- Assimetria geométrica devido à diferença na área lateral do pistão e do anel.
- A pressão depende do módulo efetivo *bulk*, juntamente com a elasticidade do fluido e a elasticidade da câmara de pressão.
- A posição depende da rigidez do atuador, ou seja, a frequência natural e a razão de amortecimento do transiente dinâmico variam com a posição do cilindro.
- Forças de fricção opostas à velocidade do pistão.

Em particular, a compressibilidade do óleo influencia na dinâmica do

sistema servo hidráulico. Ela atua como uma mola e introduz um sistema massa mola de segunda ordem cuja frequência natural limita a largura de banda de qualquer sistema servo-hidráulico. O amortecimento do sistema é relativamente menor.

4.1.4.1. Dinâmica da pressão nas câmaras de cilindro

Aplicando a equação de continuidade para cada uma das câmaras do cilindro, temos:

$$Q_A - Q_{Li} = \dot{V}_A + \frac{V_A}{E'(P_A)} \dot{P}_A \quad (4.31)$$

$$Q_B + Q_{Li} - Q_{Le} = \dot{V}_B + \frac{V_B}{E'(P_B)} \dot{P}_B \quad (4.32)$$

onde V_A é o volume da câmara do pistão, V_B é o volume da câmara do anel, ambos incluindo a linha de conexão da válvula e o volume da câmara, Q_{Li} , Q_{Le} são os fluxos de escapamento interno e externo.

Os volumes das câmaras podem ser escritos como:

$$V_A = V_{PL,A} + \left(\frac{s}{2} + x_p \right) A_p = V_{A0} + x_p A_p \quad (4.33)$$

$$V_B = V_{PL,B} + \left(\frac{s}{2} - x_p \right) \alpha A_p = V_{B0} - x_p \alpha A_p \quad (4.34)$$

onde $V_{PL,A}$, $V_{PL,B}$ são os volumes da tubulação no lado A e B respectivamente. Os volumes iniciais da câmara V_{A0} e V_{B0} consistem de uma parte eficiente (por exemplo, o volume requerido somente para encher as câmaras) e uma parte ineficiente (e.g., principalmente o volume da tubulação entre a válvula e o atuador).

Os volumes iniciais das câmaras não são iguais necessariamente, mas assume-se que o pistão está centrado, resultando em:

$$V_{A0} = V_{B0} = V_0$$

As derivadas das equações (4.33) e (4.34) resultam em:

$$\dot{V}_A = A_p \dot{x}_p$$

$$\dot{V}_B = -\alpha A_p \dot{x}_p$$

As equações (4.31) e (4.32) podem se reorganizar para produzir as equações de pressão dinâmica

$$\dot{P}_A = \frac{1}{C_{hA}} (Q_A - A_p \dot{x}_p + Q_{Li} - Q_{LeA}) \quad (4.35)$$

$$\dot{P}_B = \frac{1}{C_{hB}} (Q_B + \alpha A_p \dot{x}_p - Q_{Li} - Q_{LeB}) \quad (4.36)$$

A capacitância hidráulica de cada câmara é dada por:

$$C_{hA} = C_h(P_A, x_p) = \frac{V_A(x_p)}{E_A(P_A)} = \frac{V_{pl,A}(x_{p0} + x_p)A_p}{E_A(P_A)} \quad (4.37)$$

$$C_{hB} = C_h(P_B, x_p) = \frac{V_B(x_p)}{E_B(P_B)} = \frac{V_{pl,B}(x_{p0} + x_p)\alpha A_p}{E_B(P_B)} \quad (4.38)$$

O fluxo de escape da câmara cruzada ou interna (e.g. o escape de uma câmara para outra) pode ser calculado por (se o fluxo for laminar):

$$Q_{Li} = C_{Li}(P_B - P_A)$$

onde C_{Li} é o coeficiente de escape de fluxo interno.

Na prática, pode-se desprezar o escape de cada câmara do cilindro ao

dreno ou ao tanque:

$$Q_{LeA} = Q_{LeB} = 0$$

4.1.4.2. Equação da movimentação do pistão

A equação de movimentação do pistão que governa o movimento da carga foi obtida aplicando a segunda lei de Newton nas forças do pistão. A equação de forças resultante é:

$$m_t \ddot{x}_p + F_f(\dot{x}_p) = (P_A - \alpha P_B)A_p - F_{ext} \quad (4.39)$$

A massa total m_t consiste da massa do pistão (m_p) e a massa do fluido hidráulico nas câmaras do cilindro e nas tubulações, dadas por $m_{A,fl}$ e $m_{B,fl}$ respectivamente:

$$m_t = m_p + m_{A,fl} + m_{B,fl} \quad (4.40)$$

A massa do fluido pode ser calculada como por:

$$m_{A,fl} = \rho [V_{PL,A} + x_{p0} + x_p]A_p \quad (4.41)$$

$$m_{B,fl} = \rho [V_{PL,B} + x_{p0} - x_p]\alpha A_p \quad (4.42)$$

No entanto, a massa do fluido pode ser desprezada em comparação com a massa do pistão.

4.2. Modelos Lineares

Combinando os modelos dinâmicos da servo-válvula com o modelo reduzido do atuador linear, podem-se obter as funções de transferência que modelam o sistema servo hidráulico, como descrito a seguir.

4.2.1. Controle de Posição

A função de transferência para controle de posição sem resulta em:

$$G_x(s) = \frac{X_p(s)}{I(s)} = \left[\frac{K_v K_Q}{\omega_v^2 S^2 + \frac{2D_v}{\omega_v} S + 1} \right] \left[\frac{\frac{A_p}{m_p}}{S^2 + 2D_h \omega_h S + \omega_h^2} \right] \left[\frac{1}{S} \right] \quad (4.43)$$

onde ω_h é conhecida como frequência natural hidráulica, e é dada pela seguinte equação:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{\sigma}{m_p T_h} + \frac{A_p}{m_p} K_d} \quad (4.44)$$

e a taxa de amortecimento por:

$$D_h = \frac{\frac{1}{T_m} + \frac{1}{T_h}}{2\omega_h} \quad (4.45)$$

Os parâmetros T_m , K_d são determinados por:

$$T_m = \frac{m_p}{\sigma}$$

$$K_d = \frac{A_p}{C_h}$$

onde m_p é a massa do pistão, A_p é a área do pistão, e C_h é a capacitância hidráulica, dada por:

$$C_h = \left(\frac{E'_A}{V_A} + \alpha^2 \frac{E'_B}{V_B} \right) \quad (4.46)$$

Os valores de K_Q e K_v são ganhos, e variam de acordo com o modelo da servo-válvula e o fluxo que elas podem fornecer. Para a servo-válvula tem-se que D_v é a taxa de amortecimento e ω_v é a frequência natural.

4.2.2. Controle de Força

É conhecido que $P_L = \left(\frac{m_p}{A_p} + \frac{\sigma}{A_p} \frac{1}{S} \right) \ddot{X}(s)$, e tendo a relação $F_L = A_p P_L$,

obtem-se a função de transferência para controle de força:

$$G_F(s) = \frac{F_L(s)}{I(s)} = \left[\frac{K_v K_Q}{\frac{1}{\omega_v^2} S^2 + 2D_v \omega_v S + 1} \right] \left[\frac{A_p \left(S + \frac{\sigma}{m_p} \right)}{S^2 + 2D_h \omega_h S + \omega_h^2} \right] \quad (4.47)$$

onde D_v é a taxa de amortecimento e ω_v é a frequência natural, m_p é a massa do pistão, A_p é a área do pistão, e os outros parâmetros foram definidos na equação (4.43).

4.2.3. Controle de Deformação

Finalmente para usar a força gerada pela máquina servo-hidráulica, para o controle de deformação em ensaios de tração em corpos de prova, deve-se garantir que a rigidez da máquina seja maior que a dos corpos de prova testados. Neste caso, a equação para o controle de deformação ficaria como:

$$G_F(s) = \frac{F_L(s)}{I(s)} = \left[\frac{K_v K_\rho}{\frac{1}{\omega_v^2} S^2 + 2D_v \omega_v S + 1} \right] \left[\frac{A_p \left(S + \frac{\sigma}{m_p} \right)}{S^2 + 2D_h \omega_h S + \omega_h^2} \right] \left[\frac{1}{m_p S^2 + bS + k} \right] \quad (4.48)$$

No próximo capítulo, controladores são propostos e simulados utilizando-se as funções de transferência apresentadas.

5 Controle e Simulação

Neste capítulo serão apresentadas as simulações do sistema, tanto para o controle PID quanto para o controle por aprendizado. Todos os programas de simulação foram desenvolvidos no software Matlab / Simulink.

5.1. Controle PID

Tendo a função de transferência que representa o sistema servo hidráulico, o próximo passo é simular a resposta de um controle PID. Para isso, temos que encontrar os valores apropriados dos ganhos do controlador PID para um melhor desempenho. Isso é conhecido como sintonização do PID.

5.1.1. Sintonização para Controladores PID

O método empregado para a sintonização do controlador PID é de Ziegler – Nichols, o qual se baseia em regras para determinar os valores dos parâmetros do ganho proporcional K_p , do termo integral T_i , e do termo derivativo T_d , com base nas características de resposta transitória de uma planta específica.

Existem dois métodos empíricos de sintonização propostos por Ziegler – Nichols. Para este caso, usou-se o segundo método de sintonização, que consiste em inicialmente estabelecer $T_i = \infty$ e $T_d = 0$. Usando só a ação do controlador proporcional, incrementa-se o valor de K_p desde zero até um valor crítico K_{cr} , onde a saída exiba oscilações em regime. Desse modo, o ganho crítico K_{cr} e o período P_{cr} são obtidos experimentalmente. Ziegler – Nichols sugeriram que se estabelecessem os valores dos parâmetros K_p , T_i e T_d de acordo com a formulação que aparece na seguinte Tabela 5.1.

Tabela 5.1. Valores de ganhos para sintonizar um controlador P, PI ou PID segundo as regras de Ziegler – Nichols.

Tipo de Controlador	K_p	T_i	T_d
P	0,50 k_{cr}	∞	0
PI	0,45 k_{cr}	$\frac{1}{1,2} P_{cr}$	0
PID	0,60 k_{cr}	0,5 P_{cr}	0,125 P_{cr}

O controlador PID sintonizado mediante o segundo método das regras de Ziegler – Nichols resulta em:

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i S} + T_d S \right) \quad (5.1)$$

$$G_c(s) = 0,6K_{cr} \left(1 + \frac{1}{0,5P_{cr}S} + 0,125P_{cr}S \right) \quad (5.2)$$

5.1.2. Resposta do controlador PID para o controle de força

Empregando o método de sintonização de Ziegler – Nichols a função de transferência do sistema de controle de força seria a apresentada no diagrama de blocos da Figura 5.1.

