

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

MIGUEL IGNACIO SERRANO

**CONTROLE DE FORÇA DE UM
SERVOATUADOR HIDRÁULICO
ATRAVÉS DA TÉCNICA DE
LINEARIZAÇÃO POR
REALIMENTAÇÃO**

Porto Alegre
2007

MIGUEL IGNACIO SERRANO

**CONTROLE DE FORÇA DE UM
SERVOATUADOR HIDRÁULICO
ATRAVÉS DA TÉCNICA DE
LINEARIZAÇÃO POR
REALIMENTAÇÃO**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica.

Área de concentração: Automação e Instrumentação Eletro-Eletrônica

ORIENTADOR: Prof. Dr. João Manoel Gomes da Silva Jr.

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Porto Alegre
2007

MIGUEL IGNACIO SERRANO

**CONTROLE DE FORÇA DE UM
SERVOATUADOR HIDRÁULICO
ATRAVÉS DA TÉCNICA DE
LINEARIZAÇÃO POR
REALIMENTAÇÃO**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica e aprovada em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora.

Orientador: _____

Prof. Dr. João Manoel Gomes da Silva Jr. , UFRGS

Doutor pela Université Paul Sebatier - Toulouse, França

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Eduardo André Perondi , UFRGS

Doutor pela Universidade Federal de Santa Catarina - RS, Brasil

Prof. Dr. Mauro André Barbosa Cunha , CEFET-RS

Doutor pela Universidade Federal de Santa Catarina - RS, Brasil

Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker , UFRGS

Doutor pela Universidade Federal do Rio de Janeiro - RJ, Brasil

Prof. Dr. Walter Fetter Lages , UFRGS

Doutor pela Instituto Tecnológico de Aeronáutica - SP, Brasil

Prof. Dr. Renato Ventura Bayan Henriques , UFRGS

Doutor pela Universidade Federal de Minas Gerais - MG, Brasil

Coordenador do PPGEE: _____

Prof. Dr. Marcelo Soares Lubaszewski

Porto Alegre, Dezembro de 2007.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, Edmundo A. Serrano e Marta S. Serur, pela dedicação e apoio em todas as etapas da minha vida.

À minha querida noiva Mariela H. Aranda, em especial pela compreensão e apoio em todos os momentos difíceis.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela sabedoria e força nos momentos difíceis, suprimindo as necessidades e concedendo a oportunidade de crescimento pessoal e identificação profissional junto aos colegas de trabalho.

A minha família pelo apoio, incentivo e carinho prestados em todos os momentos.

A minha namorada, Mariela Haidée Aranda, pela paciência, dedicação e carinho que nunca faltaram mesmo quando não podia contar com minha presença.

Aos amigos Gabriel e German Tarnowski, pela grande ajuda e apoio na vinda ao Brasil.

Um agradecimento especial ao professor Dr. Telmo Roberto Strohaecker pelo apoio, orientação, confiança e oportunidade de formar parte da equipe do LAMEF.

Aos professores João Manoel Gomes da Silva e Eduardo André Perondi pelo apoio, paciência, orientação e respeito demonstrados no decorrer do trabalho, através do qual foi possível a sua concretização.

Aos colegas do LAMEF pelo auxílio nas tarefas desenvolvidas durante o curso e apoio neste trabalho.

Um agradecimento especial aos amigos do RCA Rodrigo Conci, Giovani Geremia, Henrique Hann, Eder Ferreira Zulian, Lucas Dorneles, Israel Sperotto de Mello e Marcelo Heberts pela amizade, paciência e dedicação.

Ao Dr. Gilnei Gonçalves Furtado pela colaboração, paciência e transmissão de conhecimentos.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, PPGEE, pela oportunidade de realização de trabalhos em minha área de pesquisa.

RESUMO

Os atuadores hidráulicos são usados em muitas aplicações e áreas de trabalho devido à sua capacidade para manipular grandes forças com baixa inércia, pouca vibração e capacidade de trabalho por longos períodos de tempo. Entretanto, o maior problema no uso destes tipos de atuadores são as características dinâmicas tais como não-linearidade e variação de parâmetros, as quais dificultam seu controle em malha fechada. Assim, para controlar sistemas hidráulicos, é necessário o uso de modelos matemáticos não lineares e a aplicação de leis de controle complexas para obter um seguimento de trajetória com alta precisão. O objetivo principal deste trabalho é a obtenção de um sistema que siga com precisão as trajetórias de referência do tipo senoidais. Para tanto, este trabalho aborda o projeto de uma lei de controle por realimentação de estados (*feedback linearization*) combinada com o princípio do modelo interno para aplicar no sistema hidráulico de atuação de uma máquina de ensaios de fadiga. O princípio do modelo interno é aplicado utilizando um compensador dinâmico (que contém pólos imaginários com a mesma frequência que o sinal de referência) num laço externo do sistema linearizado por realimentação de estados. Uma lei de controle do tipo realimentação de estados, considerando os estados do sistema linearizado e os do compensador dinâmico, é projetada para garantir estabilidade no sistema de malha fechada. A fim de avaliar a estratégia de controle proposta são discutidos e apresentados simulações do modelo experimental.

Palavras-chave: Linearização por realimentação, atuador hidráulico, controle de força, compensador dinâmico.

ABSTRACT

Hydraulic actuators are used in many applications due to their ability in driving large forces with low inertia and little vibration for a long period of time. However, the main problem in controlling these kinds of systems concerns their dynamics, which presents several nonlinearities and parameters variations. Thus, to control hydraulic systems, appropriated nonlinear models and complex control techniques to achieve a stable force regulation with a specified performance are necessary. The purpose of this work is the application of a feedback linearization scheme in the design of a force controller for a hydraulic actuator used in a fatigue test machine. The main control objective considered regards the achievement of sinusoidal force reference tracking. With this aim the internal model principle is applied by using a dynamic compensator (containing imaginary poles with the same frequency of the force reference) in an outer regulation loop. A state feedback control law, considering both the states of the feedback linearized hydraulic system and the ones of the dynamic compensator, is therefore designed in order to stabilize the whole closed-loop system. Experimental model identification and simulation control results are presented and discussed.

Keywords: feedback linearization, hydraulic actuators, force control tracking, dynamic compensator.

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES	10
LISTA DE TABELAS	12
LISTA DE ABREVIATURAS	13
LISTA DE SÍMBOLOS	14
1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Descrição de um sistema hidráulico	15
1.2 Descrição de uma máquina de fadiga	16
1.3 Objetivos e enfoque do trabalho	19
1.4 Estrutura geral do trabalho	19
2 MODELAGEM DO SISTEMA HIDRÁULICO	21
2.1 Funcionamento da servoválvula hidráulica	21
2.2 Dinâmica da servoválvula	24
2.3 Equação da vazão de controle	26
2.4 Equação da continuidade	26
2.5 Modelagem do atuador hidráulico em contato com o meio sem utilização do sensor de força	28
2.6 Modelagem do atuador hidráulico em contato com o meio com um sensor de força	30
2.7 Representação do sistema em variáveis de estados sem sensor de força	31
2.8 Representação do sistema em variáveis de estados com sensor de força	32
2.9 Sistema linear de 3ª ordem	32
2.10 Aproximação da função não-linear $f(X)$ por uma constante	35
2.11 Modelagem do atrito	36
2.12 Conclusões	37
3 TÉCNICAS DE CONTROLE APLICADAS A SISTEMAS HIDRÁULICOS	39
3.1 Introdução	39
3.2 Controlador PID	40
3.3 Controle por realimentação de estados	42
3.4 Controle adaptativo	44
3.4.1 Controle adaptativo por modelo de referência (MRAC)	44
3.4.2 Controle adaptativo auto sintonizado (STC)	45
3.5 Linearização por realimentação	46
3.6 Controladores baseados na divisão em dois subsistemas	48

3.7	Controle através de um compensador dinâmico para seguimento de trajetória e rejeição à perturbações	50
3.8	Outros controladores	52
3.9	Conclusões	53
4	DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA HIDRÁULICO	54
4.1	Introdução	54
4.2	Caracterização do sistema hidráulico	55
4.2.1	Parâmetros diretamente medidos	55
4.2.2	Parâmetros calculados em função ao corpo de ensaio	56
4.2.3	Parâmetros estimados	57
4.3	Conclusões	61
5	CONTROLE COM LINEARIZAÇÃO POR REALIMENTAÇÃO DE ESTADOS	63
5.1	Introdução	63
5.2	Análise da dinâmica do sistema linearizado em torno de um ponto médio de operação	64
5.3	Linearização por realimentação de estados	65
5.4	Sistema em malha fechada	68
5.4.1	Sistema em malha fechada utilizando um controlador clássico	70
5.4.2	Sistema em malha fechada com compensador dinâmico	74
5.5	Conclusão	84
6	CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS	85
6.1	Concluções	85
7	PERSPECTIVAS	87
8	REFERÊNCIAS	88
APÊNDICE A	ESTIMAÇÃO DE PARÂMETROS POR REGRESSÃO LINEAR	92
A.1	Equação do modelo linear	92
A.2	Cálculo dos parâmetros múltiplos	93
APÊNDICE B	MATRIZ DE OBSERVABILIDADE	95
APÊNDICE C	CONCEITOS BÁSICOS DE HIDRÁULICA	97
C.1	Equação da continuidade	97
C.2	Lei de Bernoulli	98
C.3	Módulo de elasticidade volumétrica β	99
APÊNDICE D	IMPLEMENTAÇÃO EXPERIMENTAL DO CONTROLADOR	100
D.1	Descrição do sistema eletrônico implementado	100
D.2	Descrição do software implementado	101
APÊNDICE E	CONDICIONADOR DE SINAIS	103
E.1	Características do sistema informático	104
E.2	Condicionador do sensor de Pressão	104
E.3	Condicionador do sensor de deslocamento	105
E.4	Condicionador do sinal elétrico de entrada na servoválvula	106

APÊNDICE F	SISTEMA HIDRÁULICO COM ATUADOR HIDRÁULICO	
	DE HASTE SIMPLES	107
F.1	Modelagem do sistema hidráulico com atuador de haste simples	107
F.2	Projeto da lei de linearização por realimentação de estados	108

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1:	Modelo esquemático de um sistema hidráulico	16
Figura 2:	Iteração do controlador com o sistema hidráulico	17
Figura 3:	Esquemático da iteração do controlador com o sistema hidráulico e o operador	18
Figura 4:	máquina de fadiga e seus componentes principais	19
Figura 5:	Comportamento interno do sistema hidráulico	22
Figura 6:	Detalhe do pòrtico e do ressalto da servoválvula	23
Figura 7:	Resposta da servoválvula em função das características construtivas dos ressaltos e dos pòrticos.	23
Figura 8:	Servoválvula com um LVDT integrado	25
Figura 9:	Modelo do atuador hidráulico em contato com o meio.	29
Figura 10:	Modelo do atuador hidráulico em contato com o meio e com um sensor de carga.	31
Figura 11:	Aproximação de $f(X)$ por uma contante	36
Figura 12:	Curva estática da força de atrito	37
Figura 13:	Controlador proporcional implementado no modelo linearizado de terceira ordem	41
Figura 14:	Lugar de raízes do modelo linear de 3ª ordem para um controlador proporcional (P)	42
Figura 15:	Sistema em malha fechada com realimentação de estados	43
Figura 16:	Modelo esquemático do controlador adaptativo (MRAC) (SLOTINE, 1991)	45
Figura 17:	Modelo esquemático do controlador adaptativo (STC) (SLOTINE, 1991)	45
Figura 18:	Modelo de um esquema de linearização por realimentação	46
Figura 19:	Representação do sistema hidráulico como dois subsistemas interconectados (PERONDI, 2002)	48
Figura 20:	Diagrama de blocos do sistema aumentado para seguimento de referência e rejeição a perturbações (CHEN, 1999)	50
Figura 21:	Ensaio de tração do corpo de ensaio	56
Figura 22:	Modelo estático experimental da força de atrito pela velocidade constante	58
Figura 23:	Diagrama esquemático do ensaio implementado para estimar K_d	59
Figura 24:	Esquema utilizado para comparação da saída estimada e a medida	60
Figura 25:	Comparação entre a diferença de pressão P_c medida e a estimada	60

Figura 26:	Força medida do sistema hidráulico (AP_c) e Força estimada no corpo de ensaio	61
Figura 27:	Localização de pólos para o sistema hidráulico linearizado no ponto da origem	65
Figura 28:	Diagrama de bode do sistema hidráulico linearizado em malha aberta	66
Figura 29:	sistema linearizado por realimentação $G(s)$ em malha aberta	67
Figura 30:	Diagrama de bode do sistema $G(s)$	69
Figura 31:	Localização dos polos do sistema $G(s)$	70
Figura 32:	sistema linearizado em malha fechada $F(s)$	70
Figura 33:	Diagrama do lugar geométrico das raízes do sistema $F(s)$ para um controlador proporcional	71
Figura 34:	Localização dos pólos para o sistema $F(s)$	72
Figura 35:	Diagrama de bode da função transferência $F(s)$	72
Figura 36:	Diagrama de blocos implementado para a simulação do sistema $F(s)$	73
Figura 37:	Simulação do seguimento de trajetória do sistema $F(s)$	73
Figura 38:	Simulação do seguimento de trajetória do sistema $F(s)$ com perturbação no sinal do sensor de pressão	74
Figura 39:	sistema linearizado em malha fechada com compensador dinâmico . .	75
Figura 40:	Pólos do sistema $T(s)$	77
Figura 41:	Diagrama de bode do sistema $T(s)$ para $q = 0$ e $\bar{u} \neq 0$	78
Figura 42:	Diagrama de bode de $T_q(s)$	79
Figura 43:	Simulação do seguimento à trajetória do sistema em malha fechada com $r = 715 + 585\text{sen}(0.3t)[KN]$ e $q = 0[Pa]$	80
Figura 44:	Simulação do seguimento da trajetória do sistema em malha fechada com $r = 715 + 585\text{sen}(0.3t)[KN]$ e $q = 2 \times 10^6\text{sen}(376t)[Pa]$. . .	80
Figura 45:	Simulação do sistema $F(s)$ e do sistema em malha fechada com incerteza de 50% negativa no parâmetro K_d	82
Figura 46:	Simulação do sistema $F(s)$ e do sistema $T(s)$ com incerteza de 50% negativa no parâmetro A	82
Figura 47:	Simulação do sistema $F(s)$ e do sistema $T(s)$ com incerteza de 50% no parâmetro β	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 1:	Parâmetros medidos do sistema hidráulico	35
Tabela 2:	Parâmetros medidos	55
Tabela 3:	Parâmetros calculados	57
Tabela 4:	Dados registrados no ensaio de atrito	58
Tabela 5:	pólos λ_i e k_i calculados para $ G(j\omega_r) = 1$	69
Tabela 6:	Pólos e ganhos do sistema $T(s)$	78

LISTA DE ABREVIATURAS

UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
GCAR	Grupo de Controle, Automação e Robótica
PPGEE	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica
MRAC	Model-Reference Adaptative Control system
STC	Self-Tuning Controller
VC	Volume de Controle
LVDT	Linear Variable Differential Transformer

LISTA DE SÍMBOLOS

Σ	Somatório
$(\hat{})$	estimativa
(\sim)	erro ou diferença
$(\dot{})$	derivada primeira
$(\ddot{})$	derivada segunda

1 INTRODUÇÃO

Sistemas mecânicos são usados na automação de tarefas que requerem posicionamento de materiais ou objetos. O acionamento destes sistemas pode ser através de atuadores do tipo elétrico, pneumático ou hidráulico.

Os atuadores hidráulicos são usados em muitas aplicações e áreas de trabalho devido à sua capacidade para manipular grandes forças com baixa inércia, pouca vibração e capacidade de trabalho por longos períodos de tempo. O maior problema no uso destes tipos de atuadores, para aplicações que requerem alto desempenho na manipulação de objetos, são as suas características dinâmicas que dificultam seu controle em malha fechada.

A maior evolução no controle de sistemas hidráulicos foi no século passado particularmente na segunda guerra mundial. Paralelamente, o mesmo foi evoluindo em diversas áreas como agricultura, transporte, aviação, náutica, máquinas para movimento de terra e máquinas de ensaios de fadiga. Atualmente, os sistemas de controle de sistemas hidráulicos continuam evoluindo devido aos avanços da eletrônica, da informática e da instrumentação.

Este trabalho aborda os problemas de modelagem e controle de sistemas hidráulicos em geral, com o objetivo de projetar um sistema de controle de força para um atuador hidráulico de uma máquina de ensaios de fadiga.

O objetivo deste Capítulo é descrever brevemente um sistema hidráulico, suas aplicações e principais problemas na implementação de técnicas de controle, como também apresentar a estrutura geral do trabalho.

1.1 Descrição de um sistema hidráulico

"Um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos"(LINSINGEN, 1997).

Um sistema hidráulico pode ser representado como mostrado na Figura 1. É constituído por um cilindro hidráulico (atuador), uma servoválvula proporcional e uma carga variável. A carga é modelada como um sistema massa-mola-amortecedor.

A pressão P_s é suposta constante (fornecida por uma bomba hidráulica). A pressão P_r é a pressão do reservatório que é considerada constante e igual a pressão atmosférica. O atuador é o elemento que aplica força sobre a carga. Este é responsável pela execução de trabalho útil associado ao movimento linear. A válvula direcional e o atuador hidráulico formam o sistema de atuação que transforma a energia hidráulica em energia mecânica. O sentido da vazão do líquido hidráulico representado com as flechas na Figura 1, é controlado pela servoválvula. A servoválvula controla também a amplitude da vazão de líquido hidráulico que é proporcional ao sinal elétrico de entrada u .

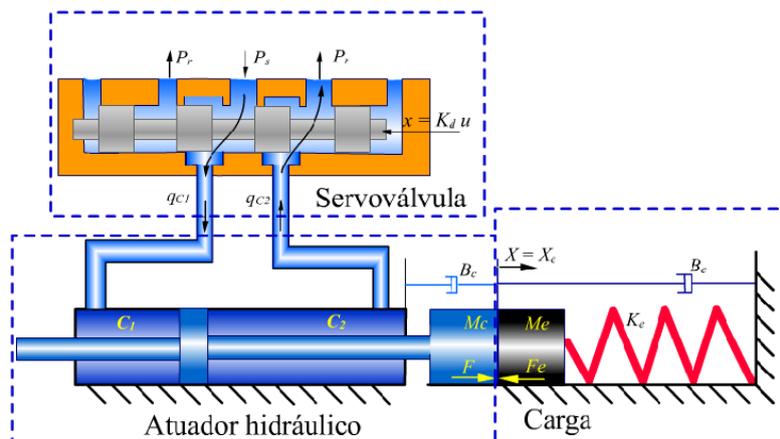


Figura 1: Modelo esquemático de um sistema hidráulico

Para controlar o sistema hidráulico é necessário conhecer a posição da haste do atuador e a força aplicada à carga ou a diferença de pressão nas câmaras do cilindro. Esta informação é obtida a partir de sinais provenientes dos respectivos sensores alocados no atuador hidráulico. O controlador utiliza um algoritmo para calcular o valor do sinal de comando que aciona a servoválvula em função dos sinais provenientes dos sensores. Os sistemas hidráulicos apresentam comportamentos não-lineares e variações paramétricas. Estas variações paramétricas dependem da relação entre a velocidade e a pressão do fluido como também da viscosidade do óleo, que varia muito com a temperatura (NEGRI, 2004). Outros fatores de variações paramétricas são devidos às condições de trabalho do atuador hidráulico, tais como a posição da haste do atuador e às propriedades da carga, que geralmente variam, como por exemplo a massa ou o tamanho. As não-linearidades são devidas aos fluidos em regime de escoamento laminar e turbulento, geometria dos canais e atrito.

Podem-se encontrar aplicações de sistemas hidráulicos nas áreas de agricultura, transporte, aviação e náutica, como, por exemplo, máquinas para movimento de terra, movimento dos *flappers* de direção em navios e aviões, guinchos, etc. No caso de laboratórios de metalurgia, são utilizadas em máquinas de ensaios de fadiga, as quais serão estudadas com maior atenção no presente trabalho.

1.2 Descrição de uma máquina de fadiga

Fadiga é uma falha que pode ocorrer sob solicitações bastante inferiores ao limite de resistência de um material, isto é, na região elástica. É consequência de esforços alternados, que produzem trincas, em geral na superfície, devido à concentração de tensões.

Apesar da fadiga ser um processo progressivo, a ruptura é brusca. Assim, cargas variáveis podem representar perigo aos sistemas, equipamentos e às pessoas em inúmeras aplicações.

Nos laboratórios de metalurgia são utilizadas máquinas de fadigas hidráulicas servocontroladas para desenvolvimento de trabalhos de ensino, pesquisa e extensão. Os atuadores destas máquinas devem aplicar forças dinâmicas bem precisas sobre os corpos de

ensaio ao longo de cada experiência. Esta máquina pode ser subdividida em duas partes: a parte hidráulica (como se mostra na Figura 2) e o controlador que é o sistema eletrônico encarregado do controle da máquina. Geralmente é vendido o conjunto completo, mas é o controlador eletrônico uma das partes mais caras da máquina. Foi esta a maior motivação para o desenvolvimento de um controlador eletrônico que seja capaz de controlar a força aplicada no corpo de ensaio da máquina.

Na Figura 2 pode-se ver como o controlador eletrônico interage com o sistema hidráulico.

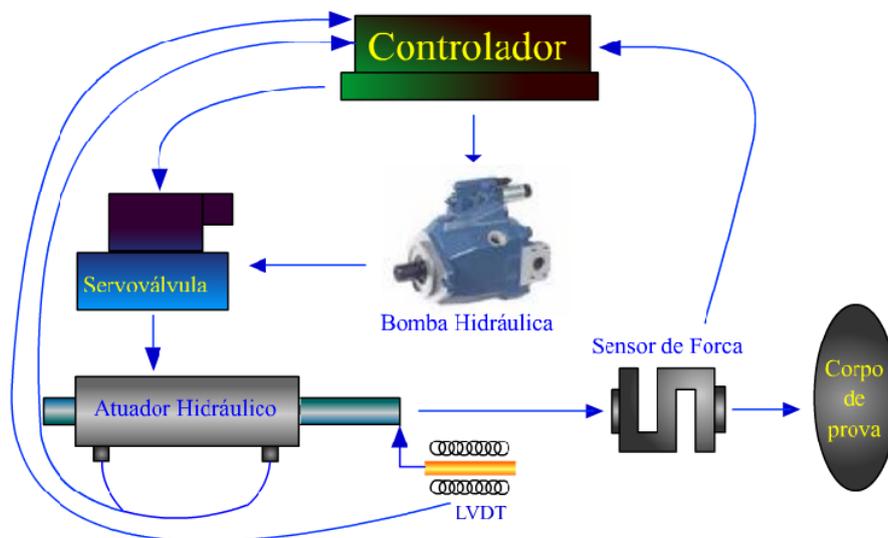


Figura 2: Iteração do controlador com o sistema hidráulico

Pode-se descrever o funcionamento do sistema de uma forma geral da seguinte forma:

- O controlador envia um sinal elétrico analógico a entrada da servoválvula.
- A servoválvula regula a vazão de óleo que é injetado no atuador hidráulico em função do sinal elétrico recebido.
- O atuador hidráulico aplica uma força sobre o corpo de ensaio, em função a diferença de pressão nas câmaras do cilindro hidráulico.
- Os sensores de força (e/ou pressão) e deslocamento informam constantemente ao controlador sobre o estado do sistema.
- O controlador calcula o sinal elétrico de saída em função da informação dos sensores utilizando uma lei de controle.

Na Figura 3, pode-se observar um diagrama de interação esquemático entre o controlador, a máquina de fadiga e o operador. No caso, a Figura 3A mostra o uso de um sensor de força. Para situações onde o atuador hidráulico não tenha um sensor de força é possível utilizar sensores de pressão colocados um em cada câmara do atuador para medir a diferença de pressão, e assim, multiplicando pela área do cilindro obter a força hidráulica do sistema como se mostra na Figura 3B.

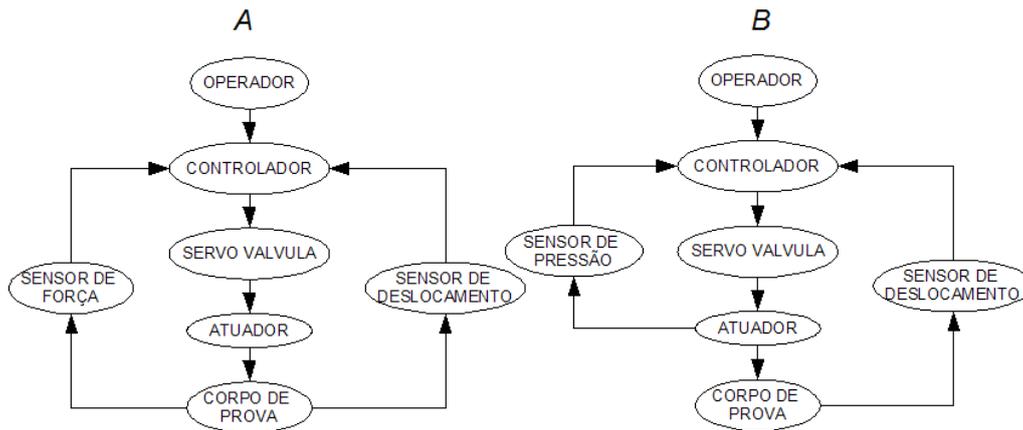


Figura 3: Esquemático da interação do controlador com o sistema hidráulico e o operador

Na Figura 4, pode-se visualizar uma máquina de fadiga e seus principais componentes. O pórtico da máquina de fadiga consiste da estrutura de aço onde se encontra preso o atuador hidráulico e onde é fixado o corpo de ensaio. Esta estrutura deve suportar os esforços dinâmicos aplicados pelo atuador hidráulico no corpo de ensaio. O corpo de ensaio é fixado de modo tal que fique preso entre o pórtico e a extremidade da haste do atuador. Para posicionar o extremo da haste do atuador hidráulico próximo ao corpo de ensaio, é usado um sensor de deslocamento que se encontra no interior do atuador hidráulico. Geralmente, este sensor é do tipo LVDT¹ (*Linear Variable Differential Transformer*). Visando medir diretamente a força aplicada no corpo de ensaio é introduzido um sensor de força entre a extremidade da haste do atuador e o corpo de ensaio. O princípio de funcionamento deste sensor de força é baseado em arranjos de *strain gages*. Para controlar a força aplicada pelo sistema hidráulico é necessário conhecer o deslocamento da haste do atuador e a força aplicada na carga ou a diferença de pressão nas câmaras do cilindro. Estas informações são obtidas a partir de sinais provenientes dos respectivos sensores alocados no atuador hidráulico da máquina de fadiga. O controlador é basicamente um processador que utiliza um algoritmo de controle, que permite calcular o valor do sinal elétrico u que aciona a servoválvula em função dos valores dos sensores do atuador.

¹O sensor de deslocamento não pode ser visto na Figura 1.2 porque se encontra no interior do atuador hidráulico. Esta máquina de fadiga é utilizada no LAMEF (laboratório de Metalurgia e Física) da Faculdade de Metalurgia da UFRGS.

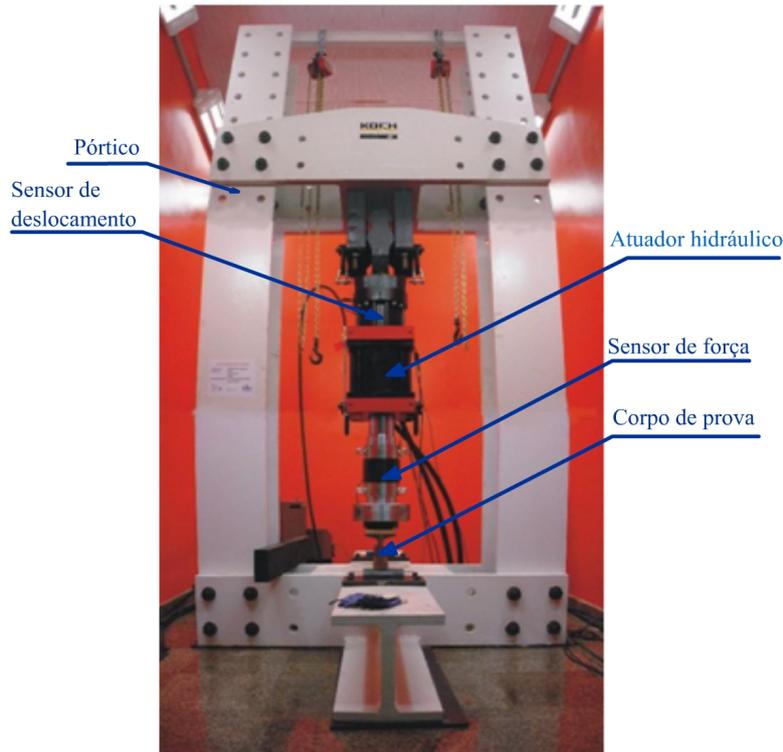


Figura 4: máquina de fadiga e seus componentes principais

1.3 Objetivos e enfoque do trabalho

Este trabalho visa o projeto de uma estratégia de controle para um sistema hidráulico utilizando a técnica de linearização por realimentação (*feedback linearization*) com um compensador dinâmico para melhorar o seguimento das trajetórias senoidais e as rejeições a perturbações injetadas nos sinais de realimentação. O modelo matemático utilizado é não-linear de terceira ordem e não considera a dinâmica da servoválvula do sistema hidráulico.

1.4 Estrutura geral do trabalho

No Capítulo 2, apresenta-se a modelagem do sistema hidráulico descrito anteriormente, obtendo-se um modelo linear e um não-linear de terceira ordem. Modela-se também o atrito do atuador e se apresenta um método de estimação dos parâmetros do modelo. São discutidas as não linearidades e as incertezas paramétricas como também a dinâmica do sistema a partir do modelo do sistema hidráulico linearizado no entorno do ponto de equilíbrio (origem). No Capítulo 3, comentam-se as diferentes técnicas de controle aplicadas a sistemas hidráulicos, como os controladores clássicos PID e por realimentação de estados. Comenta-se também sobre as técnicas de controle não-lineares como *feedback linearization*, controle adaptativo por modelo de referência, controle adaptativo auto sintonizado, controle em cascata e compensador dinâmico para o seguimento de referência e rejeição da perturbação. No Capítulo 4, apresentam-se os ensaios realizados no sistema hidráulico para calcular e estimar os parâmetros do modelo matemático não-linear do sistema hidráulico, e também a técnica de regressão linear utilizada para a estimação de parâmetros. No Capítulo 5, apresenta-se um estudo de caso referente ao controle de força de uma máquina de fadiga. Em particular, analisa-se a dinâmica do sistema linearizado

no entorno do ponto de equilíbrio (origem). Na seqüência, implementa-se a técnica de linearização por realimentação de estados no modelo não-linear. Duas leis de controle em malha fechada são propostas para o sistema linearizado, um controle proporcional e um compensador dinâmico com realimentação de estados. Os desempenhos das estratégias de controle propostas são comparados através de simulações. No Capítulo 6 apresentam-se as conclusões e perspectivas de futuros trabalhos.

2 MODELAGEM DO SISTEMA HIDRÁULICO

Neste Capítulo são apresentados os princípios físicos e as deduções matemáticas para a obtenção de um modelo não-linear de um sistema hidráulico de haste passante. Este modelo será usado para a análise do controle de força apresentado no Capítulo 4.

São analisadas também neste Capítulo a modelagem do atrito do sistema, a representação do sistema em variáveis de estado e a linearização em torno de um ponto de equilíbrio do modelo não-linear, o que será de ajuda para a análise da dinâmica do sistema. Maiores detalhes sobre o desenvolvimento das equações podem ser encontrados nos anexos da dissertação.

2.1 Funcionamento da servoválvula hidráulica

Para o controle do movimento do atuador hidráulico nas duas direções são utilizadas válvulas direcionais. Geralmente, estas são do tipo bocal-defletor (flapper-nozzle) e carretel, como se pode observar na Figura 5, na qual é apresentada uma servoválvula de 4 vias com um atuador hidráulico de haste passante. Nesta Figura, estão destacadas as diferentes partes de uma servoválvula, bem como linha de suprimento e de retorno.

Com o propósito de explicar o funcionamento básico de uma servoválvula em conjunto com um atuador hidráulico está apresentado na Figura 5 o sistema hidráulico para o caso do pistão do atuador deslocado para a direita ($X > 0$).

Aplicando-se uma tensão $u\{V\}$ nas bobinas da servoválvula circulará uma corrente que induzirá um fluxo magnético ϕ na armadura, o que ocasionará um torque que irá a rotar o defletor. Quando o defletor é rotado, cria-se uma diferença de pressão P_{AB} nos orifícios de realimentação hidráulico o que ocasiona o deslocamento do carretel. O sentido do carretel é contrário à rotação do defletor e, conseqüentemente, a mola de realimentação gera um torque no defletor contrário ao que causou o movimento do carretel, fazendo com que o defletor tente retornar para a posição nula.

Se o carretel da servoválvula tivesse sido deslocado para a direita ($x \geq 0$) seria estabelecida a comunicação da linha de pressão de suprimento P_s com a conexão para a câmara C_1 do cilindro conectado na válvula por onde circulará uma vazão q_{c1} . Para a mesma situação ($x \geq 0$) haverá também uma comunicação da linha de retorno P_r com a conexão da câmara C_2 do cilindro por onde circula uma vazão q_{c2} do mesmo valor que q_{c1} . Como $P_s > P_r$, a pressão P_1 da câmara C_1 do cilindro será maior que a pressão P_2 da câmara C_2 ; assim, esta diferença de pressão de carga apresentada na equação (1) faz com que ocorra o movimento do pistão no sentido $X \geq 0$ com uma força F igual ao valor da diferença de pressão P_c vezes a área do cilindro.

