

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

**CONTROLE DE ROBÔS HIDRÁULICOS
COM COMPENSAÇÃO DE ATRITO**

Tese submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANTONIO CARLOS VALDIERO

Florianópolis, fevereiro de 2005

BIOGRAFIA DO AUTOR

Antonio Carlos Valdiero nascido em 1969 no município de Volta Redonda do estado do Rio de Janeiro. É engenheiro mecânico formado pela Universidade Federal do Rio de Janeiro em 1992. Realizou atividades de iniciação científica na COPPE/UFRJ no período de 1990 a 1991 e defendeu o trabalho de conclusão de curso “Propagação de ondas em regime transiente: simulações numéricas”, ambos sob orientação do Prof. PhD. João Weber Mansur. Mestre em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Santa Catarina em 1994, defendeu a dissertação “Desenvolvimento e construção do protótipo de um microtrator articulado: tração e preparo de sulcos”. Atualmente é professor na Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, onde trabalha desde 1994. Tem grande interesse pela área de projeto e controle de sistemas dinâmicos, na qual pretende continuar suas atividades de pesquisa e desenvolvimento.

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

CONTROLE DE ROBÔS HIDRÁULICOS COM COMPENSAÇÃO DE ATRITO

ANTONIO CARLOS VALDIERO

Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de

DOUTOR EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. DSc. Raul Guenther - Orientador

Prof. Dr. Edson Roberto De Pieri – Co-orientador

Prof. Dr. José A. Bellini da Cunha Neto - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. DSc. Raul Guenther - Presidente

Prof. Dr. Ramon Romankevicius Costa

Prof. Dr. João Maurício Rosário

Prof. Dr. Eng. Victor Juliano De Negri

Prof. Dr. Eugênio De Bona Castelan Neto

Ao meu Deus,
Aos meus pais Eunice (*in memoriam*) e Valdiero,
À minha esposa Muriel,
Aos meus filhos Luiz, Carlos e Eliza.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. DSc. Raul Guenther, pelo incentivo constante e pela firme direção nas atividades de pesquisa. Também ao meu co-orientador Prof. Dr. Edson Roberto De Pieri, pelo exemplo de confiança e dedicação.

À Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul (UNIJUÍ), pelo apoio através do Programa de Capacitação de Docentes e do financiamento que permitiu a minha dedicação aos estudos. Em especial ao Prof. Pedro Luís Andrighetto, pela colaboração em assumir diversas atividades durante minha ausência.

À Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), pela sua reconhecida excelência em diversas áreas do saber e seu ótimo ambiente de convívio. Ao Departamento de Engenharia Mecânica (EMC/UFSC) através do seu Programa de Pós-Graduação (POSMEC) e de seus diversos laboratórios, pela disponibilidade da infraestrutura necessária à realização desta tese. Em especial ao Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP), seu supervisor Prof. Victor J. De Negri e seus colaboradores, pelo amparo no desenvolvimeto desta tese.

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

Aos meus colegas e amigos, pelo grande apoio humano e carinho fraternal, os quais proporcionaram o entusiasmo e a motivação necessários nos desafios desta caminhada. Em especial a Julio Golin, Henrique Simas, Carlos Henrique Farias dos Santos, Eduardo Perondi, Luis Antonio Haddad, Cláudio Machado, Antonio, Daniel Martins, Fernando Furst, Felipe, Sumar, Ana Lúcia e tantos outros não mencionados aqui. Também aos professores Lauro, Altamir, Acires e Nelson Back. Aos acadêmicos Wust, “Lula”, Daniel, Delano e “Pantanal” que auxiliaram em diversas atividades. À toda “turma do cafezinho” pelas brilhantes idéias nos intervalos de longas jornadas de trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE TABELAS	xiii
SÍMBOLOGIA	xiv
RESUMO	xx
ABSTRACT	xxi
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Generalidades	1
1.2 Descrição do robô e de seus principais componentes	3
1.3 Estado da arte dos robôs hidráulicos e suas aplicações.....	4
1.3.1 Introdução.....	4
1.3.2 Braço robótico hidráulico de BU e YAO	6
1.3.3 Braço robótico hidráulico experimental CSIRO	7
1.3.4 Braço hidráulico Slingsby	8
1.3.5 Braço escavador robotizado	9
1.3.6 Robô industrial para assentamento de tijolos BLR	10
1.3.7 Robô hidráulico industrial Unimate	11
1.3.8 Robô hidráulico industrial Workmaster	11
1.3.9 Robô hidráulico para testes de ZHOU	12
1.4 Problema de controle dos robôs hidráulicos.....	13
1.5 Contribuições desta tese e organização do trabalho	15
2 MODELAGEM DE UM ROBÔ COM ACIONAMENTO HIDRÁULICO	17
2.1 Introdução.....	17
2.2 Modelo dinâmico de um robô rígido	17
2.3 Modelo dinâmico de um atuador hidráulico diferencial linear	19
2.4 Relação de transmissão entre um atuador e um elo.....	21
2.5 Modelo dinâmico de um manipulador serial com atuadores lineares	26
3 DINÂMICA DO ATRITO E SUA INCLUSÃO NA MODELAGEM DO ROBÔ	31
3.1 Introdução.....	31
3.2 Características do atrito	32
3.3 Modelo dinâmico baseado na microdeformação das rugosidades	37
3.4 Determinação dos parâmetros de atrito para atuadores hidráulicos lineares.....	40
3.5 Modelo de um manipulador serial incluindo o atrito dinâmico dos atuadores hidráulicos	44