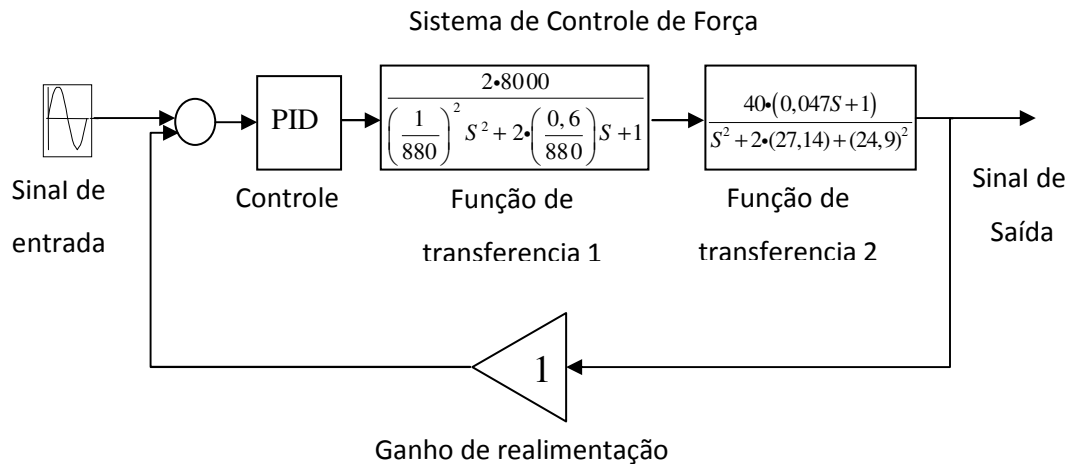


Figura 5.1. Diagrama de blocos para o controle de força incluindo o controlador PID.

A resposta do controlador PID para uma entrada senoidal de força de, e.g., 80 kN, é apresentada na Figura 5.2.

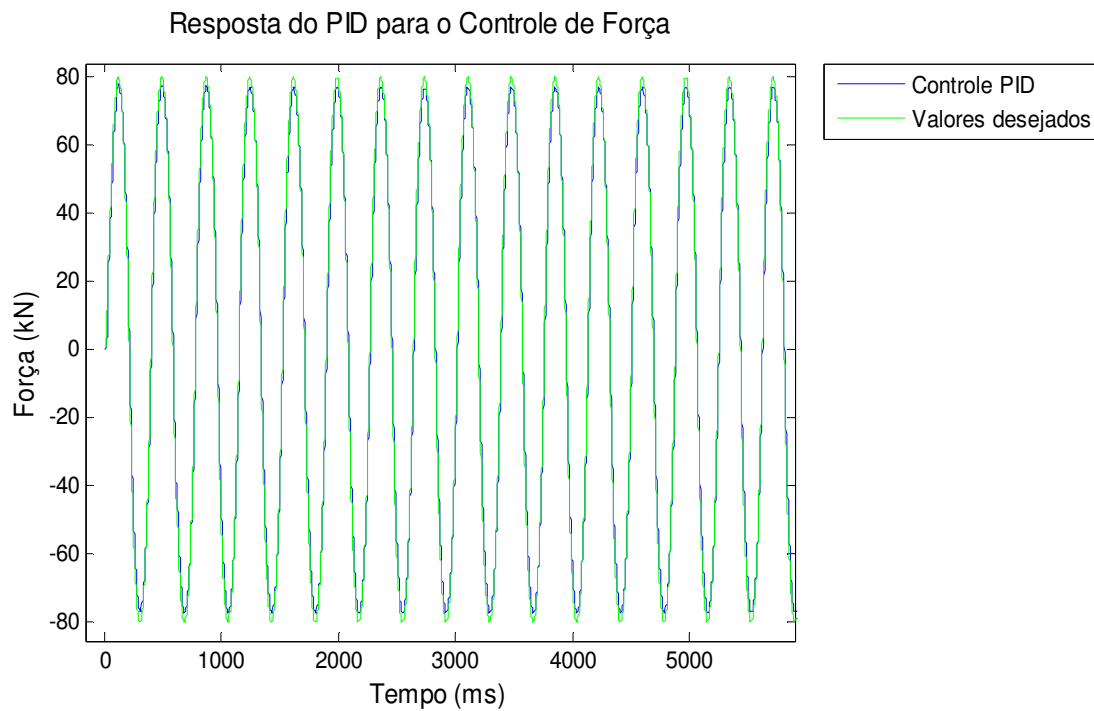


Figura 5.2. Resposta do controlador PID para um carregamento senoidal.

Pode-se observar na figura anterior como o controle PID consegue atingir o valor desejado com pequenos erros relativos.

5.1.3. Resposta do controlador PID para o controle de posição

O diagrama de blocos e a resposta do controlador PID para uma entrada senoidal de posição de, e.g., 50 mm, é apresentada nas Figuras 5.3 e 5.4.

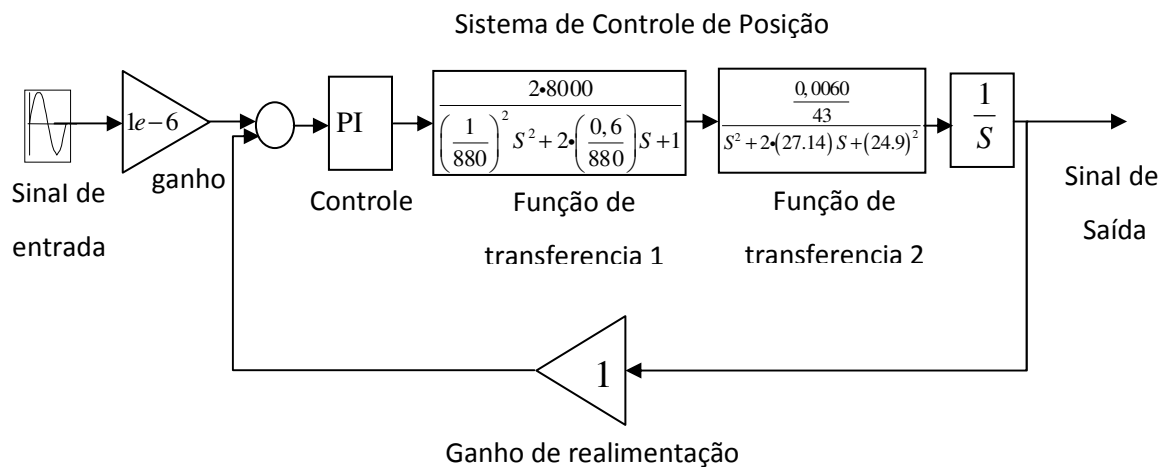


Figura 5.3. Malha fechada para o controle de posição.

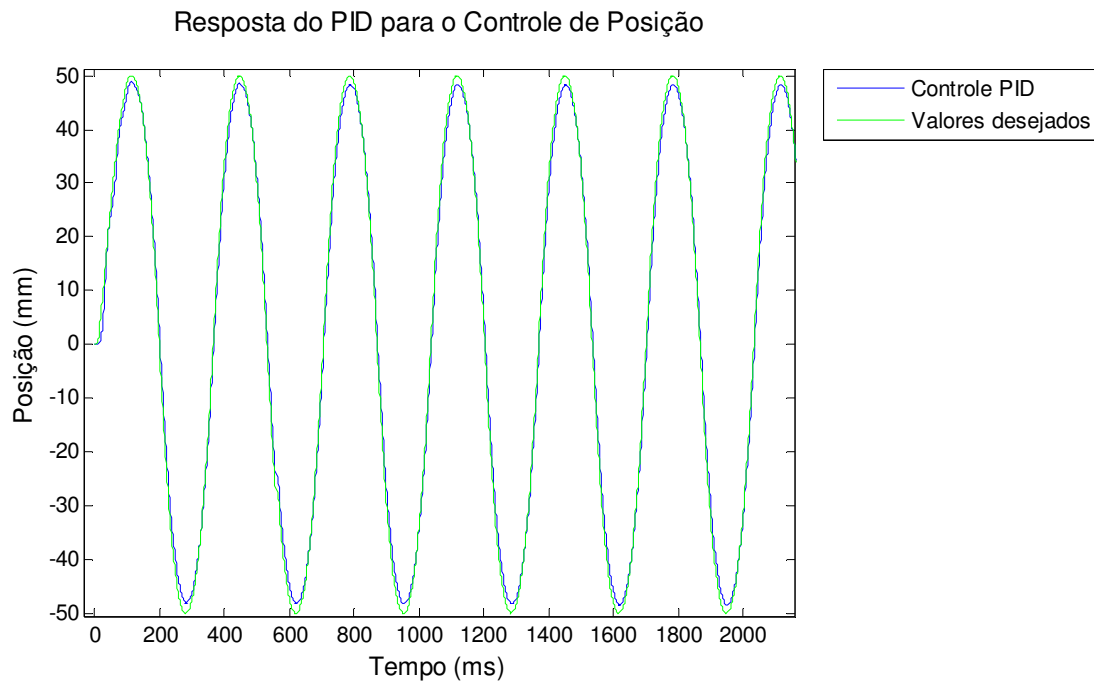


Figura 5.4. Resposta do controlador PID para um sinal senoidal de posição.

5.1.4. Resposta a uma entrada degrau máxima

A Figura 5.5 mostra a função de transferência que relaciona a força gerada pelo pistão com a entrada de corrente na servo-válvula. Nela aplica-se uma entrada do máximo valor recomendado pela MOOG [18] de corrente na servo-válvula, neste caso é de 40 mA. Na saída se obtém o valor de força de 95 kN, o qual está muito próximo do valor máximo de força que pode atingir, segundo o manual [19], o pistão da máquina INSTRON 8501, que é 100 kN.

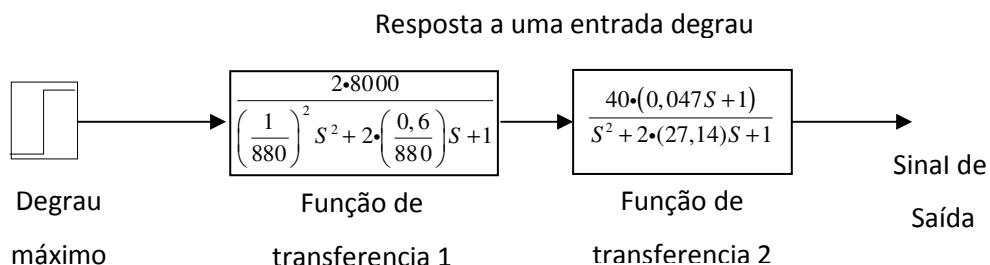


Figura 5.5. Função de transferência em malha aberta de força em relação à corrente de entrada.

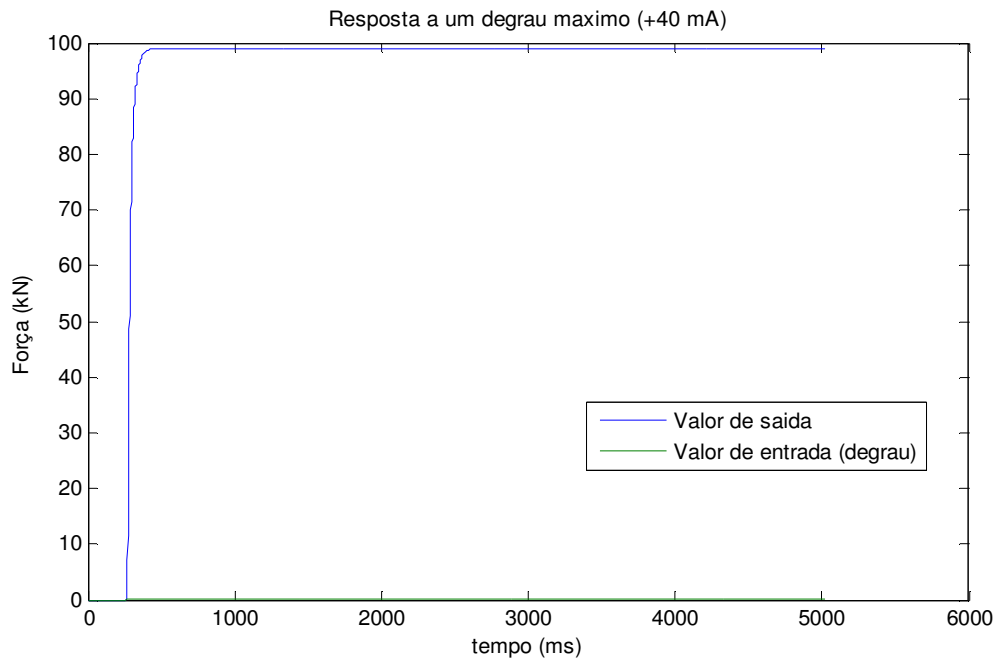


Figura 5.6. Resposta a uma entrada degrau máxima.