As servoválvulas podem ser chamadas de válvulas amplificadoras hidráulicas porque podem comandar elementos hidráulicos de alta potência através de um sinal elétrico de baixa potência (CUNHA, 2001).

Na prática, podem existir vazamentos de líquido hidráulico externos (vazamento através das vedações) e internos (vazamento através do pistão do cilindro ou do ressalto do carretel) (FURST, 2001; NEGRI, 2004; TAN; SEPEHRI, 2002). No caso de vazamento interno no cilindro, uma porção de líquido hidráulico passa através do pistão do cilindro, afetando o movimento da haste. No caso de vazamento externo, a diferença de pressão diminui.

Para maior simplicidade da modelagem, considera-se que a válvula e o cilindro apresentem construções simétricas e sem imperfeições construtivas, implicando que não há vazamentos na válvula nem no cilindro. Assim: $q_{c1} = q_{c2} = q_c$.

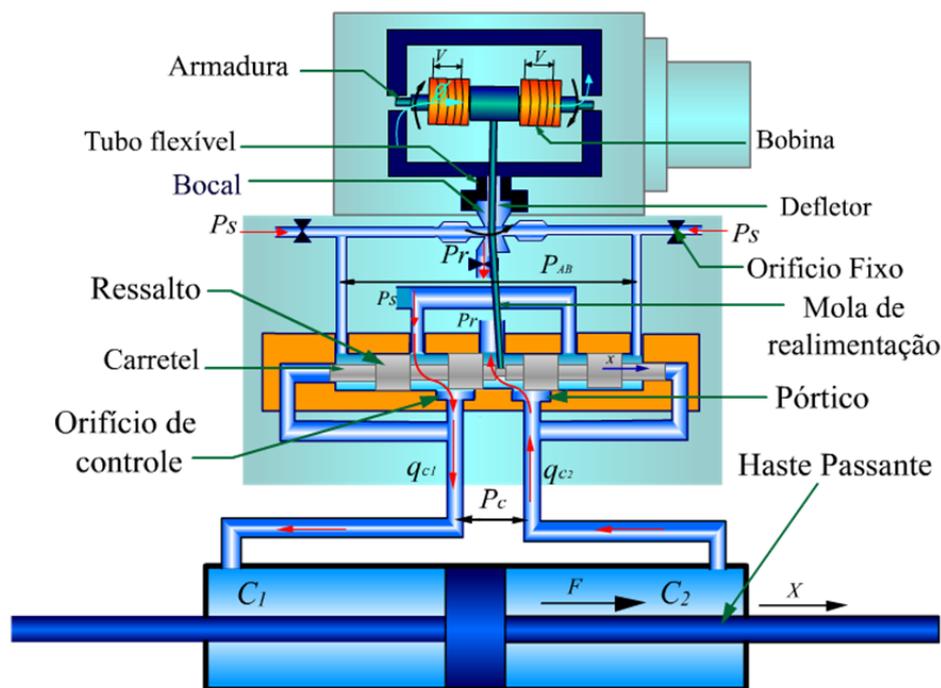


Figura 5: Comportamento interno do sistema hidráulico

$$P_c = P_1 - P_2 \quad (1)$$

Na Figura 6 observa-se com maior detalhe o orifício de controle da servoválvula. Nessas válvulas, os tamanhos dos orifícios que controlam a passagem de fluidos são variados pelo deslocamento do carretel, movimentando os ressaltos, em relação aos respectivos pórticos.

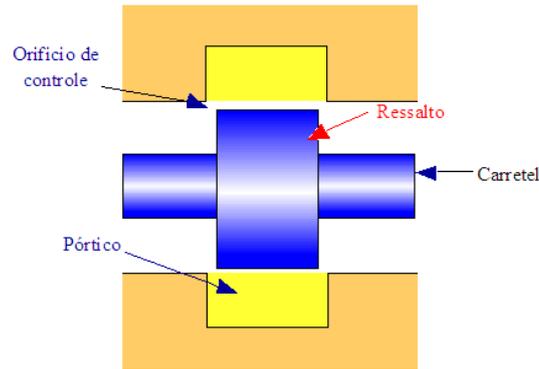


Figura 6: Detalhe do pórtico e do ressalto da servoválvula

Diferentes formas construtivas podem ser vistas esquematicamente na Figura 7. Dependendo da forma construtiva da região próxima ao ressalto, a servoválvula será classificada como:

- Centro supercrítico (aberto), quando a largura do ressalto é menor que a do pórtico.
- Centro crítico, quando a largura do ressalto é igual a do pórtico.
- Centro subcrítico (sobrepasseamento), quando a largura do ressalto é maior que a do pórtico.

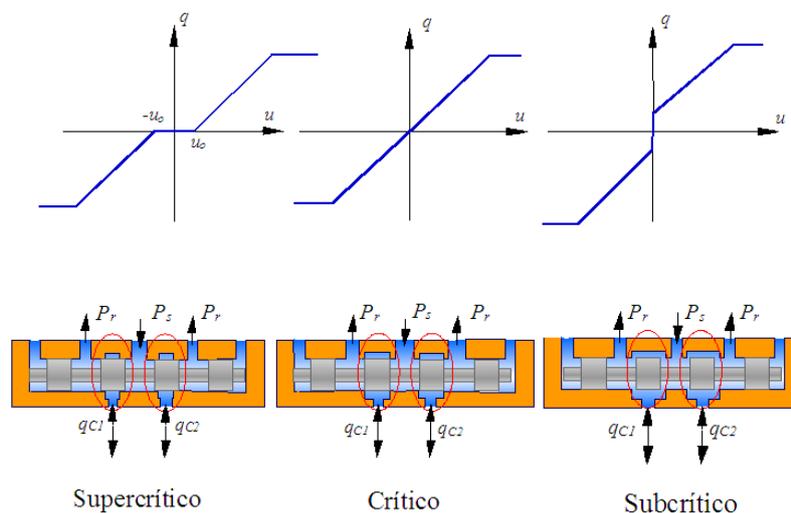


Figura 7: Resposta da servoválvula em função das características construtivas dos rressaltos e dos pórticos.

Na Figura 7, observa-se que no caso supercrítico e do subcrítico existe respectivamente uma zona morta e um off-set no gráfico de vazão $q\{m^3/s\}$ versus tensão de entrada $u\{V\}$. O caso crítico é a condição ideal para o controle, porém esta característica construtiva é de difícil obtenção na prática. Destaca-se, também, na Figura 7, a ocorrência de saturação da vazão para os três casos descritos devido ao limite de deslocamento do carretel.

A existência de uma zona morta em uma servoválvula é normal e acontece associada a vazamentos entre vias devido às formas construtivas do carretel. Neste trabalho, adotou-se o valor da entrada necessária para começar a abrir a servoválvula u_0 , denominado valor de abertura, o valor requerido para produzir uma vazão de saída de 1% da vazão de saturação. Em outras palavras, para um vazamento menor de 1% da vazão de saturação, a servoválvula é considerada fechada e, para um vazamento acima deste valor, a servoválvula é considerada aberta (FURST, 2001). O valor de 1% da vazão de saturação foi estabelecido de maneira arbitrária para fornecer a largura da zona morta que é utilizada para os cálculos do ganho de pressão das servoválvulas.

No presente trabalho, a zona morta medida é desprezível. Assim, o caso de válvula de centro crítico é considerado para obter o modelo matemático do sistema hidráulico.

2.2 Dinâmica da servoválvula

A servoválvula apresenta, em geral, um comportamento não-linear. As principais não linearidades que ocorrem são devidas a:

- Forças de fluxo no carretel da válvula.
- Saturação devido ao deslocamento máximo do defletor.
- Atrito no carretel.
- Zona-morta, quando a válvula é supercrítica.

Desprezando estas não linearidades e considerando-se o centro da válvula crítico, como em Cunha (2001), de acordo com o funcionamento da servoválvula observada na Figura 5, pode-se obter a relação entre a corrente $i\{A\}$ e o torque do defletor $\tau\{Nm\}$ através da seguinte equação:

$$\tau = k_l i - k_w x \quad (2)$$

onde k_l é a constante do motor de torque $\{Nm/A\}$ e k_w é a constante da mola de realimentação $\{N\}$.

Aplicando-se a 2ª lei de Newton ao defletor, pode-se obter a equação (3) do movimento do defletor escrita como:

$$\ddot{x}_d + 2\xi_d \omega_d \dot{x}_d + \omega_d^2 x_d = \frac{\omega_d^2}{k_d} \tau \quad (3)$$

onde x_d é o deslocamento do defletor $\{m\}$, k_d é a rigidez do defletor $\{Nm/m\}$, ω_d é a frequência natural do primeiro estágio e ξ_d é o fator de amortecimento do primeiro estágio.

A relação entre a posição do defletor e a velocidade do carretel é definida como:

$$k_h x_d = A_v \dot{x} \quad (4)$$

onde A_v é a área do carretel $\{m^2\}$ e k_h é o ganho do amplificador hidráulico $\{m/s\}$.

Combinando as equações (2), (3), (4) e aplicando a transformada de Laplace, obtém-se a função de transferência que relaciona a corrente i com x :

$$G_d(s) = \frac{x(s)}{i(s)} = \frac{\frac{k_h \omega_d^2}{A_v k_d} k_l}{\left(s^3 + 2\xi_d \omega_d s^2 + \omega_d^2 s + \frac{k_w k_h \omega_d^2}{A_v k_d} \right)} \quad (5)$$

Para o caso experimental apresentado em Cunha (2001), esta função de transferência apresenta uma dinâmica de 3ª ordem com um pólo real e um par de pólos complexos. Em Cunha (2001), analisa-se o seguimento da trajetória do deslocamento de um atuador hidráulico considerando a dinâmica da servoválvula; para isto, modela-se a servoválvula obtendo a função transferência apresentada em (5) e mostra-se quantitativamente que o pólo dominante é o real sobre os complexos. Assim, recomenda uma simplificação do modelo de 3ª para um modelo de 1ª ordem com a intenção de facilitar a análise da dinâmica do sistema hidráulico. Este modelo de 1ª ordem deve apresentar a mesma resposta em frequência que o modelo de 3ª ordem até uma dada frequência de interesse.

O modelo simplificado de 1ª ordem é aproximado por:

$$\dot{x} = \frac{-1}{\tau_v} x + \frac{k_v}{\tau_v} u \quad (6)$$

onde $k_v \{m/V\}$ e $\tau_v \{s\}$ são parâmetros da servoválvula determinados experimentalmente.

É importante ressaltar a existência de um amplificador que precede a servoválvula a fim de fornecer a corrente elétrica necessária para comandá-la. Para maiores esclarecimentos, referir-se ao Apêndice-E.

Existem hoje em dia servoválvulas com uma eletrônica integrada para controlar a posição do carretel como é observado na Figura 8. O circuito eletrônico integrado destas servoválvulas atua na bobina em função de um sinal de referência desejado e do sinal de um sensor de deslocamento fixo ao carretel. Este sensor de deslocamento geralmente é um LVDT. O modelo estudado não é aplicável para o caso de servoválvulas com esta eletrônica integrada devido a que sua dinâmica é modificada.

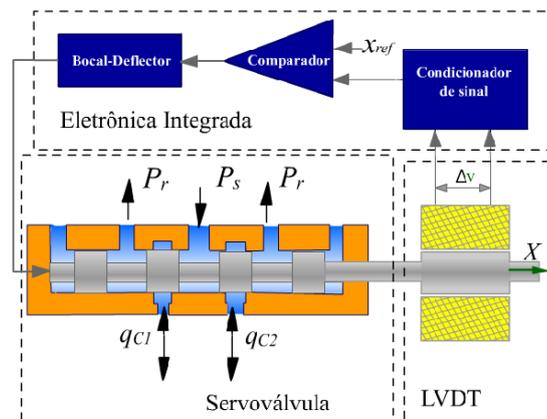


Figura 8: Servoválvula com um LVDT integrado

2.3 Equação da vazão de controle

Nesta seção, estuda-se o comportamento da vazão de um fluido em um sistema hidráulico para obter uma equação que relacione u com q_c . Utiliza-se como referência o estudo feito em Negri (2004). Para maiores informações ver Apêndice-C.

A vazão de controle q_c no orifício de controle representado na Figura 5, é calculada no Apêndice-C utilizando a lei de Bernoulli, obtendo-se a seguinte equação:

$$q_c = C_d A_0 \sqrt{\frac{2P_c}{\rho}} \quad (7)$$

onde $P_c = P_1 - P_2$, ρ é a massa específica e $C_d = C_V C_c$. As constantes C_V e C_c são definidas como coeficiente de velocidade e contração, respectivamente.

A equação (7) estabelece a relação entre a vazão nas portas de trabalho em função da área do orifício de controle e da diferença de pressão nas câmaras do cilindro.

Considerando os orifícios de controle circulares, as áreas podem ser expressas como:

$$A(x) = wx \quad (8)$$

sendo w o perímetro do ressalto e x o deslocamento do carretel. Considerando-se a pressão de suprimento nula e

$$P_s = P_1 + P_2 = cte \quad (9)$$

então, utilizando (9) e (1), obtém-se:

$$P_1 = \frac{P_c + P_s}{2} \quad (10)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_c}{2} \quad (11)$$

Combinando-se as equações (7), (8), (10), (11) e a função sinal $sgn(x)$ para considerar os movimentos do carretel nas duas direções (direita e esquerda), obtém-se a expressão para a vazão de controle em uma válvula de 4 vias como:

$$q_c = q_{c1} = q_{c2} = C_d w x \sqrt{\frac{P_s - sgn(x)P_c}{\rho}} \quad (12)$$

onde a função sinal $sgn(x)$ define-se como $sgn(x) = (-)$ para $x < 0$ e como $sgn(x) = (+)$ para $x > 0$

2.4 Equação da continuidade

A seguir, estuda-se o comportamento do fluido no interior do sistema hidráulico representado na Figura 5 utilizando a equação da continuidade, para logo combinar com a equação (12) e assim obter uma relação entre u e P_c . Para esta análise foi utilizado como referência Furst (2001), onde o autor analisa a modelagem de um sistema hidráulico para o controle de deslocamento. Para maiores esclarecimentos sobre a equação da continuidade, ver Apêndice-C.

Assumindo-se que o escoamento é incompressível, ou seja, a massa é distribuída no volume de controle (VC) tal que $\rho_1 = \rho_2$, a equação da continuidade pode ser expressa por $q_c = q_{c1} = q_{c2}$.

Considerado o caso de movimento do carretel para a direita ($x \geq 0$), pela lei da conservação da massa:

$$\rho q_1 = \frac{\partial}{\partial t}(\rho V_1) \quad (13)$$

$$\rho q_2 = -\frac{\partial}{\partial t}(\rho V_2) \quad (14)$$

onde ρ é a massa específica do fluido $\{Kg\ m^{-3}\}$ e V_1 e V_2 são os volumes nas canalizações C_1 e C_2 da Figura 5 $\{m^3\}$. Isolando-se a vazão, as equações (13) e (14) podem ser expressas como:

$$q_1 = \frac{\dot{\rho}V_1 + \rho\dot{V}_1}{\rho} \quad (15)$$

$$q_2 = -\frac{\dot{\rho}V_2 + \rho\dot{V}_2}{\rho} \quad (16)$$

escrevendo ρ em função do módulo de elasticidade volumétrica $\beta\{Pa\}$, expressa na equação (119) do Apêndice-C, as equações (15) e (16) tornam-se:

$$q_1 = \frac{V_1\dot{P}_1}{\beta} + \dot{V}_1 \quad (17)$$

$$q_2 = -\frac{V_2\dot{P}_2}{\beta} + \dot{V}_2 \quad (18)$$

considerado os volumes V_1 e V_2 da Figura 5 iguais e estabelecendo o volume total como $V = V_1 + V_2$ obtém-se:

$$V_1 = \frac{V}{2} + AX \quad (19)$$

$$V_2 = \frac{V}{2} - AX \quad (20)$$

onde A é a área do cilindro hidráulico, a qual é igual para ambas câmaras do cilindro desde que o sistema seja de haste passante.

Assim, as equações (17) e (18) podem ser escritas da seguinte forma:

$$q_1 = \frac{\left(\frac{V}{2} + AX\right)\dot{P}_1}{\beta} + A\dot{X} \quad (21)$$

$$q_2 = \frac{\left(\frac{V}{2} - AX\right)\dot{P}_2}{\beta} - A\dot{X} \quad (22)$$

Igualando-se a equação (12) com as equações (21) e (22), tem-se as seguintes equações

$$Kx\sqrt{P_s - \text{sgn}(x)P_c} = \frac{\left(\frac{V}{2} + AX\right) \dot{P}_1}{\beta} + A\dot{X} \quad (23)$$

$$Kx\sqrt{P_s - \text{sgn}(x)P_c} = \frac{\left(\frac{V}{2} - AX\right) \dot{P}_2}{\beta} - A\dot{X} \quad (24)$$

onde $K = C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}}$.

Isolando as derivadas das pressões das câmaras C_1 e C_2 , obtém-se:

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{\left(\frac{V}{2} + AX\right)} \left[Kx\sqrt{(P_s - \text{sgn}(u)P_c)} - A\dot{X} \right] \quad (25)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{\left(\frac{V}{2} - AX\right)} \left[-Kx\sqrt{(P_s - \text{sgn}(u)P_c)} + A\dot{X} \right] \quad (26)$$

como o interesse é relacionar x com P_c , deriva-se a equação (1) para obter

$$\dot{P}_c = \dot{P}_1 - \dot{P}_2 \quad (27)$$

e, combinando as equações (25) e (26), obtém-se:

$$\dot{P}_c = \frac{\beta V}{\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (AX)^2} \left[Kx\sqrt{(P_s - \text{sgn}(u)P_c)} - A\dot{X} \right] \quad (28)$$

É importante destacar que é possível obter a equação (28) desde que o sistema estudado seja de haste passante devido a que a área (A) do pistão é igual para ambas câmaras do cilindro.

No sistema físico real, a entrada é uma tensão elétrica aplicada à bobina da servoválvula. Se a dinâmica da servoválvula é muito maior que a dinâmica do sistema hidráulico, a relação entre o sinal elétrico, do comando do controlador eletrônico, e o deslocamento do carretel pode ser aproximada por uma constante K_e , ou seja:

$$x = K_e u \quad (29)$$

Assim, definindo-se $K_d = K K_e$ e reescrevendo a equação (27), obtém-se a expressão para modelar a vazão em um sistema hidráulico, que é uma das principais equações utilizadas para estudar sistemas hidráulicos:

$$\dot{P}_c = \frac{\beta V}{\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (AX)^2} \left[K_d u \sqrt{(P_s - \text{sgn}(u)P_c)} - A\dot{X} \right] \quad (30)$$

2.5 Modelagem do atuador hidráulico em contato com o meio sem utilização do sensor de força

Trata-se, nesta Seção, da análise do modelo para o controle de força estudado em Cunha (2001) visando relacionar a diferença de pressão P_c com a força aplicada ao meio F_e .

Geralmente, a força nos atuadores hidráulicos é controlada pela diferença de pressão nas câmaras do cilindro. Se a aplicação não exige muita precisão no controle de força, os termos (forças) de inércia e de atrito podem ser desprezadas. Pode-se, assim, assumir que a força aplicada é igual ao produto da pressão pela área do cilindro. Se a aplicação do sistema hidráulico necessita de maior precisão no controle da força não devem ser desprezadas os termos de inércia e, principalmente, as de atrito. Assim a modelagem aqui desenvolvida considera os efeitos destas forças.

A Figura 9 mostra o modelo do atuador hidráulico em contato com o meio, referido ao modelo da Figura 1 na pag. 15. F é a força aplicada pelo atuador hidráulico ao meio $\{N\}$, F_e é a força que o atuador exerce sobre o meio $\{N\}$, X é a posição do atuador $\{m\}$, B_c é o coeficiente de amortecimento do atuador $\{Ns/m\}$, M_c é a massa do atuador $\{Kg\}$, X_e é o deslocamento do meio $\{m\}$, M_e é a massa do meio $\{Kg\}$, B_e é o coeficiente de amortecimento do meio $\{Ns/m\}$ e K_e é a rigidez do meio $\{N/m\}$.

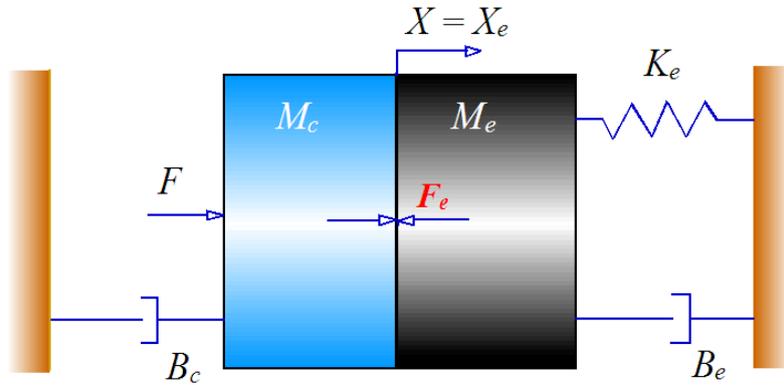


Figura 9: Modelo do atuador hidráulico em contato com o meio.

Assim, a força aplicada pelo sistema hidráulico pode ser equacionada a partir da 2ª lei de Newton:

$$F = AP_c = (M_c + M_e)\ddot{X} + (B_c + B_e)\dot{X} + K_e X \quad (31)$$

E a força aplicada ao meio pode ser expressa por:

$$F_e = y = M_e\ddot{X} + B_e\dot{X} + K_e X \quad (32)$$

onde y é a saída de interesse (força) do sistema estudado.

É importante observar que a força F não representa a força real aplicada sobre o corpo de ensaio F_e devido às forças de atrito presentes, principalmente, pelo contato do anel com o corpo do cilindro do atuador.

Neste modelo matemático, a rigidez da haste do atuador hidráulico é considerada muito maior que a do meio K_e (NIKSEFAT; SEPEHRI, 1999).

Expressando as equações (31) e (32) no domínio frequência, pode-se achar a função de transferência do atuador hidráulico:

$$\frac{F_e(s)}{F(s)} = \frac{(M_e s^2 + B_e s + K_e)}{(M_c + M_e)s^2 + (B_c + B_e)s + K_e} \quad (33)$$

Esta função de transferência relaciona a força do sistema hidráulico com a força aplicada na carga. Em [10], onde esta função é estudada, foi destacado que os valores experimentais levam à existência de um par de pólos e um par de zeros complexos conjugados, que normalmente se encontram muito próximos ao eixo imaginário.

Da função transferência apresentada na equação (33) é possível conhecer alguns dos parâmetros, tais como a frequência natural ω {rad/s} dos pólos e dos zeros representadas respectivamente, por ω_p e ω_z , e os coeficientes de amortecimento ξ_z e ξ_p .

$$\omega_z = \sqrt{\frac{K_e}{M_e}} \quad (34)$$

$$\omega_p = \sqrt{\frac{K_e}{(M_c + M_e)}} = \sqrt{\frac{M_e}{(M_c + M_e)}} \omega_z \quad (35)$$

$$\xi_z \omega_z = \frac{B_e}{2M_e} \quad (36)$$

$$\xi_p \omega_p = \frac{(B_c + B_e)}{2(M_c + M_e)} \quad (37)$$

O termo $\sqrt{\frac{M_e}{(M_c + M_e)}}$ da equação (35) é sempre menor que 1, concluindo-se que a frequência dos pólos ω_p é sempre menor do que a dos zeros ω_z . Frequentemente, B_e é muito pequeno. Se for desprezado, tem-se que $\xi \omega_z = 0$ e $\xi \omega_p = \frac{B_c}{2(M_c + M_e)}$, ou seja, que os zeros do sistema se encontram sobre o eixo imaginário e os pólos à sua esquerda. Some-se a isso um coeficiente de amortecimento do atuador B_c muito pequeno em comparação com a soma das massas $(M_c + M_e)$, resultando em uma razão muito pequena, ou seja, os pólos posicionam-se próximos ao eixo imaginário.

Para um determinado sistema hidráulico, onde M_c e B_c são características próprias do sistema e os parâmetros B_e , M_e e K_e são próprios do meio, as relações (34), (35), (36) e (37) permitem analisar o comportamento do atuador hidráulico conectado com o meio. Quanto maior for M_e , menor será ω e ξ_ω . Quanto maior for K_e , maior será ω e menor ξ .

2.6 Modelagem do atuador hidráulico em contato com o meio com um sensor de força

Com o objetivo de medir diretamente a força aplicada ao meio, coloca-se um sensor de força e o sistema passa a ser o representado na Figura 10. Este modelo refere-se ao modelo da Figura 2 na pag. 16. A força F_e medida pelo sensor de força é dada por:

$$F_e = K_s(X - X_e) \quad (38)$$

onde K_s é a constante de rigidez do sensor de força {N/m}, X é o deslocamento do atuador e X_e é o deslocamento do meio.

A força aplicada pelo sistema hidráulico F , considerando o sensor de força proposto na Figura 10, pode ser estudada através da seguinte equação obtida utilizando a 2ª lei de Newton:

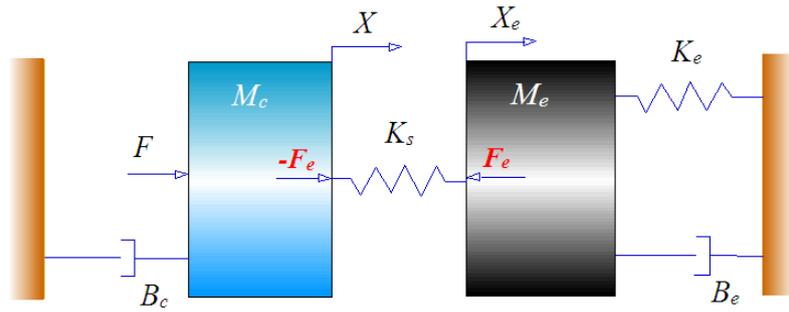


Figura 10: Modelo do atuador hidráulico em contato com o meio e com um sensor de carga.

$$F = M_c \ddot{X} + B_c \dot{X} + F_e \quad (39)$$

$$F_e + M_e \ddot{X}_e + B_e \dot{X}_e + K_e X_e = 0 \quad (40)$$

Expressando-se as equações (38), (39) e (40) no domínio frequência, obtém-se a função de transferência para o atuador em contato com o meio através de um sensor de força:

$$\frac{F_e(s)}{F(s)} = \frac{(M_e s^2 + B_e s + K_e) K_s}{(M_c s^2 + B_c s + K_s)[M_e s^2 + B_e s + (K_e + K_s)] - K_s^2} \quad (41)$$

Comparando as funções de transferência (33) e a (41), observa-se que a introdução de um sensor de força acrescenta ao modelo dois pólos. Estes dois pólos são complexos conjugados e se posicionam próximos ao eixo imaginário (CUNHA et al., 2000).

2.7 Representação do sistema em variáveis de estados sem sensor de força

Definindo-se o vetor de estados como $z = [X \ \dot{X} \ P_c]^T$ e a saída $y = F_e$ para o caso do sistema sem sensor de força, reescreve-se o sistema de equações (30), (31) e (32) na forma de equações de estados, obtendo-se:

$$\dot{z}_1 = z_2 \quad (42)$$

$$\dot{z}_2 = -\frac{K_e}{(M_c + M_e)} z_1 - \frac{(B_c + B_e)}{(M_c + M_e)} z_2 + \frac{A}{(M_c + M_e)} z_3 \quad (43)$$

$$\dot{z}_3 = \frac{\beta V}{\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (Az_1)^2} \left[K_d u \sqrt{P_s - \text{sgn}(u) z_3} - Az_2 \right] \quad (44)$$

$$y = \frac{K_e M_c}{(M_c + M_e)} z_1 + \frac{B_e M_c - B_c M_e}{(M_c + M_e)} z_2 + \frac{A M_e}{(M_c + M_e)} z_3 \quad (45)$$

Pode-se ver que, deste conjunto, somente a equação (44) é não-linear. Esta representação do sistema em variáveis de estado é chamada de forma companheira e será usada mais adiante para linearizar o sistema utilizando a técnica chamada *feedback linearization* (SLOTINE; LI, 1991).

2.8 Representação do sistema em variáveis de estados com sensor de força

Existem aplicações nas quais é preciso controlar a força com maior precisão, como é o caso das máquinas de ensaios de fadiga. Assim, para uma medição mais precisa do valor de força aplicado à carga, utiliza-se um sensor de força colocado na haste do atuador. Como foi estudado anteriormente, as equações que modelam este sistema são (30), (38), (39) e (40). Com o fim de estudar a representação deste sistema em variáveis de estado, escolhem-se os seguintes estados: $z = [X \dot{X} X_e \dot{X}_e P_c]$. O sistema pode ser representado como:

$$\dot{z}_1 = z_2 \quad (46)$$

$$\dot{z}_2 = \frac{1}{M_c}(-K_s z_1 - B_c z_2 + K_s z_3 + A z_5) \quad (47)$$

$$\dot{z}_3 = z_4 \quad (48)$$

$$\dot{z}_4 = \frac{1}{M_e}(-K_s z_1 + (K_s - K_e) z_3 - B_e z_4) \quad (49)$$

$$\dot{z}_5 = \frac{\beta V}{\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (A z_1)^2} \left[K_d u \sqrt{P_s - \text{sgn}(u) z_5} - A z_2 \right] \quad (50)$$

A saída é apresentada como:

$$y = F_e = K_s(z_1 - z_3) \quad (51)$$

Novamente, apenas uma das equações apresenta não-linearidades, o que facilita o uso de *feedback linearization* para linearizar o sistema. Nota-se que algum dos estados como z_3 e z_4 não são mensuráveis, porém, podem ser estimados utilizando um observador de estados.

2.9 Sistema linear de 3ª ordem

Como o sistema hidráulico considerado é não-linear, propõe-se simplificar o estudo da dinâmica utilizando uma linearização no entorno de um ponto de equilíbrio e assim, observar a localização dos pólos do sistema linearizado. O ponto de equilíbrio mais importante é a origem ($z_3 = u = 0$) devido a que geralmente o sistema opera em torno deste ponto. Em termos de estabilidade, a origem é o ponto mais crítico e se o sistema é estável neste ponto, o mesmo é geralmente estável em todos os pontos (MERRITT, 1967).

Observando-se a equação (30) (repetida abaixo) percebem-se duas não-linearidades.

$$\dot{P}_c = \frac{\beta V}{\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (AX)^2} \left[K_d u \sqrt{(P_s - \text{sgn}(u)P_c)} - A\dot{X} \right]$$

No caso da associada ao denominador que contém a variável X , autores como Furst (2001), consideram uma pequena variação de $f(X)$ em torno da origem ($X = 0$), como segue:

$$f(X) = \frac{\beta V}{\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (AX)^2} \approx \frac{4\beta}{V} \quad (52)$$

A outra não-linearidade, provêm da função da vazão de controle q_c apresentada na equação (12), repetida abaixo para facilitar a leitura:

$$q_c = C_d w x \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(x)P_c}{\rho}}$$

Observando a equação (30) a vazão de controle q_c pode ser representada em função da entrada de tensão da servoválvula u :

$$q_c = K_d u \sqrt{P_s - \text{sgn}(x)P_c} \quad (53)$$

Como, na prática, P_c raramente excede $(2/3)P_s$, pode-se aplicar uma aproximação binomial, obtendo um erro menor do que 10% (STRINGER, 1976). Assim, expandindo a função q_c em série de Taylor para um determinado ponto de operação, obtém-se:

$$q_c = q_{c0} + \left. \frac{\partial q_c}{\partial u} \right|_{u_{c0}, P_{c0}} \Delta u + \left. \frac{\partial q_c}{\partial P_c} \right|_{u_{c0}, P_{c0}} \Delta P_c + \dots \quad (54)$$

onde o sub índice $()_0$, indica a variável para o ponto de operação onde o sistema seria linearizado. Nas proximidades do ponto de operação, os termos de maior ordem da série de Taylor são desprezíveis (MERRITT, 1967). Assim a equação (54) pode ser expressa como:

$$q_c - q_{c0} = \Delta q_c = \left. \frac{\partial q_c}{\partial u} \right|_{u_{c0}, P_{c0}} \Delta u + \left. \frac{\partial q_c}{\partial P_c} \right|_{u_{c0}, P_{c0}} \Delta P_c \quad (55)$$

com

$$\left. \frac{\partial q_c}{\partial u} \right|_{u_{c0}, P_{c0}} = K_Q = K_d \sqrt{(P_s - P_c)} \quad (56)$$

$$\left. \frac{\partial q_c}{\partial P_c} \right|_{u_{c0}, P_{c0}} = K_C = \frac{K_d u \sqrt{(P_s - P_c)}}{2(P_s - P_c)} \quad (57)$$

onde K_Q é denominado de ganho de vazão $\{m^3 / (Vs)\}$ e K_C é o coeficiente de vazão-pressão $\{m^5 / (Ns)\}$. O cálculo destes coeficientes é de importância para determinar

estabilidade, resposta em frequência, e outras características dinâmicas da servoválvula. Estes coeficientes são denominados de coeficientes da servoválvula.