4	CONTROLE DE ROBÔS HIDRÁULICOS	49
4.1	Introdução.....	49
4.2	Dificuldades de controle do robô hidráulico	50
4.2.1	Não linearidades nas dinâmicas do braço, dos atuadores e do atrito	50
4.2.2	Acoplamento entre as variáveis de estado.....	51
4.2.3	Incerteza nos parâmetros	52
4.2.4	A existência de dinâmicas não modeladas	53
4.3	Os controladores para robôs hidráulicos	53
4.3.1	A compensação das não linearidades no subsistema mecânico	54
4.3.2	A compensação das não linearidades no subsistema hidráulico	54
4.3.3	A compensação do atrito	55
4.3.4	A compensação do acoplamento entre as variáveis de estado	55
4.3.5	A compensação das incertezas nos parâmetros.....	55
4.3.6	A compensação das dinâmicas não modeladas	56
4.3.7	A compensação da zona morta da válvula	56
4.4	Discussões	57
5	IDENTIFICAÇÃO E COMPENSAÇÃO DA ZONA MORTA EM VÁLVULAS PROPORCIONAIS DIRECIONAIS.....	59
5.1	Introdução.....	59
5.2	Identificação da não linearidade de zona morta em válvulas.....	61
5.3	Compensação da não linearidade de zona morta.....	68
5.4	Discussões	71
6	CONTROLE EM CASCATA APLICADO AO ROBÔ HIDRÁULICO	72
6.1	Introdução.....	72
6.2	Estratégia de controle em cascata.....	73
6.3	Observador das forças de atrito	74
6.4	Controle de seguimento do subsistema mecânico.....	76
6.5	Controle de seguimento do subsistema hidráulico	78
6.6	Controlador em cascata do robô acionado hidraulicamente.....	79
6.7	Análise da estabilidade.....	79
7	BANCADA DE TESTES DO ROBÔ HIDRÁULICO	85
7.1	Descrição do mecanismo e de seus parâmetros.....	86
7.2	Descrição do acionamento e de seus parâmetros	93
7.3	Descrição do sistema de controle	96
7.4	Discussões	98

8	RESULTADOS	99
8.1	Introdução.....	99
8.2	Trajétórias desejadas	101
8.3	Sintonia dos ganhos dos controladores	102
8.4	Controle proporcional e compensação da zona morta.....	103
8.5	Controle em cascata e compensação do atrito.....	105
8.5.1	Seguimento de trajetória polinomial na junta	105
8.5.2	Seguimento de trajetória senoidal na junta	107
8.5.3	Seguimento de trajetória senoidal com movimento simultâneo das juntas.....	110
8.5.4	Seguimento de trajetória polinomial com movimento simultâneo das juntas...	119
8.6	Discussões	121
9	CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS.....	123
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	125
	Apêndice A - Modelo dinâmico de um atuador hidráulico diferencial linear	134
A.1	Descrição do sistema	134
A.2	Equação da tensão no solenóide.....	135
A.3	Equação do movimento do carretel da válvula	135
A.4	Equação da vazão nos orifícios da válvula.....	137
A.5	Equação da variação de pressão nas câmaras do cilindro	139
A.6	Equação do movimento da carga do cilindro	141
A.7	Modelo não linear de 6 ^a ordem com a dinâmica da válvula	142
A.8	Modelo não linear de 4 ^a ordem sem a dinâmica da válvula	145
A.9	Modelo linear de 6 ^a ordem com dinâmica da válvula.....	146
A.10	Modelo linear de 4 ^a ordem sem dinâmica da válvula	148
A.11	Determinação dos parâmetros do sistema	150