5.2. Controle por Aprendizado

No projeto de um sistema de controle ótimo, se toda a informação do processo controlado (dinâmica da planta) é conhecida e pode ser descrita deterministicamente, o regulador ótimo é desenhado geralmente por técnicas de otimização determinística. Se toda ou parte da informação puder ser descrita de maneira estatística, por exemplo, em termos das funções de probabilidade ou de distribuição de densidade, então só se utilizam ou técnicas de projeto estatístico ou estocástico.

No entanto, se a informação *a priori* requerida é desconhecida ou não é totalmente conhecida, em geral um desenho projeto não pode ser atingido com os métodos clássicos (programação dinâmica, o princípio máximo, cálculo variacional, etc.). Dois diferentes enfoques foram desenvolvidos para solucionar esta classe de problemas. Um enfoque é projetar um controlador baseado somente na quantidade de informação disponível. Neste caso, a informação desconhecida é ou ignorada ou é assumida para tomar alguns valores conhecidos da melhor estimativa do projetista.

A segunda alternativa é projetar um controlador que seja capaz de estimar a informação desconhecida durante sua operação, Neste caso, uma ação de controle ótima é determinada baseada na informação estimada. No primeiro caso, um critério de projeto de taxa conservativa (exemplo critério mínimo) é usado; os sistemas projetados são, em geral, ineficientes e sub-ótimos.

No segundo caso, se a informação estimada aproximasse gradualmente à informação verdadeira conforme passa o tempo, o controlador projetado se aproximaria do controlador ótimo. Isto é, o funcionamento do regulador projetado será tão bom quanto no caso onde toda a informação *a priori* requerida seria conhecida. Com a melhora gradual do desempenho devido à melhora da estimação da informação desconhecida, esta classe de sistema de controle pode ser chamada de sistema de controle por aprendizagem. O controlador aprende a informação desconhecida durante a operação e a informação aprendida é usada como uma experiência para futuras decisões de controle.

Do conceito acima introduzido, o problema de aprendizagem pode ser visto como um problema de estimação ou aproximações sucessivas das quantidades desconhecidas ou de uma função que representa o processo de controle em estudo. As quantidades desconhecidas a serem estimadas ou aprendidas pelo controlador podem ser ou somente os parâmetros ou a forma e parâmetros que descrevem uma função probabilística ou determinística. A relação entre as leis de controle e essa função é usualmente escolhida pelo projetista, e.g. em termos de seleção de um critério de otimização. Portanto, como o controlador acumula mais informação a respeito da função ou parâmetros desconhecidos, a lei de controle pode ser alterada de acordo com a informação atualizada para melhorar o desempenho do sistema.

A Figura 5.7 mostra um diagrama de blocos que representa o processo de controle por aprendizado. A cada ciclo, o sistema utiliza informações armazenadas na memória em variáveis U_{II} para controlar o sistema através de *feedforward*. Os erros medidos a cada ciclo são utilizados para atualizar os parâmetros U_{II} , através de uma lei de aprendizado. Esta lei é aplicada somente ao final de cada reversão k do movimento controlado, o que é representado na

Fig.5.7 pela chave que atualiza os valores $U_{II}(k)$ e $\text{erro}(k)$ com os novos valores $U_{II}(k+1)$ e $\text{erro}(k+1)$.

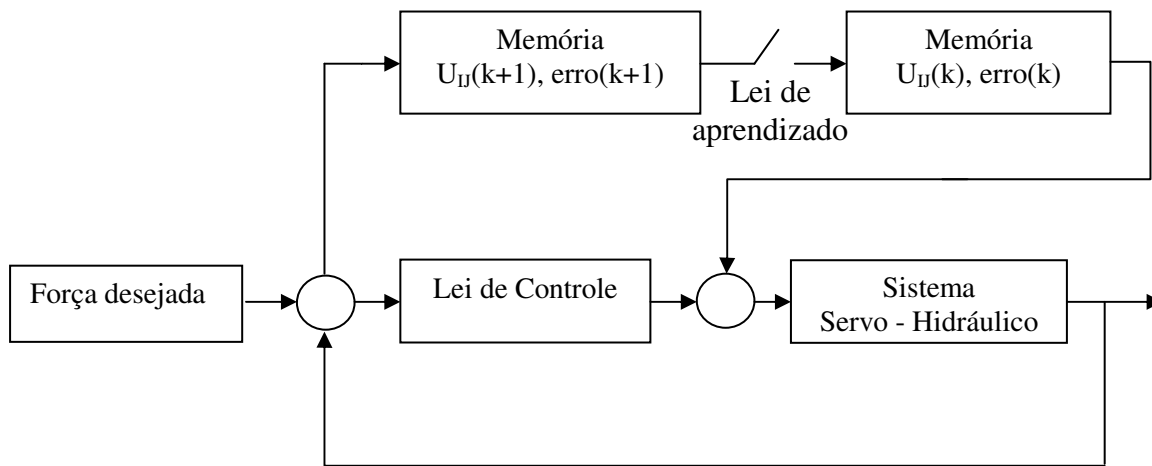


Figura 5.7. Diagrama de blocos do controle por aprendizado.

A metodologia do controle por aprendizado apresentada nesta dissertação consiste em manter a servo-válvula trabalhando em seus limites extremos de operação, tentando mantê-la a maior parte do tempo completamente aberta em uma ou outra direção. Devido à dinâmica do sistema, os pontos de reversão devem ficar antes dos picos e vales de força ou tensão desejados. O instante de reversão é um parâmetro que depende de diversos fatores, como a amplitude e carga média da solicitação, e é influenciado também por zonas mortas causadas, por exemplo, por folgas na fixação dos corpos de prova.

5.2.1. Tabela de Aprendizado

As tabelas de aprendizado são as que contêm os valores de U_{II} . Estes valores armazenados são adimensionais com valores entre 0 e 1, e são específicos para cada combinação de mínimo e gama do carregamento. Eles vão determinar, junto com outros parâmetros, o ponto de reversão no qual vai se inverter o sentido da servo-válvula. O ponto de reversão sempre está antes de um pico ou de um vale,

devido ao efeito da dinâmica envolvida no sistema servo-hidráulico, para conseguir atingir o pico ou vale desejado. U_{ij} é então definido como a fração de gama do carregamento na qual a reversão da válvula será comandada. E.g., se $U_{ij} = 0,8$, isso implica que a reversão será feita quando 80% do trajeto entre o vale e o pico (ou entre o pico e o vale) tiverem sido percorridos.

A tabela tem nas suas linhas o valor mínimo da magnitude física que esteja se controlando e nas suas colunas o valor da gama da mesma magnitude física, tão como se apresenta na Figura 5.8. A matriz representada por esta tabela tem um tamanho específico, para o sistema deste trabalho, escolho-se uma matriz de 21 x 21 elementos. Nesta estão envolvidas duas matrizes, uma pra quando o sistema esta indo para um pico e outra para quando o sistema esta indo para um vale. Para unificar ambas as matrizes definiu-se o conceito de gama negativa, indicando a ida de um pico para um vale. Por isso é que há valores positivos e negativos tanto para a gama como pra o mínimo. Tendo em consideração que o valor máximo de força gerado pela máquina de ensaios de fadiga é de 100 kN. Os valores de força de tração estão representados por valores de 0 a 100 kN e os valores de força de compressão representados por valores de -100 a 0 kN.

		Colunas (gama)					
		-25	-15	-5	5	15	25
Linhas (mínimo)	-25	0,9810	0,9602	0,8795	0,8016	0,8712	0,9475
	-15	0,9688	0,9415	U_{ij}	0,8245	0,9005	0,9516
	-5	0,9520	0,9230	0,8456	0,8429	0,9406	0,9712
	15	0,9256	0,8910	0,7415	0,9038	0,9668	0,9856
	25	0,9086	0,8723	0,6879	0,9312	0,9765	0,9901

Figura 5.8. Tabela de Aprendizado.

5.2.2. Leitura do valor de U_{IJ}

A tabela de aprendizado armazena de forma direta os valores de U_{IJ} , para cada combinação de mínimo e gama. Define-se U_{ij} (em letras minúsculas) como o elemento da tabela associado à linha i (valor mínimo “ \min_i ”) e coluna j (associada à gama “ gama_j ”). Assim, para um carregamento com valor mínimo \min_i , e gama igual a gama_j , tem-se que $U_{IJ} = U_{ij}$.

Se os valores do mínimo e gama do carregamento estiverem entre dois valores consecutivos discretizados na tabela, e.g. $\min_i < \min < \min_{i+1}$ e $\text{gama}_j < \text{gama} < \text{gama}_{j+1}$, então U_{IJ} é obtido por interpolação (Figura 5.9).

		Colunas (gamma)				
			gama_j	gama_{j+1}		
		0,8595	0,8364	0,8153	0,9314	0,9650
Linhas (mínimo)	\min_i	0,8143	0,7923	$U_{i,j}$	$U_{i,j+1}$	0,9736
	\min_{i+1}	0,7640	0,7289	$U_{i+1,j}$	$U_{i+1,j+1}$	0,9812
		0,7128	0,6935	0,9216	0,9715	0,9878
		0,6550	0,6320	0,9418	0,9835	0,9934

Figura 5.9 Procedimento de interpolação quando os valores de gama e mínimo estão entre duas células.

$$U_{IJ} = a + (b - a) \cdot \frac{(\text{gama} - \text{gama}_j)}{(\text{gama}_{j+1} - \text{gama}_j)} \quad (5.3)$$

onde

$$a = U_{i,j} + (U_{i+1,j} - U_{i,j}) \cdot \frac{(min - min_i)}{(min_{i+1} - min_i)} \quad (5.4)$$

$$b = U_{i,j+1} + (U_{i+1,j+1} - U_{i,j+1}) \cdot \frac{(min - min_i)}{(min_{i+1} - min_i)} \quad (5.5)$$

Estas equações apresentadas podem ser generalizar para qualquer tipo de carregamento. Uma vez calculado o valor de U_{II} , pode-se calcular o ponto de reversão da servo-válvula, pela seguinte equação:

$$Ponto_Reversão = \begin{cases} min + U_{II} \cdot gama & (na\ subida) \\ (min + gama) - U_{II} \cdot gama & (na\ descida) \end{cases} \quad (5.6)$$

5.2.3. Lei de aprendizado

A lei de aprendizado é a que governa a atualização dos valores $U_{i,j}$ em um instante seguinte com o valor atual. O valor de U_{II} é atualizado em função do erro entre o pico (ou vale) atingido (medido) x e o pico (ou vale) desejado x_d . Sendo x' o vale (ou pico, respectivamente) medido na reversão anterior, define-se o erro pelo valor adimensional

$$erro = \frac{x_d - x}{x_d - x'} \quad (5.7)$$

Se x e x_d forem picos, x' terá sido um vale, e por tanto $x_d - x'$ será positivo. Assim, se houve *undershoot* neste evento, $x < x_d$ e assim $erro > 0$. Analogamente, se houver *overshoot*, então $erro > 0$. Analogamente, se houver *overshoot*, então $erro < 0$.