Utilizando estas definições, a função da vazão q_c linearizada apresenta-se como:

$$\Delta q_c = K_Q \Delta u + K_C \Delta P_c \quad (58)$$

Assim, a expressão da equação (30) linearizada em torno da origem é dada por:

$$\dot{P}_c = \frac{4\beta}{v} (K_Q u - K_C P_c - A \dot{X}) \quad (59)$$

Utilizando a representação em variáveis de estado anteriormente proposta ($z = [X \ \dot{X} \ P_c]$) tem-se:

$$\dot{z}_3 = \frac{4\beta}{v} (K_Q u - K_C z_3 - A z_2) \quad (60)$$

O ganho de vazão afeta diretamente o ganho de laço aberto do sistema, porém, tem uma influência direta na estabilidade do sistema. Os valores dos coeficientes da servoválvula variam dependendo do ponto de funcionamento. Para a origem (onde $z_3 = u = 0$), os coeficientes da servoválvula são denominados coeficientes nulos e calculam-se do seguinte modo:

$$\begin{aligned} K_Q &= K_d \sqrt{P_s} \\ K_C &= 0 \end{aligned}$$

Geralmente, o ganho de vazão calculado na origem é considerável, resultando um ganho de laço aberto grande. Além disto, como neste caso o coeficiente de vazão-pressão é nulo, resulta em um coeficiente de amortecimento baixo para o sistema. Por isso, a origem é o ponto de linearização mais crítico do ponto de vista da estabilidade (MERRITT, 1967).

Escrevendo então o sistema linearizado em variáveis de estado:

$$\dot{z} = A_d z + B_d u \quad (61)$$

$$y = C_d z \quad (62)$$

$$\text{com } A_d = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K_e}{(M_c + M_e)} & -\frac{(B_c + B_e)}{(M_c + M_e)} & \frac{A}{(M_c + M_e)} \\ 0 & -\frac{4\beta A}{V} & -\frac{4\beta K_c}{V} \end{bmatrix}, \text{ e } B_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{4\beta K_Q}{V} \end{bmatrix}.$$

Como o objetivo deste trabalho é a análise e controle de força do sistema hidráulico, adota-se a saída y como F_e . Assim, a matriz de saída C_d pode ser deduzida a partir da equação (45), obtendo-se:

$$C_d = \begin{bmatrix} \frac{K_e M_c}{M_c + M_e} & \frac{B_e M_c - B_c M_e}{M_c + M_e} & \frac{A M_e}{M_c + M_e} \end{bmatrix}$$

A seguir, calcula-se a função transferência do sistema linearizado que relaciona a entrada u com a saída y usando a equação (63).

$$H(s) = \frac{F_e(s)}{U(s)} = C_d(sI - A_d)^{-1}B_d \quad (63)$$

onde I é a matriz identidade, $A_d[3 \times 3]$ é a matriz que representa a dinâmica do sistema, $B_d[3 \times 1]$ é a matriz de entrada, $C_d[1 \times 3]$ é matriz de saída, $F_e(s)$ é $\mathcal{L}\{F_e(t)\}$, e $U(s)$ é $\mathcal{L}\{u(t)\}$, onde \mathcal{L} é o operador da transformada de Laplace.

Expandindo a função de transferência apresentada na equação (63):

$$H(s) = \frac{4\beta K_Q}{v} \left[\frac{AM_e}{(M_c+M_e)}s^2 + \frac{2AM_cK_e}{(M_c+M_e)^2} \right] \quad (64)$$

onde $a = \left[\frac{4\beta K_c}{v} + \frac{(B_c+B_e)}{(M_c+M_e)} \right]$, $b = \left[\frac{4\beta K_c}{v} (B_c + B_e)(M_c + M_e) + \frac{4\beta K_c A^2}{v} + \frac{K_e}{(M_c+M_e)} \right]$ e $c = \frac{4\beta K_c K_e}{v(M_c+M_e)}$.

Podê-se observar que a função de transferência tem dois zeros complexos alocados no eixo imaginário e três pólos (um real e dois complexos muito próximos ao eixo imaginário).

É importante enfatizar que estas análises não consideram a dinâmica da servoválvula, a qual pode ser desprezada para sistemas hidráulicos que apresentem uma dinâmica muito menor que a dinâmica da servoválvula. Caso contrário, o sistema seria aumentado em um pólo e a desconsideração desta dinâmica poderia levar o sistema à instabilidade (CUNHA et al., 2000).

2.10 Aproximação da função não-linear $f(X)$ por uma constante

A função não-linear definida em (52) como

$$f(X) = \frac{\beta v}{\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (AX)^2} \quad (65)$$

geralmente é aproximada por uma constante igual a $\frac{4\beta}{v}$ para poder linearizar o sistema hidráulico em torno da origem, como foi explicado anteriormente. Isto significa que quando o sistema pretende ser controlado fora da origem, o valor $f(X)$ difere de $\frac{4\beta}{v}$ e, conseqüentemente, o sistema apresenta coeficientes diferentes dos da função transferência (64).

Pretende-se quantificar quanto difere esta curva da constante para o sistema real analisado neste trabalho com um deslocamento máximo de $\pm 0.125\{m\}$ e com as características mostradas na tabela 1:

Tabela 1: Parâmetros medidos do sistema hidráulico

$\beta\{Pa\}$	$A\{m^2\}$	$v\{m^3\}$
1×10^9	0.1279	0.0320

As curvas de variação de $f(X)$ e $\frac{4\beta}{v}$ podem ser comparadas na FIGURA 11.

Observa-se que não é aconselhável o uso desta aproximação para deslocamentos grandes. Se for calculado o máximo deslocamento X para o qual $f(X)$ não difere mais do 10% do valor da constante $\frac{4\beta}{v}$, para este sistema hidráulico, tem-se á $X_{max} = \pm 12 \times 10^{-3}$, o

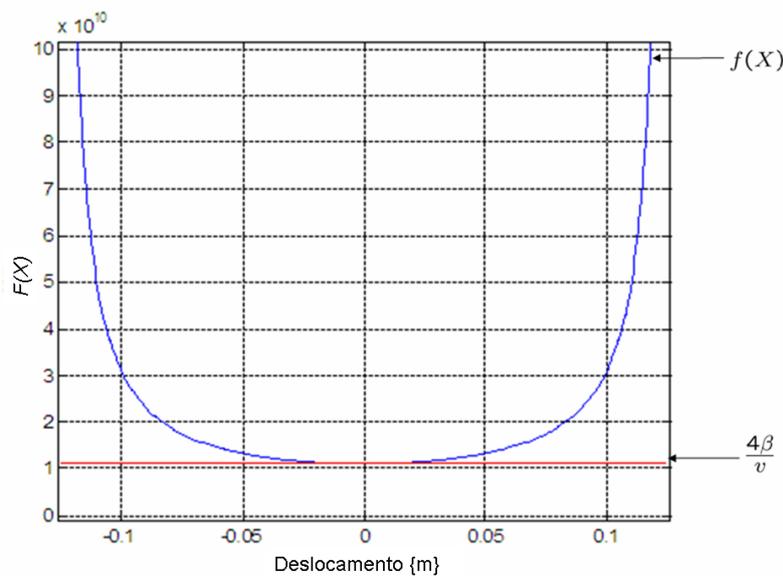


Figura 11: Aproximação de $f(X)$ por uma contante

que representa 10% do máximo deslocamento, ou seja, que será possível o uso de esta aproximação apenas para deslocamentos menores do 10% do deslocamento máximo sem que a incerteza de $\frac{4\beta}{v}$ supere o 10%. A partir desta análise observa-se uma limitação significativa no uso de um modelo linearizado.

2.11 Modelagem do atrito

O atrito é uma outra não-linearidade a ser considerada nos sistemas hidráulicos e é uma das limitações para o seguimento de uma referência com precisão (LINSCHINSKY et al., 1999; CUNHA, 2001). Nos atuadores hidráulicos, as principais fontes de atrito estão no contato do anel de vedação com o cilindro e no contato da haste com os extremos do cilindro. A força de atrito pode ser representada pela constante de Coulomb B_c no modelo matemático, mas, para baixas velocidades, esta aproximação não é suficiente pois a força de atrito aumenta significativamente (SOHL; BOBROW, 1999).

Em trabalhos como Plockinger et al. (2003), onde os coeficientes foram estimados *off-line* utilizando o método dos mínimos quadrados, o comportamento do atrito foi aproximado por uma função proporcional a velocidade. Os resultados não foram satisfatórios devido ao erro de seguimento apresentado para o controle de deslocamento. Os autores propõem então a utilização de um modelo não-linear para representar o atrito. É claro que aumentando a complexidade do modelo, os tempos de processamento aumentam, e deve-se ter cuidado em caso que se pretenda uma estimativa *on-line*.

Com a finalidade de melhorar esta aproximação, o atrito é modelado neste trabalho utilizando um mapa estático não-contínuo entre a velocidade da haste do cilindro e a força de atrito, a qual depende do sentido do deslocamento. Assim, pode-se representar a força de atrito como função da velocidade $g(\dot{X})$. Esta função pode ser utilizada para modelar o atrito viscoso e o de Coulomb, apresentado na Figura 12. Nesta figura pode-se ver uma representação clássica do atrito em função da velocidade, chamado modelo de stribeck (CANUDAS et al., 1997).

A função $g(\dot{X})$ pode ser obtida experimentalmente medindo a força $F = AP_c$ necessária para movimentar o pistão do cilindro hidráulico sem carga a velocidade constante.

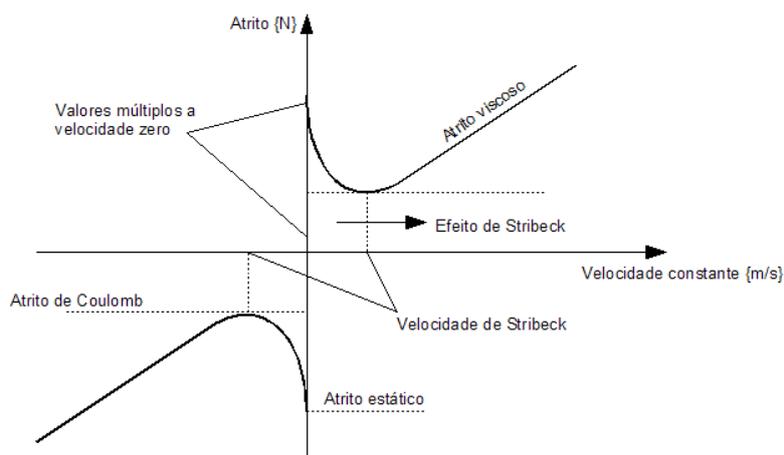


Figura 12: Curva estática da força de atrito

Esta experiência pode ser realizada aplicando um sinal constante na entrada do sistema hidráulico u para deslocar o pistão a velocidade constante. A mesma é então repetida para diferentes velocidades. A partir da força registrada em cada ensaio, é realizada uma média que é utilizada para desenhar o mapa estático. A função $g(\dot{X})$ estabelece uma relação estática entre a força de atrito e a velocidade, portanto este modelo não é capaz de representar os comportamentos dinâmicos do atrito. Modelos dinâmicos que representem o comportamento do atrito podem ser encontrados em vários trabalhos (CANUDAS et al., 1997; Perondi, 2002).

2.12 Conclusões

Nesta Seção foi apresentado o funcionamento do sistema hidráulico e sua modelagem.

A modelagem do sistema baseia-se em três leis fundamentais: 2ª lei de Newton, lei de Bernoulli e a lei da continuidade.

A servoválvula foi modelada através de um modelo matemático de terceira ordem. Neste caso, como o pólo real é dominante sobre os imaginários a servoválvula pode ser modelada por um modelo de primeira ordem para frequências até um dado limite. Se a dinâmica do atuador hidráulico for muito mais lenta que a dinâmica da servoválvula, o modelo desta pode ser reduzido a uma constante.

Foi estudado o modelo do atuador do sistema em contato com o meio, com e sem sensor de força, observando-se que, no caso de uso de um sensor de força, o modelo seria acrescido de mais dois pólos. Para os dois casos, os pólos e zeros posicionam-se muito próximos ao eixo imaginário.

O modelo matemático do sistema hidráulico é representado por três equações, onde uma delas apresenta dois termos não lineares. A dinâmica da servoválvula foi considerada constante. Foi aplicada a técnica de linearização em torno a um ponto sobre o modelo não-linear, obtendo um modelo linearizado de terceira ordem.

Foram estudadas as incertezas introduzidas pelo modelo linearizado, observando suas limitações quando o ponto de operação se afasta do ponto de linearização.

Por fim, foi apresentado o modelo estático da força de atrito pela velocidade da haste do atuador.

No próximo Capítulo serão apresentadas diferentes técnicas de controle de força que

podem ser implementadas nestes tipos de sistemas com a finalidade de aumentar a velocidade de resposta do sistema, reduzir os efeitos das não-linearidades e das incertezas paramétricas.

3 TÉCNICAS DE CONTROLE APLICADAS A SISTEMAS HIDRÁULICOS

Como foi analisado nos capítulos anteriores, as principais desvantagens dos sistemas hidráulicos são as suas não-linearidades e suas dificuldades de determinação precisa dos seus parâmetros. As não-linearidades dependem da relação entre a velocidade do fluido, pressão e viscosidade do óleo. Some-se a isso, a zona morta da servoválvula, a qual dificulta mais ainda o controle do sistema.

Neste Capítulo são discutidas as diferentes técnicas de controle geralmente aplicadas aos sistemas mecânicos com ênfase em sistemas hidráulicos, suas dificuldades, vantagens e desvantagens de cada uma.

3.1 Introdução

No Capítulo anterior foi estudado o modelo matemático do sistema hidráulico e suas principais características, assim como linearização do modelo em torno da origem. Das características do sistema estudado destacam-se:

- O sistema hidráulico é modelado por três equações principais (24), (25) e (26), das quais uma apresenta não-linearidades.
- Incertezas paramétricas nas constantes do modelo linearizado K_Q e K_C , nas constantes do modelo não-linear K_d e β e no coeficiente de atrito B_c .
- O modelo linearizado do sistema é de terceira ordem, com um pólo real próximo à origem e dois pólos complexos localizados muito próximos ao eixo imaginário.
- Existem algumas simplificações adotadas para obter o modelo matemático.
- A servoválvula apresenta uma zona morta ou um *offset*, devido às suas características construtivas.
- O valor da relação $\frac{4V}{\beta}$ aumenta sua incerteza quando os pontos de operação se afastam da origem.

O desempenho de controladores clássicos, como PID, na maioria das vezes não é satisfatório para estes tipos de sistemas, pois apresentam não-linearidades e incertezas paramétricas significativas. Conseqüentemente, apresentam-se neste Capítulo algumas técnicas de controle não-linear utilizadas por diversos autores visando o controle preciso de servosistemas hidráulicos. Estes algoritmos de controle, mais complexos, podem ser

implementados hoje em dia devido aos avanços na área da eletrônica, tais como processadores mais rápidos e potentes, computadores de menor custo e linguagens de programação mais simples, amigáveis e flexíveis.

O objetivo do controle de sistemas hidráulicos é o de modificar a dinâmica original do sistema em malha aberta de forma a aumentar sua velocidade de resposta e minimizar o erro de seguimento da força desejada em malha fechada. Para um correto funcionamento dos controladores baseados em modelos, é necessário conhecer precisamente os parâmetros do sistema de modo que a influência das incertezas paramétricas seja pequena.

A seguir, apresenta-se uma revisão das técnicas de controle comumente utilizadas para estes sistemas.

3.2 Controlador PID

Entre as várias técnicas de controle aplicadas a estes tipos de sistemas, destacam-se os controladores PID devido à sua forma simples de implementação e à ampla informação e conhecimento disponíveis sobre esta técnica. O controlador PID combina as ações proporcional, integral e derivativa para gerar um sinal de controle com o objetivo de obter uma melhora significativa do comportamento transitório e em regime permanente do sistema controlado (BAZANELLA; GOMES SILVA JUNIOR, 2005).

A lei de controle para esta técnica é dada por:

$$u(t) = K \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (66)$$

Desta forma, têm-se três parâmetros de sintonia no controlador: o ganho proporcional K (ação proporcional), o tempo integral T_i (ação integral) e o tempo derivativo T_d (ação derivativa).

Se esta lei de controle for implementada num processador digital, o sinal de controle u é calculado da seguinte forma:

$$u(n) = P(n) + I(n) + D(n) \quad (67)$$

$$P(n) = K_p (r(n) - y(n)) = K_p e(n) \quad (68)$$

$$I(n) = I(n-1) + \frac{K_p T}{T_i} e(n) \quad (69)$$

$$D(n) = \frac{1}{1+pT} D(n-1) + \frac{pK_p T_d}{1+pT} (e(n) - e(n-1)) \quad (70)$$

A limitação no desempenho deste tipo de controlador já foi discutida em vários trabalhos, onde, em Cunha (2001), por exemplo, foram analisados os efeitos dos pólos do sistema. O autor concluiu o seguinte: a localização dos pólos de malha aberta limita a banda de passagem de malha fechada e pode provocar um comportamento subamortecido do sistema se for utilizada esta técnica de controle. Some-se a isso, que no caso do uso do modelo linearizado $H(s)$, o ajuste dos ganhos do controlador PID somente sintonizam o mesmo para um ponto de funcionamento do sistema hidráulico, sendo que as

incertezas paramétricas aumentam com a diferença entre o ponto de funcionamento e a origem, onde foi linearizado o sistema hidráulico. Por outro lado, a inclusão da dinâmica da servoválvula pode limitar mais ainda a banda de passagem do sistema.

Para o caso do controle de força em sistemas hidráulicos, foi observado em Alleyne et al. (1998), que a banda de passagem é menor que para o controle por deslocamento. Os autores destacam também a impossibilidade de alocar os zeros de malha aberta através da realimentação, limitando a aplicação do controlador PID.

As limitações deste tipo de controlador podem ser vistas na análise do modelo de terceira ordem com um controlador proporcional na malha fechada, como se observa na Figura (13), onde a lei de controle implementada é $u = K_p(y - r)$.

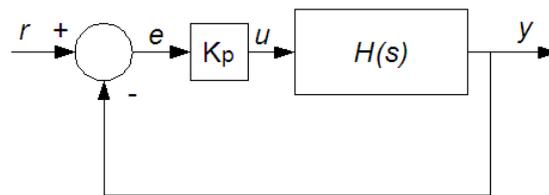


Figura 13: Controlador proporcional implementado no modelo linearizado de terceira ordem

Este modelo, linearizado em torno da origem, visando o controle de força, (como foi visto no Capítulo anterior) apresenta dois zeros e três pólos. Se for realimentado com um ganho proporcional, o sistema em malha fechada terá um lugar geométrico das raízes como o mostrado na Figura 14, onde são apresentadas as trajetórias dos pólos do sistema em malha fechada para uma realimentação de ganho proporcional. Para a construção deste gráfico foi utilizada a função transferência da equação (64) com os parâmetros estimados (Capítulo 4) para o sistema real estudado. Nota-se que, à medida que o ganho proporcional aumenta, o pólo na origem, que era o pólo dominante do sistema se dirige à esquerda e, ao mesmo tempo, os pólos complexos se deslocam em direção ao semiplano complexo direito, tornando-se dominantes e proporcionando uma característica subamortecida. Se o ganho continua sendo incrementado, os pólos complexos passam para o semiplano direito, tornando o sistema instável. Outra dificuldade observada é que sua dinâmica torna-se mais lenta quanto maior for o ganho de realimentação, ou seja, a banda de passagem (que já era limitada) diminui (CUNHA et al., 2000).

Deve-se ressaltar que os parâmetros (K_C , K_Q e β) foram estimados a partir de diferentes ensaios no sistema real. Além disto, o modelo é linearizado em um ponto específico de operação. Assim, as incertezas aumentam quando tenta-se controlar o atuador próximo aos limites do curso de deslocamento. Não é, portanto, recomendável seu uso em sistemas hidráulicos devido à grande não-linearidade destes tipos de sistemas.

Em Cunha (2001) o autor analisa a dinâmica do controlador proporcional com o modelo linearizado $H(s)$ incluindo a dinâmica de 1º ordem da servoválvula para controlar o deslocamento do atuador hidráulico. Observa-se que a banda de passagem do sistema quando se acrescenta a servoválvula, diminui com o decréscimo da velocidade de resposta da servoválvula.

Os controladores PD, PI e PID introduzem pólos e zeros na malha fechada, os quais, em geral, não melhoram significativamente a localização dos pólos do sistema resultante (CUNHA, 2001). Apesar de todas estas desvantagens e limitações de desempenho dos controladores clássicos aplicados a sistemas hidráulicos, eles continuam sendo uma referência na hora de avaliar o desempenho de novas técnicas de controle.

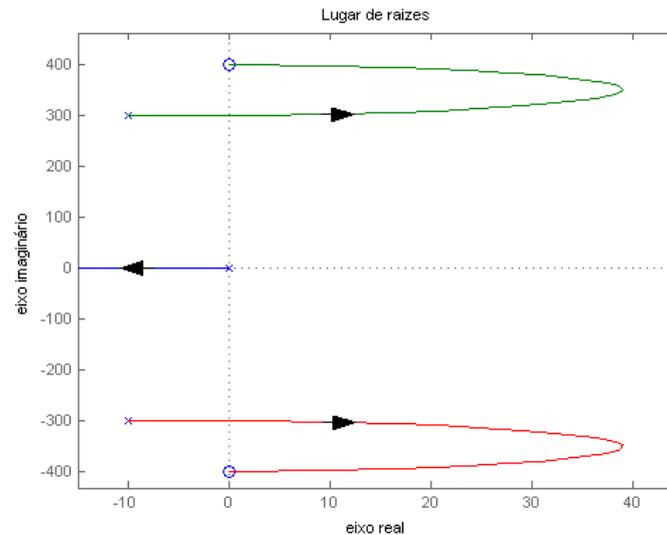


Figura 14: Lugar de raízes do modelo linear de 3ª ordem para um controlador proporcional (P)

Na próxima Seção, analisa-se o controlador por realimentação de estados com o propósito de realocar os pólos do sistema linearizado.

3.3 Controle por realimentação de estados

Uma forma típica de controle utilizada para sistemas lineares é o controle por realimentação de estados. As principais limitações destes controladores quando aplicados a sistemas hidráulicos estão associadas às incertezas paramétricas, às não-linearidades do sistema e à obtenção da aceleração quando esta é usada como um dos estados do sistema. Em Cunha (2001) são analisados os efeitos da realimentação da aceleração e da diferença de pressão para um controle de deslocamento utilizando o modelo linear de terceira ordem, onde se conclui que a realimentação da diferença de pressão diminui o amortecimento do sistema, mas aumenta a influência das perturbações na velocidade do atuador e que a realimentação da aceleração aumenta o amortecimento do sistema sem alterar a influência das perturbações externas na velocidade. Sob o ponto de vista prático, na obtenção do sinal da aceleração existem algumas dificuldades. Se for medida, deve-se usar acelerômetros, o que tornaria o sistema mais dispendioso. Se for calculada a partir da derivação numérica, os sensores devem introduzir pouco ruído e devem ser usados filtros, o que altera a dinâmica do sistema em malha fechada.

Para o controle por realimentação de estados do sistema sem utilizar sensor de aceleração ou de força, são utilizados a posição, a velocidade e a diferença de pressão como estados do sistema. Então, considerando as representações do sistema em variáveis de estado apresentadas nas equações (61) e (62), propõe-se a lei de controle $u = -Kz + r$, onde u é o sinal de controle, K é o vetor de ganhos, z é o vetor de estados e r é a referência. Assim, o sistema de malha fechada mostrado na Figura 15 é dada por:

$$\dot{z} = \bar{A}_c z + B_d r \quad (71)$$

$$\bar{A}_c = A_d - B_d k \quad (72)$$

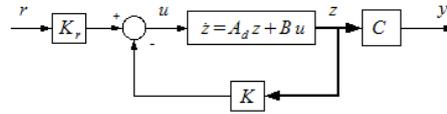


Figura 15: Sistema em malha fechada com realimentação de estados

Para alocar arbitrariamente os pólos utilizando a realimentação de estados, a matriz de controlabilidade C_o definida abaixo deve ser de posto completo (OGATTA, 1998).

$$C_o = [A_d \ A_d B_d \ A_d^2 B_d] \quad (73)$$

Esta matriz C_o está calculada no Apêndice-B:

$$C_o = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{4\beta AK_Q}{v(M+M_e)} \\ 0 & \frac{4\beta AK_Q}{v(M+M_e)} & \frac{4\beta K_Q}{v} \left[\frac{A(B_c+B_e)}{(M+M_e)^2} + \frac{4\beta AK_c}{v(M+M_e)} \right] \\ \frac{4\beta K_Q}{v} & -\left(\frac{4\beta}{v}\right)^2 K_c K_Q & \left(\frac{4\beta}{v}\right)^2 \left[\frac{4\beta K_c^2}{v} - \frac{A^2}{(M+M_e)} \right] \end{bmatrix} \quad (74)$$

Como esta matriz têm posto completo o sistema é controlável e podem-se alocar os pólos do sistema de malha fechada arbitrariamente. Pode-se ver que a localização dos pólos depende dos valores das matrizes A_d e B_d , por outro lado, devido às incertezas paramétricas próprias do sistema, as localizações dos pólos do sistema real certamente diferem das calculadas. Assim, é importante observar o comportamento do controlador de estados para as variações dos parâmetros para poder garantir estabilidade no sistema.

Para implementar este controle, os estados devem estar disponíveis por medição ou devem ser estimados. A posição do pistão pode ser medida usando um sensor de deslocamento na sua haste do cilindro. A diferença de pressão pode ser medida usando sensores de pressão colocados nas câmaras do cilindro hidráulico. A velocidade, pode-ser obtida indiretamente a partir da medição do deslocamento através da sua derivação numérica, mas também é normalmente necessário o uso de filtros digitais para minimizar o ruído na medição do deslocamento, o qual pode ser um problema na hora do cálculo da derivada. Se alguns destes estados não estiver disponível por medição será necessário estimá-lo. Para este último caso, o sistema linear deve ser observável, ou seja, a matriz de observabilidade O_b deve ser de posto completo.

Onde a matriz O_b é calculada como:

$$O_b = \begin{bmatrix} C_d \\ C_d A_d \\ C_d A_d^2 \end{bmatrix} \quad (75)$$

Esta matriz é calculada no Apêndice-B onde mostra se as condições onde O_b é de posto completo. Em Ogatta (1998) é proposta a construção do observador de ordem completa da dinâmica da planta como:

$$\hat{z} = A_d z + B_d u + L(y - C_d z) = \bar{A}_0 z + B_d u \quad (76)$$

$$\bar{A}_0 = A_d - LC_d \quad (77)$$

onde \hat{z} são os estados estimados, as matrizes A_d, B_d, C_d são próprias do sistema linearizado $H(s)$ e a matriz L é a matriz de ganhos do observador.

Outros tipos de observadores de estados podem ser vistos em Ha et al. (2006), onde os autores propõem um observador não contínuo para estimar a velocidade da haste \dot{X} e a força aplicada ao meio F_e a partir do conhecimento da posição da haste X e da diferença de pressão \dot{P}_c .

Na próxima Seção será estudado os controladores adaptativos, os quais são utilizados para resolver o problema das variações dos parâmetros do sistema ao longo do tempo.

3.4 Controle adaptativo

Muitos sistemas a serem controlados variam seus parâmetros ao longo do tempo provocando incertezas nos modelos utilizados para controles convencionais. Por exemplo, no projeto do controlador para o movimento de um robô manipulador quando o mesmo tem que carregar uma massa variável, é possível apenas definir um valor fixo para o termo de inércia (a qual, evidentemente, varia de acordo com a carga). Um controle adaptativo é recomendado para estes tipos de sistemas. A idéia básica destes tipos de controladores consiste em estimar os parâmetros não conhecidos do sistema continuamente baseado nas medições dos sinais do sistema real, e usar os parâmetros estimados para o cálculo da saída do controlador.

Em Slotine (1991) é estudada esta lei de controle e dois métodos para construir os controladores adaptativos: MRAC (*Model Reference Adaptive Control*) e STC (*Self-Tuning Control*). Estes esquemas, são utilizados no projeto e na implementação de um controlador para um manipulador robótico.

3.4.1 Controle adaptativo por modelo de referência (MRAC)

O controle adaptativo por modelo de referência pode ser descrito através da Figura 16. É composto por 4 partes: o sistema, que contém os parâmetros desconhecidos; o modelo de referência, que contém a dinâmica desejada para o sistema em malha fechada; o controlador de malha fechada, que contém parâmetros ajustáveis e a lei de adaptação, que ajusta os parâmetros do controlador. Na Figura 16, \hat{a} é o conjunto de parâmetros estimados, y_m é a saída calculada pelo modelo e e é o erro de estimação.

Para o sistema real, assume-se que a estrutura do modelo é conhecida, mas os parâmetros não, ou seja, no caso de um sistema linear, a quantidade de pólos e zeros é conhecida, mas não a posição deles.

O modelo de referência é usado para especificar a resposta desejada do sistema controlado, ou seja, sua resposta seria a ideal. A escolha do modelo de referência deve satisfazer dois requisitos: a dinâmica, que deve satisfazer as especificações de desempenho desejadas, e o comportamento do modelo de referência, o qual deve ser realizável pelo sistema de controle adaptativo.

O controlador possui um conjunto de parâmetros, os quais são ajustados pela lei de adaptação. Se os parâmetros do sistema real foram conhecidos, o mecanismo de controle,

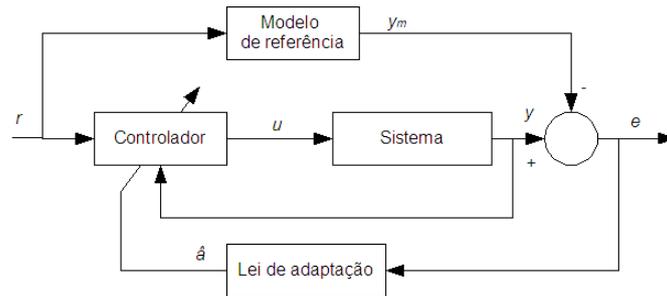


Figura 16: Modelo esquemático do controlador adaptativo (MRAC) (SLOTINE, 1991)

com seus parâmetros correspondentes, farão com que a saída do sistema responda exatamente igual ao do modelo de referência. No caso em que os parâmetros do sistema real não foram conhecidos, o controlador deve permitir ao sistema, o seguimento da referência e paralelamente a convergência dos parâmetros com o fim de reduzir o erro de seguimento.

A lei de adaptação é utilizada para estimar os parâmetros do controlador. Certamente, a maior diferença entre o controle adaptativo com outros tipos de controle, é a lei de adaptação de parâmetros que procura sempre de reduzir o erro da saída real do sistema com a calculada pelo modelo de referência. O maior desafio é o projeto desta lei para garantir a estabilidade do sistema e a convergência do erro para zero inclusive quando os parâmetros variem.

3.4.2 Controle adaptativo auto sintonizado (STC)

Na Figura 17, ilustra-se um esquema do controlador adaptativo auto-sintonizado. Para este caso, o controlador ajusta seus ganhos e, ao mesmo tempo, identifica o modelo do sistema desconhecido.

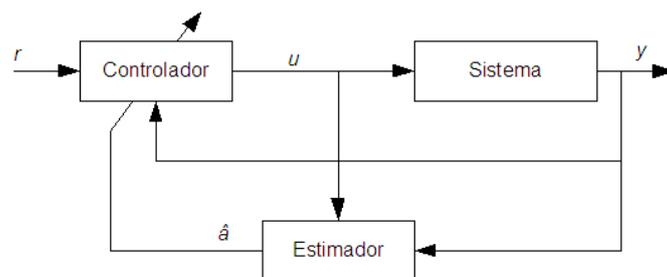


Figura 17: Modelo esquemático do controlador adaptativo (STC) (SLOTINE, 1991)

A cada instante de tempo são obtidos os parâmetros estimados do sistema real, os quais são calculados pelo estimador em função das entradas e saídas do sistema real em um instante de tempo anterior. O controlador calcula seus ganhos em função dos parâmetros estimados e então calcula a entrada do sistema u . Esta nova entrada ocasiona uma nova saída no sistema e o ciclo de operação volta ao princípio.

O conceito da estimação de parâmetros pode ser entendido facilmente como a busca dos parâmetros que melhor ajustem os dados de entrada e saída de um sistema. Para sistemas lineares, uma das técnicas de estimação mais usada é mínimos quadrados e suas variantes. Os controladores de sistemas lineares mais usados são PID (proporcional, integral e derivativo), LQR (*Linear Quadratic Control*), controle por variância mínima, etc.

Se o esquema auto-sintonizado consiste em estimar os parâmetros da planta e então calcular os ganhos do controlador, este é denominado de controle adaptativo indireto.

Existe uma maneira de eliminar o cálculo dos ganhos do controlador depois de ter-se estimado os parâmetros do sistema real. Para isto, devemos reparametrizar o modelo do sistema usando os ganhos desconhecidos do controlador, e, logo, usar uma técnica de estimação de parâmetros simples no novo modelo. Este tipo de esquema é chamado de controlador adaptativo direto.

Outros trabalhos como Guenter (2000) também têm aplicado controle adaptativo, em uma estratégia de controle em cascata. Esta estratégia será estudada mais adiante na Seção 3.8.

3.5 Linearização por realimentação

Como foi visto nas seções 2.10 e 3.2, as incertezas paramétricas do modelo linearizado em torno de um ponto dificultam o projeto da lei de controle. Isto pode inclusive, levar o sistema à instabilidade para operações que se afastam em demasia deste ponto.