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Os principais componentes de um robô industrial.....	3
Figura 1.2 - Vista tridimensional do braço robótico de 3 g.d.l. estudado por BU e YAO.....	6
Figura 1.3 - Foto do braço robótico hidráulico experimental construído pela CSIRO.....	7
Figura 1.4 - Manipulador hidráulico Slingsby.....	8
Figura 1.5 - Braço escavador hidráulico.....	9
Figura 1.6 – Foto do robô hidráulico de assentamento de tijolos refratários.....	10
Figura 1.7 - Foto de um robô hidráulico industrial Unimate.....	11
Figura 1.8 - Vista tridimensional do robô hidráulico Workmaster.....	12
Figura 1.9 - Vista tridimensional do robô hidráulico de teste de ZHOU.....	13
Figura 2.1 - Desenho esquemático do sistema de atuação hidráulica.....	19
Figura 2.2 - Desenho de um robô de juntas rotativas acionadas por atuadores lineares.....	21
Figura 2.3 - Localização do atuador i para efeito das deduções geométricas.....	22
Figura 2.4 - Triângulo formado pelos pontos O_{i-1} , A_i e B_i	23
Figura 3.1 – Exemplos de efeitos de degradação do movimento causados pelo atrito.....	32
Figura 3.2 – Característica de atrito estático e sua aproximação prática por Karnopp.....	34
Figura 3.3 - Característica de atrito de Coulomb ou atrito seco.....	34
Figura 3.4 - Características de atrito viscoso e de arraste.....	35
Figura 3.5 – Gráfico da combinação das características de atrito em regime permanente.....	36
Figura 3.6 - Característica de atrito Stribeck e memória de atrito.....	36
Figura 3.7 – Desenho esquemático mostrando a nível microscópico o contato entre superfícies em movimento relativo com a representação de uma rugosidade elástica.....	38
Figura 3.8 – Determinação do mapa estático de atrito em um cilindro hidráulico simétrico...	41
Figura 3.9 – Foto da bancada experimental de ensaio do atuador hidráulico diferencial.....	42
Figura 4.1 - Interpretação do robô hidráulico como dois sistemas interconectados.....	54
Figura 5.1 – Representação gráfica da não linearidade de zona morta.....	60
Figura 5.2 – Diagrama de blocos de uma válvula proporcional com zona morta na entrada...	60
Figura 5.3 – Vista em corte do desenho esquemático de uma válvula proporcional direcional do tipo carretel.....	61
Figura 5.4 – Trecho do sinal de controle da válvula utilizado para determinação do limite direito da zona morta.....	62

Figura 5.5 – Comportamento da pressão p_a no orifício de saída da válvula e indicação do limite direito da zona morta.....	63
Figura 5.6 – Trecho do sinal de controle da válvula utilizado para determinação do limite esquerdo da zona morta.....	64
Figura 5.7 – Comportamento da pressão p_b no orifício de saída da válvula e indicação do limite esquerdo da zona morta.....	64
Figura 5.8 - Gráfico de identificação dos valores limites da zona morta e enumeração de trechos do comportamento das pressões.....	65
Figura 5.9 – Indicação do limite direito da zona morta de uma válvula assimétrica a partir do comportamento da pressão p_a no orifício de saída da válvula.....	67
Figura 5.10 – Indicação do limite esquerdo da zona morta de uma válvula assimétrica a partir do comportamento da pressão p_b no orifício de saída da válvula.....	67
Figura 5.11 – Representação gráfica da inversa da não linearidade de zona morta com suavização nas proximidades da origem.	68
Figura 5.12 – Diagrama de bloco do esquema de compensação da zona morta.	69
Figura 5.13 – Gráfico do comportamento das pressões no ensaio com a compensação da zona morta.....	70
Figura 6.1 - Interpretação do robô hidráulico como dois sistemas interconectados e o controle em cascata.....	72
Figura 7.1 - Desenho em perspectiva da bancada do manipulador robótico acionado hidráulicamente.	85
Figura 7.2 - Desenho em perspectiva do mecanismo do manipulador robótico acionado hidráulicamente.	86
Figura 7.3 – Vista lateral do mecanismo do manipulador robótico acionado hidráulicamente com a indicação de parâmetros.....	88
Figura 7.4 – Vista lateral do mecanismo do manipulador robótico com a indicação dos parâmetros de localização dos atuadores hidráulicos.....	89
Figura 7.5 – Mapa estático de atrito determinado experimentalmente para o atuador diferencial 1.....	92
Figura 7.6 – Mapa estático de atrito determinado experimentalmente para o atuador diferencial 2.....	92
Figura 7.7 - Desenho em perspectiva do sistema de acionamento hidráulico do manipulador robótico.....	94
Figura 7.8 - Desenho em perspectiva do sistema de controle do manipulador robótico acionamento hidráulicamente.....	96

Figura 8.1 – Foto da bancada de testes experimentais do manipulador robótico.....	99
Figura 8.2 – Gráfico do seguimento de trajetória na junta 1 com controle proporcional e compensação da zona morta.....	103
Figura 8.3 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória desejada da Figura 8.2 com controle proporcional: (a) com compensação de zona morta e (b) sem compensação de zona morta.....	104
Figura 8.4 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória desejada da Figura 8.2: (a) controle proporcional e (b) controle em cascata, ambos com compensação de zona morta.....	105
Figura 8.5 – Gráfico comparativo do erro de posição para trecho da trajetória desejada da Figura 8.2 com controle em cascata e compensação de zona morta: (a) com compensação de atrito e (b) sem compensação de atrito.	106
Figura 8.6 – Gráfico da força de atrito estimada no atuador 1 do controle em cascata com compensação de atrito para trecho de 0 a 20s da trajetória desejada polinomial da Figura 8.2.	107
Figura 8.7 – Gráficos de seguimento de posição na junta 1 para senóide de período de 10s com controle proporcional e controle em cascata sem compensação de atrito, ambos com compensação de zona morta.....	108
Figura 8.8 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória desejada da Figura 8.7: (a) controle proporcional e (b) controle em cascata, ambos com compensação de zona morta.....	108
Figura 8.9 – Gráfico comparativo do erro de posição para trecho de 0 a 10s da trajetória desejada da Figura 8.7 com controle em cascata e compensação de zona morta: (a) com compensação de atrito e (b) sem compensação de atrito.....	109
Figura 8.10 – Gráfico da força de atrito estimada no atuador 1 do controle em cascata com compensação de atrito para trajetória desejada polinomial da Figura 8.7.....	109
Figura 8.11 – Gráficos de posição e velocidade para trajetória desejada senoidal de período de 10s em ambas as juntas 1 e 2.....	110
Figura 8.12 – Gráficos de seguimento de posição na junta 1 para senóide de período de 10s com compensação de zona morta e sem compensação de atrito.	111
Figura 8.13 – Gráficos de seguimento de posição na junta 2 para senóide de período de 10s com compensação de zona morta e sem compensação de atrito.	112
Figura 8.14 – Gráficos dos sinais de controle no atuador 1 para seguimento de trajetória senóide de período de 10s com compensação de zona morta e sem compensação de atrito.....	112