Se x e x_d forem vales, x' terá sido um pico, e por tanto $x_d - x'$ será negativo. No caso do *undershoot*, como o carregamento está diminuindo, então $x > x_d$, logo o *erro* > 0 . Analogamente, para *overshoot* teríamos aqui *erro* < 0 .

Conclui-se assim que erros positivos estão sempre associados ao *undershoot*, e negativos ao *overshoot*, seja numa subida (vale – pico) ou descida (pico – vale). Claramente, se houver *overshoot* então é preciso reverter à válvula mais cedo, o que implica em diminuir U_{II} ; por outro lado, no caso de *undershoot* precisamos aumentar U_{II} .

Uma vez que, em geral, $-1 < \text{erro} < 1$, pode-se propor a lei de aprendizado

$$U_{II} := U_{II} \cdot (1 + \text{erro}) \quad (5.8)$$

Esta lei não necessita de ganhos ajustáveis, e implica corretamente em aumento de U_{II} em casos de *undershoot* ($\text{erro} > 0$) e diminuição em casos de *overshoot* ($\text{erro} < 0$). É possível introduzir um ganho a ser multiplicado pelo erro na equação acima para ajustar a taxa de aprendizado, no entanto um ganho unitário se mostrou suficiente neste trabalho.

Se U_{II} tiver sido originalmente obtido por interpolação na tabela de aprendizado, então é preciso atualizar os valores de $U_{i,j}$, $U_{i,j+1}$, $U_{i+1,j}$, $U_{i+1,j+1}$ que o geraram. Essa atualização também é feita de forma ponderada, i.e., as células vizinhas mais próximas de U_{II} serão atualizadas em um maior grau que aquelas mais distantes. Isto é facilmente implementável com as leis de aprendizado

$$U_{i,j} := U_{i,j} \cdot [1 + (1 - \alpha) \cdot (1 - \beta) \cdot \text{erro}] \quad (5.9)$$

$$U_{i,j+1} := U_{i,j+1} \cdot [1 + (1 - \alpha) \cdot \beta \cdot \text{erro}] \quad (5.10)$$

$$U_{i+1,j} := U_{i+1,j} \cdot [1 + \alpha \cdot (1 - \beta) \cdot erro] \quad (5.11)$$

$$U_{i+1,j+1} := U_{i+1,j+1} \cdot [1 + \alpha \cdot \beta \cdot erro] \quad (5.12)$$

Onde

$$\alpha = \frac{\min - \min_i}{\min_{i+1} - \min_i}, 0 < \alpha < 1 \quad (5.13)$$

$$\beta = \frac{\text{gama} - \text{gama}_j}{\text{gama}_{j+1} - \text{gama}_j}, 0 < \beta < 1 \quad (5.14)$$

Note que as equações (5.3) a (5.5) podem ser re-escritas em função dos α e β acima, resultando em:

$$U_{ij} := U_{i,j} \cdot (1 - \alpha) \cdot (1 - \beta) + U_{i+1,j} \cdot \alpha \cdot (1 - \beta) + U_{i,j+1} \cdot (1 - \alpha) \cdot \beta + U_{i+1,j+1} \cdot \alpha \cdot \beta \quad (5.15)$$

5.2.4. Algoritmo de Controle

No seguinte fluxograma do algoritmo de controle se apresenta os passos seguidos para realizar a tarefa de controle baseada no aprendizado

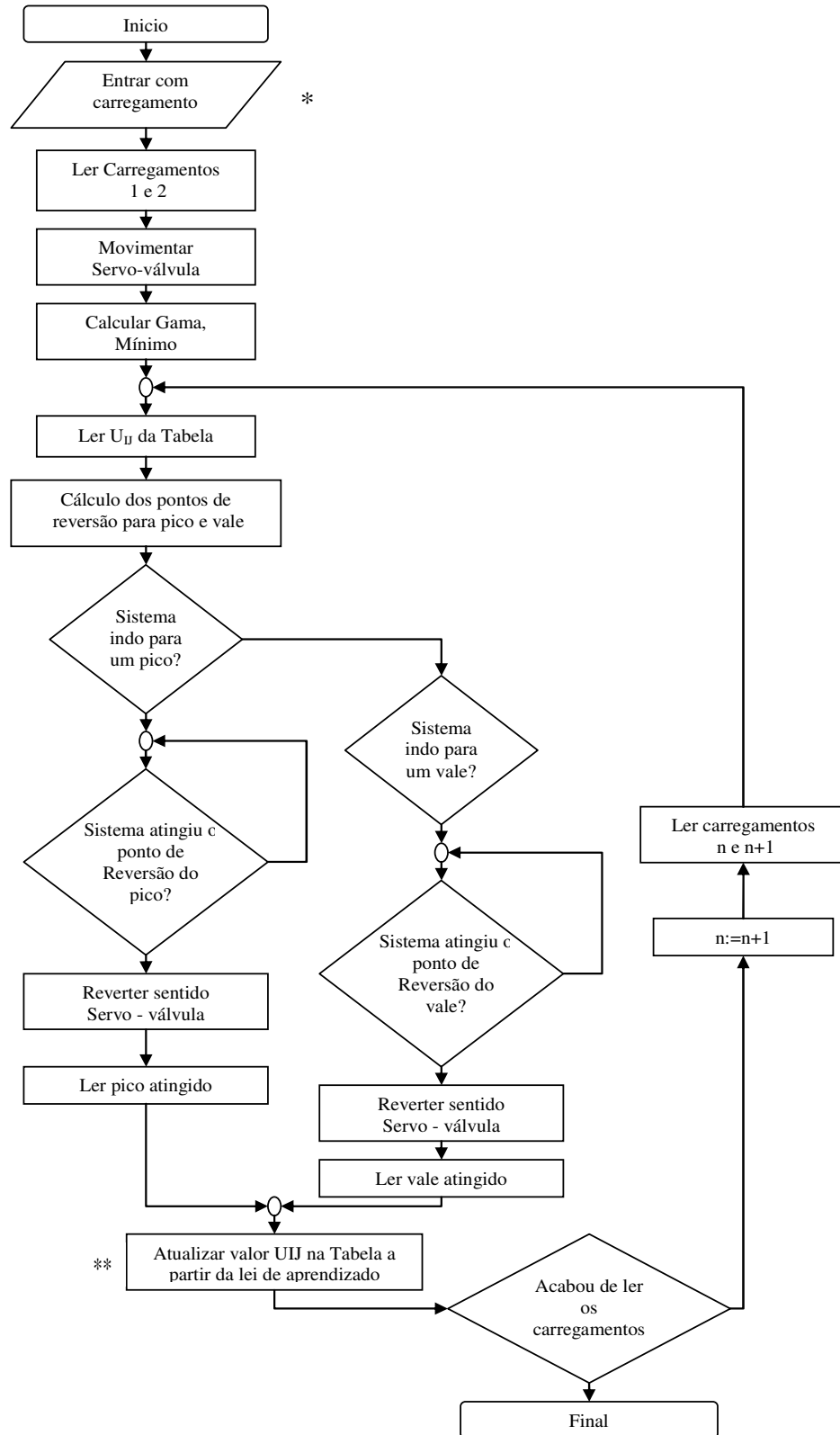


Figura 5.10. Algoritmo de controle por aprendizado.

* Os carregamentos são picos e vales requeridos para o ensaio de fadiga

** Para atualizar o valor U_{ij} é calculado o erro do pico e/ou do vale.

5.2.5. Resultado das simulações do controle por aprendizado

As simulações do sistema de controle proposto foram feitas no software em Matlab. Escolheram-se para as simulações carregamentos de amplitudes constantes e variáveis, tendo excelentes resultados. Nas Figuras 5.11 a 5.14 pode-se observar como o controlador vai aprendendo, mudando os pontos de reversão da servo-válvula até o valor ótimo no qual irá atingir o valor do carregamento desejado. Observa-se nestas simulações que em cerca de apenas 5 ciclos o aprendizado é completado.

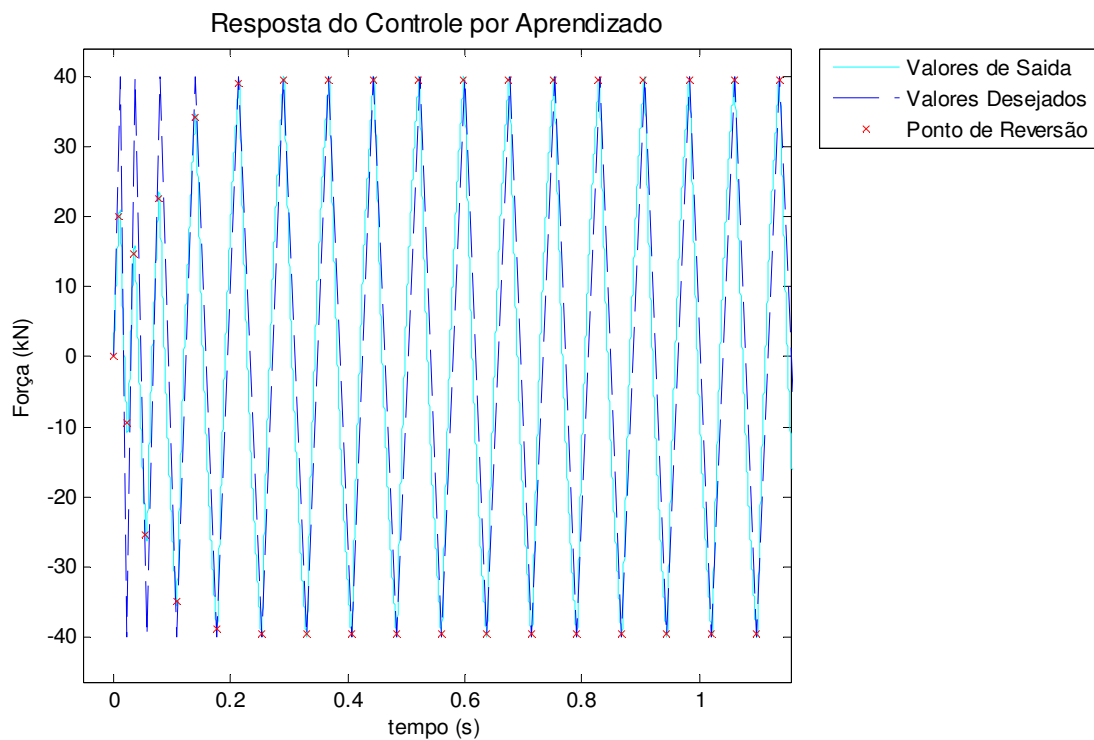


Figura 5.11. Resposta do controle por aprendizado para uma entrada de amplitude constante.