Existe outra técnica de linearização que permite obter um modelo linear válido para todos os pontos de operação. Isto pode ser realizado através de uma linearização por realimentação de estados. Basicamente, trata-se de transformar algebricamente um sistema não-linear em um sistema (completamente ou parcialmente) linear, podendo assim, aplicar técnicas lineares de controle (SLOTINE, 1991). Em outras palavras, a técnica de linearização por realimentação deve cancelar as não linearidades de um sistema de tal forma que a dinâmica do novo sistema de malha fechada seja linear.

Na Figura 18, observa-se o diagrama de blocos do controle de um sistema não-linear usando-se a técnica de linearização por realimentação, onde r é o sinal de referência, y a saída do sistema, u a entrada do sistema não-linear, \bar{u} é a entrada do sistema linearizado, $G(s)$ é a função transferência do sistema linearizado através da realimentação de estados, $F(s)$ é a função transferência de malha fechada do sistema linearizado e e é o erro de seguimento ($r - y$). Nesta Figura, destacam-se dois laços principais, um de linearização (formando parte da função $G(s)$) e outro de controle (formando parte da função $F(s)$). O laço de linearização realimenta os estados do sistema. A entrada do sistema não-linear u é calculada por uma função não-linear $f(\bar{u}, X)$. No bloco do controlador pode-se implementar uma lei de controle para sistemas lineares.

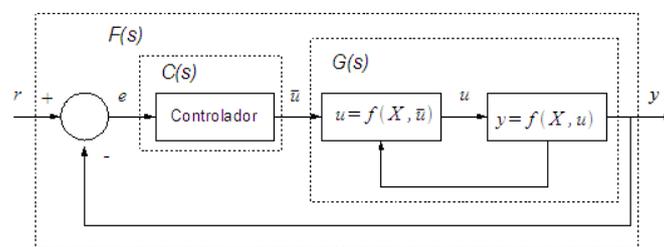


Figura 18: Modelo de um esquema de linearização por realimentação

Para o cancelamento das não-linearidades no modelo matemático é recomendável a representação deste na forma companheira. Um sistema de equações se encontra representado na forma companheira quando as não-linearidades se apresentam em uma só equação. Então, escrevendo o vetor de estado como $z = [m \ \dot{m} \ \ddot{m} \ \dots \ m^{(n-1)}]$, o sistema pode-ser representado da seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} \dot{m}_1 \\ \dot{m}_2 \\ \dots \\ \dot{m}_{n-1} \\ \dot{m}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 \\ m_3 \\ \dots \\ m_n \\ f(z) + b(z)u \end{bmatrix} \quad (78)$$

onde $m^{(n)}$ é a n -ésima derivada do estado z , $f(z)$ e $b(z)$ são funções dependentes dos estados z .

Como o sistema é representado na forma companheira será necessário cancelar a única equação não-linear $\dot{m}_n = f(z) + b(z)u$. Assim, é proposta a seguinte lei de controle para cancelar a não-linearidade do sistema:

$$u = \frac{1}{b(z)} [h(z) - f(z)] \quad (79)$$

onde $h(z)$ é uma função que dependente linearmente dos estados do sistema e define a dinâmica do sistema linearizado. Esta entrada será válida para um $b(z)$ diferente de zero (para que não indetermine o cálculo de u).

Uma vez cancelada a não-linearidade, obtém-se a seguinte relação linear:

$$\dot{m}_n = h(z) \quad (80)$$

e a dinâmica resultante do sistema linearizado será definida por $h(z)$, dada por:

$$h(z) = -k_1 m_1 - k_2 m_2 - \dots - k_n m_n + \bar{u} \quad (81)$$

onde \bar{u} é a entrada do sistema linearizado $G(s)$ e os coeficientes k_i (para $i = 1, 2, \dots, n$) podem ser escolhidos para que todos os pólos de $G(s)$ estejam no semi-plano esquerdo de modo a obter uma dinâmica exponencialmente estável. Em outras palavras, se o sistema linearizado $G(s)$ for representado matricialmente $\dot{z} = A_L z + B_L u$ como se observa na equação (82),

$$\begin{bmatrix} \dot{m}_1 \\ \dot{m}_2 \\ \dots \\ \dot{m}_{n-1} \\ \dot{m}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \\ -k_0 & -k_1 & \dots & -k_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_1 \\ m_2 \\ \vdots \\ m_{n-1} \\ m_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} u \quad (82)$$

os autovalores de A_L , são as raízes do polinômio característico

$$P(\lambda) = k_0 + k_1 \lambda + \dots + k_{n-1} \lambda^{n-1} + \lambda^n.$$

Em Chiriboga et al. (1995), propõe-se o uso desta técnica para controlar a trajetória da velocidade de um sistema hidráulico. Foram realizados três ensaios para diferentes velocidades de referência. Esta técnica de controle apresentou melhor desempenho que a linearização em torno de um ponto. O autor atribui estes resultados ao controlador não-linear que leva em conta a dinâmica desejada em uma ampla zona de operação. Comenta-se também a existência de estados não mensuráveis, porém, neste caso é necessário um observador de estados para poder usar esta técnica de controle.

A implementação desta técnica depende da precisão com que foram calculados os parâmetros do modelo não-linear e das variáveis envolvidas na realimentação. Os estados devem ser mensuráveis ou devem ser estimados através de um observador de estados. Neste caso, o sistema linearizado deverá ser observável.

A técnica de linearização por realimentação é geralmente utilizada junto a outras técnicas de controle (implementadas em $C(s)$) para garantir a estabilidade do sistema, seguimento a referência e melhoria de desempenho.

Na próxima Seção trata-se de outra técnica usualmente utilizada para o controle de sistemas hidráulicos denominada controle em cascata.

3.6 Controladores baseados na divisão em dois subsistemas

Esta técnica de controle, é denominada muitas vezes de controle em cascata (CANUDAS et al., 1997; CUNHA, 2001; GUENTER; PERONDI, 2004; LINSCHINSKY et al., 1999; PERONDI, 2002). Nestes trabalhos, esta técnica de controle tem sido usada para o seguimento de trajetória de posição de atuadores hidráulicos ou pneumáticos.

A idéia desta técnica de controle é que o sistema hidráulico pode ser dividido em duas partes, o atuador hidráulico que seria um subsistema mecânico modelado pelas equações (30) e (31) acionado por uma força gerada em um subsistema hidráulico, modelado pela equação (32), ou seja, dois subsistemas interligados como se mostra na Figura 3.6 (CUNHA, 2001; GUENTER; PERONDI, 2004).

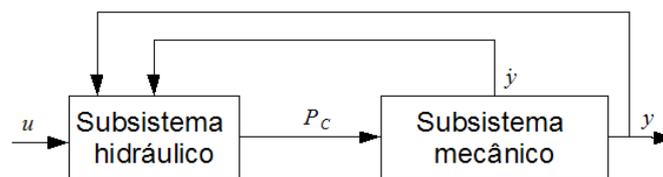


Figura 19: Representação do sistema hidráulico como dois subsistemas interconectados (PERONDI, 2002)

Esta técnica consiste basicamente em se projetar uma lei de controle para o subsistema mecânico e outra para o subsistema hidráulico. Para o subsistema mecânico, a saída é a força aplicada na carga F_e e a entrada é a diferença de pressão do sistema hidráulico P_c . Para o subsistema hidráulico a entrada é o sinal elétrico u da servoválvula e a saída é a diferença de pressão P_c .

A vantagem desta técnica de controle é a possibilidade do uso de diferentes leis de controle para cada subsistema, o que permite escolher a mais adequada para cada um deles.

Assim, o método geral seria o seguinte:

- Projeta-se uma lei de controle para a entrada P_c do subsistema mecânico (31) tal que a saída de força aplicada na carga $y = F_e$ siga a trajetória de força desejada y_d na presença de perturbações.
- Projeta-se uma lei de controle u do subsistema hidráulico (30) tal que a diferença de pressão do sistema hidráulico P_c siga a trajetória desejada P_{cd} .

Esta técnica permite combinar diferentes controladores. Os controladores utilizados podem ter parâmetros fixos ou leis de adaptação dos mesmos. No caso de controladores

de parâmetros fixos, os parâmetros do modelo são calculados *off-line* considerando-se os valores nominais do modelo. Como foi anteriormente discutido, os valores dos parâmetros mudam ao longo do tempo, diferindo dos valores calculados, porém, neste caso ocorre um erro de seguimento da trajetória. Com o objetivo de minimizar estes erros de seguimento são utilizadas leis de controle com adaptação de parâmetros, como em Cunha (2001), garantindo a convergência dos parâmetros estimados.

Em Perondi (2002) propõe-se uma estratégia de controle em cascata com compensação do atrito aplicada a um servoposicionador pneumático. Neste trabalho, o sistema pneumático é dividido em duas partes, o subsistema mecânico e o subsistema pneumático, utilizando diferentes leis de controle para cada subsistema. O controlador em cascata é sintetizado através do método direto de Lyapunov para o modelo não-linear do sistema pneumático. Para o seguimento de uma trajetória de posição do subsistema mecânico é proposta a lei de controle $P_c = (M\ddot{X} - K_D s)/A$, recomendada por Slotine (1991) para estes tipos de sistemas, onde K_D é uma constante positiva e s é uma medida do erro de seguimento da velocidade. Esta lei de controle também é utilizada em Cunha (2001). Para o subsistema pneumático foi proposta uma lei de controle que utiliza a vazão mássica medida experimentalmente. Demonstrou-se também que, no caso ideal (aceleração medida, parâmetros conhecidos e ausência de forças externas), as leis de controle propostas para cada subsistema garantem estabilidade global. O autor mostrou nas simulações e experimentos, que o erro de seguimento do sistema, utilizando este controlador, converge para um conjunto residual devido à força de atrito e erros de parâmetros.

Em Cunha (2001) é analisado um controle em cascata implementado em um sistema hidráulico para o seguimento da trajetória do deslocamento de um atuador hidráulico. São analisadas também as limitações devido às incertezas paramétricas e às não-linearidades além do efeito da dinâmica da servoválvula sobre o controle de deslocamento, concluindo em que as incertezas influenciam mais no modelo linear de terceira ordem que no modelo não-linear obtendo para este último um bom desempenho em todos os pontos de trabalho do atuador. Com relação à dinâmica da servoválvula, o autor explica que não é possível desacoplar o sistema quando esta é considerada, porém, o fato de desprezar esta dinâmica introduz um erro de trajetória que pode ser visto como uma perturbação no sistema, sendo este erro menor, quanto mais rápida seja a dinâmica da servoválvula.

Em Canudas et al. (1997) e Linschinsky et al. (1999) são propostos controladores com compensação do atrito aplicados em um robô hidráulico industrial de 6 graus de liberdade. Para o controle do subsistema hidráulico é proposta uma lei de controle combinada com realimentação de estados (um controlador PI) e uma parcela para o cancelamento da velocidade. Para controlar a saída (torque) do subsistema mecânico foram propostas três leis diferentes de controle: sem compensação do atrito, com compensação fixa do atrito e com compensação adaptativa do atrito. São comparadas estas três técnicas de controle experimentalmente, demonstrando um melhor desempenho do sistema em malha fechada com controle com compensação de atrito.

Em Guenter e Perondi (2004), os autores propõem para o subsistema pneumático uma linearização por realimentação de estados em combinação com a derivada da força desejada, um termo proporcional ao erro entre P_c e P_{cd} e o cancelamento do termo da velocidade. Para o subsistema mecânico, é proposto a seguinte lei de controle $F_d = M\ddot{X}_d - k_v(\dot{X} - \dot{X}_d) - k_p(X - X_d) + \hat{g}(\dot{X})$, onde o sub índice $(\cdot)_d$ indica condição desejada, k_p é o ganho proporcional, k_v é o ganho derivativo e $\hat{g}(\dot{X})$ é um termo que compensa o atrito. O desempenho desta lei de controle é comparado com os controladores clássicos P e PD. O controlador proposto apresentou um erro de seguimento de trajetória de cerca de

10 % do erro apresentado pelo controlador P.

Na próxima Seção é estudado um compensador dinâmico aplicado em sistemas lineares para o seguimento de referência e rejeição de perturbações.

3.7 Controle através de um compensador dinâmico para seguimento de trajetória e rejeição à perturbações

Com o objetivo de projetar uma lei de controle para obter seguimento de uma referência e rejeição a perturbações, será apresentado nesta Seção um compensador dinâmico baseado no princípio do modelo interno apresentado, por exemplo em Chen (1999). A vantagem deste controlador, frente aos já estudados, é a capacidade de rejeitar as perturbações externas e garantir o seguimento de referências com erro nulo em regime permanente. O controlador estudado tem como finalidade gerar um sinal de controle que compense as perturbações sem comprometer o seguimento da trajetória. Assim, é chamado também de compensador dinâmico. O compensador dinâmico é projetado para o seguimento de uma trajetória predefinida e para rejeitar perturbações de forma de onda conhecidas. As desvantagens deste controlador, parte justamente de que a forma de onda da perturbação deve ser conhecida.

Esta lei de controle é projetada para modelos lineares. Assim, com a finalidade de aplicar em sistemas hidráulicos, estes devem ser linearizados utilizando algum método de linearização. Devido às vantagens da linearização por realimentação de estados frente à linearização em torno a um ponto, será adotado o primeiro método. Considera-se assim, o controlador representado no diagrama de blocos da Figura 20, onde pode-se observar a interação do compensador dinâmico $C(s)$ com o sistema linearizado $G(s)$.

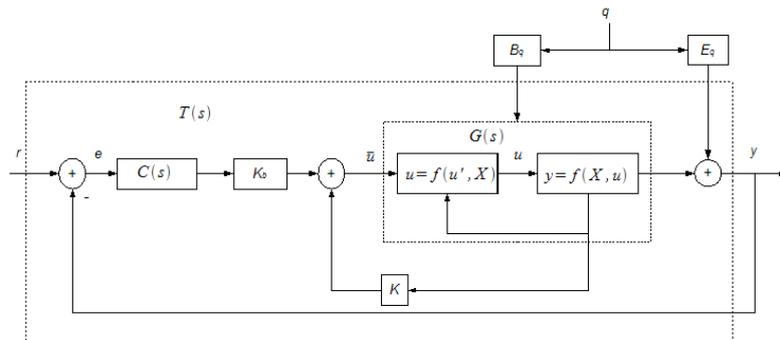


Figura 20: Diagrama de blocos do sistema aumentado para seguimento de referência e rejeição a perturbações (CHEN, 1999)

O sistema linearizado $G(s)$ pode ser representado como:

$$\dot{z} = A_L z + B_L u + B_q q \quad (83)$$

$$y = C_L z + D_L u + E_q q \quad (84)$$

onde B_q é a matriz de perturbação na entrada do sistema linearizado, E_q é a matriz de perturbação na saída do sistema, q representa as perturbações introduzidas no sistema linearizado, $G(s)$ e A_L , B_L , C_L e D_L são as matrizes do sistema linearizado por realimentação de estados.

Propõe-se então introduzir um compensador dinâmico para obter o seguimento à referências com erro nulo em regime permanente e rejeição às perturbações, modelado da seguinte forma:

$$\begin{aligned}\dot{z}_b &= A_b z_b + B_b e \\ y_b &= z_b \\ e &= r - y\end{aligned}\tag{85}$$

onde e é o erro entre o sinal de referência e a saída do sistema, e as matrizes A_b e B_b são calculadas em função do sinal de referência e do sinal da perturbação. Em Chen (1999) é mostrado o cálculo das seguintes matrizes que representam o modelo linear aumentado, de acordo com a Figura 20.

$$\begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{z}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & 0 \\ -B_b C_L & A_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ z_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_L \\ -B_b D_L \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ B_b \end{bmatrix} r + \begin{bmatrix} B_q \\ -B_b E_q \end{bmatrix} q\tag{86}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{z}_b \end{bmatrix} = \bar{A} \begin{bmatrix} z \\ z_b \end{bmatrix} + B_1 u + B_2 r + B_3 q\tag{87}$$

$$u = \begin{bmatrix} K & K_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ z_b \end{bmatrix}\tag{88}$$

onde K e K_b são os ganhos de realimentação do estado aumentado com vistas a garantir a estabilidade do sistema em malha fechada.

A partir das funções de referência e de rejeição, representadas no domínio frequência, podem ser calculadas as matrizes A_b e B_b . Para isto é necessário calcular os polinômios mínimos dos denominadores destas funções. Por exemplo, para projetar um compensador que consiga rejeitar um sinal senoidal de frequência w_0 , o polinômio mínimo é $\phi_q = s^2 + w_0^2$. Para o seguimento de uma referência senoidal de frequência w_r , o polinômio mínimo é $\phi_r = s^2 + w_r^2$. Então, calculando o polinômio mínimo comum múltiplo entre ϕ_q e ϕ_r obtém-se:

$$\phi = \phi_q \phi_r = s^4 + (w_r^2 + w_0^2)s^2 + (w_r w_0)^2$$

representa-se então: $\phi = s^g + \alpha_1 s^{g-1} + \alpha_2 s^{g-2} + \dots + \alpha_g$ e obtém-se A_b para um sistema de uma saída, que será calculada da seguinte forma:

$$A_b = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ -\alpha_g & -\alpha_{g-1} & \alpha_{g-2} & \dots & -\alpha_1 \end{bmatrix}$$

Para o caso de referências e perturbações senoidais, tem-se

$$A_b = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -(w_r^2 w_0^2) & 0 & -(w_r^2 + w_0^2) & 0 \end{bmatrix} B_b = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Como foi comentado anteriormente, para calcular as matrizes A_b e B_b é necessário o conhecimento prévio do tipo de sinal de referência e de sinal da perturbação. Neste trabalho pretende-se estudar o comportamento do sistema para referências e perturbações senoidais, assim, é importante saber o valor das frequências dos sinais de referência e de perturbação, w_r e w_0 , respectivamente. Os ganhos K e K_b são calculados com o objetivo de garantir estabilidade exponencial no sistema de malha fechada.

Se for desejado que o sistema hidráulico seja capaz de seguir uma trajetória senoidal com uma determinada frequência w_r com erro nulo, considerando que $|G(jw_r)| \neq 1$ e $\angle(G(jw_r)) \neq 0$, será necessário implementar o compensador dinâmico $C(s)$ de modo que o sistema linear resultante em malha fechada $T(s)$ apresente as seguintes características $|T(jw_r)| = 1$ e $\angle(T(jw_r)) = 0$. Para implementar isto na prática, será necessário o cálculo das matrizes A_b e B_b e dos ganhos K e K_b para cada referência desejada. Isto está apresentado no Capítulo 5 desta dissertação.

3.8 Outros controladores

Os sistemas hidráulicos têm sido estudados desde o século passado. Assim, muitos modelos de controladores foram propostas ao longo do tempo. Alguns controladores foram estudados e utilizados mais que outros. A seguir, comentam-se alguns trabalhos da literatura onde foram propostas leis de controle, as quais, devido à novidade, complexidade matemática ou grande processamento digital, são menos utilizadas.

Em Alleyne e Hedrick (1995), um controle adaptativo não-linear foi implementado em suspensões ativas. A lei de adaptação de parâmetros foi baseada em uma função de Lyapunov. Os parâmetros do modelo a serem estimados variam para diferentes regiões no espaço de estado. A lei de adaptação de parâmetros proposta pelos autores foi projetada para cada região do espaço de estados um controle por modos deslizantes (*sliding mode control*). Não foi considerada a dinâmica da servoválvula. Esta lei de controle adaptativa, também denominada como *switching control* foi aplicada em suspensões ativas de carros, apresentando bom desempenho frente ao controle PID. Algumas desvantagens que pode apresentar esta lei é a excitação das elevadas frequências de ressonância do fluido hidráulico. Os autores em Chantranuwathana e Peng (1999) propõem, como alternativa, uma lei de controle adaptativa não-linear robusta criando um algoritmo de controle contínuo. O objetivo dos autores foi de garantir estabilidade inclusive sem a utilização de um sensor de força no atuador hidráulico. Esta lei proposta foi testada também para controlar a força em suspensões ativas de carros, obtendo bons resultados.

Trabalhos como Ha et al. (1998) e Miroslav et al. (2002), propõem controladores adaptativos combinando *sliding mode control* com lógica difusa *fuzzy logic* para evitar a excitação de frequências de ressonância elevadas. No caso de Miroslav et al. (2002), o modelo de Lugre foi implementado no modelo para simular o sistema hidráulico obtendo bons resultados para o controle de deslocamento. Para o caso de Ha et al. (1998), foi utilizado o modelo não-linear clássico (modelando o atrito como constante) para o controle de deslocamento, mas foram consideradas as incertezas e variações nos parâmetros do modelo como assim também carga externa variável. Neste último trabalho foram apresentados resultados de simulações obtendo bom seguimento da trajetória e robustez do controlador. Nenhum destes trabalhos considera a dinâmica da válvula, o que poderia influenciar nos resultados destas simulações.

No trabalho de Sirouspour e Salcudean (2000), projetou-se uma lei de controle não-linear baseada em uma função de Lyapunov, e compararam o desempenho do sistema

hidráulico com e sem uma lei de adaptação de parâmetros. A dinâmica da válvula é considerada para o projeto da lei de controle. Foi observado neste trabalho, que o ganho de realimentação da pressão não podia ser elevado, pois as perturbações, excitam altas frequências levando ao sistema para a instabilidade. Devido a este problema, a lei de adaptação de parâmetros, não melhorou significativamente o desempenho do controlador frente ao controlador de parâmetros fixos.

Redes neuronais são propostas como alternativa de controle em Knohl e Unbehauen (1999). Neste trabalho, é utilizado o modelo hidráulico linearizado em torno a um ponto. A válvula utilizada foi de 4/3 vias. O atuador hidráulico, não possui haste passante, mas para o modelo linear as áreas do pistão foram consideradas iguais. Para o projeto da lei de controle é considerado a zona morta da válvula. O controlador apresentou um seguimento à trajetória satisfatório, apesar da simplicidade do modelo utilizado para projetar o controlador.

3.9 Conclusões

Apresentaram-se neste Capítulo diversas técnicas de controle aplicadas a sistemas hidráulicos. Verifica-se a grande quantidade de técnicas de controle aplicadas a estes sistemas, os quais têm sido amplamente estudados por diferentes autores.

As técnicas de controle apresentadas objetivam melhorar o desempenho dos sistemas hidráulicos em malha fechada em comparação com os controladores PID. Foi verificado que as incertezas paramétricas, não-linearidades e a localização de pólos limitam o desempenho dos controladores clássicos PID.

Comentou-se da dificuldade de obter o sinal da aceleração, o que dificulta o projeto de qualquer controlador que precise deste sinal.

Foram apresentadas técnicas de controle adaptativas as quais, em princípio, podem resolver os problemas das incertezas paramétricas embora sejam menos usadas.

Foi comentado que as técnicas de controle não-lineares garantem a estabilidade global unicamente no caso ideal, onde os parâmetros são conhecidos.

A técnica de linearização por realimentação de estados apresentada é uma alternativa interessante ao uso do modelo linearizado em torno a um ponto, mas, o uso desta técnica de controle necessita do conhecimento dos parâmetros do sistema e também da medição dos sinais utilizados.

Foi apresentado o modelo de um compensador dinâmico a ser implementado em malha fechada no sistema linearizado por realimentação a fim de rejeitar perturbações e atingir um melhor desempenho no caso de seguimento das referências.

4 DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA HIDRÁULICO

4.1 Introdução

Neste Capítulo apresentam-se os métodos de cálculo e de determinação dos parâmetros que caracterizam o sistema hidráulico correspondente a máquina de fadiga descrita na Seção 1.2.

Como foi estudado nos Capítulos 2 e 3 sobre a lei de controle a implementar, a estimação dos parâmetros é muito importante, pois o ajuste dos ganhos do controlador do sistema, independentemente da lei de controle, depende dos valores destes parâmetros. Alguns dos parâmetros do sistema dependem do meio que se encontra em contato com o atuador, que no caso do atuador de uma máquina de fadiga é chamado de corpo de ensaio. No presente caso, o corpo de ensaio consiste em uma manilha de aço utilizada em plataformas offshore de extração de petróleo para carregar tonéis de petróleo.

Para facilitar a leitura, o modelo não-linear formado pelas equações (30) pag. 27, (31) e (32) pag. 28 é reproduzido aqui:

$$\dot{P}_c = \frac{\beta V}{\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (AX)^2} \left[K_d u \sqrt{(P_s - \text{sgn}(u)P_c)} - A\dot{X} \right]$$

$$F = AP_c = (M_c + M_e)\ddot{X} + (B_c + B_e)\dot{X} + K_e X$$

$$F_e = M_e\ddot{X} + B_e\dot{X} + K_e X$$

Observando-se o modelo não-linear do sistema hidráulico, podem-se classificar seus parâmetros como:

- Parâmetros diretamente medidos no sistema hidráulico (A, v, M_c, P_s, β) .
- Parâmetros calculados em função ao corpo de ensaio (M_e, B_e, K_e) .
- Parâmetros estimados (K_d, B_c) .

Para o caso do modelo linearizado em torno de um ponto médio de operação, observa-se que os parâmetros podem ser classificados do mesmo modo. O modelo linearizado é também reescrito para facilitar a leitura.

$$\dot{P}_c = \frac{4\beta}{v} (K_Q u - K_C P_c - A \dot{X})$$

$$F = (M_c + M_e) \ddot{X} + (B_c + B_e) \dot{X} + K_e X$$

$$F_e = M_e \ddot{X} + B_e \dot{X} + K_e X$$

Os parâmetros K_Q e K_C podem ser estimados.

Na Seção 4.2, apresentam-se os valores dos parâmetros calculados diretamente. Também se descreve o procedimento e cálculos utilizados para estimar os parâmetros não conhecidos do sistema físico.

4.2 Caracterização do sistema hidráulico

Nesta Seção, apresentam-se as características técnicas do sistema hidráulico juntamente com os parâmetros diretamente calculados.

4.2.1 Parâmetros diretamente medidos

A servoválvula utilizada na máquina de ensaio de fadiga, mostrada na Figura 5, é da marca Moog (modelo: G761-3015, tipo: S65JOGN4VPY) e suas características técnicas principais são as seguintes:

- Dois estágios.
- 4 vias.
- Vazão máxima: $65\{l/s\}$.
- Pressão máxima: $3.1 \times 10^7\{Pa\}$.
- Duas bobinas ($8\{\Omega\}$) *c/*.
- Controlada por corrente entre $\pm 25\{mA\}$ para cada bobina.

O atuador hidráulico da marca MTS, tem haste passante. Esta haste possui um comprimento total de $0,25\{m\}$, onde a referência de início ($X = 0$) para o deslocamento é a metade do deslocamento da haste.

Os parâmetros do sistema diretamente calculados são apresentados na Tabela 2:

Tabela 2: Parâmetros medidos

$v\{m^3\}$	$A\{m^2\}$	$M_c\{Kg\}$	$P_s\{Pa\}$	$F_N\{KN\}$	$\beta\{Pa\}$
0.0321	0.1279	768.32	2.06×10^7	2500	5.8×10^8

onde F_N é a força nominal do atuador hidráulico. Destes parâmetros, o valor do β utilizado é o recomendado em Merritt (1967) para sistemas hidráulicos que trabalham com pressões acima de $6.9 \times 10^6\{Pa\}$.

4.2.2 Parâmetros calculados em função ao corpo de ensaio

Como foi afirmado anteriormente, existem outros parâmetros que dependem do corpo de prova utilizado como meio em contato com o atuador hidráulico. Estes parâmetros são: M_e , B_e e K_e . No caso de M_e , este parâmetro é calculado diretamente em função da massa do corpo de prova. Para o caso de K_e , seu valor depende do material e das características geométricas do corpo de ensaio utilizado. Como K_e é a constante elástica do corpo de ensaio pode-se obter seu valor realizando um teste estático de tração ou compressão no corpo de ensaio, e, assim, registrar o deslocamento e a força do sistema hidráulico (AP_c) para obter uma curva gráfica como a mostrada na Figura 21.

O corpo de ensaio utilizado para traçar o gráfico da Figura 21 foi uma manilha de aço. Esta manilha tem como característica principal a capacidade de suportar forças de tração de até 5000{KN} e uma de suas aplicações em plataformas *offshore* é a extração de petróleo para carregar tonéis.

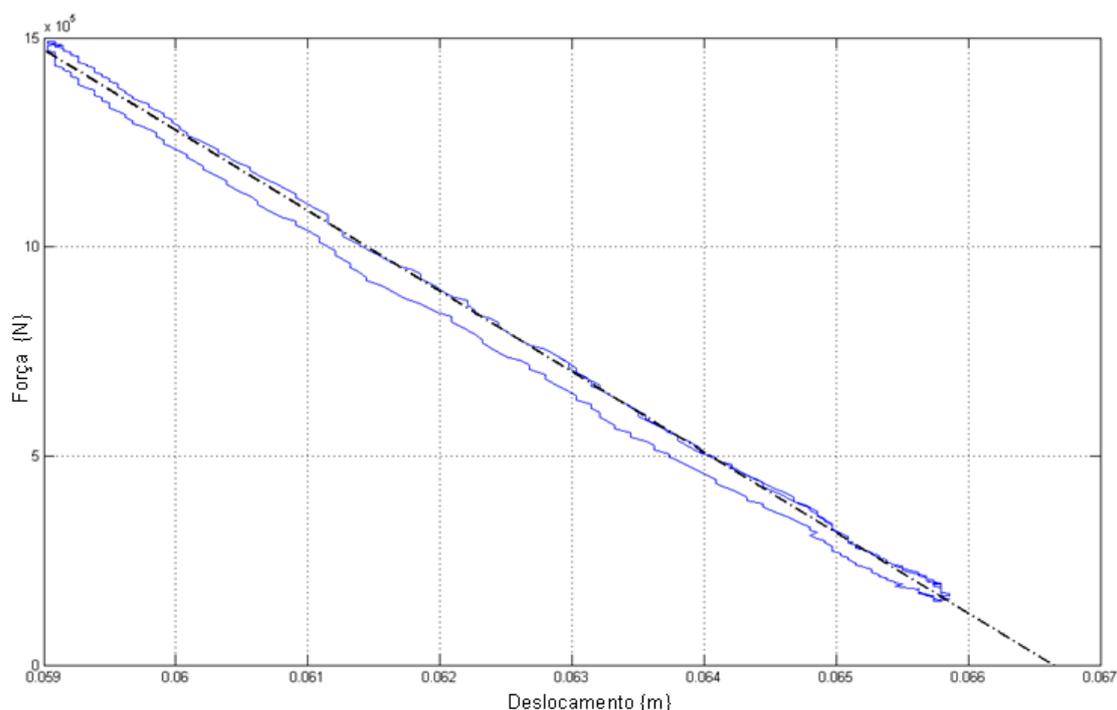


Figura 21: Ensaio de tração do corpo de ensaio

O ensaio para obter K_e consiste em submeter o corpo de prova a uma força. Para este caso, foi utilizada uma força de tração incrementada linearmente ao longo do tempo até atingir o valor de força máxima que o corpo pode suportar dentro de sua zona elástica. Posteriormente, a força é diminuída linearmente ao longo do tempo até chegar a zero. Este ensaio é apresentado em linha contínua na Figura 21.

Desenhando uma reta com a mesma inclinação da curva de ensaio e prolongando esta até o eixo real, acha-se o valor da posição inicial X_o . No caso da Figura 21, esta reta é apresentada em linha de pontos. A inclinação desta reta é o valor de K_e . A posição inicial X_o é importante na simulação, pois o termo $K_e X$ das equações (31) e (32) pode ser aplicado no caso de posição inicial nula, porém, para um $X_o \neq 0$, o termo deverá ser reescrito como $K_e(X - X_o)$.

Na tabela 3 encontram-se os parâmetros calculados em função da manilha utilizada

como corpo de ensaio:

Tabela 3: Parâmetros calculados

$M_e\{Kg\}$	$K_e\{KN/m\}$
825	163447.4

Este teste analisado para a determinação do parâmetro K_e deve ser realizado no início de cada ensaio, para cada novo corpo de ensaio.

Na Figura 21, é possível observar não linearidades próprias do meio como também histerese (LAVAL, 1996). Observa-se que quando o valor do coeficiente K_e é considerado constante, assume-se que o comportamento do meio é linear.

Em Niksefat e Sepehri (1999), é utilizado o valor do parâmetro K_e , previamente calculado, para estimar a posição da haste do cilindro em função a força aplicada ao meio. Assim, para controlar a força do sistema hidráulico é utilizado somente um sensor de força.

4.2.3 Parâmetros estimados

Das equações não-lineares (44) pode se perceber que os parâmetros K_d , B_c , B_e ainda não foram calculados como também K_C e K_Q para o caso do sistema linearizado. Nesta Seção comentam-se as técnicas utilizadas para estimar estes parâmetros.

Dependendo do atuador hidráulico, as forças de atrito podem não ser desprezíveis, assim, para obter um controle preciso é necessário compensar a força de atrito no atuador. Para isto, é necessário estimar o coeficiente de amortecimento viscoso B_c .

O coeficiente B_c depende mais do atrito viscoso do atuador da máquina de ensaios de fadiga que da carga. No presente caso, pode-se desprezar o valor do B_e , pois o amortecimento do corpo de prova é muito menor do que o do atuador.