Figura 8.15 – Gráficos dos sinais de controle no atuador 2 para seguimento de trajetória senóide de período de 10s com compensação de zona morta e sem compensação de atrito.....	113
Figura 8.16 – Gráfico comparativo do erro de posição na junta 1 para trecho da trajetória senoidal de período de 10s com controle em cascata e compensação de zona morta: (a) com compensação de atrito e (b) sem compensação de atrito.....	114
Figura 8.17 – Gráfico comparativo do erro de posição na junta 2 para trecho da trajetória senoidal de período de 10s com controle em cascata e compensação de zona morta: (a) com compensação de atrito e (b) sem compensação de atrito.....	114
Figura 8.18 – Gráfico dos sinais de controle no atuador 1 para a trajetória senoidal de período de 10s com controle em cascata e compensação de zona morta: com compensação de atrito e sem compensação de atrito.....	115
Figura 8.19 – Gráfico dos sinais de controle no atuador 2 para a trajetória senoidal de período de 10s com controle em cascata e compensação de zona morta: com compensação de atrito e sem compensação de atrito.....	115
Figura 8.20 – Gráficos das forças de atritos estimadas nos atuadores 1 e 2 do controle em cascata com compensação de atrito para trajetória senoidal de período 10s.....	116
Figura 8.21 – Gráficos de posição e velocidade para trajetória desejada senoidal de período de 3s.....	117
Figura 8.22 – Gráfico comparativo do erro de posição para senóide de período 3s: (a) controle proporcional e (b) controle em cascata com compensação de atrito, ambos com compensação de zona morta.....	117
Figura 8.23 – Gráfico dos sinais de controle nos atuadores 1 e 2 para a trajetória senoidal de período de 3s com controle proporcional e controle em cascata com compensação de atrito.....	118
Figura 8.24 – Gráficos das forças de atritos estimadas nos atuadores 1 e 2 do controle em cascata com compensação de atrito para trajetória senoidal de período 3s.....	118
Figura 8.25 – Gráficos de posição e velocidade para trajetória desejada polinomial.	119
Figura 8.26 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória polinomial: (a) controle proporcional e (b) controle em cascata com compensação de atrito, ambos com compensação de zona morta.....	120
Figura 8.27 – Gráfico dos sinais de controle nos atuadores 1 e 2 para a trajetória polinomial com controle proporcional e controle em cascata com compensação de atrito.....	120
Figura 8.28 – Gráficos das forças de atritos estimadas nos atuadores 1 e 2 do controle em cascata com compensação de atrito para trajetória polinomial.	121

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Principais manipuladores seriais hidráulicos pesquisados.....	5
Tabela 3.1 - Parâmetros estáticos do atrito em um cilindro hidráulico.....	42
Tabela 4.1 – Síntese resumida das dificuldades de controle discutidas e as respectivas soluções propostas na literatura.....	57
Tabela 5.1 – Descrição do comportamento do sistema de atuação no ensaio da Figura 5.8....	66
Tabela 7.1 - Parâmetros cinemáticos da convenção de Denavit-Hartenberg para a estrutura do manipulador robótico.....	87
Tabela 7.2 - Parâmetros inerciais do manipulador robótico acionado hidraulicamente.....	88
Tabela 7.3 - Parâmetros de localização dos atuadores em relação à estrutura do manipulador robótico.....	89
Tabela 7.4 - Parâmetros cinemáticos calculados e utilizados na relação de transmissão entre os atuadores e a estrutura do manipulador robótico.....	90
Tabela 7.5 - Parâmetros estáticos do modelo de atrito nos atuadores.....	91
Tabela 7.6 - Parâmetros dinâmicos do modelo de atrito nos atuadores.....	93
Tabela 7.7 – Especificações técnicas dos cilindros hidráulicos diferenciais.....	94
Tabela 7.8 – Especificações técnicas das válvulas proporcionais de controle direcional.....	95
Tabela 7.9 – Principais características e parâmetros relacionados ao subsistema hidráulico.....	96
Tabela 7.10 – Especificações técnicas da placa dSPACE.....	97
Tabela 7.11 – Especificações técnicas dos encoders incrementais.....	97
Tabela 7.12 – Especificações técnicas dos transdutores de pressão.....	98
Tabela 8.1 – Valores das frequências angulares de corte dos filtros tipo passa-baixa.....	100
Tabela 8.2 – Valores dos ganhos do controlador proporcional e dos parâmetros de compensação da zona morta da válvula.....	102
Tabela 8.3 – Valores dos ganhos do controlador em cascata e dos observadores de atrito.....	103