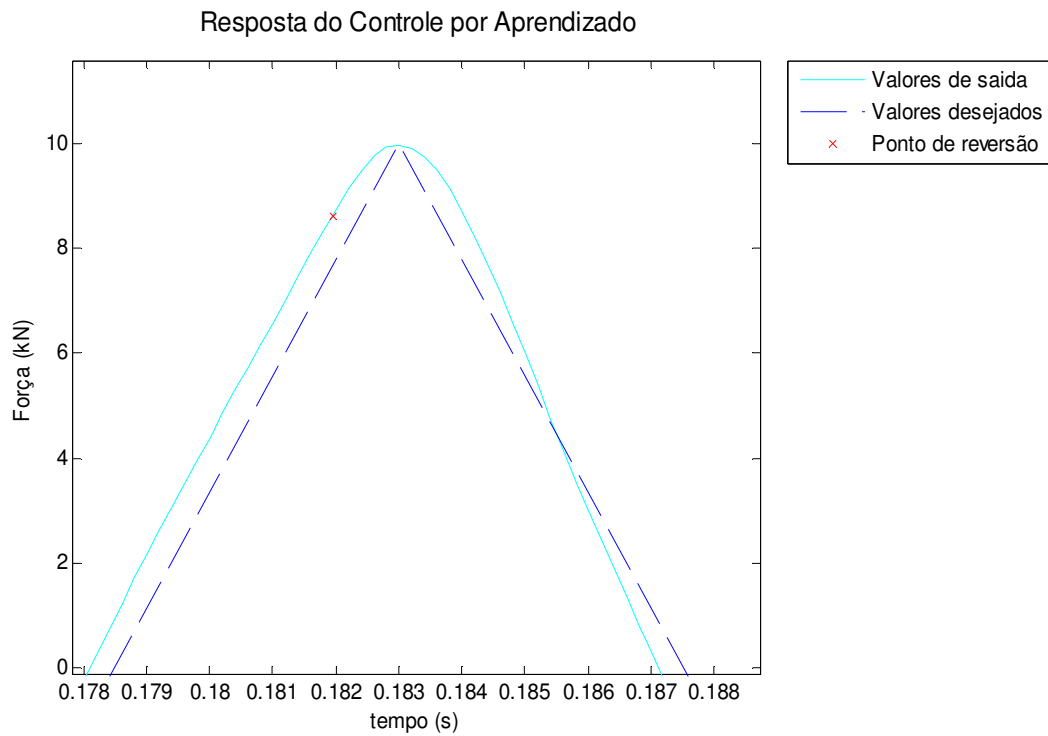


Figura 5.12. Vista ampliada de um pico e do Ponto de reversão da servo-válvula.

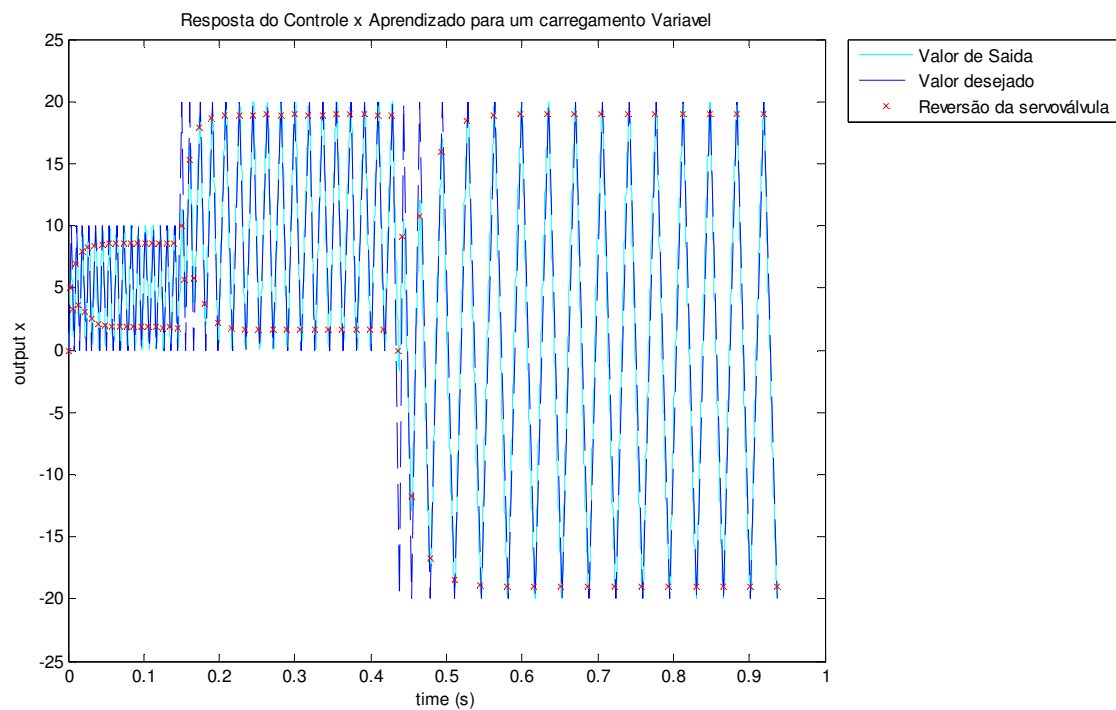


Figura 5.13. Resposta do controle por aprendizado para uma entrada de amplitude variável.

À medida que os carregamentos são impostos ao sistema, a tabela de aprendizado é atualizada até convergir para parâmetros $U_{i,j}$ ótimos. Desse modo, o sistema poderá responder a carregamentos futuros imediatamente sem a necessidade de reaprendizado, a menos que os parâmetros do sistema mudem (e.g. devido ao crescimento de trincas no corpo de prova). Mesmo nesse caso, basta não desligar a rotina de aprendizado para que o sistema automaticamente se ajuste a essas mudanças.

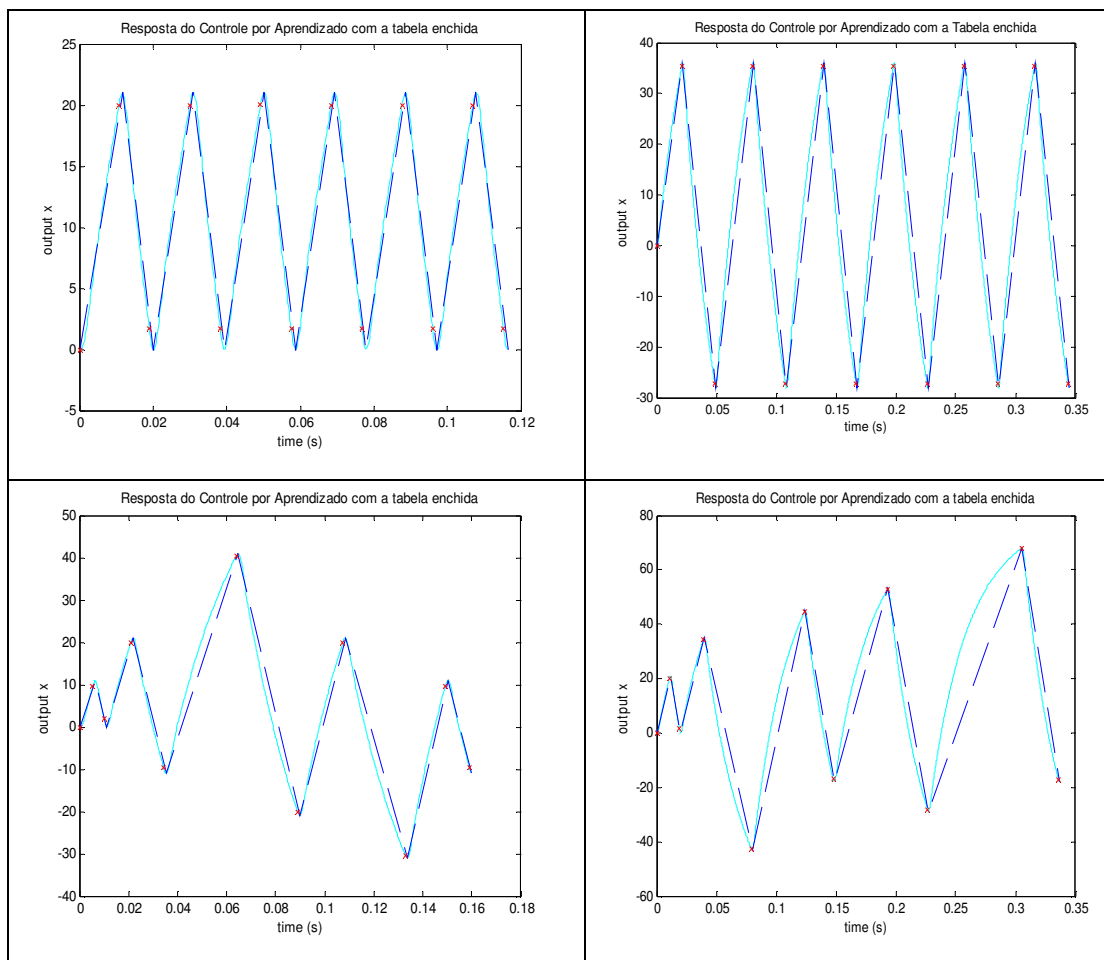


Figura 5.14. Gráfico das respostas do sistema de controle após o aprendizado para carregamentos (note que o sistema já inicia com erros quase nulos para os picos e vales).

Depois que todos os carregamentos que possam se gerar com a máquina de ensaios de fadiga foram apresentados ao sistema de controle, a tabela de aprendizado fica completa, e ela pode ser representada por uma superfície que contém os valores de U_{II} .

No próximo capítulo o sistema experimental e os resultados obtidos são apresentados.

6 Sistema Experimental e Resultados

6.1.Sistema Experimental

A metodologia proposta é aplicada a uma máquina de ensaios de fadiga. A máquina de ensaios usada é o modelo 8501 da INSTRON, a qual se encontra no Laboratório de Fadiga da PUC-RIO. Ela possui uma servo-válvula MOOG modelo D562, que tem como entrada de controle um sinal de corrente de - 40mA a +40mA, além de um pistão com capacidade de 100 kN, um LVDT que mede o deslocamento do atuador, e uma célula de carga de capacidade de 100 kN. Adicionalmente, na medida das deformações, são usados clip gages da marca INSTRON. O fluido hidráulico é fornecido por uma bomba hidráulica a uma pressão de 190 bar. Possui um controlador que chega a atingir frequências da ordem de 50 Hz para um corpo de prova de aço e um carregamento de amplitude de 25 kN [4].

Para o desenvolvimento do controle por aprendizado é preciso utilizar um sistema computacional, vide Figura 6.2, capaz de executar controle em tempo real. Isso é possível usando um produto da National Instrument, o CompactRIO, o qual pode atingir frequências de trabalho da ordem de kHz, juntamente com seus módulos de saídas analógicas, entradas analógicas e o módulo excitador de extensômetros. O esquema de conexões do sistema de controle apresenta-se na Figura 6.1.