Geralmente, o ensaio realizado para estimar este coeficiente, consiste em deslocar a haste do atuador hidráulico sem carga a velocidade constante e, paralelamente, registrar a diferença de pressão P_c correspondente (CANUDAS et al., 1997; CUNHA, 2001; GUENTER; PERONDI, 2004; LINSCHINSKY et al., 1999; PERONDI, 2002). Este ensaio é repetido para várias velocidades.

Para realizar cada um destes ensaios, geralmente é necessário aplicar um sinal de controle constante na entrada da servoválvula para movimentar a haste a uma velocidade constante. Após estes ensaios, B_c é calculado fazendo a média de P_c correspondente a cada ensaio multiplicado por A e dividida pela velocidade do ensaio correspondente, como estabelece a equação (89). Assim, pode-se observar na tabela 4 os diferentes valores de B_c para cada velocidade.

$$B_c = \frac{\hat{P}_c A}{\dot{X}} \quad (89)$$

onde \hat{P}_c é a média de P_c .

Tabela 4: Dados registrados no ensaio de atrito

$B_c \{Ns/m\}$	$\dot{X} \{m/s\}$
16447	0.072
14906	0.068
13906	0.056
13363	0.018
11822	0.013
-9763.5	-0.013
-5138.1	-0.072
-8221.7	-0.055
-5679.9	-0.071
-6679.9	-0.073

Para uma melhor visualização estes dados são plotados na Figura 22. A curva resultante é denominada de curva estática da força de atrito pela velocidade constante. Os ensaios foram realizados desde 0.01 {m/s} até a velocidade máxima de 0.08 {m/s}.

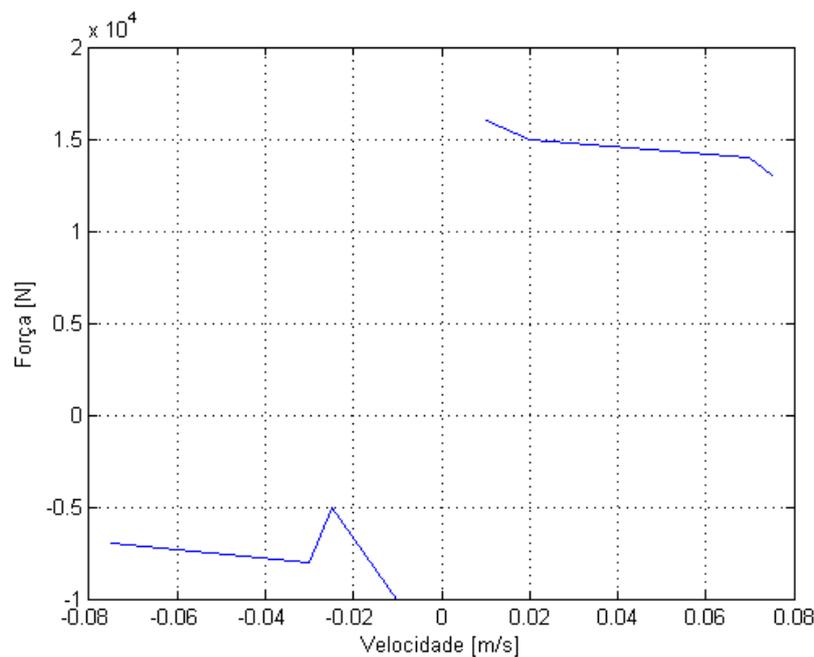


Figura 22: Modelo estático experimental da força de atrito pela velocidade constante

Pode-se calcular uma média dos diferentes B_c obtidos para cada velocidade. Neste trabalho, a média de B_c para velocidades negativas $14906 \{Ns/m\}$ é de aproximadamente 2.2 vezes a média de B_c para velocidades positivas $6.6799 \times 10^3 \{Ns/m\}$. Nem sempre $g(\dot{X})$ é simétrica, como já foi comentado na Seção 2.11. Estes valores aproximados são utilizados no Capítulo 5 para obtenção do modelo linearizado por realimentação de estados $G(s)$, proposto na Seção 3.7 com a finalidade de estimar a posição dos pólos do sistema em malha fechada.

O coeficiente K_d é mais um parâmetro a ser estimado. Com esta finalidade, propõe-se utilizar uma técnica de estimação por regressão linear (mínimos quadrados). Para maiores

informações ver Apêndice-A. Em virtude disso são realizados ensaios repetitivos no sistema hidráulico em contato com um meio conhecido. Os dados do sistema registrados no computador ao longo do tempo são os correspondentes aos estados do sistema (P_c e X) e à entrada u , como se observa no esquema da Figura 23. Em vista disso, foi proposto um ensaio no sistema hidráulico utilizando a mesma manilha de aço da Seção 4.2.2 como meio.

Um controlador PID foi utilizado para submeter esta manilha a uma força de tração senoidal entre $150\{KN\}$ e $1500\{KN\}$ com uma frequência de $0.05Hz$ até 100000 ciclos. Na Figura 23 pode-se observar esquematicamente o controlador PID aplicado ao sistema hidráulico e como foram amostrados os dados.

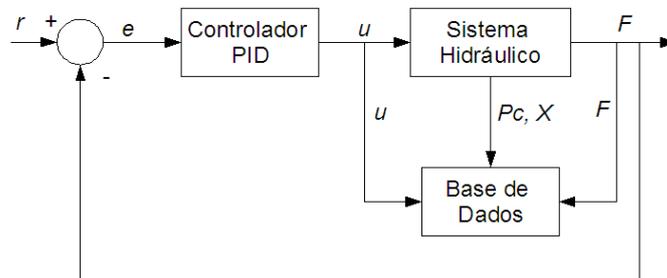


Figura 23: Diagrama esquemático do ensaio implementado para estimar K_d

O uso do controlador PID justifica-se pela necessidade de obter um sistema a malha fechada estável para as frequências ensaiadas. Os ganhos deste controlador foram ajustados para cada experiência. O tempo de aquisição durante os ensaios foi de $0.05\{s\}$. A velocidade e a aceleração foram calculadas *offline* a partir do deslocamento. A saída do sistema avaliado é $F = AP_c$ (força do sistema hidráulico). Foram realizadas experiências com referências senoidais e diferentes frequências desde $0.01\{Hz\}$ até $0.1\{Hz\}$ aplicando a mesma carga ao meio (entre $150\{KN\}$ a $1500\{KN\}$). Os valores do coeficiente K_d calculados em cada experiência foram utilizados para obter uma média aritmética. Assim, o valor de K_d obtido através deste procedimento foi:

$$K_d = -1 \times 10^{-9} \{m^3 / (v\sqrt{Pa} s)\}.$$

Um outro procedimento mais adequado consiste em utilizar trajetórias de referência pseudoaleatórias como uma onda quadrada com modulação aleatória da largura do pulso. Este procedimento não foi possível implementar na prática por questões técnicas.

Após a estimação do estado K_d , foi utilizado um script em MATLAB de acordo com o esquema mostrado na Figura 24 para comparar os dados medidos com os simulados. O modelo não-linear utilizado para esta simulação foi o apresentado nas equações (30), (31) e (32).

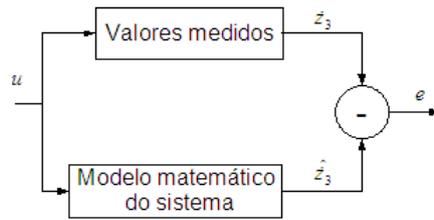


Figura 24: Esquema utilizado para comparação da saída estimada e a medida

Na Figura 25 estão apresentados os resultados da simulação com os dados amostrados no ensaio.

Nesta Figura observa-se a resposta da diferença de pressão medida entre as câmeras do atuador (linha contínua) e a diferença de pressão estimada (linha de pontos). Esta Figura mostra uma boa aproximação do modelo proposto com os dados amostrados em regime permanente. A defasagem observada entre o sinal medido e o calculado atribui-se ao erro de estimação do parâmetro K_d .

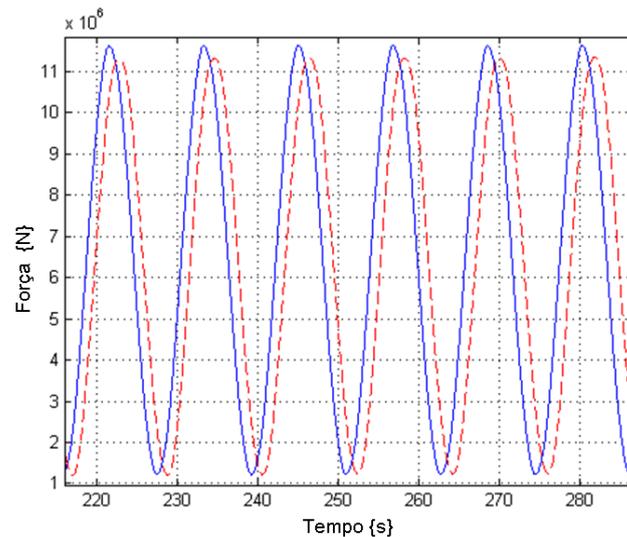


Figura 25: Comparação entre a diferença de pressão P_c medida e a estimada

Com a finalidade de aplicar um controle de força a um sistema hidráulico, a saída a ser controlada deve ser a força aplicada ao meio. Esta força pode ser medida utilizando um sensor de força, mas, por questões econômicas, o sistema estudado não conta com o mesmo. Para o caso deste sistema hidráulico, esta força pode ser calculada pelas equações (39) e (40) que modelam a dinâmica do atuador. Assim pode-se comparar F_e estimado com a força aplicada pelo sistema hidráulico F registrada. Na Figura 26 compara-se F com F_e .

Nesta Figura observa-se a força medida do sistema hidráulico $F = AP_c$ (linha contínua) com uma amplitude maior que a força estimada (linha de pontos). A diferença entre estes sinais é devido aos termos de inércia e de atrito do sistema (as quais não devem ser menosprezadas).

Por outro lado, para o sistema linearizado tem-se dois parâmetros ainda desconhecidos (K_C e K_Q). Foram então usados os dados experimentais obtidos para estimar os valores destes parâmetros utilizando regressão linear (para maior informação ver Apêndice-A). Assim, os valores estimados foram:

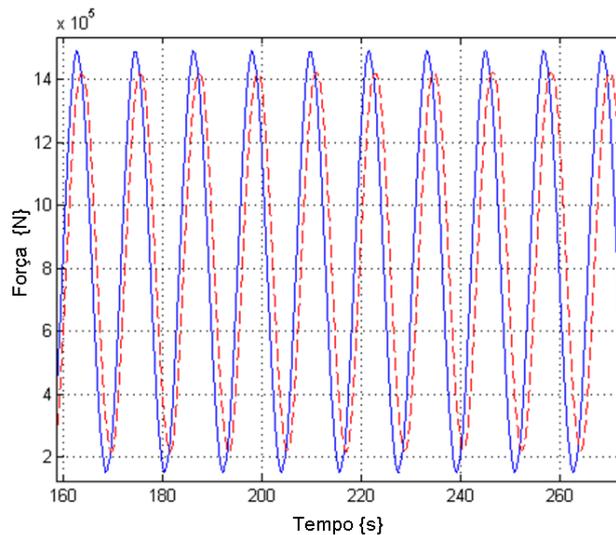


Figura 26: Força medida do sistema hidráulico (AP_c) e Força estimada no corpo de ensaio

$$K_C = 1.57 \times 10^{-12} \{m^4 / Ns\}$$

$$K_Q = 2.59 \times 10^{-5} \{m^3 v / s\}$$

Como os ensaios foram realizados ao entorno da origem, o valor do coeficiente estimado K_C confere aproximadamente com o valor do coeficiente nulo analisado por Merritt (1997) na Seção 2.9.

4.3 Conclusões

Neste Capítulo apresentaram-se as características técnicas do sistema hidráulico utilizado para a realização deste trabalho, juntamente com a metodologia de cálculo e estimação dos parâmetros do modelo não-linear de terceira ordem proposto no Capítulo 2. Os parâmetros foram classificados em: parâmetros diretamente medidos ou calculados, parâmetros calculados em função do meio e dos parâmetros estimados.

Para obter o coeficiente de elasticidade K_e foi necessário realizar ensaios estáticos de tração e compressão.

Para obter experimentalmente o mapa estático da força de atrito em função da velocidade foram realizados numerosos testes no atuador hidráulico sem carga (sem contato com o meio) e a velocidade constante, (uma velocidade diferente para cada ensaio). Para o cálculo de B_c foi utilizada a equação (89) a partir do mapa estático. As técnicas apresentadas para a estimação dos parâmetros foram implementadas na prática e os resultados foram expostos.

O último parâmetro a ser estimado foi o coeficiente K_d , já que a técnica por mínimos quadrados implementada necessita do modelo com a maioria dos parâmetros previamente calculados. Os parâmetros K_C e K_Q do modelo linearizado em torno de um ponto foram estimados também por regressão linear.

Os parâmetros calculados e estimados foram avaliados juntamente com o modelo não-linear através de uma simulação realizada em MATLAB utilizando como entrada o sinal u registrado. A saída do modelo avaliado foi a força F do sistema hidráulico. Estas curvas foram comparadas com os dados registrados de saída F para as mesmas condições.

Na Figura 26 é observada uma diferença considerável entre F e F_e devidas às forças

de inércia e de atrito viscoso. Portanto, para a modelagem e o controle destes sistemas, considerou-se que estes efeitos não podem ser desconsiderados.

5 CONTROLE COM LINEARIZAÇÃO POR REALIMENTAÇÃO DE ESTADOS

5.1 Introdução

No Capítulo anterior foram calculados e estimados os parâmetros a partir de diferentes testes realizados no sistema hidráulico com um determinado corpo de ensaio. Estes dados serão utilizados neste Capítulo para simular a aplicação de diferentes leis de controle ao sistema hidráulico.

A principal aplicação das máquinas de ensaios de fadiga consiste em submeter corpos de ensaio a esforços senoidais. Assim, o objetivo principal deste trabalho é propor uma técnica de controle para garantir o seguimento de referências senoidais com alta precisão.

Os ensaios de fadiga são aplicados com uma determinada carga (com força máxima e mínima) que pode ser de tração ou de compressão. A força máxima aplicada deverá ocasionar deformações sempre na faixa elástica do material do corpo de ensaio. O corpo de ensaio será submetido a esta força repetitiva durante n ciclos até romper por fadiga.

Assim, como a curva de referência a ser seguida pelo sistema seria sempre senoidal, propõe-se implementar uma estratégia simples, linearizando o sistema e garantindo sua estabilidade em malha fechada. Para obter um sistema linear, propõe-se o uso da técnica de linearização por realimentação de estados, devido às vantagens desta técnica em comparação com a linearização em torno de um ponto de operação discutida no Capítulo anterior. Como as frequências das curvas de referência a seguir pelo sistema são menores a $1\{rad/s\}$, os ganhos k_i de linearização podem ser alocados para obter $|G(s)|_{\lim s \rightarrow 0} \cong 1$. Para garantir a estabilidade do sistema linear em malha fechada propõe-se em um primeiro momento uma lei de controle clássica do tipo proporcional. Obviamente, esta lei de controle não permite obter erro de seguimento nulo. Assim, é proposta uma segunda lei de controle baseada em um compensador dinâmico. Este compensador dinâmico deve conter os modos relativos a uma referência senoidal de frequência ω_r a ser seguida e a uma perturbação senoidal ω_q a ser rejeitada (princípio do modelo interno estudado na Seção 3.7). Finalmente, o desempenho para cada uma destas duas leis de controle pode ser analisado mediante simulações, comparando a largura de banda obtida em malha fechada, rejeições das perturbações adicionadas nos estados e influência das incertezas paramétricas.

Em síntese, com o propósito de linearizar o sistema e aumentar a largura de banda garantindo o seguimento de referências senoidais, propõe-se a seguinte metodologia:

1. Analisar a dinâmica do sistema linearizado em torno de um ponto de operação.
2. Implementar a técnica de linearização por realimentação de estados no modelo não-linear.

3. Ajustar os ganhos k_i da linearização para que o sistema linearizado em malha aberta seja estável e com $|G(s)|_{\lim s \rightarrow 0} \cong 1$
4. Fechar a malha externa com um compensador clássico ajustando seus parâmetros a fim de que o módulo do sistema linearizado em malha fechada seja próximo a 1 ($|T(j\omega_r)| \cong 1$) e garantindo estabilidade.
5. Rejeitar as perturbações e incrementar o desempenho na tarefa de seguimento das referências fechando a malha externa com um compensador dinâmico, garantindo assim $|T(j\omega_r)| = 1$.
6. Comparar o desempenho das estratégias de controle propostas nos itens 4 e 5.

Na próxima Seção, baseando-se nos parâmetros estimados e calculados, analisa-se a dinâmica do sistema na origem observando o posicionamento dos pólos e zeros do sistema de malha aberta, a fim de levantar subsídios para o projeto do controlador.

5.2 Análise da dinâmica do sistema linearizado em torno de um ponto médio de operação

Um passo prévio ao projeto de uma lei de controle para aumentar o desempenho de um sistema é o estudo da sua dinâmica a fim de levantar informações sobre as limitações do sistema não-linear.

Conhecendo a localização de pólos do sistema linearizado pode-se estudar a dinâmica do mesmo. Esta Seção, versa sobre o análise da dinâmica do sistema linearizado por série de Taylor em torno de um ponto de operação do modelo não-linear. Assim, escolhendo a origem como ponto de linearização reescreve-se a função transferência da equação (64) para modelar o sistema linearizado (FURST, 2001):

$$H(s) = \frac{F_e(s)}{u(s)} = \frac{4\beta K_Q}{v} \frac{\left[\frac{AM_e}{(M+M_e)} s^2 + \frac{2AMK_e}{(M+M_e)^2} \right]}{s^3 + \left[\frac{4\beta K_c}{v} + \frac{(B_c+B_e)}{(M+M_e)} \right] s^2 + \left[\frac{4\beta K_c}{v} \frac{(B_c+B_e)}{(M+M_e)} + \frac{4\beta K_c A^2}{v} + \frac{K_e}{(M+M_e)} \right] s + \frac{4\beta K_c K_e}{v(M+M_e)}}$$

Com os parâmetros estimados e os calculados obtém-se a seguinte função transferência que representa o sistema hidráulico linearizado em torno da origem que permite a análise da dinâmica do sistema através da localização dos pólos e zeros:

$$H(s) = \frac{1.347 \times 10^4 s^2 + 2.574 \times 10^9}{s^3 + 20.92s^2 + 1.026 \times 10^5 s + 1268} \quad (90)$$

Os pólos da função transferência são os seguintes:

- $\lambda_1 = -0.01$
- $\lambda_2 = -10.46 + 427.63i$
- $\lambda_3 = -10.46 - 427.63i$

Esta função de transferência apresenta um par de zeros no eixo imaginário, um pólo real próximo à origem e um par de pólos complexos muito próximos do eixo real. Assim, podem se fazer as seguintes observações:

- O amortecimento do sistema é baixo.
- O ganho para baixas frequências é alto.
- A largura de banda se encontra limitada pela localização do pólo na origem, assim, o maior esforço de controle será no afastamento do pólo da origem.
- Os zeros no eixo imaginário não apresentam problema adicional devido ao fato de que a atenuação em frequência acontece em frequência maior que a frequência de corte.
- Pode-se considerar o atraso de fase constante para uma grande faixa de frequências.

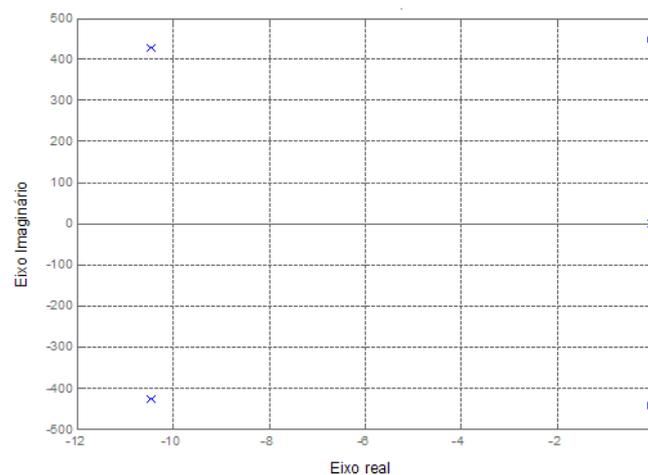


Figura 27: Localização de pólos para o sistema hidráulico linearizado no ponto da origem

Na Figura 27 é mostrada a localização dos pólos no plano complexo, enquanto que na Figura 28 apresenta-se o diagrama de bode do sistema linearizado em malha aberta.

Com ajuda desta análise do sistema hidráulico, é possível calcular os ganhos do controlador em malha fechada visando a melhora do desempenho do sistema. Este procedimento está apresentado na Seção 5.4.

5.3 Linearização por realimentação de estados

Nesta Seção propõe-se linearizar o modelo não-linear aplicando a técnica de linearização por realimentação de estados, como foi visto conceitualmente na Seção 3.7. O modelo linearizado será denominado de $G(s)$.

Observando o modelo não-linear do sistema hidráulico apresentado nas equações (42), (43), (44) e (45), destacam-se duas não-linearidades em uma das equações do modelo. Este modelo, representado em variáveis de estado, é repetido aqui para facilitar a leitura:

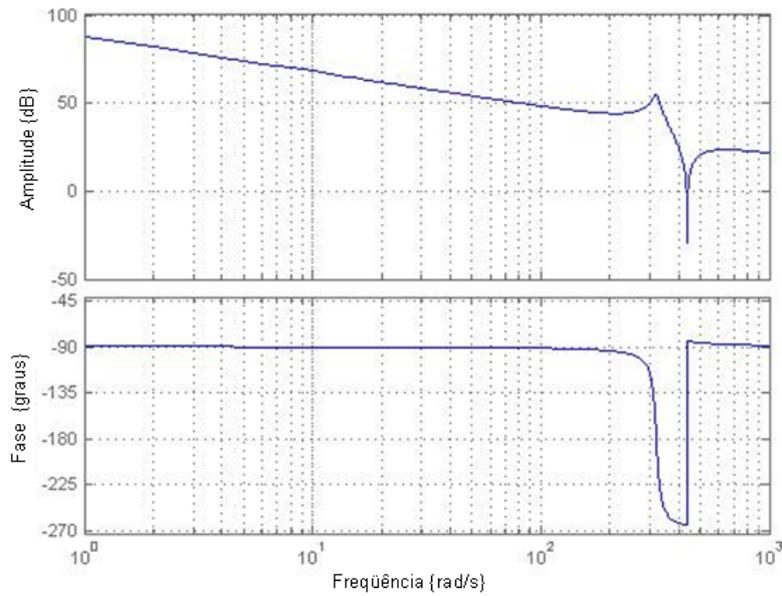


Figura 28: Diagrama de bode do sistema hidráulico linearizado em malha aberta

$$\dot{z}_1 = z_2$$

$$\dot{z}_2 = -\frac{K_e}{(M_c+M_e)}z_1 - \frac{(B_c+B_e)}{(M_c+M_e)}z_2 + \frac{A}{(M_c+M_e)}z_3$$

$$\dot{z}_3 = \frac{\beta V}{\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (Az_1)^2} \left[K_d u \sqrt{P_s - \text{sgn}(u)z_3} - Az_2 \right]$$

$$y = \frac{K_e M_c}{(M_c+M_e)}z_1 + \frac{B_e M_c - B_c M_e}{(M_c+M_e)}z_2 + \frac{A M_e}{(M_c+M_e)}z_3$$

onde os estados z_1 , z_2 e z_3 correspondem ao vetor de estados $z = [X \ \dot{X} \ P_c]^T$.

As duas não linearidades são dadas pelos termos $\sqrt{(P_s - \text{sgn}(u)z_3)}$ e $1/\left(\left(\frac{V}{2}\right)^2 - (Az_1)^2\right)$.

Esta equação não-linear pode ser representada da seguinte forma:

$$\dot{z}_3 = f(z) + b(z)u \quad (91)$$

onde $f(z)$ e $b(z)$ são funções dependentes dos estados z .

Para cancelar as não-linearidades propõe-se a lei da equação (79) que é repetida aqui:

$$u = \frac{1}{b(z)} [h(z) - f(z)]$$

onde $h(z)$ é uma função dependente linearmente dos estados do sistema que define a dinâmica do sistema linearizado. Esta entrada será sempre válida para um $b(z)$ diferente de zero, para não gerar indeterminação no cálculo de u .

Se a equação não-linear for comparada com a equação (91), pode-se definir $f(z)$ e $b(z)$ da seguinte forma:

$$f(z) = -\frac{\beta v A z_2}{\left(\frac{v}{2}\right)^2 - (A z_1)^2} \quad (92)$$

$$b(z) = \frac{\beta v K_d \sqrt{P_s - \text{sgn}(u) z_3}}{\left(\frac{v}{2}\right)^2 - (Az_1)^2} \quad (93)$$

e, finalmente, combinando as equações (79), (92) e (93), a entrada do sistema $G(s)$ pode ser calculada como segue:

$$u = \frac{\left(\frac{v}{2}\right)^2 - (Az_1)^2}{\beta v K_d \sqrt{P_s - \text{sgn}(u) z_3}} \left[h(z) + \frac{\beta v A z_2}{\left(\frac{v}{2}\right)^2 - (Az_1)^2} \right] \quad (94)$$

Uma vez implementada esta lei de controle, a equação originalmente não-linear, passa a apresentar comportamento linear dado por:

$$\dot{z}_3 = h(z) \quad (95)$$

A dinâmica resultante do sistema $G(s)$ será definida por $h(z)$ que depende da sintonia dos coeficientes k_i e pode ser expressa por:

$$h(z) = -k_1 z_1 - k_2 z_2 - k_3 z_3 + \bar{u} \quad (96)$$

onde \bar{u} é a nova entrada do sistema $G(s)$ e os coeficientes k_i (para $i = 1, 2, 3$) são calculados para que o polinômio característico $P(\lambda)$ tenha todos os pólos no semi-plano esquerdo, visando obter uma dinâmica do sistema completo exponencialmente estável.

O modelo linearizado pode ser representado matricialmente utilizando as equações (42), (43), (45) e (95):

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K_e}{(M+M_e)} & -\frac{(B_c+B_e)}{(M+M_e)} & -\frac{A}{(M+M_e)} \\ -k_1 & -k_2 & -k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \bar{u}$$

$$y = \begin{bmatrix} \frac{K_e M}{(M+M_e)} & \frac{B_e M - B_c M_e}{(M+M_e)} & \frac{A M_e}{(M+M_e)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{bmatrix}$$

Este modelo linearizado $G(s)$ pode ser representado em malha aberta através da Figura 29

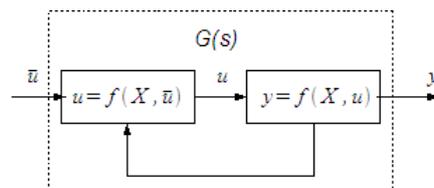


Figura 29: sistema linearizado por realimentação $G(s)$ em malha aberta

As matrizes que caracterizam o sistema linearizado (A_L , B_L e C_L) são, portanto:

$$A_L = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K_e}{(M+M_e)} & -\frac{(B_c+B_e)}{(M+M_e)} & \frac{A}{(M+M_e)} \\ -k_1 & -k_2 & -k_3 \end{bmatrix}, \quad B_L = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$C_L = \begin{bmatrix} \frac{K_e M}{(M+M_e)} & \frac{(B_e M + B_c M_e)}{(M+M_e)} & \frac{A M_e}{(M+M_e)} \end{bmatrix}$$

É importante destacar que o cancelamento destas não-linearidades, aplicando técnica de linearização, depende do bom conhecimento dos parâmetros do modelo.

Na próxima Seção este sistema linearizado por realimentação de estados será simulado em malha fechada com e sem compensador dinâmico com a finalidade de analisar o desempenho no caso de seguimento de referências senoidais.

5.4 Sistema em malha fechada

Esta Seção visa à análise do modelo linearizado por realimentação de estados em malha fechada com dois tipos de controladores: um controlador clássico proporcional e um controlador por compensação dinâmica, baseado no modelo interno, como foi discutido na Seção 3.9. Por outro lado, esta Seção também visa estudar a possibilidade de melhorar o desempenho do sistema linearizado para o problema de seguimento de referências senoidais e rejeição a perturbações.

A seguir, é apresentado o projeto do sistema $G(s)$ através de ajuste dos ganhos k_i , pois como foi comentado na Seção 5.3, a dinâmica do sistema linearizado por realimentação de estados $G(s)$ depende do ajuste destes ganhos.

Assim, calcula-se inicialmente a função transferência de $G(s)$ de malha aberta aplicando transformada de Laplace nas matrizes A_L , B_L , C_L , calculadas na Seção anterior:

$$G(s) = C_L(sI - A_L)^{-1}B_L \quad (97)$$

Escrevendo as matrizes A_L , B_L e C_L com os parâmetros do sistema hidráulico e aplicando a equação (97), obtém-se a função de transferência em malha aberta $G(s)$, apresentada na equação (98):

$$G(s) = \frac{\frac{A M_e}{(M+M_e)} s^2 + \left[\frac{A B_e}{(M+M_e)} \right] s + \frac{K_e A}{(M+M_e)}}{s^3 + \left[\frac{B_c + B_e}{(M+M_e)} \right] s^2 + \left[\frac{k_3(B_c + B_e) + A k_2 + K_e}{(M+M_e)} \right] s + \frac{A k_1 + k_3 K_e}{(M+M_e)}} \quad (98)$$

A estratégia de controle adotada para o sistema $G(s)$ em malha aberta consiste em calcular os ganhos k_i em função do módulo desejado para uma determinada frequência ω_r . Assim, no presente caso deseja-se calcular os coeficientes k_i para obter $|G(j\omega_r)| = 1$. Devido a natureza do sistema, as frequências dos sinais senoidais de referência são menores a 1, então, uma primeira aproximação pode-ser o cálculo do módulo unitário em malha aberta para frequência nula $|G(0)| = 1$. Esta aproximação resulta ser suficiente para condições de trabalho onde a força aplicada pelo sistema hidráulico é próxima à nominal, ou seja, nas situações onde ω_r é próxima a zero no caso do sistema estudado.

Para o caso de $G(0)$ a equação (98) é dada por:

$$G(0) = \frac{K_e A}{A k_1 + k_3 K_e} \quad (99)$$

Assim, utilizando a equação (99), os ganhos k_1 e k_3 são calculados para obter $|G(0)| = 1$. O ganho k_2 pode ser escolhido arbitrariamente.

Os ganhos k_i e os pólos do sistema $G(s)$ para frequência nula são apresentados na TABELA 5.

Tabela 5: pólos λ_i e k_i calculados para $|G(j\omega_r)| = 1$

λ_1	λ_2	λ_3	k_1	k_2	k_3
-0.14	$-10.5 - 300i$	$-10.5 + 300i$	-1.0222×10^{12}	-3.65×10^8	800

Na Figura 30 observa-se o diagrama de bode do sistema em malha aberta $G(s)$ onde destaca-se a frequência de corte $\omega_c = 0.1 \text{ rad/s}$. Na Figura 31 pode-se verificar que o sistema em malha aberta é estável pois todos os pólos encontram-se localizados no semiplano esquerdo.

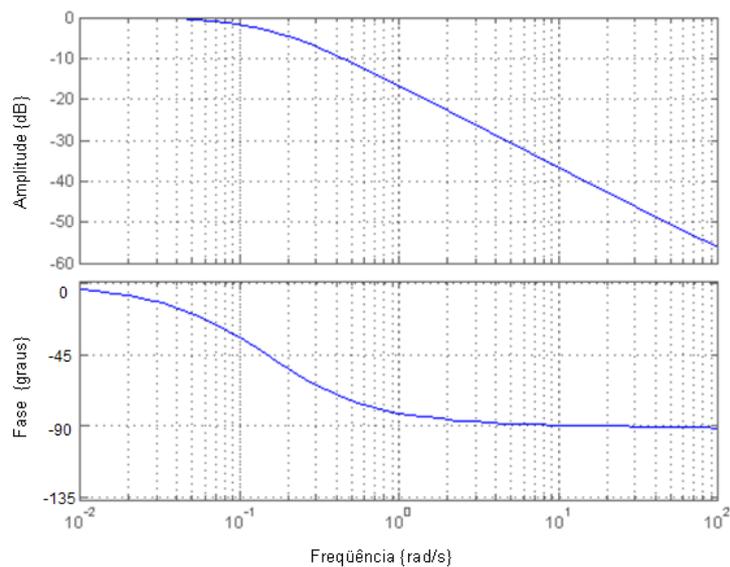


Figura 30: Diagrama de bode do sistema $G(s)$

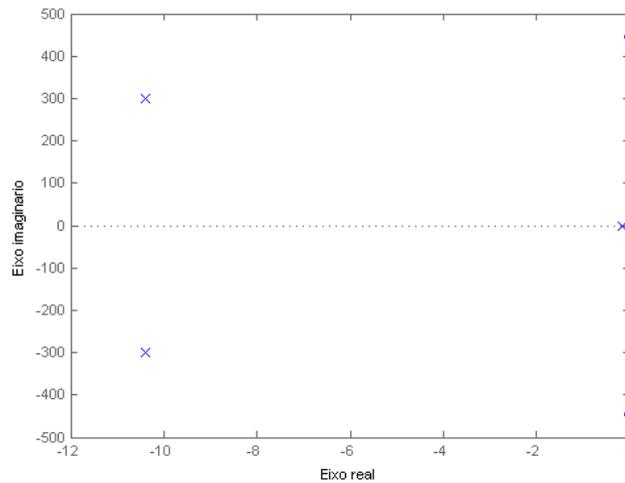


Figura 31: Localização dos polos do sistema $G(s)$

O sistema linearizado em malha fechada $F(s)$ pode ser representado através de:

$$F(s) = \frac{C(s)G(s)}{1 + C(s)G(s)} \quad (100)$$

Na Figura 18 representa-se através de diagrama de blocos o sistema linearizado por realimentação de estados em malha fechada $F(s)$. Esta Figura é repetida na Figura 32 para facilitar a leitura. Pode-se destacar nesta Figura, a malha de realimentação de estados para linearização, a malha fechada de realimentação da saída e o controlador.