SÍMBOLOGIA

Alfabeto Grego

α	Ângulo de inclinação do atuador	[rad]
α	Constante	
$\alpha(z, \dot{y})$	Função utilizada na representação do regime de atrito estático	
β	Módulo de elasticidade volumétrica	[Pa]
β	Ângulo de abertura do atuador	[rad]
$\delta(\dot{y}(t))$	Função impulso	
φ	Ângulo constante de localização do atuador	[rad]
A	Matriz de ganhos do controlador em cascata	
λ_m	Valor mínimo do autovalor de $H(q)$	
λ_M	Valor máximo do autovalor de $H(q)$	
λ_m^*	Valor mínimo do autovalor de $H^*(q)$	
λ_M^*	Valor máximo do autovalor de $H^*(q)$	
$\lambda_{max}(\bar{N}_1)$	Autovalor máximo de uma matriz \bar{N}_1	
ρ	Vetor de erros de seguimento na malha fechada	
σ_0	Coefficiente de rigidez das deformações microscópicas	[N.m ⁻¹]
σ_1	Coefficiente de amortecimento	[N.s.m ⁻¹]
σ_2	Coefficiente de amortecimento viscoso	[N.s.m ⁻¹]
Σ_0	Matriz dos coeficientes de rigidez das microdeformações	
Σ_1	Matriz dos coeficientes de amortecimento	
Σ_2	Matriz diagonal dos coeficientes de amortecimento viscoso	
ω_f	Frequência de corte do filtro	[rad.s ⁻¹]
ω_v	Frequência natural da válvula	[rad.s ⁻¹]
τ	Vetor de torques de atuação das juntas	
$\tau_{atr}(q, \dot{q})$	Vetor de torques gerados pelo atrito no atuador	
τ_s	Constante de tempo do solenóide	[s]
τ_v	Constante de tempo da válvula	[s]
Ω	Conjunto invariante de soluções	
Ω	Sistema em malha fechada	

ζ_v Fator de amortecimento da válvula

Alfabeto Latino

a	Comprimento do elo	[m]
A	Área de seção transversal da câmara do atuador	[m ²]
$\hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y})$	Matriz diagonal com suavização da função sinal	
B	Coefficiente de atrito viscoso do sistema	[N.s.m ⁻¹]
B_v	Amortecimento viscoso do movimento do carretel	[N.s.m ⁻¹]
$C(q, \dot{q})$	Matriz dos efeitos centrífugos e de Coriolis	
$C^*(q, \dot{q})$	Matriz de Coriolis modificada	
$D(\rho)$	Vetor dos erros de seguimento	
$D(s)$	Função de transferência dos filtros	
f_{atr}	Vetor das forças de atrito dos atuadores	
f_G	Vetor das forças gravitacionais dos atuadores	
f_H	Vetor das forças hidráulicas geradas nos atuadores	
f_{Hd}	Vetor das forças hidráulicas desejadas	
f_L	Vetor das forças de carga dos atuadores	
$f(y)$	Função não-linear	
$f_q(q, \dot{q})$	Vetor não dependente do sinal de controle	
$f_{q \rightarrow y}(q_i)$	Função para cálculo do deslocamento da haste do atuador	
F_{atr}	Força de atrito	[N]
$F_{atr,ss}$	Força de atrito em regime permanente	[N]
F_C	Força de atrito de Coulomb	[N]
F_D	Coefficiente de arraste	[N.s ² .m ⁻²]
F_H	Força hidráulica	[N]
F_L	Força da carga	[N]
F_G	Força gravitacional do sistema haste mais carga	[N]
F_S	Valor máximo da força de atrito estático	[N]
F_v	Força magnética exercida pelo solenóide	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
$g_{ss}(\dot{y})$	Função do atrito em regime permanente	
$g_u(q, p_a, p_b, u)$	Vetor das componentes dependentes do sinal de controle	