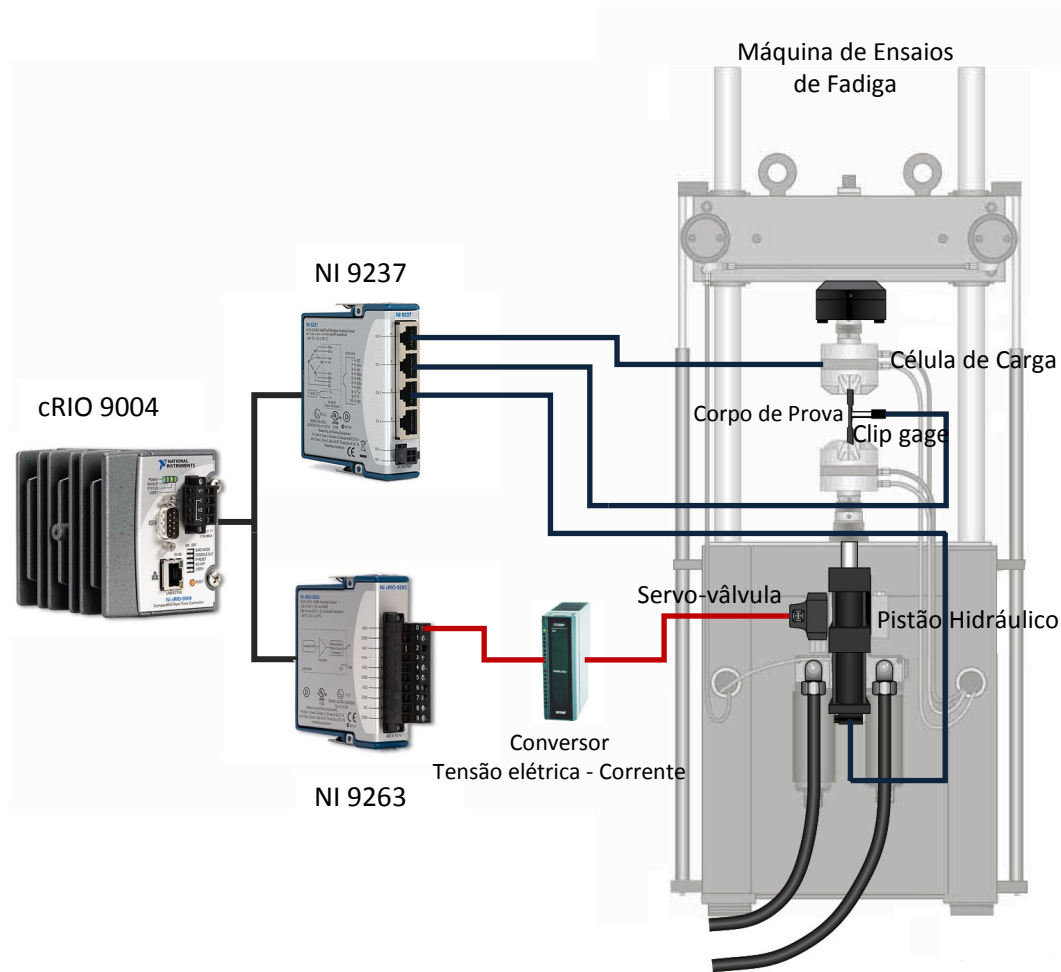


Figura 6.1. Configuração e conexões do Sistema de Controle.

6.1.1. CompactRIO

O CompactRIO da National Instruments é um controlador avançado com um sistema de aquisição de dados projetado para aplicações que requerem desempenho elevado e resposta em tempo real com alta confiabilidade. Ele combina um processador em tempo real integrado, um chip FPGA de alto desempenho e módulos de entrada/saída. O FPGA é conectado ao Processador em Tempo Real via um bus PCI de alta velocidade, e cada módulo de entrada/saída é conectado diretamente ao FPGA. O CompactRIO usado no sistema de controle é o CRIO 9004, vide Fig. 6.2 e as principais características são apresentadas na Tabela 6.1.



Figura 6.2. CRIO 9004.

Tabela 6.1. Características do cRIO 9004

Características do cRIO 9004	
REDE	
Interface de Rede	10BaseT e 100BaseTX Ethernet
Compatibilidade	IEEE 803
Taxas de comunicação	10 Mbps, 100 Mbps auto-negociável.
MEMORIA	
No volátil	512 MB
DRAM	64 MB

O CompactRIO tem um processador incorporado MPC5200 de 195 MHz que executa deterministicamente as aplicações desenvolvidas no software LabVIEW Real Time. O LabVIEW tem funções internas para transferir dados entre o FPGA e o processador em tempo real dentro do sistema do CompactRIO.

O FPGA (*Field Programmable Gate Arrays*) está composto por chips de silício, com entradas lógicas que não estão conectadas inicialmente e que depois são configuradas e re-configuradas entre elas para as diferentes aplicações que se estejam implementando (vide Figura 6.3). Aplicações com algoritmos onde se precisa resposta em tempo real, sincronização, precisão, execução de tarefas simultâneas de forma paralela são desenvolvidas no FPGA. O paralelismo consegue-se devido ao fato que o módulo LabVIEW FPGA executa sua lógica no

hardware, tendo o programa a vantagem de processar as tarefas tais como aplicações de controle, leitura e gravação de saídas analógicas e/ou digitais em tempo real e de forma determinística.

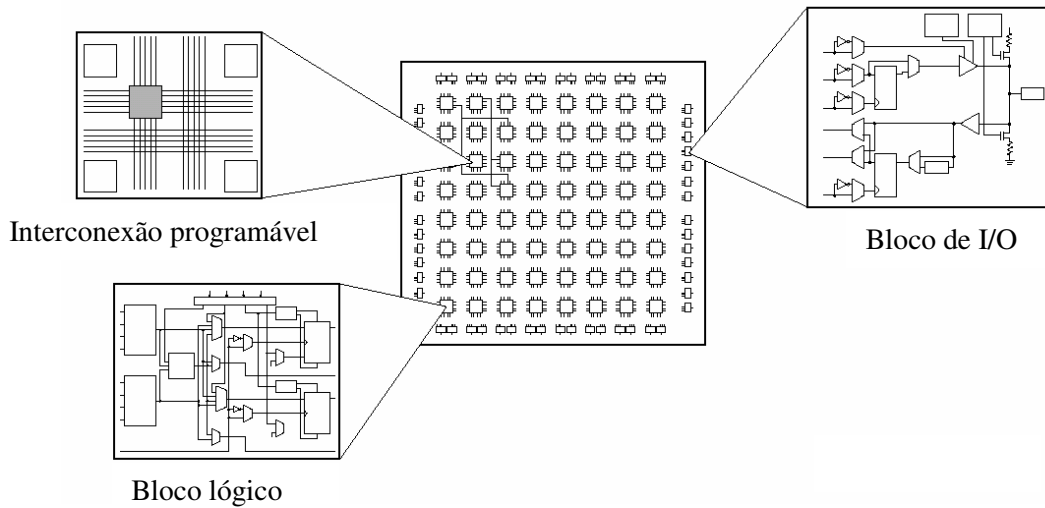


Figura 6.3 Tarefas que podem ser desenvolvidas no FPGA.

6.1.2. Módulos de Entrada e Saída

Para o controle da máquina servo-hidráulica, trabalhou-se com módulos de entradas e saídas analógicas e com um módulo de excitação de extensômetros.

O módulo de saídas analógicas NI cRIO 9263 é usado para gerar tensões elétricas entre -10 V e +10 V. Essas saídas analógicas são convertidas em saídas de corrente de -40 mA e + 40 mA através de um conversor tensão elétrica para corrente, desenvolvido neste trabalho pelo autor (anexo A).



Figura 6.4. NI cRIO 9263.

Tabela 6.2. Características do NI cRIO 9263.

Características NI 9263	
Número de canais	8
Resolução do ADC	12 bits
Tipo de ADC	Registro de Aproximação Sucessiva
Faixa de entrada	± 10 V
Largura de banda de entrada (-3 dB)	690 kHz min
Impedância de entrada	
Resistência	1 M Ω
Capacitância	5 pF
Ruído de entrada	
RMS	0.7 LSBrms
Pico a pico	5 LSB

O módulo excitador de extensômetros NI cRIO 9237 é utilizado para excitar e medir o valor da força aplicada ao corpo de prova através de uma célula de carga, e o valor da deformação medida pelo clip gage. Algumas características deste módulo se encontram na Tabela 6.3.

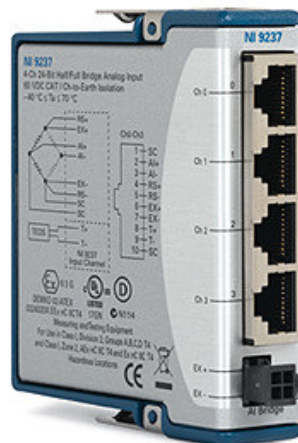


Figura 6.5. NI cRIO 9237.

Tabela 6.3. Características do NI cRIO 9237.

Características NI 9237	
Número de Canais	4
Ponte completa	
Total e media	Interno
Quarto	Externo
Resolução do ADC	24 bits
Tipo de ADC	Delta-sigma (Com pré - filtrado análogo)
Modo de Amostragem	Simultâneo
Velocidades de Data (f_s)	$\frac{50.000 \text{ kS/s}}{n}$ $n = 1, 2, \dots 31$.
Relógio Base Principal (interno)	
Frequência	12.8 MHz
Exatidão	± 100 ppm Maximo
Faixa da escala total nominal	± 25 mV/V
Cruzamento	
1 kHz	110 dB
10 kHz	100 dB
Calibração shunt	
Resistência	100 k Ω
Exatidão da resistência	
25°C	± 110 Ω
-40 a 70°C	± 200 Ω
Excitação	
Voltagem interna	2.5 V, 3.3 V, 5.0 V, 10.0 V
Potência Interna	150 mW Maximo
Voltagem Externa	2 V a 10 V

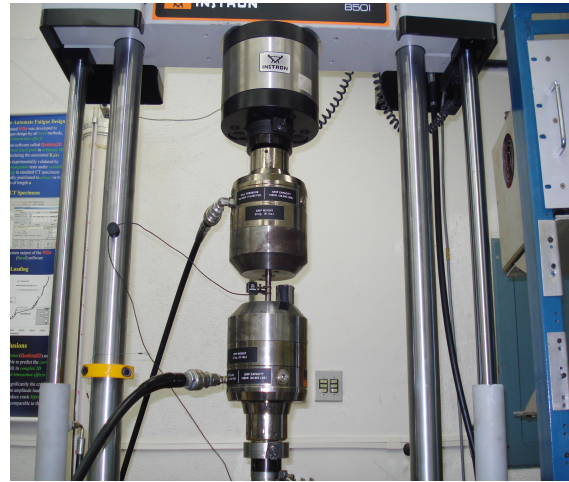


Figura 6.6 Máquina de Ensaio INSTRON 8501.