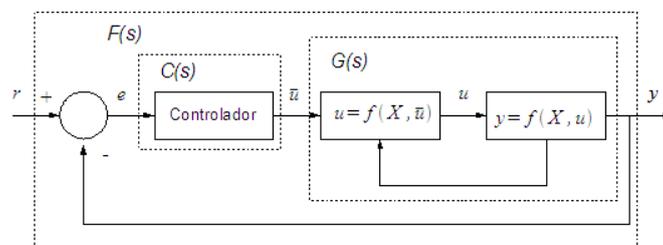


Figura 32: sistema linearizado em malha fechada $F(s)$

A seguir, é apresentado o projeto de um controlador clássico em malha fechada para, na seqüência, avaliar o desempenho do sistema em malha fechada.

5.4.1 Sistema em malha fechada utilizando um controlador clássico

Nesta Seção projeta-se um controlador proporcional clássico aplicando os métodos de projeto vistos na Seção 3.2. Portanto, o seguimento de trajetória senoidal com um certo erro poderia ser satisfeito mediante uma realimentação proporcional de ganho K , ou seja $C(s) = K$.

Na Figura 33 observa-se o diagrama do lugar geométrico das raízes do sistema em malha fechada $F(s)$, onde apresentam-se as trajetórias dos pólos do sistema $F(s)$ com a variação do ganho K do controlador proporcional. Destaca-se que com um ganho $K = 260$, o sistema assume comportamento marginalmente estável.

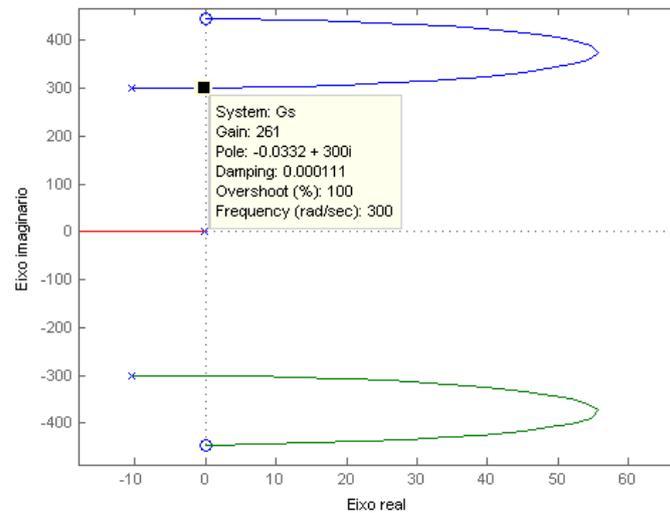


Figura 33: Diagrama do lugar geométrico das raízes do sistema $F(s)$ para um controlador proporcional

Baseando-se nesta análise, o ganho deve ser $K \leq 260$. Assim, a seguir propõe-se um algoritmo que permita calcular o valor do ganho em função de ω_r para um erro de seguimento de trajetória de 2%. Assim, para atender a esta especificação, utilizando a equação (100), o módulo do sistema linearizado em malha fechada $F(s)$ deve ser:

$$|F(j\omega_r)| = \frac{K|G(j\omega_r)|}{1+K|G(j\omega_r)|} \cong 0.98$$

Isolando K , obtém-se:

$$K = \frac{0.98}{0.02|G(j\omega_r)|}$$

O ganho K pode então ser calculado para cada frequência de trabalho. Para o caso de um ganho máximo $K = 250$, onde $|G(j\omega_r)| = 0.196$, equivalente a $|G(j\omega_r)| = -14.15\{db\}$, a frequência ω_r máxima do sistema $F(s)$ é $\omega_r = 0.7rad/s$ para satisfazer às especificações propostas. Esta frequência pode ser obtida a partir da amplitude da função de transferência $G(s)$ no diagrama de bode da Figura 30. Nesta análise não são consideradas as saturações que podem ocorrer na servoválvula.

A nova posição de pólos é exibida na Figura 34. Comparando a posição dos pólos do sistema em malha aberta $G(s)$ apresentada na Figura 31 e a localização dos pólos do sistema em malha fechada $F(s)$ desenhado na Figura 34, destaca-se que o pólo real é dominante no primeiro caso, entretanto que os pólos complexos passam a ser os dominantes para o segundo caso.

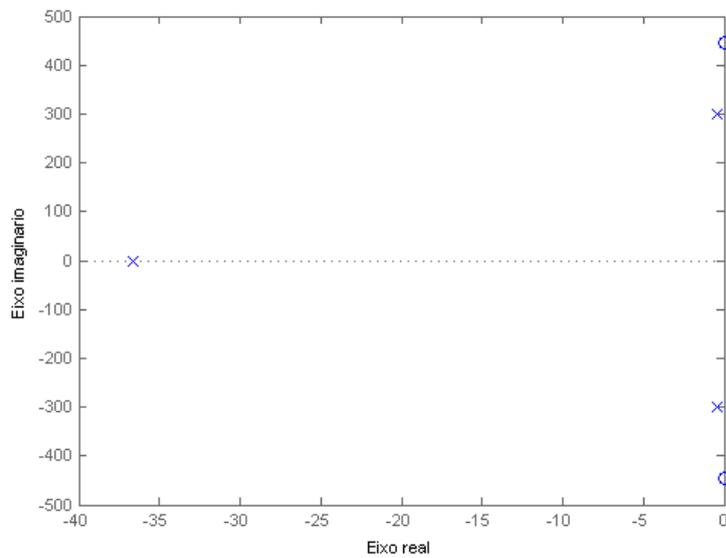


Figura 34: Locação dos pólos para o sistema $F(s)$

Na Figura 35 observa-se o diagrama de bode do sistema em malha fechada $F(s)$.

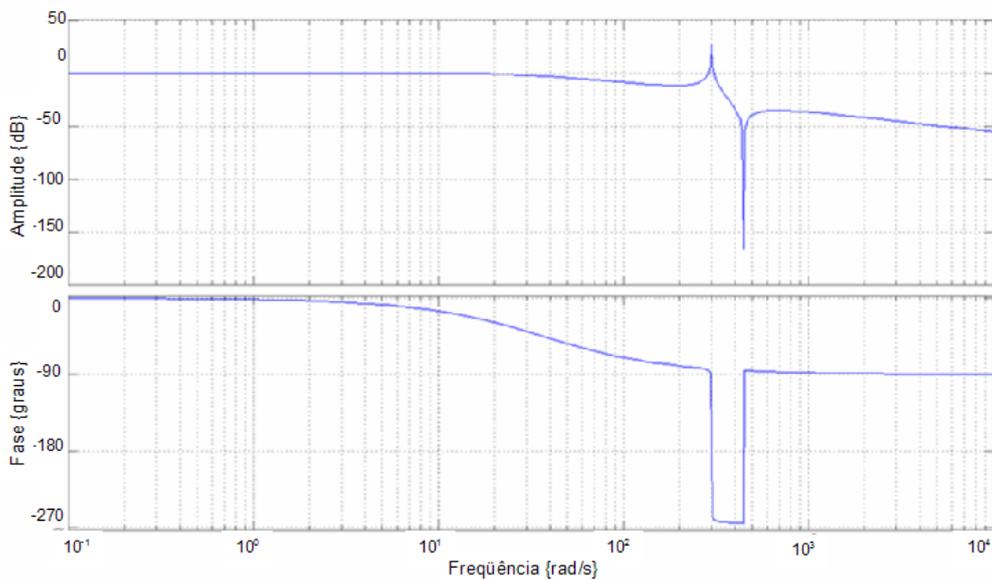


Figura 35: Diagrama de bode da função transferência $F(s)$

Para simular o comportamento do sistema linearizado apresentado na Figura 32 com controlador proporcional, foi montado o diagrama de blocos apresentado na Figura 36. Destacam-se três blocos principais: o bloco (A) com a realimentação de estados que lineariza a parte não-linear, o bloco (B) que representa a parte não-linear do sistema e o bloco (C) que representa a parte linear do sistema. Através de ferramentas computacionais, este diagrama de blocos foi implementado com o propósito de simular o sistema linearizado em malha fechada $F(s)$.

Na Figura 37(B) pode-se comparar a simulação da resposta do sistema linearizado

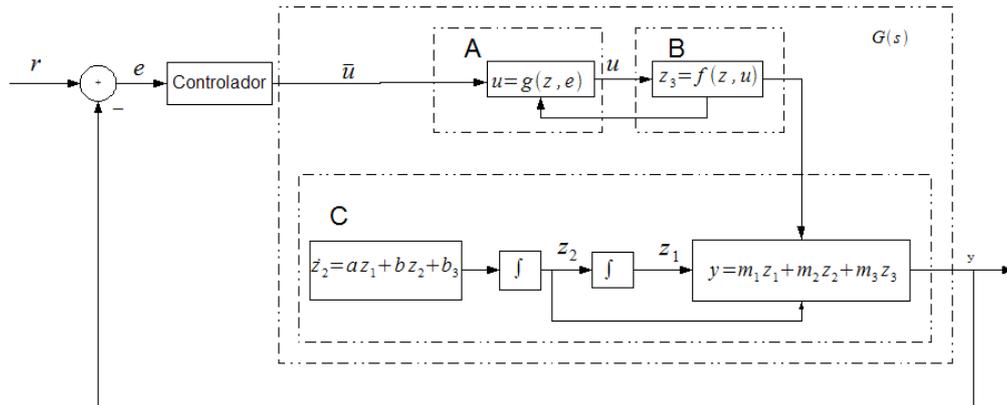


Figura 36: Diagrama de blocos implementado para a simulação do sistema $F(s)$

$F(s)$ a uma curva de referência senoidal para uma força máxima de $1200\{KN\}$ e mínima de $120\{KN\}$ e uma frequência $\omega_r = 0.3\{rad/s\}$, sem que a entrada u sature ($u_{max} = 10V$ e $u_{min} = -10V$). O sinal de entrada u pode ser observado na Figura 37(A). Na Figura 37(D) pode-se observar que o erro de seguimento é desprezível em comparação com a amplitude da referência. Na Figura 37(C) está apresentado o sinal do sensor de pressão (z_3).

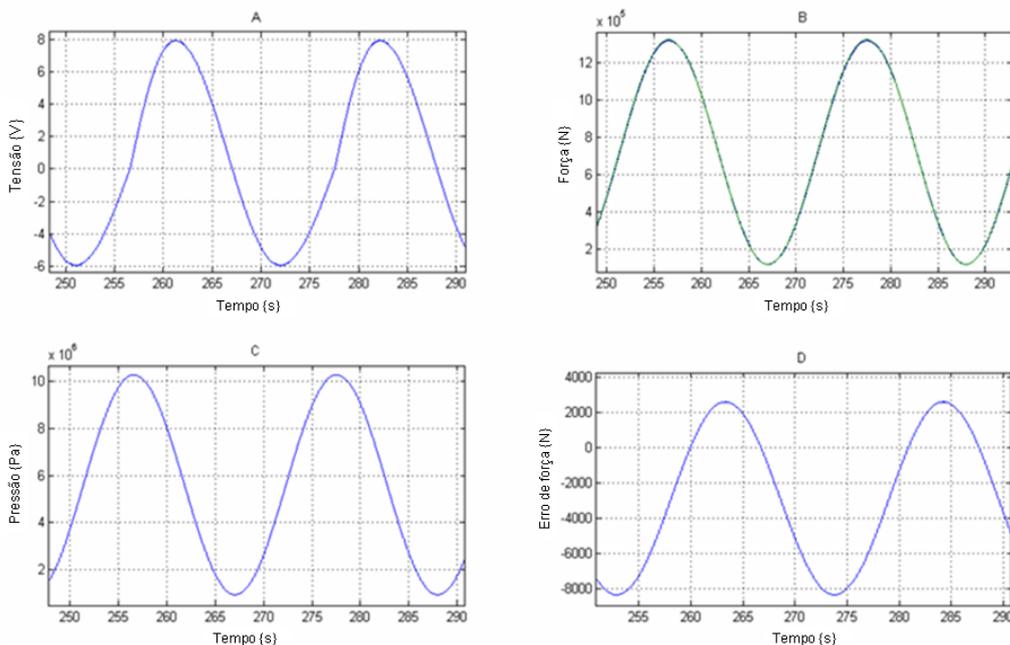


Figura 37: Simulação do seguimento de trajetória do sistema $F(s)$

Na prática, quando são adquiridos os sinais dos sensores, encontra-se um sinal de ruído adicional que não sempre é filtrado. Este ruído pode ser induzido pela rede elétrica ($60\{Hz\}$, equivalente a $376\{rad/s\}$). A seguir, apresenta-se a simulação do sistema $F(s)$ para condições similares, porém, com a adição de uma perturbação com a frequência da rede elétrica no sinal do sensor de diferença de pressão (z_3). A relação proposta entre a amplitude da perturbação e o sinal do sensor é $S = \frac{Q}{\bar{P}_c} = 0.0002$, onde Q é a amplitude da perturbação e \bar{P}_c é a amplitude da diferença de pressão. Esta relação foi a máxima introduzida sem que a entrada da servoválvula sature. Os resultados desta

simulação são apresentados na Figura 38. Para este caso, observa-se como o sinal de entrada u da servoválvula na Figura 38(A) é afetado para uma relação de sinal-perturbação baixa. Isto acontece devido ao fato de que o ganho proporcional K também amplifica as perturbações. A saída do sistema $F(s)$ na Figura 38(B) apresenta ainda um seguimento da referência com erro de seguimento igual que o caso sem perturbação. O sinal do sensor de pressão juntamente com a perturbação é apresentada na Figura 38(C). O erro de seguimento apresentado na Figura 38(D) se mantém igual ao erro da simulação sem perturbação. Lembra-se que o caso simulado foi para o maior sinal de perturbação introduzido sem saturar a entrada da servoválvula.

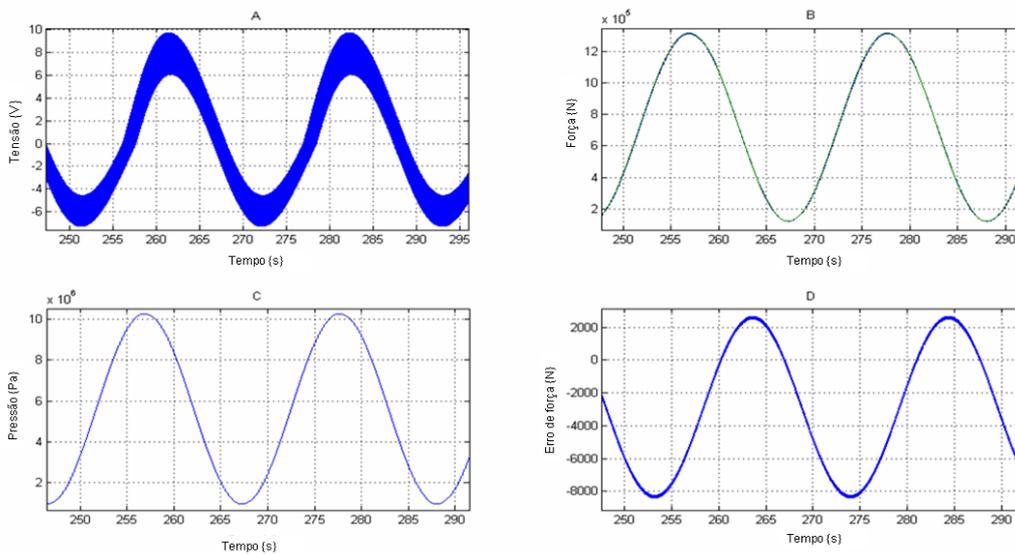


Figura 38: Simulação do seguimento de trajetória do sistema $F(s)$ com perturbação no sinal do sensor de pressão

Na próxima Seção estuda-se o sistema em malha fechada obtido a partir da implementação de um compensador dinâmico como controlador.

5.4.2 Sistema em malha fechada com compensador dinâmico

Na Seção 5.2 foi analisada a dinâmica do modelo linearizado em torno de um ponto de operação em malha aberta. Na Seção 5.3 foi implementado a linearização por realimentação de estados. Na Seção 5.4.1 foi projetado e simulado o sistema linearizado em malha fechada $F(s)$ utilizando um controlador proporcional clássico. Foram observadas varias limitações com o uso deste tipo de controlador, como por exemplo: não é possível obter erro nulo e não se consegue compensar as perturbações injetadas nos sensores. Com a finalidade de superar estas limitações, propõe-se fechar a malha do modelo linearizado $G(s)$ utilizando um compensador dinâmico mais uma realimentação de estados estabilizante com o intuito de: afastar os pólos do eixo imaginário para aumentar a rapidez de resposta do sistema, alocar os pólos complexos próximos ao eixo real para aumentar o amortecimento do sistema mantendo a frequência natural do mesmo, obter o seguimento do sinal senoidal de frequência w_r com erro nulo em regime permanente ($T(j\omega_r) = \frac{y(s)}{r(s)} = 1$) e rejeitar as perturbações com frequência w_0 ($T_q(j\omega_0) = \frac{y(s)}{q(s)} = 0$) adicionadas no sinal proveniente dos sensores.

O sistema em malha fechada com compensador dinâmico denominado agora $T(s)$ é implementado com o diagrama de blocos da Figura 20, que é representada para maior

facilidade na Figura 39. O sistema $T(s)$ é diferente do sistema $F(s)$ devido ao fato de que o sistema $T(s)$ considera as perturbações.

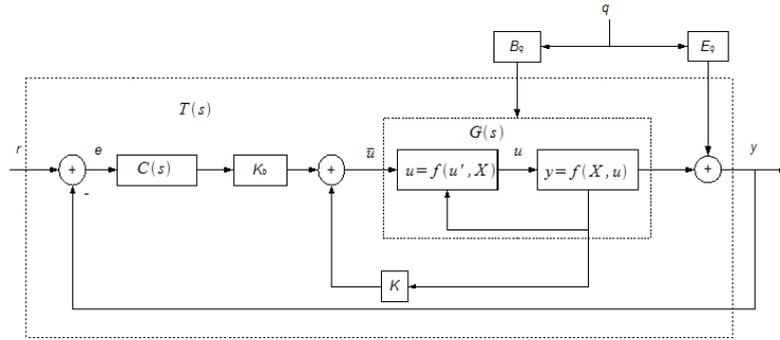


Figura 39: sistema linearizado em malha fechada com compensador dinâmico

Nesta Figura, q é o sinal de perturbação, y a saída do sistema, \bar{u} a entrada do sistema $G(s)$, e é o erro de seguimento, r é a referência, $C(s)$ é o compensador dinâmico, K e K_b são matrizes ganhos de realimentação dos estados do compensador dinâmico e do sistema, respectivamente. B_q é a matriz de perturbação na entrada do sistema $G(s)$ e E_q é a matriz de perturbação na saída do sistema.

O diagrama de blocos do sistema $T(s)$ é representado pelas equações (83), (84) e (86), as quais são repetidas para facilitar a leitura:

$$\dot{z} = A_L z + B_L u + B_q q$$

$$y = C_L z + D_L u + E_q q$$

$$\dot{z}_b = A_b z_b + B_b e$$

$$e = r - y$$

onde z são os estados do sistema linearizado $G(s)$ e z_b são os estados do compensador dinâmico. A_L , B_L , C_L e D_L são as matrizes que caracterizam o sistema linearizado $G(s)$, já estudadas na Seção 5.3. B_q e E_q são as matrizes de perturbações externas. As matrizes A_b e B_b caracterizam o compensador dinâmico.

Este sistema de equações pode ser representado mediante o sistema matricial apresentado na Seção 3.9 o qual é representado novamente para facilitar a leitura:

$$\begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{z}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_L & 0 \\ -B_b C_L & A_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ z_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_L \\ -B_b D_L \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ B_b \end{bmatrix} r + \begin{bmatrix} B_q \\ -B_b E_q \end{bmatrix} q$$

$$u = \begin{bmatrix} K & K_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ z_b \end{bmatrix}$$

O projeto do compensador dinâmico baseia-se no cálculo das matrizes A_b e B_b do sistema $T(s)$ em função das frequências w_r e w_0 e dos ganhos K e K_b , os quais garantem a estabilidade, como foi apresentado na Seção 3.9.

Nesta situação, as perturbações externas q são injetadas no sinal do sensor de pressão, somando-se no estado \dot{z}_3 do sistema linearizado $G(s)$. Assim, a matriz B_q proposta é:

$$B_q = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Se considerarmos unicamente as perturbações introduzidas nos estados do sistema devido às realimentações dos sensores, assume-se que a matriz $E_q = 0$. Assim, as matrizes do sistema aumentado são dadas:

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A_L & 0 \\ -B_d C & A_b \end{bmatrix}$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_e}{(M+M_e)} & -\frac{(B_c+B_e)}{(M+M_e)} & -\frac{A}{(M+M_e)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & -k_2 & -k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_e M}{(M+M_e)} & \frac{(B_e M - B_c M_e)}{(M+M_e)} & -\frac{A M_e}{(M+M_e)} & -(w_r^2 w_0^2) & 0 & -(w_r^2 + w_0^2) & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} B \\ -B_b E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ B_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad B_3 = \begin{bmatrix} B_q \\ -B_b E_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Para o sistema hidráulico estudado, a saída y (força aplicada no corpo de ensaio F_e) não é medida, é calculada. As perturbações no sinal de saída y não são consideradas. Assim a matriz $E_q = 0$.

As condições de ensaio escolhidas são as mesmas que na Seção anterior ($F_{max} = 1200\{KN\}$, $F_{min} = 120\{KN\}$, $\omega_r = 0.3\{rad/s\}$ e $\omega_0 = 376\{rad/s\}$), onde F_{max} e F_{min} são a força máxima e mínima da referência, ω_r é a frequência do sinal de referência e ω_0 é a frequência da perturbação.

As matrizes A_b e B_b calculadas foram:

$$A_b = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -8100 & 0 & -90000 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_b = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

O compensador dinâmico pode-ser representado aplicando a transformação de Laplace, como se apresenta na equação (101)

$$C(s) = (sI - A_b)^{-1} B_b \quad (101)$$

Após o cálculo das matrizes A_b e B_b , são calculados os ganhos K e K_b para alocar os pólos do sistema $T(s)$ e garantir a estabilidade do mesmo em malha fechada. Os pólos a serem alocados são 7, três pertencentes ao sistema linearizado $G(s)$ e quatro pertencentes ao compensador dinâmico. Como a dinâmica do sistema em malha fechada deve ser mais rápida do que a do sistema em malha aberta $G(s)$, os pólos devem ser mais rápidos, assim são alocados mais para a esquerda que os pólos do sistema $G(s)$. O pólo real do sistema $G(s)$ é afastado do eixo imaginário para aumentar a velocidade de resposta do sistema. Os pólos complexos do sistema $G(s)$ são aproximados do eixo real para aumentar seu amortecimento, mantendo a frequência natural do mesmo. A localização de pólos adotada para este projeto é apresentada na Figura 40 e na TABELA 6. Nesta tabela também se podem observar os ganhos calculados para esta disposição de pólos.

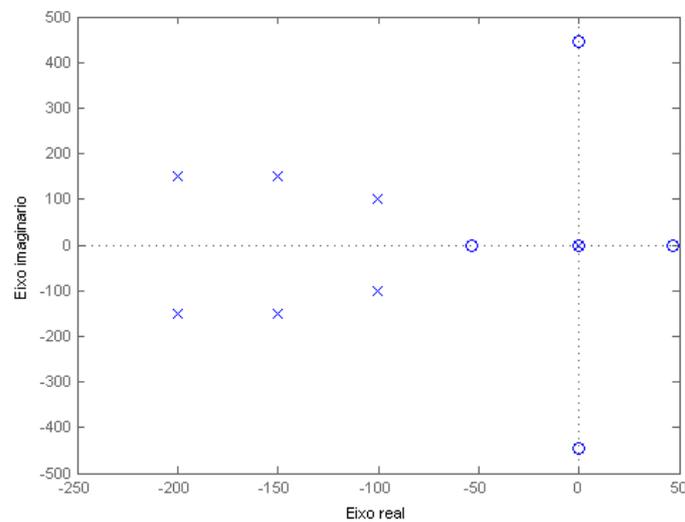
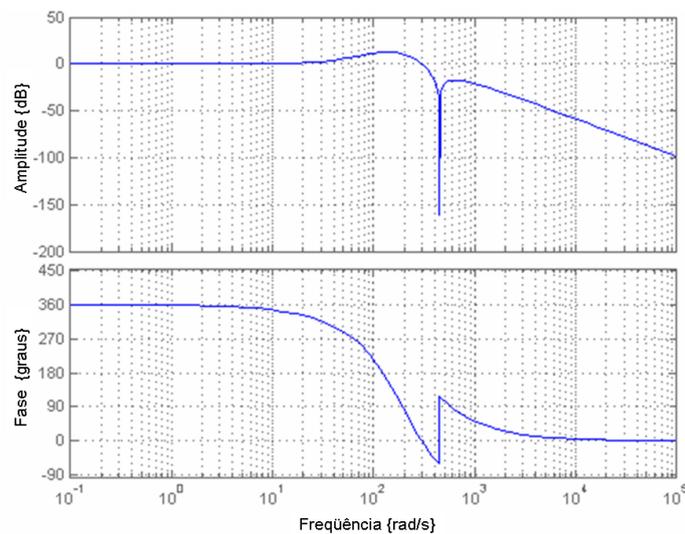


Figura 40: Pólos do sistema $T(s)$

Tabela 6: Pólos e ganhos do sistema $T(s)$

λ_1	-0.14	K_1	-5.94×10^{11}
λ_2	$-100 - 100i$	K_2	4.1713×10^9
λ_3	$-100 + 100i$	K_3	621.1
λ_4	$-150 - 150i$	K_4	-8.47×10^8
λ_5	$-150 + 150i$	K_5	-4.3×10^9
λ_6	$-200 - 150i$	K_6	1×10^7
λ_7	$-200 + 150i$	K_7	1.72×10^6

Na Figura 41 observa-se o diagrama de bode do sistema $T(s)$ para $q = 0$ e $\bar{u} \neq 0$. Observa-se, como esperado, o ganho de $T(j\omega_r)$ para $\omega_r = 0.3$ é igual a 1 (0{dB}). Pode se destacar também que a largura de banda do sistema $T(s)$ é aumentada em comparação com o sistema $F(s)$ comparando a Figura 41 com a Figura 35.

Figura 41: Diagrama de bode do sistema $T(s)$ para $q = 0$ e $\bar{u} \neq 0$

Na Figura 42 observa-se o diagrama de bode relativo à função de transferência $T_q(s)$. Este diagrama representa a resposta em frequência do sistema $T_q(s)$ para as perturbações no sinal do sensor de pressão. Destaca-se uma grande atenuação para uma faixa extensa de frequências e um pico negativo de amplitude infinita (ganho zero) para a frequência de $376\{rad/s\}$.

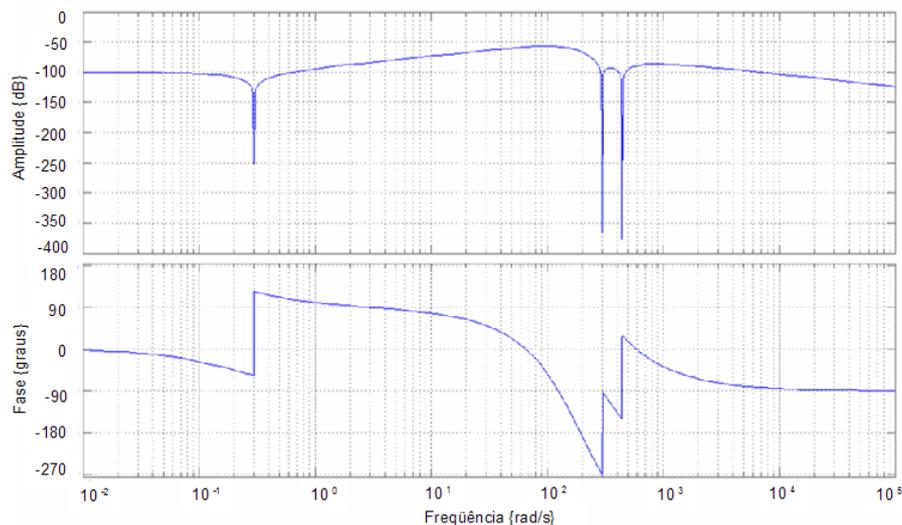


Figura 42: Diagrama de bode de $T_q(s)$

Este controlador foi simulado nas mesmas condições que o controlador proporcional da Seção 5.4.1 a fim de comparar o desempenho das duas leis de controle. Assim, utilizando o diagrama de blocos da Figura 36, implementa-se como controlador o compensador dinâmico $C(s)$ calculado para um seguimento à referência $w_r = 0.3\{rad/s\}$ e rejeição à perturbação senoidal de frequência $w_0 = 376\{rad/s\}$.

Na Figura 43 apresentam-se os resultados da simulação do sistema em malha fechada com o compensador dinâmico $C(s)$ sem perturbações. Na Figura 43(A) observa-se a entrada u da servoválvula. Na Figura 43(B) observa-se a saída do sistema sobreposta com a curva de referência. Na Figura 43(C) apresenta-se o sinal do sensor de pressão (z_3). Na Figura 43(D) apresenta-se o erro de seguimento. O valor medio do erro observado na Figura 44(D) e sua forma, atribui-se a erros numéricos, devido a que o resultado deveria ser nulo. Este erro é desprezível em comparação com o erro apresentado pelo sistema com controle proporcional na Seção anterior.

Na seqüência foi realizada a simulação do comportamento do sistema com as mesmas condições, mas adicionando uma perturbação com a frequência da rede elétrica ao sinal do sensor de pressão (z_3). A relação de sinal-perturbação proposta é $S = 0.02$, 100 vezes maior ao da simulação do controlador proporcional, o que representa 2% do sinal do sensor.

Os resultados da simulação do sistema em malha fechada com a perturbação adicionada ao sinal do sensor de pressão é apresentada na Figura 44. Na Figura 44(A) apresenta-se a entrada u da servoválvula. Observa-se que não existe saturação no sinal de entrada u (lembra-se que os limites de tensão na entrada da servoválvula são de $\pm 10\{V\}$) e que não aparecem oscilações como no caso do sistema com controle proporcional apresentado na Figura 38(A). Na Figura 44(B) apresentam-se a referência e a saída do sistema, na Figura 44(C) apresenta-se a perturbação somada ao sinal do sensor de pressão e na Figura 44(D)

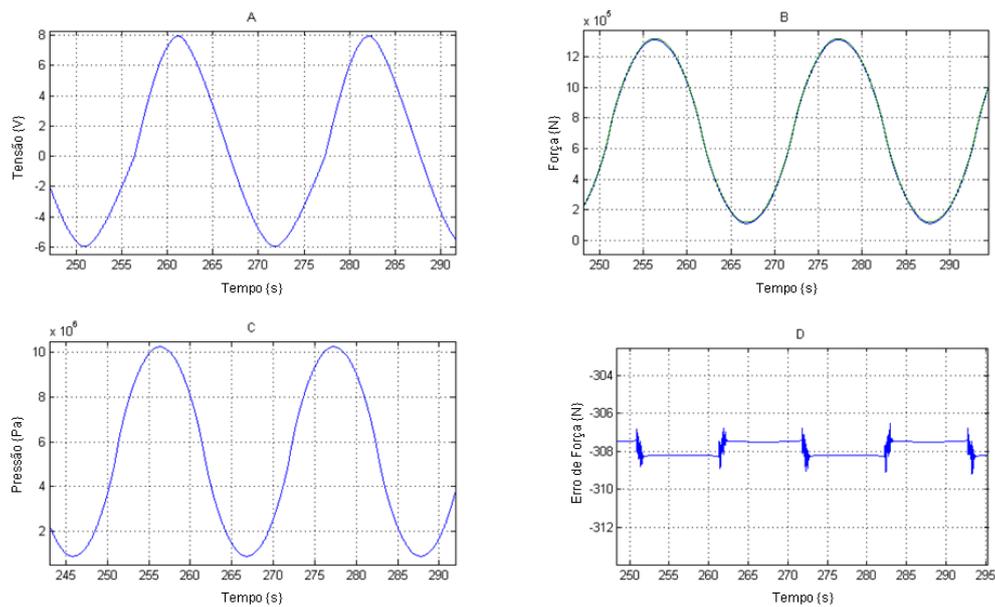


Figura 43: Simulação do seguimento à trajetória do sistema em malha fechada com $r = 715 + 585\text{sen}(0.3t)[KN]$ e $q = 0[Pa]$

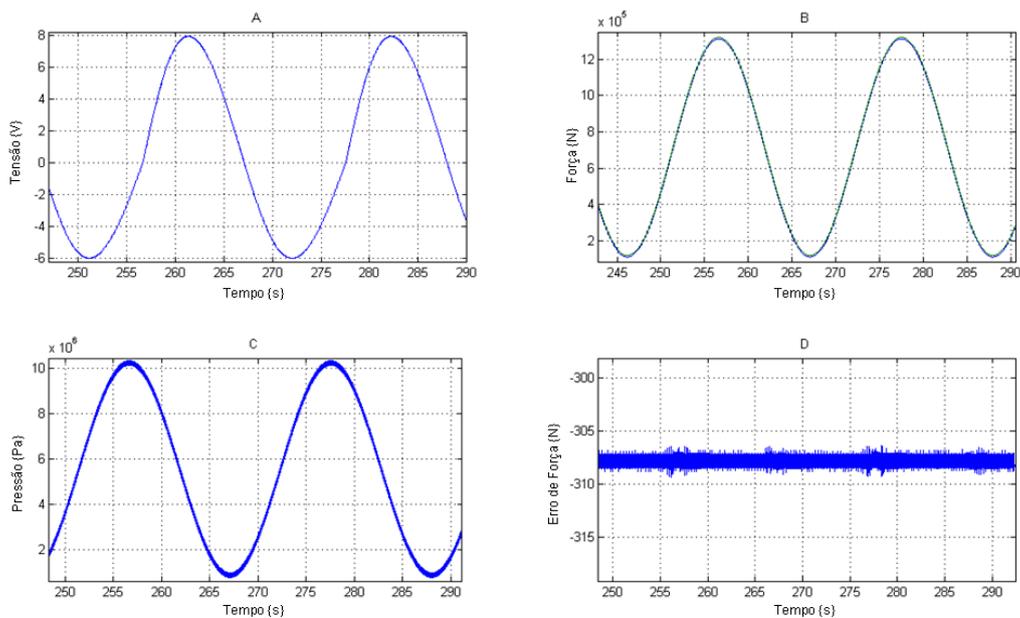


Figura 44: Simulação do seguimento da trajetória do sistema em malha fechada com $r = 715 + 585\text{sen}(0.3t)[KN]$ e $q = 2 \times 10^6\text{sen}(376t)[Pa]$

observa-se o erro de seguimento, o qual resulta ser desprezível em comparação com o erro de seguimento para o caso do controlador proporcional apresentado na Figura 38(D).