$g(\Delta p, \text{sign}(x_v))$	Função não-linear	
$G(q)$	Vetor dos torques gravitacionais	
$G^*(q)$	Vetor de torques gravitacionais modificado	
$G_4(s)$	Função de transferência em malha aberta	
$G_6(s)$	Função de transferência em malha aberta	
$h_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr})$	Vetor da dinâmica do estado interno do atrito	
$H(q)$	Matriz de inércia	
$H^*(q)$	Matriz de inércia modificada	
i_m	Corrente elétrica nas bobinas do solenóide	[A]
I	Matriz identidade	
I_l	Momento de inércia em relação ao centro de massa	[kg.m ²]
\bar{J}	Matriz Jacobiana do atuador	
k_a	Coefficiente de vazão em função da entrada de controle	[m ⁴ .s ⁻¹ .V ⁻¹ .N ^{-1/2}]
k_b	Coefficiente de vazão em função da entrada de controle	[m ⁴ .s ⁻¹ .V ⁻¹ .N ^{-1/2}]
k_{su}	Coefficiente de vazão da válvula simétrica	[m ⁴ .s ⁻¹ .V ⁻¹ .N ^{-1/2}]
k_{sa}	Coefficiente de vazão	[m ³ .s ⁻¹ .N ^{-1/2}]
k_{sb}	Coefficiente de vazão	[m ³ .s ⁻¹ .N ^{-1/2}]
k_v	Constante real positiva	
K_c	Coefficiente vazão-pressão	[m ³ .s ⁻¹ .Pa ⁻¹]
K_D	Matriz dos ganhos do controlador em cascata	
k_{em}	Constante eletromecânica	[m.V ⁻¹]
K_f	Ganho de força do solenóide	
K_{obs}	Matriz dos ganhos dos observadores de atrito	
K_p	Ganho de pressão da válvula	[Pa.m ⁻¹]
K_{pu}	Ganho de pressão em função da entrada de controle	[Pa.V ⁻¹]
K_P	Matriz dos ganhos do controlador em cascata	
K_{PI}	Matriz dos ganhos do controlador em cascata	
K_q	Ganho de vazão da válvula	[m ² .s ⁻¹]
K_{qu}	Ganho de vazão em função da entrada de controle	[m ³ .s ⁻¹ .V ⁻¹]
K_{prop}	Matriz dos ganhos do controlador proporcional	
K_v	Constante elástica da mola de centragem do carretel	
lc	Largura do chaveamento da compensação da zona-morta	[V]
l_i	Posição do centro de massa do elo i	[m]
L_1	Parâmetro construtivo de localização do atuador	[m]

L_2	Parâmetro construtivo de localização do atuador	[m]
L_3	Comprimento do atuador	[m]
m	Massa da carga na extremidade do último elo	[kg]
$m(\dot{y}_i)$	Função de suavização da função sinal $sign(\dot{y}_i)$	
md	Inclinação direita da zona-morta	
me	Inclinação esquerda da zona-morta	
m_l	Massa do elo	[kg]
M	Massa deslocada no atuador	[kg]
M_v	Massa do carretel da válvula	[kg]
n	Número de graus de liberdade	
$N(q, \dot{q})$	Matriz anti-simétrica	
$N^*(q, \dot{q})$	Matriz anti-simétrica	
N_1	Matriz simétrica dependente do estado	
\bar{N}_1	Matriz simétrica constante	
N_2	Matriz simétrica dependente do estado	
p_a	Vetor das pressões no orifício de saída a das válvulas	
p_b	Vetor das pressões no orifício de saída b das válvulas	
p_c	Pressão de carga	
p_r	Pressão de retorno	[Pa]
$p_{dl}(t)$	Trajetória polinomial	
p_s	Pressão de suprimento	[Pa]
q	Vetor das posições das juntas	
q_d	Vetor das posições desejadas das juntas	
\dot{q}_r	Vetor das velocidades de referência das juntas	
Q	Vazão volumétrica	[m ³ .s ⁻¹]
Q_a	Vazão no orifício de saída a da válvula	[m ³ .s ⁻¹]
Q_b	Vazão no orifício de saída b da válvula	[m ³ .s ⁻¹]
Q_c	Vazão de controle	[m ³ .s ⁻¹]
R_b	Resistência das bobinas do solenóide	[Ω]
s	Variável de Laplace	
s_0	Vetor de estado	
t	Variável tempo	[s]
T	Duração dos trechos da trajetória polinomial	[s]

T_{sen}	Período da trajetória senoidal	[s]
u	Entrada de controle	[V]
u_d	Entrada de controle desejável na ausência da zona morta	[V]
u_{zm}	Saída da zona morta	
u_{czm}	Saída do compensador da zona morta	
u_E	Sinal de entrada no equilíbrio	
V	Função de Lyapunov	
V_1	Função não-negativa associada ao subsistema mecânico	
V_2	Função não-negativa associada ao subsistema hidráulico	
$V_i(y)$	Volume da câmaras i em função da posição do êmbolo	[m ³]
V_{i0}	Volume inicial da câmaras i incluindo a tubulação	[m ³]
V_t	Volume total	[m ³]
x	Vetor de estados	
x	Eixo das abscissas do sistema de referência	
x_{Ai}, y_{Ai}	Coordenadas o ponto A_i do atuador i	
x_{Bi}, y_{Bi}	Coordenadas o ponto B_i do atuador i	
x_{iE}	Estado de equilíbrio da variável i	
x_v	Posição do carretel da válvula	[m]
y	Vetor de posição do pistão dos atuadores hidráulicos	[m]
y	Eixo das ordenadas do sistema de referência	
$y_{dp}(t)$	Função polinomial de 7 ^o . grau	
\dot{y}_s	Velocidade de <i>Stribeck</i>	[m/s]
w	Vetor qualquer	
w	Componente plástica do deslocamento	[m]
z	Deformação no movimento de pré-deslizamento	[m]
z_{atr}	Vetor de estados internos do atrito	
z_{ba}	Deslocamento da força de quebra	[m]
z_{max}	Valor máximo das microdeformações	[m]
z_{ss}	Microdeformação em regime permanente	[m]
z_{md}	Limite direito da zona-morta	[V]
z_{me}	Limite esquerdo da zona-morta	[V]