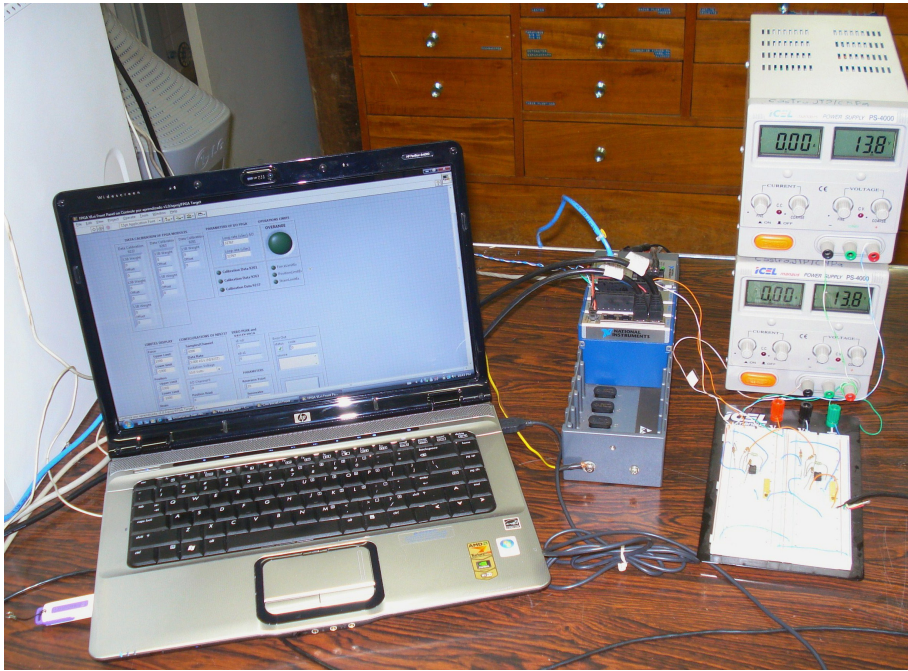


Figura 6.7 Sistema Computacional (computador CompactRio e Conversor de tensão elétrica em corrente)

6.2. Calibragem dos Transdutores

6.2.1. Calibragem da célula de carga

Para a calibragem da célula de carga usou-se o método de montar duas células de carga em serie, tendo em conta que o carregamento aplicado a elas seria o mesmo neste caso. Uma delas serve como leitor de força e a outra célula de carga é lida pelo NI cRIO 9237.

Um fator de conversão é aplicado ao valor medido pelo NI cRIO 9237, de modo que multiplicado por esse fator, o valor obtido seja similar ao valor lido pela outra célula. Com este método de calibração, obtiveram-se erros menores que 3%, os quais podem ser considerados admissíveis para medições de força.

6.2.2. Calibragem do clip gage

A calibragem do clip gage foi feita com o calibrador de clip gage da marca Boeckeler com uma faixa nominal de 25 mm, o qual tem uma resolução de 1.0 micrômetro, obtiveram-se erros de medição no máximo 1,2 %, com uma taxa de amostragem de 5 kHz, e com um número de amostras de 1024 por canal.

6.3. Software desenvolvido em LabVIEW

Para o controle por aprendizado da Máquina Servo-Hidráulica de ensaios de fadiga, desenvolveu-se um software em três equipamentos distintos, no computador, no Real Time e no FPGA do CompactRIO.

A maior parte do software foi feito no FPGA o que inclui a leitura de dados das entradas analógicas, do excitador de Strain Gages e a parte de controle, para ter a certeza de uma resposta em tempo real, tendo como referencia experimental que o FPGA pode atingir a frequências de hasta 55 kHz para dados analógicos e de hasta alguns MHz para dados digitais. A parte de leitura/escritura da tabela de aprendizado é feita no Real Time, e finalmente a parte de configuração e apresentação de resultados no Computador.

6.4. Resultados Experimentais

Fizeram-se ensaios nas amplitudes de 10 kN, 20 kN, 30 kN e 40 kN, todos eles utilizando ± 20 mA na servo-válvula. Esta servo-válvula é capaz de trabalhar a ± 40 mA, no entanto uma limitação na frequência do controlador CompactRIO gera problemas de *overshoot* para um valor tão alto. O gráfico seguinte mostra um teste de controle por aprendizado para um ciclo de carregamentos de 40 kN de tração e 40 kN de compressão, em um corpo de prova ϵN feito de aço com 12 mm de diâmetro. O armazenamento das leituras dos sensores precisou ser feita externamente ao CompactRIO, uma vez que essa funcionalidade ainda não havia sido nele implementada, apesar de factível. O sistema de medição externo registrou um *overshoot* máximo de 7% em regime após o término do aprendizado. Este *overshoot* é provavelmente causado pela limitação de frequência do CompactRIO, que ainda ocorre mesmo limitando a corrente a ± 20 mA.

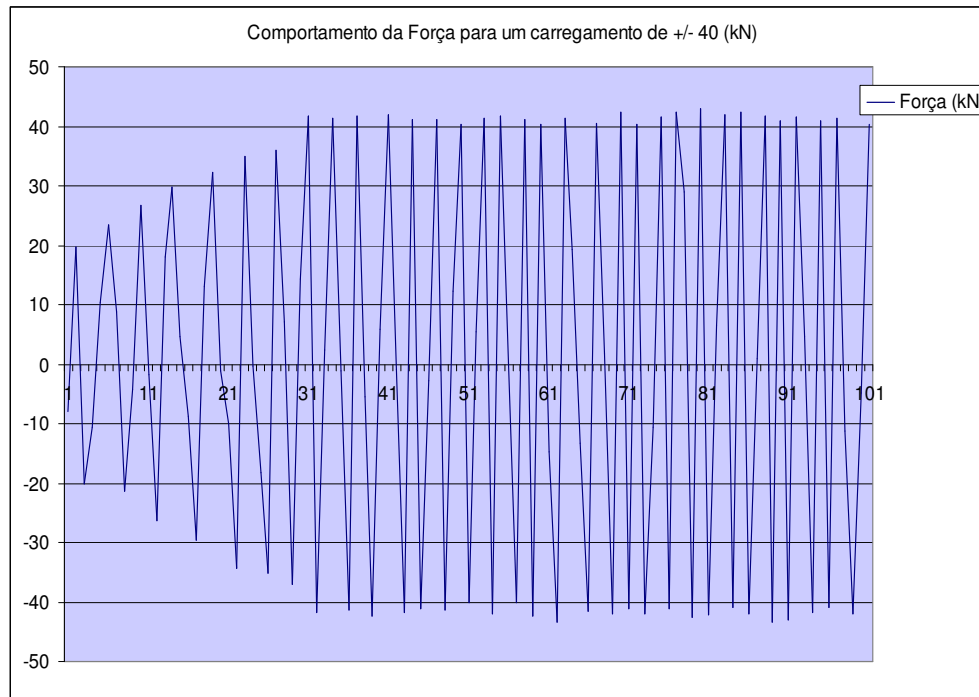


Figura 6.8 Comportamento da máquina servo-hidráulica para um ensaio de fadiga sob amplitude constante com controle por aprendizado.

Como discutido acima, na versão atual do programa de controle implementado no CompactRIO notou-se uma limitação na frequência do controlador. Esta limitação, como esperado pela teoria de controle digital, instabiliza o sistema na presença de ganhos muito elevados. Por isso, os testes do controle por aprendizado resultaram em *overshoot*. Este problema foi reduzido (mas ainda não totalmente eliminado) limitando a corrente de trabalho da servo-válvula a $\pm 20\text{mA}$, o que equivale a um ganho de saída menor.

Mesmo com essa limitação, observou-se um melhor desempenho que o controlador INSTRON para baixas amplitudes, vide Figura 6.9 e igual desempenho para altas. Somente após permitir o “*overdrive*” do controlador INSTRON, o qual utiliza correntes acima de 40mA , é que os resultados da INSTRON se mostraram melhores. Uma vez solucionada a limitação de frequência do CompactRIO, e permitindo-se correntes acima de 40mA , esperam-se resultados ainda melhores do controle por aprendizado proposto.

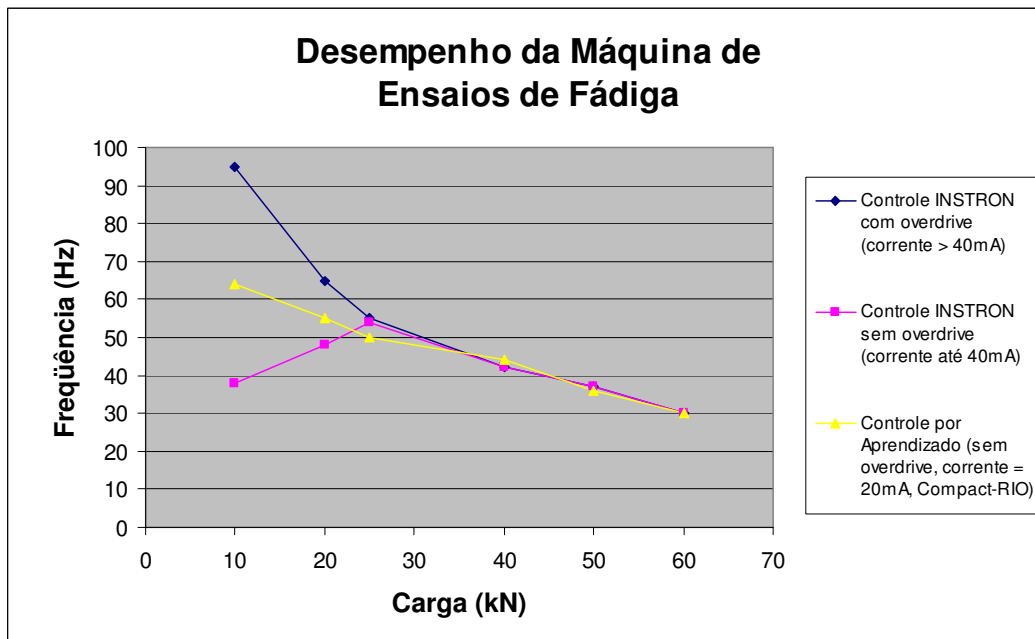


Figura 6.9 Comparação de desempenho usando os diferentes controles.

7 Conclusões

Neste trabalho, um sistema de controle por aprendizado foi desenvolvido para acionar sistemas servo-hidráulicos. Tanto o controle quanto a lei de aprendizado propostos não necessitam de ganhos ajustáveis, simplificando sua implementação. O controle proposto foi simulado e aplicado a uma máquina de ensaios de fadiga, implementando-se o controlador em um sistema CompactRIO. Os resultados mostraram que o controle proposto é capaz de gerar frequências mais altas que as do controlador original, utilizando correntes mais baixas para o acionamento da servo-válvula.