Esta simulação foi repetida para outras frequências $w_0 < 376$ obtendo erro de seguimento com amplitudes semelhantes à da última simulação da Figura 44.

Após varias simulações realizadas utilizando o modelo linearizado com compensador dinâmico variando a amplitude da perturbação introduzida no sistema, foi observado que o erro de seguimento é nulo.

Foram então introduzidas incertezas de até 50% do valor nominal em cada parâmetro do modelo matemático não-linear para o sistema linearizado com e sem compensador dinâmico. O erro de seguimento de referência foi aproximadamente nulo para qualquer parâmetro com incerteza, mas para alguns dos parâmetros, como A e K_d , foram observadas limitações nos erros, onde a entrada do sistema satura. Estas limitações foram analisadas mediante simulações. Foi observado que, para estes dois parâmetros, se a incerteza é positiva a entrada u satura. Destes dois parâmetros, a área A é possível calcular sem dificuldade, mas no caso do coeficiente K_d , este é estimado através de dados registrados do sistema hidráulico ao longo do tempo. Assim, como a estimação de K_d pode apresentar incertezas paramétricas é importante observar a resposta do sistema com e sem compensador. Estas simulações apresentam-se na Figura 45 para uma incerteza negativa de 50% no parâmetro K_d . Na Figura 45(A) observa-se a entrada u para o sistema $F(s)$. A referência e a saída do sistema $F(s)$ observam-se na Figura 45(B). O erro de seguimento para o sistema $F(s)$ apresenta-se na Figura 45(C). Na Figura 45(D) apresenta-se a entrada u para o sistema $T(s)$ e na Figura 45(E) observam-se a saída e a referência do sistema $T(s)$. Na Figura 45(F) observa-se o erro de seguimento desprezível em comparação com a Figura 45(C).

Os parâmetros A e K_d devem ser cuidadosamente medidos para não comprometer o desempenho do controlador. O sistema $T(s)$ apresentou uma resposta melhor em comparação do sistema $F(s)$. O valor de K_d implementado no controlador é recomendado então ser menor que o estimado.

Na Figura 46 observa-se a simulação do sistema $F(s)$ e $T(s)$ para o caso de incertezas introduzidas no parâmetro A . A incerteza é de 50% negativa. Nas Figuras 46(A), (B) e (C) apresentam-se a entrada u , a saída junto com a referência e o erro de seguimento para o sistema $F(s)$. Nas Figuras 46(D), (E) e (F) apresentam-se a entrada u , a saída junto com a referência e o erro de seguimento para o sistema $T(s)$. O erro de seguimento para o sistema $T(s)$ novamente é desprezível em comparação com o erro de seguimento do sistema $F(s)$.

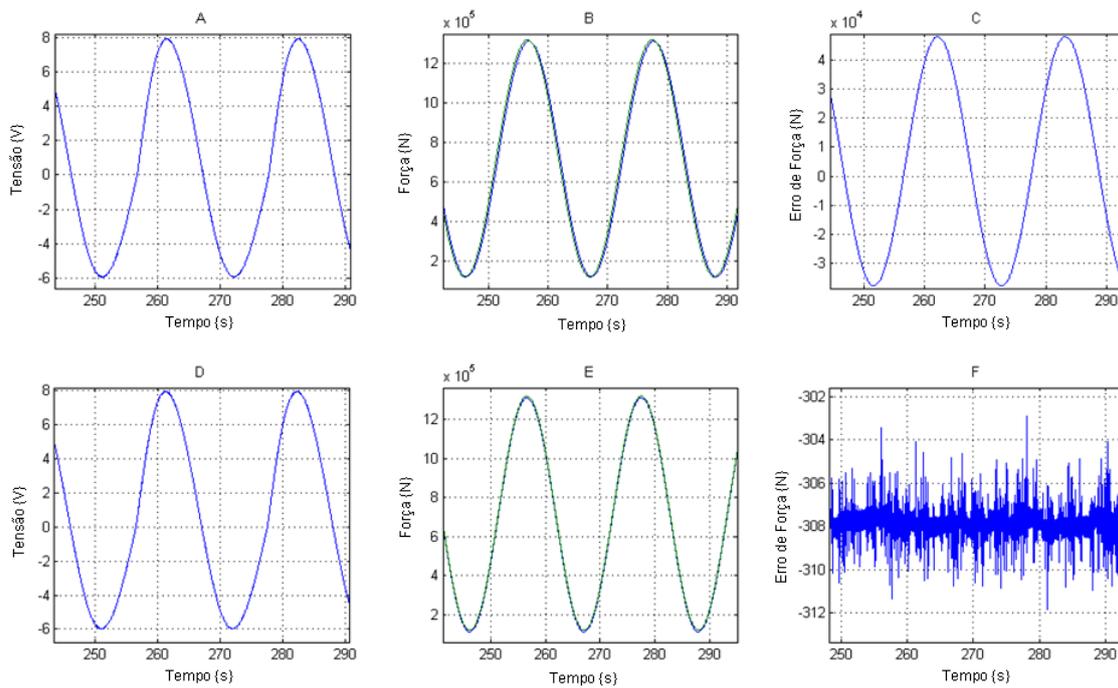


Figura 45: Simulação do sistema $F(s)$ e do sistema em malha fechada com incerteza de 50% negativa no parâmetro K_d

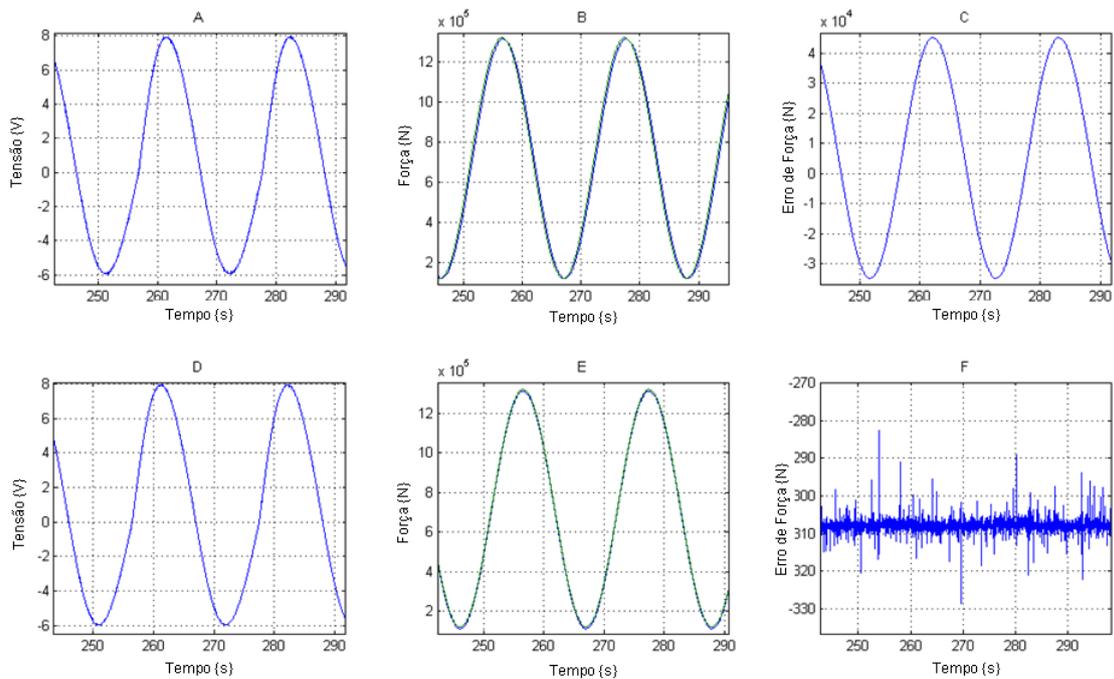


Figura 46: Simulação do sistema $F(s)$ e do sistema $T(s)$ com incerteza de 50% negativa no parâmetro A

É interessante observar que o parâmetro β , de difícil determinação, não apresenta problemas para estes controladores como pode ser observado na Figura 47. Nesta Figura observa-se a simulação do sistema $F(s)$ e $T(s)$ para o caso de incertezas introduzidas no parâmetro β . A incerteza é de um 50% negativa, apresentando resultados similares para o caso de incerteza positiva. Nas Figuras 47(A), (B) e (C) apresentam-se a entrada u , a saída junto com a referência e o erro de seguimento para o sistema $F(s)$. Nas Figuras 47(D), (E) e (F) apresentam-se a entrada u , a saída junto com a referência e o erro de seguimento para o sistema $T(s)$. O erro de seguimento para o sistema $T(s)$ novamente é desprezível em comparação com o erro de seguimento do sistema $F(s)$, mas neste caso observa-se uma oscilação de frequência elevada o qual atribui-se a erro de cálculo numérico.

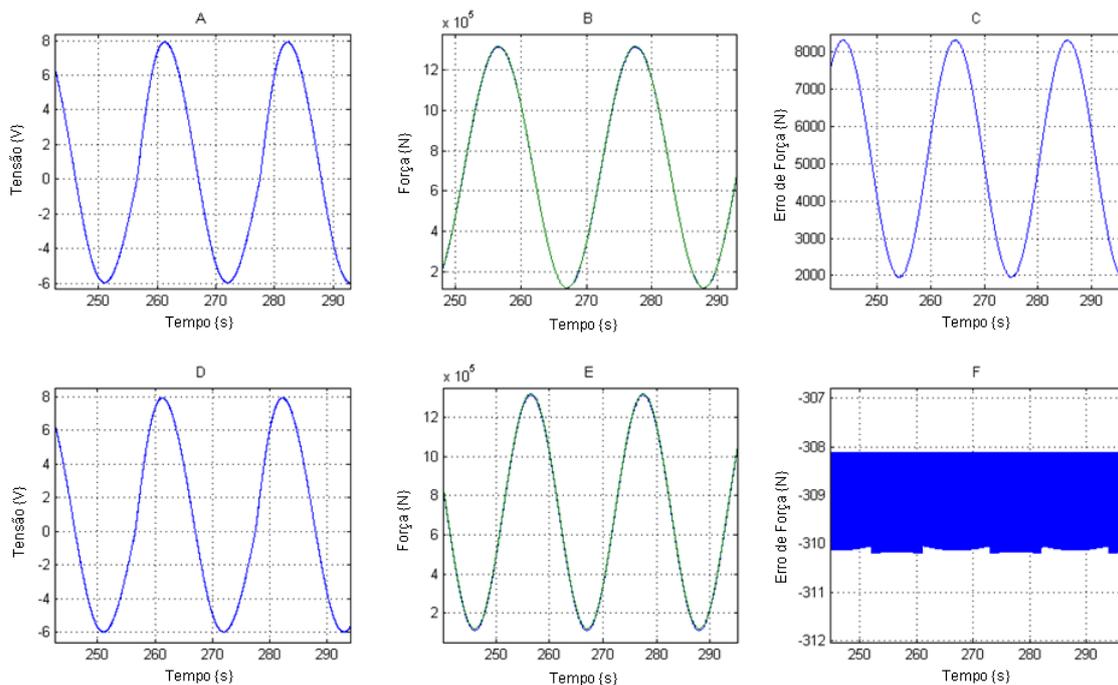


Figura 47: Simulação do sistema $F(s)$ e do sistema $T(s)$ com incerteza de 50% no parâmetro β

5.5 Conclusão

Neste Capítulo foram apresentados os resultados de simulações de duas leis de controle aplicadas no sistema linearizado por realimentação de estados em malha fechada. Como as trajetórias desejadas para o sistema hidráulico estudado são sempre senoidais, foi proposto a linearização do sistema e a utilização de um compensador dinâmico aplicado a sistemas lineares. Esta lei de controle foi estudada no Capítulo 3, e foi projetada para um sistema hidráulico no presente Capítulo. O desempenho desta lei de controle foi comparado com o desempenho de um controlador proporcional implementado no sistema linearizado em malha fechada.

O sistema foi linearizado utilizando a técnica de linearização por realimentação de estados devido às vantagens frente à linearização em torno de um ponto fixo de equilíbrio, estudados no Capítulo 3.

As curvas de erro de seguimento obtidas através das simulações destacam o desempenho superior do compensador dinâmico quando comparado com o controlador proporcional.

Foram introduzidas perturbações no sinal do sensor de pressão para simular ruídos observados nos sinais dos sensores do sistema hidráulico real. Foi verificado que para o caso do controlador proporcional, esta perturbação não foi internamente rejeitada, ocasionando saturação do sinal de entrada na servoválvula u com oscilações de frequências na faixa de $20\{Hz\}$, isto pode comprometer a vida útil da servoválvula. Estas saturações aumentam também o erro do seguimento da referência. Para o caso do compensador dinâmico, estas perturbações foram rejeitadas, com a diminuição das amplitudes das harmônicas em u , impedindo as saturações do sinal de controle.

Foi observado através de simulações que o erro de seguimento obtido com o compensador dinâmico converge para um conjunto residual devido à incertezas paramétricas introduzidas no modelo matemático. As incertezas introduzidas em todos os parâmetros do modelo linearizado foram de até 50% do valor nominal. O sistema foi simulado para cada incerteza observando que a entrada da servoválvula u aumenta sua amplitude para compensar estas incertezas. Assim, um trabalho eficiente na determinação dos parâmetros é muito importante para não comprometer o desempenho da lei de controle.

Foi ainda demonstrado através das simulações que algumas incertezas influenciam mais que outras no desempenho do controlador. As incertezas mais influentes foram as introduzidas nos parâmetros A e K_d .

6 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

6.1 Conclusões

Neste trabalho foi estudado e desenvolvido um modelo não-linear de terceira ordem para o sistema hidráulico de uma máquina de fadiga. Este modelo foi concebido para a utilização de leis de controle não-lineares que compensam as não linearidades do sistema hidráulico.

Foram apresentadas técnicas para estimar parâmetros do modelo. Este modelo foi avaliado através de comparações entre resultados de simulações e ensaios do sistema real obtendo uma boa concordância.

Foram analisadas as limitações da técnica de linearização em torno de um ponto de equilíbrio, mostrando os problemas de sua utilização para pontos de trabalho próximos ao final do curso de movimentação.

A partir de uma revisão bibliográfica, foram identificadas as limitações da aplicação de técnicas de controle clássicas (P, PI e PID) nos sistemas hidráulicos. Também foram analisadas técnicas não-lineares de controle e também técnicas de controle lineares com compensação de perturbações.

Como as trajetórias utilizadas nestas máquinas são normalmente senoidais, foi proposto neste trabalho linearizar o sistema por realimentação de estados (utilizando a técnica *feedback linearization*) e fechar a malha utilizando um compensador dinâmico para rejeitar as perturbações e atingir o seguimento da trajetória com erro nulo em regime permanente. A justificativa da utilização desta técnica de linearização deve-se à necessidade de cancelamento das não-linearidades do sistema hidráulico visando o controle preciso em qualquer ponto de trabalho. Outro motivo é devido à possibilidade de alocar livremente os pólos do sistema. Por outro lado, a justificativa da utilização do compensador dinâmico é devido à necessidade de garantir a estabilidade do sistema em malha fechada assim como a rejeição de perturbações introduzidas nos sinais dos sensores e a garantir o seguimento com erro nulo.

Foram realizadas simulações do comportamento do sistema linearizado utilizando o compensador dinâmico. O desempenho do compensador dinâmico foi avaliado comparando as respostas obtidas com o mesmo e as do sistema controlado utilizando a técnica de controle proporcional clássico.

Foram introduzidas perturbações no sinal do sensor de pressão para simular os ruídos devido a rede elétrica. Foi observado que, para o caso do controlador proporcional, esta perturbação não foi rejeitada, ocasionando saturação do sinal de entrada na servoválvula u , o que pode comprometer a vida útil da servoválvula. Estas saturações aumentam o erro do seguimento da referência. Para o caso do compensador dinâmico, estas perturbações foram rejeitadas, porém, com menores amplitudes das harmônicas em u , impedindo as

saturações deste sinal.

Foram introduzidas incertezas paramétricas de até 50% em todos os parâmetros do modelo matemático. As simulações do sistema considerando incertezas apresentaram convergência do erro de seguimento para um conjunto residual. Foi observado também um aumento na amplitude da entrada da servoválvula u para compensar estas incertezas. Assim, é recomendável realizar com muito cuidado a estimação de parâmetros para não comprometer o desempenho da lei de controle. Os parâmetros que mais afetam ao desempenho do sistema são: a área do cilindro A e o coeficiente K_d .

Fruto deste trabalho foi uma publicação no COBEM 2007 (Congresso internacional de Engenharia Mecânica) intitulada **Force control for hydraulic fatigue test machine based on feedback linearization** (SERRANO et al., 2007).

7 PERSPECTIVAS

Na atualidade, o hardware do condicionador de sinais, o qual foi aprimorado para obter sinais com menor ruído, se encontra pronto para ser utilizado, inclusive o software que interage com os drivers da placa de aquisição se encontra pronto para enviar e receber sinais ao sistema em tempo real.

Assim, para trabalhos futuros, propõe-se:

- Implementação da lei de controle proposta neste trabalho em uma máquina de fadiga hidráulica.
- Teste dos controladores por simulação considerando a dinâmica da servoválvula.
- Análise dos filtros digitais utilizados para a obtenção do sinal de aceleração a partir da derivada segunda do sinal deslocamento.
- Estudo teórico da robustez do sistema de controle a incertezas paramétricas.
- Simulação e análise da lei de controle proposta para máquinas de fadiga com haste simples.
- Simulação e análise da lei de controle com variação da pressão de suprimento (P_s).
- Análise de sensibilidade.

8 REFERÊNCIAS

ALLEYNE, A.; HEDRICK K. H. Nonlinear adaptive control of active suspensions. IEEE, Transactions on control systems technology, v. 3, 1. p. 94-101. 1995.

ALLEYNE, A.; LIU, R.; WRIGHT H. On the limitations of force tracking control for hydraulic active suspensions. In: THE AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 1998, Philadelphia, PN. Proceedings Philadelphia, PN, 1998.

BAZANELLA, A. S.; GOMES SILVA JUNIOR, J. M. da. **Sistemas de controle - princípios e métodos de projeto**. Porto Alegre. Ed. UFRGS, 2005.

CHANTRANUWATHANA, S.; PENG, H. Adaptive robust control for active suspensions. In: IEEE, THE AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 1999, San Diego, CA. Proceedings San Diego, CA, 1999. v. 3, p. 1702-1706.

CHEN, C. T. **Linear system theory and design**. 3 ed. Oxford NY, Oxford University, 1999.

CHIRIBOGA, J.; THEN, M. W. L.; MISAWA, E. A. Input-output feedback linearization control of a load-sensing hydraulic servo system. In: IEEE, CONFERENCE ON CONTROL APPLICATION, 4., 1995, Albany, NY. Proceedings Albany, NY, 1995. p. 910-915.

CUNHA, M. A. B. **O controle em cascata de um atuador hidráulico: contribuições teóricas e experimentais**. 2001. Tese (Doutor em Engenharia Elétrica) - Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis SC. 2001.

CUNHA, M. A. B.; GUENTER, R.; PIERI, E. R. O controle de força em atuadores hidráulicos. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2000, Natal, RN. Anais Natal, RN, 2000.

FURST, F. L. **Sistematização preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição**. 2001. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica)- Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis SC. 2001.

GUENTER, R. et al. VS-ACC applied to a hydraulic actuator. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 2000, Chicago. Proceedings Chicago, 2000. p. 4124-4128.

- GUENTER, R.; PERONDI, E. A. O controle em cascata de sistemas pneumáticos de posicionamento. **Revista Controle & Automação**, Sociedade Brasileira de Automatica, v. 15, n. 2, p. 149-161, 2004.
- HA, Q. P. et al. Sliding mode control with fuzzy tuning for an electro-hydraulic position servo system. In: IEEE, INTERNATIONAL CONFERENCE ON KNOWLEDGE-BASED INTELLIGENT ELECTRONIC SYSTEMS, 2., 1998, Adelaide, Australia. Proceedings Adelaide, Australia, 1998.
- HA, Q. P. et al. Impedance control of a hydraulically actuated robotic excavator. **Automation in construction**, Elsevier, v. 9, p. 421-435, 2006.
- JURAN J. M. ; GRYNA F. M. **Manual de control de calidad**. Madrid, España, McGRAW-Hill. 1998.
- KNOHL, T.; UNBEHAUEN, H. Adaptive position control of electrohydraulic servo systems using ANN. **Pergamon Mechatronics**, v. 10, p. 127-143, 1999.
- LAVAL, L.; M'SIRDI, K. N.; CADIOU, J. C. H_∞ Force control of a hydraulic servo-actuator with environmental uncertainties. In: IEEE, INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1996, Minneapolis, MN. Proceedings Minneapolis, MN, 1996. p. 1566-1571.
- LINSCHINSKY, P. A.; CANUDAS, C.; MOREL, G. Friction compensation for an industrial robot. In: IEEE, INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONTROL APPLICATIONS, 1999. Proceedings 1999, p. 25-32.
- LINSCHINSKY, P. A.; CANUDAS, C.; MOREL, G. Friction compensation of a schilling hydraulic robot. In: IEEE, INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONTROL APPLICATIONS, 1997, Hartford, CT. Proceedings of Hartford, CT, 1997, p. 294-299.
- LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 1997.
- MERRITT, H. E. **Hydraulic control systems**. New York, John Wiley, 1967.
- MIROSLAV, M.; VLASTIMIR, N.; DRAGAN, A. Position control of an electro-hydraulic servo system using sliding mode control enhanced by fuzzy PI controller. **Facta Universitatis, Mechanical Engineering**, v. 1, n. 9, p. 1217-1230, 2002.
- MONTGOMEY D. C. **Diseño y análisis de experimentos**. México, Grupo Editorial de Iberoamérica, 1991.
- NEGRI, V. J. de. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle**. 2001. Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis SC. 2004.

NIKSEFAT, N.; SEPEHRI, N. Robust force controller design for an electro-hydraulic actuator based on nonlinear model. In: IEEE, INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1999, Detroit, MI. Proceedings Detroit, MI, 1999.

OGATTA, K. **Engenharia de controle moderno**. Rio de Janeiro: Prentice-Hall do Brasil, 1998.

PERONDI, E. A. **Controle em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito**. 2002. Tese (Doutor em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis SC. 2002.

PERTENCE, A. **Filtros activos fundamentos: teoría, proyectos y aplicaciones prácticas**. Madrid, España. Mc Graw-Hill Interamericana, 1991.

PLOCKINGER, A.; MANHARTSGRUBER, B.; SCHEIDL, R. Parameter identification as a tool for fluid power system development. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON COMPUTATIONAL METHODS IN FLUID POWER TECHNOLOGY, 1., 2003, Melbourne, Australia. Proceedings Melbourne, Australia, 2003.

SERRANO, M. I.; PERONDI, E. A.; GOMES SILVA JUNIOR, J. M. da. Force control for hydraulic fatigue test machine based on feedback linearization. In: COBEM (Congresso internacional de Engenharia Mecânica), 2007, Brasília, DF. Anais Brasília, DF, 2007.

SERRANO, M. I.; PERONDI, E. A.; GOMES SILVA JUNIOR, J. M. da.; CUNHA, M. A. B.; STROHAECKER, T. R.; PEREYRA, E. A. ; Controle de força de uma máquina de fadiga hidráulica com atuador de haste simples através da técnica de linearização por realimentação. In: CBA - Congresso brasileiro de automática, 2008, Juiz de Fora, MG. Anais Juiz de Fora, MG, 2008.

SILVEIRA, C. A. B. **Contribuição ao Estudo e Projeto de Controladores de Força para Robôs Manipuladores**. 1998. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Departamento de mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis SC. 1998.

SIROUSPOUR, M. R.; SALCUDEAN, S.E. On the nonlinear control of hydraulic servo-systems. In: IEEE CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 2000, proceedings 2000. v. 2, p. 1276-1282.

SLOTINE, J.J.E.; LI, W. **Applied Nonlinear Control**. Englewood Cliffs, NJ, Prentice-Hall 1991.

SOHL, G. A. ; BOBROW, J. E. Experiments and simulation on the nonlinear control of a hydraulic servosystem. In: IEEE, TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY, v. 7, n. 2. p. 238-247. 1999.

STRINGER, J. **Hydraulic systems analysis**. Londres, Macmillan Press. 1976.

TAN, H. Z.; SEPEHRI, N. Parametric fault diagnosis of electrohydraulic cylinder drive units. In: IEEE, TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS, v. 49, n. 1, p 96-106, 2002.

APÊNDICE A ESTIMAÇÃO DE PARÂMETROS POR REGRESSÃO LINEAR

Muitos problemas de investigação nas áreas de engenharia consistem na estimação de parâmetros que relacionam as variáveis de um sistema físico. Estas variáveis podem ser dependentes de outras ou não. Em termos estatísticos há vezes que se deseja conhecer o grau de dependência entre as variáveis do sistema estudado.

No caso de sistemas hidráulicos, fazendo algumas considerações são conhecidos os modelos matemáticos que relacionam as variáveis que interagem no sistema, mais os coeficientes ou parâmetros destes modelos variam para cada sistema em particular dependendo da sua estrutura física, condições de funcionamento, etc.

As técnicas de regressão são técnicas estatísticas que servem para poder estimar os parâmetros de uma função. Para a implementação desta técnica propõe-se um modelo de regressão por mínimos quadrados onde seus parâmetros estabelecem a relação entre as variáveis dependentes e as independentes como é mostrado na TABELA 7, onde apresentam-se as amostras adquiridas de um sistema. Alguns dos autores chamam estas técnicas de regressão como técnicas de mínimos quadrados ou ajuste de curvas (JURAN; GRINA, 1998). As técnicas de estimação de parâmetros podem ser classificadas como lineares e não-lineares. Podem ser também classificados como simples e múltiplos.

Tabela 7: Relação entre parâmetros dependentes e independentes

Variável dependente	variáveis independentes
Y_1	$X_{11}, X_{12} \dots X_{1m}$
Y_2	$X_{21}, X_{22} \dots X_{2m}$
Y_3	$X_{31}, X_{32} \dots X_{3m}$
Y_n	$X_{41}, X_{42} \dots X_{4m}$

onde o modelo principal é $E(Y_n) = f(X_{n1}, X_{n2} \dots X_{nm})$ e a variância é considerada constante $\sigma^2(Y_n) = cte$ (MONTGOMEY, 1991).

A.1 Equação do modelo linear

A equação que estabelece a relação dos dados para uma regressão linear simples é (MONTGOMEY, 1991):

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + \dots + b_m X_m + c \quad (102)$$

onde os b_i são os coeficientes a estimar chamados de coeficientes de regressão; c é o erro de aproximação aleatório com média nula e com variância σ^2 cte; x é a variável medida independente. x pode ser também uma transformação de variáveis dependentes. Por exemplo, para o caso de um modelo matemático não-linear é $\hat{y} = a + bx_1 + cx_1^2$ onde suas variáveis não são conhecidas, propõe-se fazer uma mudança de estados $x_2 = x_1^2$, assim, a equação seria $\hat{y} = a + bx_1 + cx_2$ e podem-se aplicar as técnicas de regressão linear anteriormente mencionada.

Para o caso das combinações de variáveis como $x_3 = x_1x_2$ é considerado o erro com uma distribuição normal; média nula e com variância constante, ou seja: $cN(0, \eta^2)$ onde o erro c define-se como:

$$c_n = y_n - (b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_mx_m)$$

Pode-se comprovar que os parâmetros b_i são ótimos pois devem levar ao valor mínimo de $\sum \sigma_i^2$ usando mínimos quadrados.

A.2 Cálculo dos parâmetros múltiplos

Para aplicar este método no modelo não-linear do sistema hidráulico, é necessário uma mudança de variáveis para linearizar o modelo matemático. No sistema de equações estudado na Seção 2.7 observa-se que a equação (44) apresenta duas não linearidades. Esta equação pode ser representada como na equação (79) que se reescreve para maior simplicidade:

$$\dot{z}_3 = f(z) + b(z)u$$

onde a variável à estimar é K_d que se encontra em $b(z)$. Assim, pode-se substituir $b(z) = K_d g(z)$ reescrevendo-se a equação da seguinte forma:

$$\dot{z}_3 = f(z) + K_d g(z)u \quad (103)$$

Com o intuito de linearizar a equação matemática do modelo para poder estimar o parâmetro K_d propõe-se a seguinte mudança de variáveis:

$$X_1 = g(z)u; X_2 = f(z); X_3 = \dot{z}_3 - X_2$$

assim, o modelo linear para estimar o parâmetro K_d por regressão linear é:

$$X_3 = K_d X_1 \quad (104)$$

onde X_3 , X_1 e X_2 são calculados a partir dos estados que foram adquiridos dos ensaios feitos com o sistema físico.

Escrevendo a equação (104) de modo matricial e multiplicando por X_1^T :

$$X_1^T X_3 = X_1^T X_1 K_d$$

isolando finalmente K_d :

$$K_d = (X_1^T X_1)^{-1} X_1^T X_3 \quad (105)$$

A estimação da variância do erro é obtida da seguinte forma (MONTGOMEY, 1991):

$$S^2 = \frac{\sum^n (c^2)}{n - (k + 1)} = \frac{\sum^n (y_i - (K_d X_1))^2}{n - (k + 1)} \quad (106)$$

Neste apêndice apresentou-se uma técnica de estimação de parâmetros por regressão linear para obter o valor próximo dos parâmetros desconhecidos do modelo matemático do sistema hidráulico. Foi linearizada a equação (44) para obter o parâmetro K_d utilizando a equação (105). Esta equação é utilizada na Seção 4.2.3, para achar o valor próximo do coeficiente K_d baseando-se nos valores registrados ao longo de ensaios com o sistema hidráulico.

APÊNDICE B MATRIZ DE OBSERVABILIDADE

No Capítulo 3.3, comentou-se a possibilidade de estimar a aceleração do sistema hidráulico utilizando um observador de estados. Para isto, o sistema linearizado deve ser observável, ou seja, a matriz de observabilidade O_b deve ser de posto completo.

A matriz de observabilidade escrita na equação (75) é repetida a seguir:

$$O_b = \begin{bmatrix} C \\ CA_d \\ CA_d^2 \end{bmatrix}$$

onde a matriz característica do sistema linear A_d e o vetor de saída C escritas a seguir:

$$A_d = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K_e}{(M+M_e)} & -\frac{(B_c+B_e)}{(M+M_e)} & \frac{A}{(M+M_e)} \\ 0 & -\frac{4\beta A}{v} & -\frac{4\beta K_c}{v} \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} \frac{K_e M}{M+M_e} & \frac{B_e M - B_c M_e}{M+M_e} & \frac{A M_e}{M+M_e} \end{bmatrix}$$

Neste apêndice calcula-se a matriz de observabilidade com o fim de mostrar que o sistema hidráulico linearizado no ponto de origem $H(s)$ é observável para determinadas condições. Assim, é possível utilizar um modelo estimador de estados de ordem completa para poder estimar os estados não mensuráveis. É claro que sua estimação estará sujeita a incertezas nos parâmetros do modelo linear e a não linearidades do sistema quando seja utilizado fora do ponto onde foi linearizado.