Símbolos

Δ	Variação
----------	----------

$(\bar{\quad})$	Limite superior
$(\underline{\quad})$	Limite inferior
$(\hat{\quad})$	Estimativa
$(\check{\quad})$	Erro ou diferença
$(\dot{\quad})$	Derivada primeira
$(\ddot{\quad})$	Derivada segunda
(\cdots)	Derivada terceira

Índices

$(\quad)_1$	Sub-índice indicador do elo 1 ou do atuador 1
$(\quad)_2$	Sub-índice indicador do elo 2 ou do atuador 2
$(\quad)_d$	Sub-índice indicador de condição desejada
$(\quad)_i$	Sub-índice indicador do elo i ou do atuador i
$(\quad)_{max}$	Sub-índice indicador de valor máximo
$(\quad)_{min}$	Sub-índice indicador de valor mínimo
$(\quad)_n$	Sub-índice indicador do n -ésimo atuador ou elo
$(\quad)_r$	Sub-índice indicador de referência

RESUMO

Este trabalho trata do problema de controle de posição de robôs manipuladores com acionamento hidráulico. Tais robôs possuem grande potencial de aplicação nas indústrias de construção, equipamentos agrícolas, equipamentos de transporte e manuseio de materiais, equipamentos de mineração, manufatura, siderurgia, metalurgia, aviação, marinha e lazer, devido às vantagens de alta relação torque/dimensão e da flexibilidade de instalação de seus atuadores. Entretanto, existem diversas dificuldades para a obtenção de respostas precisas quando os atuadores são hidráulicos. Dentre elas, pode-se citar as dinâmicas pouco amortecidas, a não linearidade de zona morta das válvulas de controle, o atrito nas vedações dos atuadores, a obtenção dos parâmetros do sistema e, além disto, o forte acoplamento entre as dinâmicas não lineares do atuador e do braço mecânico em robôs hidráulicos. No levantamento do estado da arte de robôs hidráulicos, nota-se que os poucos controladores de robôs hidráulicos propostos na literatura atualizada não tratam de todas as dificuldades de controle. Então, desenvolve-se um modelo não linear de 5ª ordem para o robô acionado hidráulicamente, incluindo-se a dinâmica do atrito baseada na microdeformação das rugosidades das superfícies em contato. A partir da observação do comportamento dinâmico das pressões nos orifícios das válvulas, propõe-se uma metodologia para identificação e compensação da zona morta em válvulas direcionais proporcionais. Com base no modelo do robô, utiliza-se a estratégia de controle em cascata que permite a divisão em dois subsistemas: o subsistema hidráulico e o subsistema mecânico. O controlador em cascata mostra-se adequado na implementação de técnicas de controle para compensação das dificuldades dinâmicas inerentes a cada subsistema, permite a compensação direta do atrito no subsistema mecânico e a utilização de um esquema centralizado para tratar do acoplamento dinâmico. Foi realizada a análise da estabilidade do sistema completo em malha fechada, com controlador cascata e observador de atrito, através do método direto de Lyapunov. Para fins de implementação experimental dos algoritmos de controle desenvolvidos, foi construído o protótipo de um robô manipulador acionado hidráulicamente. Resultados teóricos e experimentais mostram a validade e as características do controle em cascata proposto.

ABSTRACT

This thesis addresses the position control problem of manipulator robots with hydraulic drives. These robots have a great potential of application in the construction industry, agricultural equipment, transport and material handling equipment, mining equipment, manufacture, siderurgy, metallurgy, aviation, navy and others industry fields, it due to advantages of the high relationship torque/dimension and the flexibility of installation of their actuators. However, there are many difficulties to reach precise response in hydraulic actuators. Telling about these difficulties, we can point the dynamics less damping, the dead zone of control valves, the friction in the actuator's sealing, the obtainment of the system parameters and the strong coupling between the non linear dynamics of actuators and the mechanic arm in hydraulic robots. In the survey of state of the art of the hydraulically actuated manipulators, the few technical literatures about control of hydraulic robots don't tell about all of these difficulties. So, a non linear model of 5^o order is developed to the hydraulic robot considering the dynamic friction based in microdeformation of the roughness in the surfaces of contact. Observing the dynamic behavior of the pressure in the valves gaps, a methodology to identify and compensate the dead zone in proportional directional valves is proposed. Based in the robot model, a strategy of cascade control is used, allowing a division into two subsystems: the mechanical subsystem and the hydraulic one. The cascade controller is adequate in the implementation of control techniques to compensate the dynamic difficulties of each subsystem, it allows the direct compensation of the friction in the mechanical subsystem and the utilization of a centralized control scheme to take into account the dynamic coupling. The stability analysis of the complete system in closed loop with the cascade controller and friction observer was made through the Lyapunov direct method. The prototype of hydraulic robot was built for experimental implementation of the control algorithms developed in this thesis. Theoretical and experimental results show the validity and the features of the proposed cascade controller.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

Este trabalho trata do problema de controle de robôs acionados hidráulicamente, levando-se em conta o atrito nos atuadores hidráulicos. De uma forma geral, esta tese está relacionada com o estudo e projeto de controladores de sistemas dinâmicos aplicados em manipuladores robóticos acionados por sistemas hidráulicos e pneumáticos. O problema pesquisado localiza-se num campo interdisciplinar da engenharia que envolve principalmente a combinação, integração e sinergia de estudos em Robótica, Sistemas Hidráulicos e Sistemas de Controle.