Bibliografia

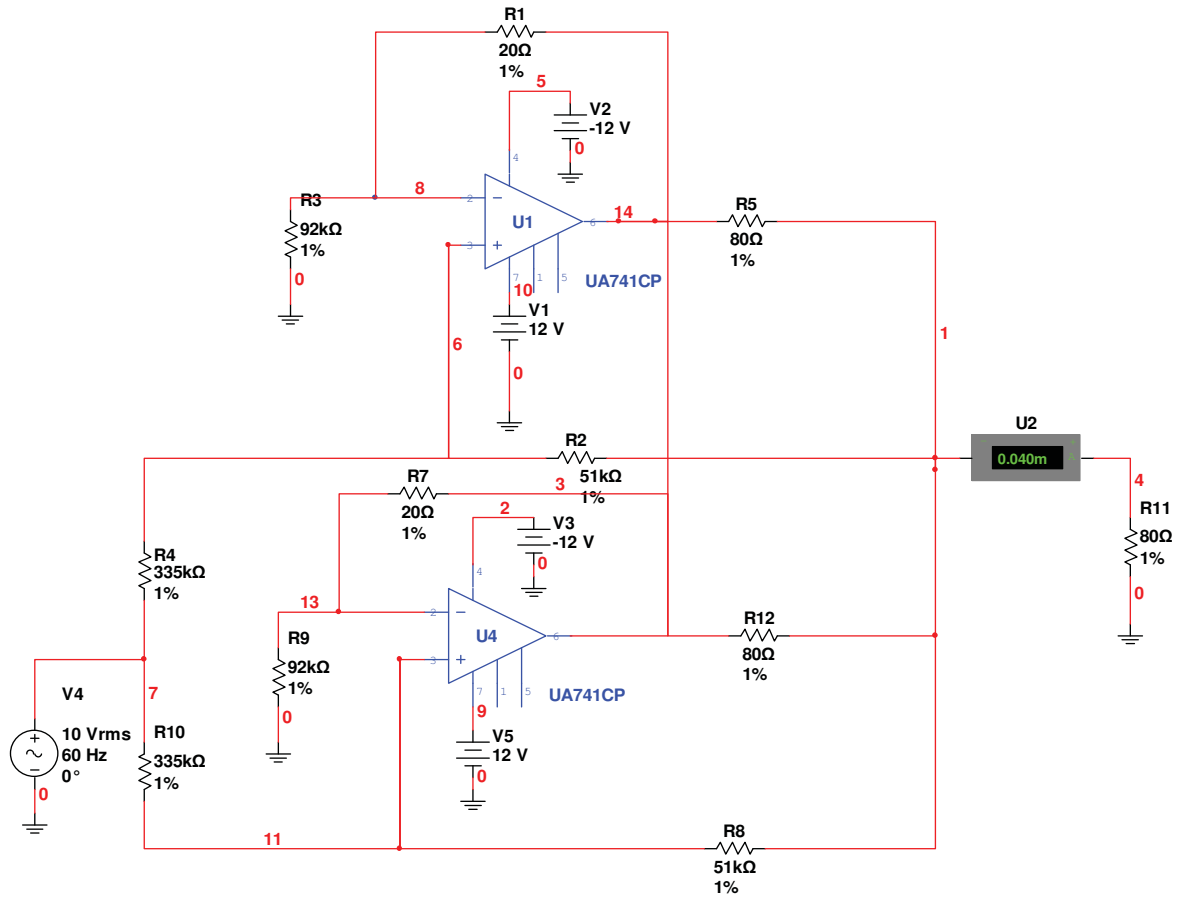
- [1] Jelali, M, Kroll, A. “Hydraulic Servo – System: Modeling, Identification and Control”. New York: Springer, 2003, pp 10-126.
- [2] Ching Lu, H., Wen Chen L. “Robust Controller with Disturbance Rejection for Hydraulic Servo Systems”. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 40, 1993, pp. 152-162.
- [3] Ho Moon, J. Yong Doh, Jin Chung M. “An iterative Learning Control Scheme for Manipulators”. Korea Advanced Institute Science and Technology.
- [4] Manual INSTRON. Model 8500 Plus. 1995. 200 pp.
- [5] Merritt HE. “Hydraulic Control Systems”. John Wiley & Sons, 1967
- [6] Viersma TJ. “Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines. Elsevier.
- [7] Van Schothorst G. “Modelling of Long-Stroke Hydraulic Servo-Systems for Flightsimulator Motion Control and System Design. Diss, Delft University of Technology, Netherlands.
- [8] Thayer W. J. “Transfer Functions for MOOG Servovalves”. Technical Bulletin. New York – USA, 1965.
- [9] Godson RE, Leonard RG. “ A Survey of Modeling techniques for Fluid Line Transient. J Basic Eng. 1972
- [10] Heintze J, Van Schorthorst G, Van der Weiden AJJ. “Modelling and Control of an Industrial Rotary Vane Actuator”. IEE Confer Decision Control, San Antonio, USA.
- [11] Sirouspour, M., Salcudean S. “On the Nonlinear Control of Hydraulic Servo-Systems”. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and

Automation, San Francisco, 2000.

- [12] Doebelin, “System Dynamics; System Modeling and response”. Prentice Hall, 1976.
- [13] De Souza, S. “Ensaio Mecânicos de Materiais Metálicos” . SP – Brasil. 1982.
- [14] Garcia, A. Alvares J. Dos Santos, C. “Ensaio dos Materiais”. RJ – Brasil. 1999.
- [15] Andrew Alleyne, Rui Liu. “A Simplified Approach to Force Control for Electro-Hydraulic Systems”. Pergamon. Illinois – USA , 2000.
- [16] Arimoto S., Kawamura S., Miyazaki F., Tamaki S. “Learning Control Theory for the Dynamical Systems”. Proceeding of the 24th Conference on Decision and Control. Florida – USA, 1985.
- [17] Sun Hong. Chiu George. “Nonlinear Observer Based Force Control of Electro Hydraulic Actuators”. Proceeding of the American Control Conference. San Diego – USA, 1999.
- [18] MOOG INC. “760 Series Servovalves”. Catalog of the MOOG. New York – USA.
- [19] MTS System Corporation, “MTS 810 Material Testing System manual”. MTS. USA, 2004.
- [20] Rezaeian, Mohammad, Grant Alex. “A Generalization of Arimoto-Blahut Algorithm”. University of South Australia – Australia. 2004.
- [21] Bitter Bitt, Mohiuddin Taqi, Nawrocki Matt. “LabVIEW Advanced Programming Techniques”. Taylor & Francis Group. Florida – USA. 2007.
- [22] O’Brien Richard T., “Bang – Bang Control for Type-2 Systems”. Proceeding 38th Southeastern Symposium System Theory. Tennessee – USA, 2006.
- [23] King-Sun Fu. “Learning Control System”. IEEE Transactions on Automatic Control. 1970, pp. 210 -221.

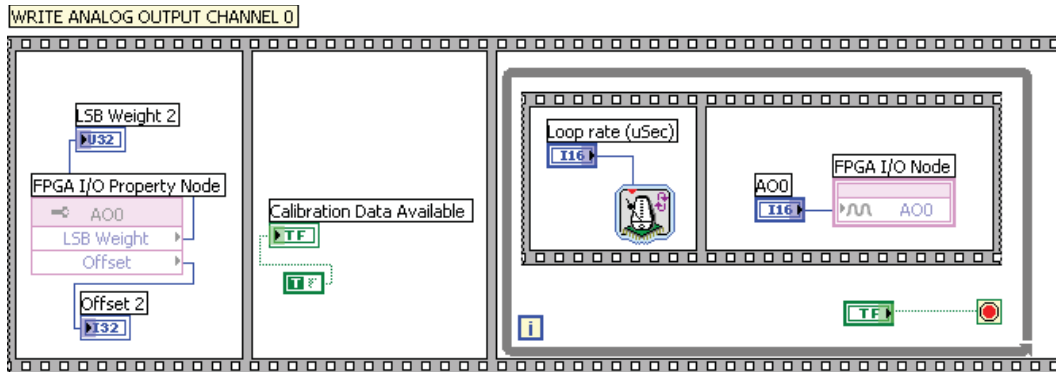
Apêndice

Conversor Voltagem – Corrente desenvolvido:

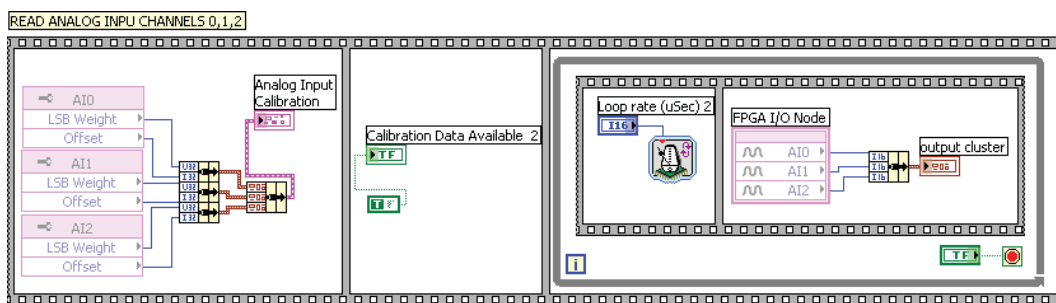


Programas feitos no LabVIEW para o controle por aprendizado

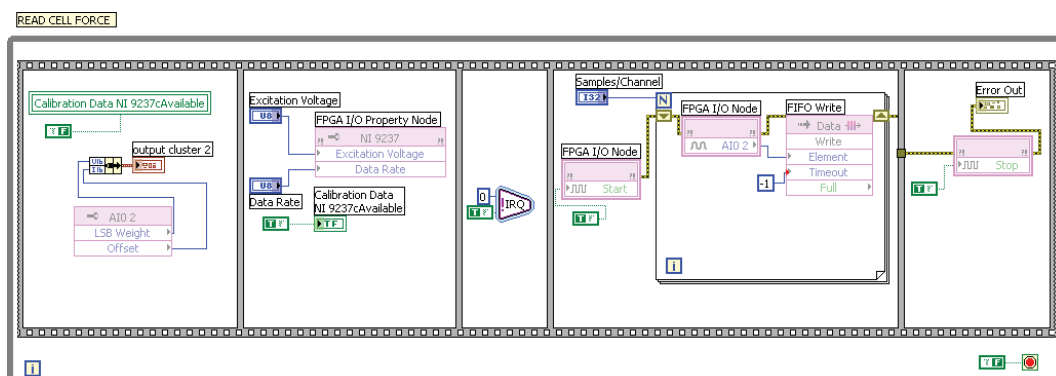
Configuração e Conversão D/A na Saída Analógica (Servo-válvula)



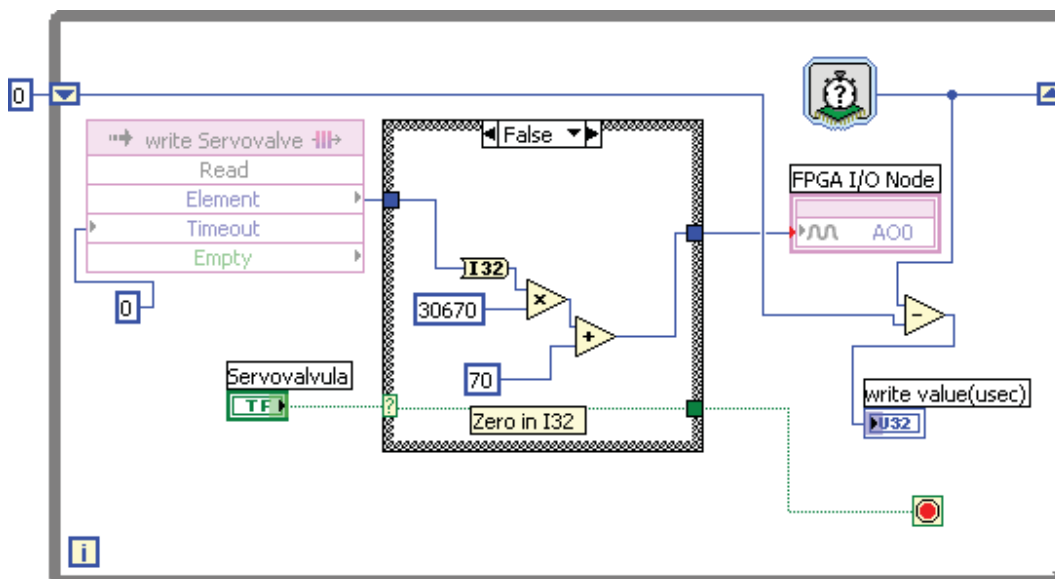
Leitura dos Canais Analógicos de Entrada 0, 1, 2



Leitura do Módulo Excitador de Strain Gages



**Conversão D/A na Servo-Válvula usando somente 3 valores: máximo,
mínimo ou zero**



Ação que comanda a reversão da servo-válvula