Para calcular a matriz O_b é necessário o cálculo prévio de A_d^2 :

$$A_d^2 = \begin{bmatrix} -\frac{K_e}{(M+M_e)} & -\frac{(B_c+B_e)}{(M+M_e)} & \frac{A}{(M+M_e)} \\ K_e \frac{(B_c+B_e)}{(M+M_e)^2} & L & H \\ \frac{4\beta K_e A}{v(M+M_e)} & N & G \end{bmatrix}$$

onde:

$$L = \frac{-K_e}{(M+M_e)} + \frac{(B_c+B_e)^2}{(M+M_e)^2} - \frac{4\beta A^2}{v(M+M_e)}$$

$$N = \frac{4\beta A(B_c+B_e)}{v(M+M_e)} + \left(\frac{4\beta}{v}\right)^2 AK_c$$

$$H = -\frac{A(B_c+B_e)}{(M+M_e)^2} - \frac{4\beta AK_c}{v(M+M_e)}$$

$$G = -\frac{4\beta A^2}{v(M+M_e)} + \left(\frac{4\beta K_c}{v}\right)^2$$

assim, calcula-se a matriz O_b :

$$O_b = \begin{bmatrix} \frac{K_e M}{(M+M_e)} & \frac{(B_e M - M_e B_c)}{(M+M_e)} & \frac{A M_e}{(M+M_e)} \\ -K_e \frac{(B_e M - B_c M_e)}{(M+M_e)^2} & T & \left[\frac{B_e M - B_c M_e}{(M+M_e)} - \frac{4\beta K_c M_e}{v} \right] \\ V & W & R \end{bmatrix}$$

onde:

$$\begin{aligned} T &= \frac{K_e M}{(M+M_e)} - \frac{(B_c + B_e)(B_e M - B_c M_e)}{(M+M_e)^2} - \frac{4\beta A^2 M_e}{v(M+M_e)} \\ V &= -\frac{K_e^2 M}{(M+M_e)^2} + \frac{K_e(B_c + B_e)(B_e M - B_c M_e)}{(M+M_e)^3} + \frac{4\beta K_e A^2 M_e}{v(M+M_e)^2} \\ W &= -\frac{K_e M(B_e + B_c)}{(M+M_e)^2} + \frac{(B_e M - B_c M_e)L}{(M+M_e)} + \frac{A M_e N}{(M+M_e)} \\ R &= \frac{K_e A M}{(M+M_e)^2} + \frac{(B_e M - B_c M_e)H}{(M+M_e)} + \frac{A M_e G}{(M+M_e)} \end{aligned}$$

Para que a matriz O_b tenha posto completo, as linhas ou colunas devem ser linearmente independentes. Assim, são propostas as seguintes desigualdades para testar se a primeira e terceira coluna são independentes:

$$\frac{O_b(1,1)}{O_b(1,3)} \neq \frac{O_b(1,2)}{O_b(3,2)} \neq \frac{O_b(1,3)}{O_b(3,3)}$$

Se ocorrer qualquer uma destas desigualdades a primeira e terceira coluna serão linearmente independentes. Do mesmo modo, para o caso da primeira e segunda coluna, se qualquer uma das seguintes desigualdades foi satisfeita a primeira e segunda coluna serão linearmente independentes.

$$\frac{O_b(1,1)}{O_b(1,2)} \neq \frac{O_b(1,2)}{O_b(2,2)} \neq \frac{O_b(1,3)}{O_b(2,3)}$$

Desde que qualquer uma das primeiras duas desigualdades e qualquer uma das últimas duas desigualdades sejam satisfeitas o sistema linearizado $H(s)$ será observável.

APÊNDICE C CONCEITOS BÁSICOS DE HIDRÁULICA

Neste apêndice apresentam-se alguns conceitos básicos da hidráulica para um melhor entendimento da dedução das equações utilizadas para a modelagem do sistema hidráulico considerado neste trabalho.

C.1 Equação da continuidade

O estudo apresentado nesta Seção é baseado em Negri (2004).

A conservação da massa (equação da continuidade) num volume de controle (VC), como se observa na Figura 48, estabelece que o fluxo de líquido de massa através da superfície de controle é igual à variação de massa no interior do volume de controle, e empregando a convenção de que a normal à superfície de controle aponta para fora do VC , a equação da continuidade pode ser expressa como (SLOTINE, 1991):

$$\oint_{SC} \rho v dA = \int_{A_1} \rho_1 (-v_1) dA + \int_{A_2} \rho_2 (v_2) dA = 0 \quad (107)$$

onde v_1 é a velocidade do fluido na entrada do VC , v_2 é velocidade do fluido na saída do VC , A_1 é a área da entrada do VC , A_2 é a área na saída do VC , P é a pressão no VC , ρ_1 é a densidade do fluido na entrada do VC e ρ_2 é densidade do fluido na saída do VC .

O primeiro termo da equação (107) representa o fluxo líquido de massa através da superfície de controle SC , e os outros dois termos, a variação de massa no interior do volume de controle.

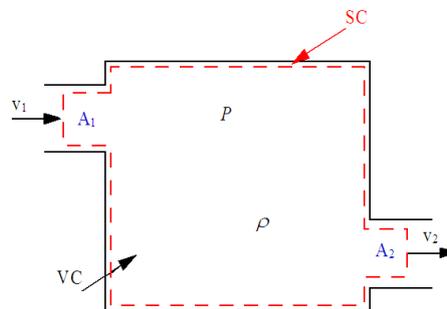


Figura 48: Volume de controle genérico

Aplicando a equação (107) num VC genérico como o desenhado na Figura 48 a equação da continuidade resulta:

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (108)$$

Expressando o produto da velocidade pela área como a vazão $q = vA$, a vazão mássica pode ser expressada como:

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_1 q_1 \quad (109)$$

$$\rho_2 v_2 A_2 = \rho_2 q_2 \quad (110)$$

Geralmente, no dimensionamento de sistemas hidráulicos, é considerado o escoamento incompressível, portanto a massa é distribuída uniformemente no VC de modo que $\rho = \rho_1 = \rho_2$, desse modo a equação da continuidade se reduz a $q = q_1 = q_2$

C.2 Lei de Bernoulli

Na equação (111) apresenta-se a lei de Bernoulli, que estabelece que a energia ao longo de um escoamento se conserva, havendo conversão entre as energias cinética, de pressão e potencial. Esta equação é válida para regime permanente de escoamento unidimensional e fluido incompressível (condições ideais).

Observando a Figura 6, a vazão (q_c) através de cada orifício de controle (espaço entre o sobressalto e o pórtico), estudado em Negri (2004), é obtida utilizando equação de Bernoulli.

O orifício de controle, pode ser estudado como um orifício genérico. Este orifício genérico apresenta-se na zona 0 da Figura 49. Aplicando a lei de Bernoulli entre as seções 1 e 2 :

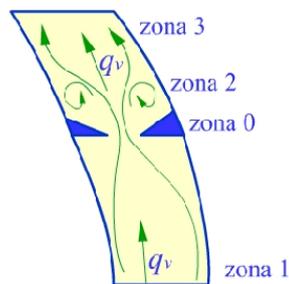


Figura 49: Volume de controle genérico

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2 \quad (111)$$

onde P é a pressão, ρ é a densidade, v é a velocidade e h é a altura.

O termo $\rho g(h_1 - h_2)$ pode ser desprezado porque a diferença de altura entre os pontos analisados é desprezível. Como em um orifício de controle a área A_0 é muito menor que a área da canalização de entrada A_1 , a velocidade (V_1) é desprezível em relação a vena contracta (V_2), então a equação (111) pode ser apresentada da seguinte forma:

$$P_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 \quad (112)$$

então, isolando v_2 podemos obter a velocidade do fluido na zona 2:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)} \quad (113)$$

Considerando que q_c em regime permanente pode ser expressa como:

$$q_c = A_2 v_2 \quad (114)$$

obtém-se

$$q_c = A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)} \quad (115)$$

Como A_2 não é uma área mensurável existem experimentos que correlacionam A_2 com a área A_0 através de um coeficiente de contração (adimensional) C_c (NEGRI, 2004). Este coeficiente pode assumir valores entre 0.6 a 0.7 para o caso de válvulas carretel. Em fim, A_2 pode-ser representada como:

$$A_2 = C_c A_0 \quad (116)$$

Como a equação de Bernoulli é válida para fluidos incompressíveis e não contempla perdas por atrito; a velocidade real no orifício de controle (v_{2r}) é um pouco inferior à v_2 prevista na equação (113), porém, pode ser compensado utilizando-se o coeficiente de velocidade C_V que será sempre positivo e menor que 1, isto é $1 > C_V > 0$ de modo que:

$$v_{2r} = C_V v_2 \quad (117)$$

Substituindo-se então (116) e (117) em (115) obtém-se a equação (118), que estabelece a relação entre q_c e a diferença de pressão nas câmaras do cilindro:

$$q_c = C_V C_c A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)} \quad (118)$$

C.3 Módulo de elasticidade volumétrica β

Para estudar a modelagem do sistema hidráulico precisa-se definir o módulo de elasticidade volumétrica $\beta\{Pa\}$ que representa o efeito da variação da massa específica do fluido com a pressão e é definido pela relação diferencial:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dP}{\beta} \quad (119)$$

onde $d\rho$ é a variação na massa específica $\rho\{Kgm^{-3}\}$ que é submetido a variação de pressão dP . Para a maioria dos líquidos hidráulicos o módulo de elasticidade é muito grande, indicando que uma variação de pressão muito alta é necessária para produzir uma variação muito pequena na massa específica. Isto justifica que na prática os líquidos sejam considerados incompressíveis. Na prática o fluido chega a ter até 20 por cento de ar, então, o valor de β é difícil de determinar. Em Merritt (1967) recomenda um valor do β de $5.8 \times 10^8\{Pa\}$ para pressões acima de $6.89 \times 10^6\{Pa\}$, sendo isto uma das vantagens dos sistemas hidráulicos. A incerteza deste parâmetro provoca incerteza no cálculo do modelo do sistema, o que ocasiona um erro de parametrização que dificulta o projeto do controlador.

APÊNDICE D IMPLEMENTAÇÃO EXPERIMENTAL DO CONTROLADOR

Nesta Seção é descrito o hardware e o software que foi modelado e construído para implementar fisicamente o controlador eletrônico. Explica-se de forma esquemática a interação do controlador eletrônico com o sistema hidráulico e com o operador. Por várias razões de segurança, quando a máquina de fadiga se encontra trabalhando, os operários não podem se encontrar perto da máquina. Assim, são usados dois computadores, um de controle e outro de monitoramento, os quais se comunicam por protocolo TCP/IP. O computador de controle se encontra próximo da máquina de fadiga enquanto que o computador de monitoramento pode-se encontrar em qualquer lugar sempre que a rede LAN do local permita uma comunicação remota. Descreve-se também o software desenvolvido para implementação da lei de controle e a comunicação remota.

D.1 Descrição do sistema eletrônico implementado

Para condicionar os sinais de entrada do controlador (procedente dos sensores) e o sinal de saída do controlador (sinal elétrico enviado para a entrada da servoválvula) foi construído um circuito eletrônico para servir de interface entre os sensores e o computador e entre o computador e a servoválvula. Foram usados dois computadores do tipo PC que se comunicam entre si utilizando o protocolo TCP/IP: um para servir de interface entre o operador (computador de monitoramento) e outro para o sistema de controle (computador de controle). No primeiro pode-se visualizar o andamento do funcionamento ao longo do ensaio e configurar os parâmetros do ensaio como frequência, forma da força a ser aplicada e amplitude do sinal de força desejado. O outro computador executa um programa em C que implementa o controle do sistema. Dentro do computador de controle se encontra uma placa de aquisição que transforma os sinais analógicos (provenientes do condicionador de sinais) em digitais para poderem ser usados nos cálculos da lei de controle. Assim, no modo inverso, esta placa de aquisição também é usada para transformar o valor de saída digital num sinal analógico que é enviado para o circuito condicionador de sinais.

Na Figura 50 mostra-se de modo esquemático o computador e o circuito condicionador de sinais interagindo com o sistema hidráulico. Neste esquema se apresentam os sensores usados: um LVDT (sensor de deslocamento) e uma célula de carga (sensor de força). O circuito de condicionamento de sinais pode ser subdividido em três partes: condicionador do LVDT, condicionar da célula de carga e condicionador do sinal da servoválvula. O funcionamento do sistema seria o seguinte:

- Os sinais dos sensores de deslocamento e de força são condicionados nos respectivos condicionadores de sinais.

- Os sinais condicionados são digitalizados no conversor A/D da placa de aquisição.
- Os dados digitalizados são processados no computador utilizando uma lei de controle.
- O resultado é enviado ao conversor D/A para mandar um sinal analógico ao condicionador da servoválvula.
- O sinal analógico é condicionado e enviado à servoválvula.

Para maior informação do circuito de condicionamento de sinais ver Apêndice-E.

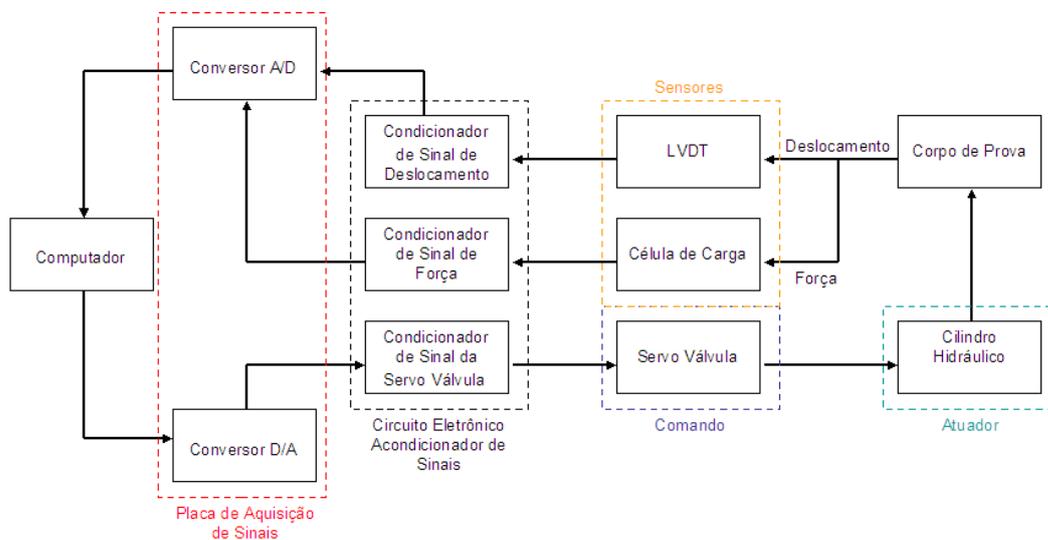


Figura 50: Diagrama de blocos do *hardware* implementado na máquina de fadiga

D.2 Descrição do software implementado

O software ¹ do controlador pode ser subdividido em três partes:

- O software de controle que é executado no computador de controle.
- O software de monitoramento que é executado no computador de monitoramento.
- O software de interface com o usuário que também é executado no computador de monitoramento.

Na Figura 51 explica-se de modo esquemático o funcionamento geral do software utilizado para controle e o software utilizado para monitoramento, dividindo-se os mesmos em *thread* e processos. Um *thread* é definido como um processo simples.

Descrição do funcionamento:

¹O software de controle descrito foi escrito em linguagem C pelo Dr. Eng. Gilnei Gonçalves Furtado. Este software é executado em Arch Linux.

- O *thread* principal envia comandos e referências para o controlador.
- O *thread* de visualização I carrega os dados do período atual.
- O *thread* de visualização II carrega os dados de qualquer período do processo de controle.
- O *thread* de monitoramento do estado do controlador consulta periodicamente o estado do mesmo.
- O *thread* de visualização I e o *thread* de monitoramento do estado do controlador acessam a conexão de maneira sincronizada.
- O processo principal processa comandos e ajustes de *set point*, envia dados adquiridos e mostra o estado do controlador.
- O sub-processo I armazena os dados, enquanto o sub-processo II fornece todo o conjunto de dados adquiridos pelo controlador.

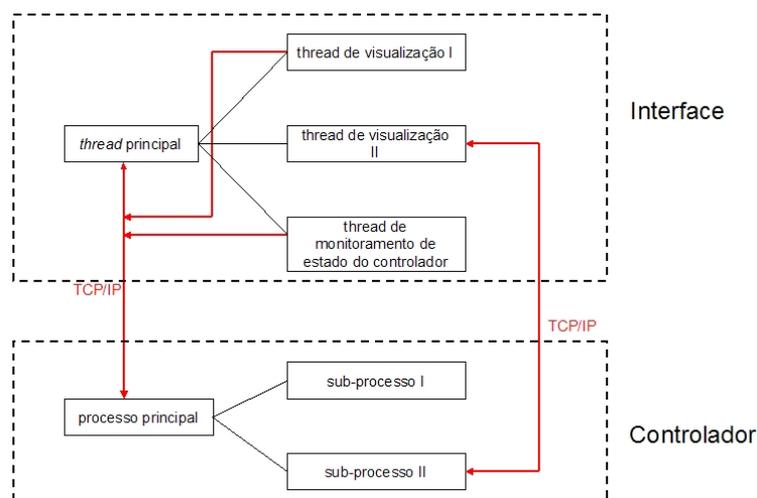


Figura 51: Diagrama de blocos do software implementado

O software de interface com o usuário foi escrito em linguagem Java e se comunica com o processo de monitoramento para que o usuário consiga observar o andamento do ensaio ou configure o mesmo. Este software oferece, entre outras, as seguintes informações: forma da força submetida no corpo de ensaio (proveniente do sensor de força), deslocamento do atuador (proveniente do sensor de deslocamento), *setpoints* como força máxima e mínima de ensaio, frequência e forma de onda (geralmente são ondas senoidais), deslocamentos máximos e mínimos e quantidade de ciclos.

Como o atuador se encontra preso na estrutura do pórtico da máquina através do corpo de ensaio, quando este quebra, o atuador se encontra liberado da estrutura e continua deslocando-se até o final do seu curso podendo-se danificar. Estes valores de deslocamentos máximos e mínimos são chamados de *interlock* usados para que o controlador pare o ensaio quando o corpo de ensaio quebre, assim, quando o atuador ultrapasse os limites de deslocamento o controlador fechara a servoválvula.

APÊNDICE E CONDICIONADOR DE SINAIS

Neste apêndice explicam-se com maior detalhe as partes do circuito de condicionamento de sinais construído e a placa de aquisição de dados utilizada no sistema.

Na Figura 52 apresenta se um diagrama de blocos onde pode se observar as diferentes partes do condicionamento de sinais. Nesta Figura destacam se três partes importantes:

- Condicionador do sensor de pressão
- Condicionador do sensor de deslocamento tipo *LVDT*
- Amplificador do sinal da servoválvula
- Computador com placa de aquisição de dados

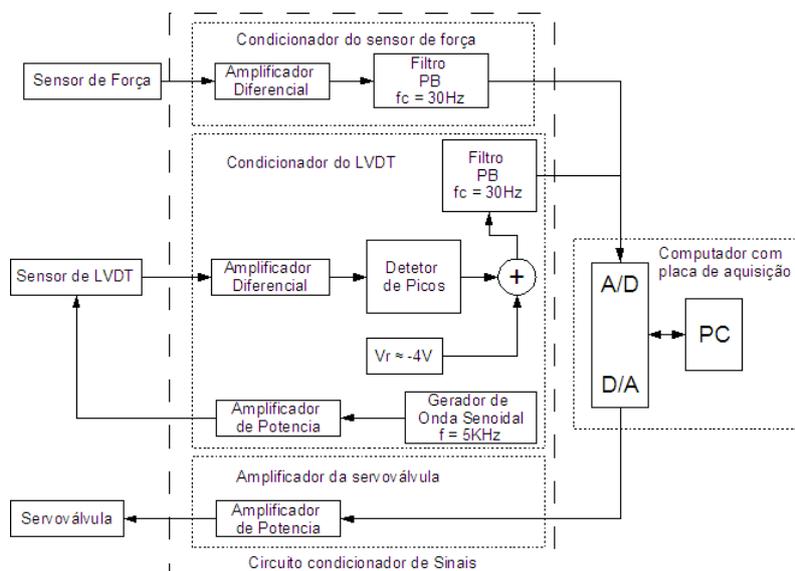


Figura 52: Diagrama de blocos do *hardware* implementado no controlador da máquina de fadiga

Também se observa nesta Figura, como interage o circuito de condicionamento de sinais com os sensores, a servoválvula e o computador. Cada uma destas partes será detalhada nas próximas seções.

E.1 Características do sistema informático

A placa de aquisição de dados utilizada foi uma NuDAQ da ADLINK Technology Inc. Modelo ACL-8111 com as seguintes características:

- 8 entradas analógicas single-end de 12 bits de $\pm 5\{V\}$.
- 1 saída analógica de 12 bits de $0 - 5\{V\}$.
- 16 entradas digitais.
- 16 saídas digitais.
- IRQ programável para transferência de dados.
- Três modos de triggers A/D: software trigger, trigger externo e pacer programável.
- Taxa de amostragem de 30KS.
- Barramento ISA.

O computador utilizado foi um *desktop* com as seguintes características relevantes:

- Processador Pentium III
- 512MB de Memória RAM
- Disco rígido com 40GB
- sistema operativo Arch Linux.

E.2 Condicionador do sensor de Pressão

Os sensores de pressão utilizados utilizam *strain gauges* como princípio de funcionamento. Basicamente podem ser estudados como uma ponte completa de Wheastone como se mostra na Figura 53 formada por *strain gauges*, assim, a diferença de potencial medida nos extremos da ponte é proporcional ao V_{CC} aplicado como alimentação e a força aplicada na célula de carga, porém, é necessário medir a diferença de potencial nos extremos da ponte e amplificar o sinal para que seja possível digitalizar na placa de aquisição sem perder resolução na medição.

O condicionador do sinal de pressão consiste num amplificador diferencial. Este sinal é filtrado utilizando um filtro ativo de Chebyshev de segunda ordem com uma frequência de corte f_c de $30\{Hz\}$ e $0.5\{dB\}$ para depois ser digitalizado no A/D da placa de aquisição. Em Pertence (1991), encontra-se com maior detalhe o projeto e desenho de estes tipos de filtros utilizando operacionais de instrumentação.

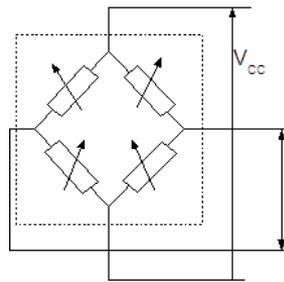


Figura 53: Célula de carga

E.3 Condicionador do sensor de deslocamento

O sensor de deslocamento utilizado é do tipo LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*), basicamente é um transformador de núcleo móvel, como se observa na Figura 54, ou seja, de relutância variável, com uma bobina primária e outras duas secundárias. A bobina primária precisa ser alimentada com uma tensão senoidal de frequência especificada pelo fabricante do sensor, pois a linearidade do sensor depende desta frequência. Na Figura 54 observam-se a tensão de entrada V_E e a tensão de saída V_S as quais são consideradas em valores efetivos.

Os pontos homólogos das bobinas secundárias encontram-se ligados em comum fazendo $V_S = E_1 - E_2$ com a finalidade de que a tensão de saída seja nula quando as tensões efetivas de cada bobina secundária sejam iguais. Isto acontece quando o núcleo do LVDT se encontra no centro (curso meio).

Quando o núcleo é deslocado afastando-se do centro, a tensão numa das bobinas secundárias aumenta e a outra diminui dando como resultado uma tensão efetiva $V_S > 0$ independentemente do sentido, podendo assim relacionar V_S com o deslocamento do núcleo. Quando o núcleo é deslocado, por exemplo, $X < 0$, $E_2 < E_1$, então $V_S = E_1 - E_2$ se encontra em fase com V_e . No caso de $X > 0$, $E_2 > E_1$, como $V_S = E_1 - E_2$, então V_S encontra-se defasada 180° de V_e . Porém, para conhecer a posição do núcleo do LVDT é necessário saber o valor efetivo e a defasagem de V_S .

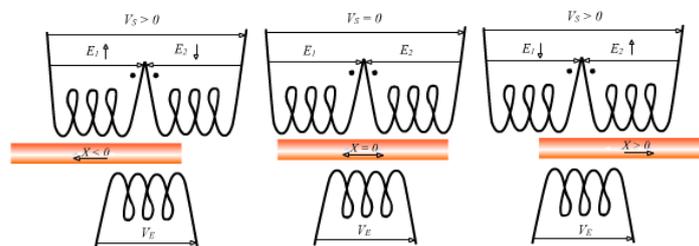


Figura 54: sensor LVDT

O condicionador de sinal do LVDT proposto é apresentado na Figura 55. Basicamente consiste num gerador do sinal senoidal V_E que é ligado na bobina primária do LVDT e um somador analógico que soma o sinal gerado V_E com o sinal da saída do LVDT V_S . Os resultados desta soma são os seguintes:

- $V_S + V_E > V_E \rightarrow V_S$ se encontra em fase com V_E (deslocamento num sentido).

- $V_S + V_E < V_E \rightarrow V_S$ se encontra defasada com V_E (deslocamento no sentido contrario).

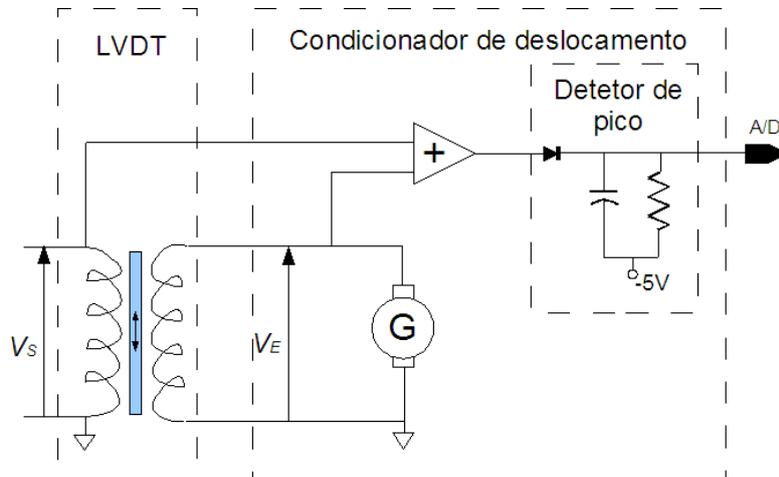


Figura 55: condicionador do LVDT

Para o LVDT utilizado, a frequência do gerador de onda utilizado para gerar V_E foi ajustado para $3.5\{KHz\}$ e uma V_{pp} de $5\{V\}$. O sinal que resulta da soma ainda é alternado, porém para retificar o sinal é utilizado o detector de pico. O sinal resultante é $V_S - 0.7$ onde 0.7 é a queda de tensão no diodo. Finalmente, o sinal é filtrado utilizando um filtro ativo passa baixo Chebyshev de segunda ordem com uma frequência de corte f_c de $30\{Hz\}$ e $0.5\{dB\}$ para depois ser digitalizado no A/D da placa de aquisição.

E.4 Condicionador do sinal elétrico de entrada na servoválvula

A servoválvula utilizada controla a vazão do líquido hidráulico em função da corrente elétrica de entrada I , esta corrente pode variar entre $\pm 25\{mA\}$. O circuito construído consiste basicamente num amplificador operacional de potencia capaz de fornecer esta corrente, como é observado na Figura 56. O sinal do D/A é amplificado podendo chegar até $\pm 10\{V\}$. Devido ao efeito indutivo da bobina da servoválvula poderia ter uma defasagem entre a tensão e a corrente de entrada, mais como a frequência de trabalho máxima é de $1\{Hz\}$, isto pode ser desprezado. Um resistor R_{lim} é ligado em série com a bobina da servoválvula para limitar a máxima corrente de $25\{mA\}$ quando a tensão de saída do amplificador é de $10\{V\}$.

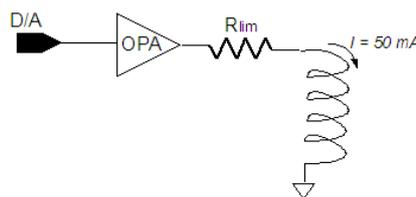


Figura 56: condicionador da servoválvula

APÊNDICE F SISTEMA HIDRÁULICO COM ATUADOR HIDRÁULICO DE HASTE SIMPLES

No capítulo 2 foi modelado um sistema hidráulico com atuador de haste passante. Uma máquina de ensaios de fadiga nem sempre está constituída por estes tipos de atuadores hidráulicos. Neste Apêndice propõe-se a modelagem de um sistema hidráulico com atuador de haste simples como foi estudado em Sohl e Bobrow (1999). Na seqüência, é proposta uma linearização por realimentação de estados para este sistema hidráulico.

F.1 Modelagem do sistema hidráulico com atuador de haste simples

O sistema estudado neste Apêndice apresenta-se na Figura 57.

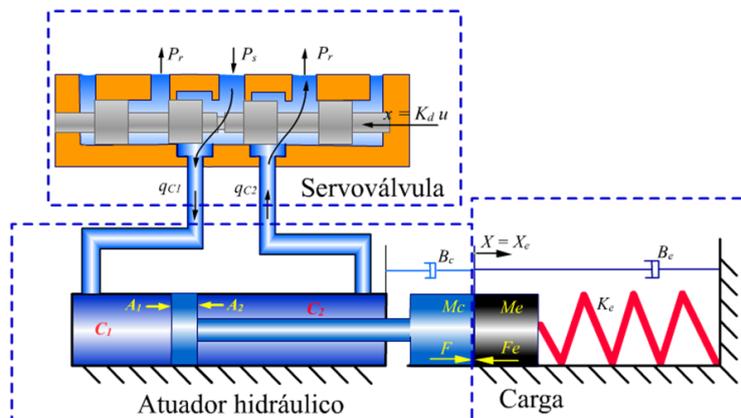


Figura 57: Modelo esquemático de um sistema hidráulico com atuador de haste simples

A vazão q_1 e q_2 para cada câmara do cilindro hidráulico, pode ser calculada a partir da lei de Bernoulli como foi estudado no Apêndice-C. Estas vazões apresentam-se na seguinte equação:

$$q_1 = \begin{cases} K_d u \sqrt{P_s - P_1} & \text{para } u \geq 0 \\ K_d u \sqrt{P_1 - P_r} & \text{para } u < 0 \end{cases} \quad (120)$$

$$q_2 = \begin{cases} -K_d u \sqrt{P_2 - P_r} & \text{para } u \geq 0 \\ -K_d u \sqrt{P_s - P_2} & \text{para } u < 0 \end{cases} \quad (121)$$

Assumindo que o escoamento do fluido no interior do sistema hidráulico é incompressível $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, pela equação da continuidade são obtidas as equações (13) e (14),

as quais são repetidas para facilitar a leitura:

$$\begin{aligned}\rho q_1 &= \frac{\partial}{\partial t}(\rho V_1) \\ \rho q_2 &= -\frac{\partial}{\partial t}(\rho V_2)\end{aligned}$$

Onde, para o caso do atuador de haste simples $V_1 = V_{10} + A_1 X$ e $V_2 = V_{20} - A_2 X$. Isolando as vazões \dot{P}_1 e \dot{P}_2 e calculando V_1 e V_2 obtêm-se as seguintes equações:

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_{10} + A_1 X} (q_1 - A_1 \dot{X}) \quad (122)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_{20} - A_2 X} (q_2 + A_2 \dot{X}) \quad (123)$$

A derivada da força hidráulica pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\dot{F} = \dot{P}_1 A_1 - \dot{P}_2 A_2 \quad (124)$$

Substituindo as equações (120), (121), (122) e (123) na equação (124) obtemos:

$$\dot{F} = -\beta \dot{X} \left[\frac{A_1^2}{(V_{10} + A_1 X)} + \frac{A_2^2}{(V_{20} - A_2 X)} \right] + w(X, P_1, P_2) u \quad (125)$$

$$w = \begin{cases} \left[\frac{A_1}{(V_{10} + A_1 X)} \sqrt{P_s - P_1} + \frac{A_2}{(V_{20} - A_2 X)} \sqrt{P_2 - P_r} \right] K_d \beta & \text{para } u \geq 0 \\ \left[\frac{A_1}{(V_{10} + A_1 X)} \sqrt{P_1 - P_r} + \frac{A_2}{(V_{20} - A_2 X)} \sqrt{P_s - P_2} \right] K_d \beta & \text{para } u < 0 \end{cases} \quad (126)$$

A equação (125) é uma das principais equações utilizadas para modelar um sistema hidráulico de haste simples. Esta equação relaciona a entrada de tensão u com a derivada da força \dot{F} aplicada pelo atuador. Lembra-se, que para a dedução da equação (125), a dinâmica da servoválvula foi considerada muito mais rápida que a dinâmica do sistema hidráulico. Observam-se não linearidades nas raízes quadradas e nos denominadores, as quais levam a obter um modelo não-linear.

A modelagem do atuador hidráulico em contato com o meio, com e sem sensor de força, já foi estudada nas seções 2.5 e 2.6 deste trabalho.

F.2 Projeto da lei de linearização por realimentação de estados

Na seção anterior foi estudado o modelo matemático de um sistema hidráulico com atuador de haste simples. Foi observado que somente uma das equações (equação (125)) do modelo é não-linear. Com a finalidade de linearizar o modelo de um sistema hidráulico de haste simples, propõe-se eliminar as não linearidades presentes nesta equação utilizando linearização por realimentação de estados.

A lei de linearização é proposta na seguinte equação:

$$u = \frac{1}{w} \left[\beta \dot{X} \left(\frac{A_2^2}{(V_{20} - A_2 X)} + \frac{A_1^2}{V_{10} + A_1 X} \right) + h(X, \dot{X}, P_1, P_2) \right] \quad (127)$$

onde a função $h(X, \dot{X}, P_1, P_2)$ é linearmente dependente dos estados do sistema que define a dinâmica do sistema linearizado. As variáveis X, \dot{X}, P_1 e P_2 são os estados do sistema hidráulico.