No transcorrer deste capítulo, pretende-se definir alguns termos especializados, justificar a relevância do controle de manipuladores acionados hidráulicamente, através de um breve levantamento de suas aplicações e do estado da arte, e principalmente ressaltar os objetivos e as contribuições desta tese diante de uma visão geral do problema. A seguir são introduzidos alguns conceitos gerais e aspectos relacionados ao tema da tese.

De acordo com CERONI e NOF (1999), Robô Industrial é um dispositivo mecânico que pode ser programado para desempenhar uma variedade de tarefas de manipulação e locomoção sob o comando de um controle automático. Robôs são considerados como representantes típicos de sistemas mecatrônicos, os quais integram aspectos de manipulação, sensoriamiento, controle e comunicação. Um conceito moderno para o termo mecatrônica é apresentado em STECKI (2000) e refere-se ao projeto e uso de sistemas eletrônicos e computacionais na engenharia mecânica, os quais possibilitam a “máquina” comportar-se de forma inteligente diante de tarefas não repetitivas e não padronizadas. Tais sistemas mecatrônicos têm como características principais a separação explícita entre controle e potência (interconectados através das informações dos sinais dos sensores); o aumento da complexidade do sistema; a segurança inerente dependente da confiabilidade de *hardware* e da análise de estabilidade; e o enfoque no desenvolvimento de estratégias de controle, visando a compensação das características não lineares dos componentes mecânicos que prejudicam o desempenho. Na seção 1.2, apresenta-se a descrição dos principais componentes de um robô; na seção 1.4, onde é discutido o problema de controle, aponta-se as não linearidades dos componentes mecânicos para o caso particular de robôs acionados hidráulicamente; e na seção 1.5, descreve-se os principais objetivos e contribuições desta tese, assim como a organização de sua escrita.

Já em meados do século passado, MERRIT (1967) apresentou a importância e as vantagens da aplicação de sistemas hidráulicos, tais como a excelente relação

torque/dimensão e a resposta rápida. CHRISTENSEN et al. (2000) compara as diferentes tecnologias de transmissão de potência e mostra que os sistemas hidráulicos são competitivos nas aplicações com potência ou força altas e onde são necessários atuadores relativamente pequenos com flexibilidade de instalação. Tais aplicações são correntes nas indústrias de construção, equipamentos agrícolas, equipamentos de transporte e manuseio de materiais, equipamentos de mineração, manufatura, siderurgia, metalurgia, aviação, marinha e lazer. Na seção 1.3, apresenta-se um breve resumo do estado da arte dos robôs acionados hidráulicamente e a importância de suas aplicações nos dias atuais.

Entretanto, existem muitos empecilhos de controle de atuadores hidráulicos, devido às dinâmicas pouco amortecidas, as não linearidades e a dificuldade de obtenção dos parâmetros do sistema (BOLLMANN e GUENTHER, 1997; CUNHA, 2001). Com o objetivo de estudar estes problemas e propor soluções, o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) e o Laboratório de Robótica da UFSC têm realizado muitos trabalhos aplicados em modelagem e controle de atuadores hidráulicos, ressaltando-se a modelagem de um servomecanismo mecânico-hidráulico (DE NEGRI, 1987), a modelagem e a construção de uma bancada para testes experimentais de um servoposicionador hidráulico (ANDRIGHETTO, 1996), a aplicação e a simulação das técnicas de controle clássico (PAIM, 1997), de controle em cascata (GUENTHER e DE PIERI, 1997) com adaptação de parâmetros (CUNHA, 1997) e de controle a estrutura variável (LOPES, 1997), incluindo-se as importantes contribuições teóricas e experimentais para o controle em cascata (CUNHA, 2001; CUNHA et al., 2002). Esta tese deu continuidade aos trabalhos já realizados, podendo-se citar as novas contribuições na identificação e compensação da não linearidade de zona morta e da dinâmica do atrito, culminando no tratamento do problema de modelagem e controle de robôs com atuadores hidráulicos com resultados teóricos e experimentais.

O atrito entre os elementos mecânicos de um manipulador robótico introduz limitações no desempenho estático e dinâmico de tarefas com precisão em baixas velocidades. O efeito de degradação do desempenho provocado pelo atrito pode estar combinado com outras não linearidades do sistema, como por exemplo a não linearidade de zona morta das válvulas proporcionais direcionais utilizadas em atuadores hidráulicos. Tanto que a compensação do atrito tem sido uma das principais questões de pesquisa no projeto e controle de robôs durante os últimos anos (LISCHINSKY et al., 1997). No capítulo 3, apresenta-se um estudo sobre as características dinâmicas do atrito, sua modelagem e a identificação dos parâmetros.

O conceito de controle é apresentado por FRANKLIN et al. (1994) e refere-se ao processo de fazer uma variável do sistema alcançar um valor desejável, chamado valor de referência, de forma adequada e segura. Os avanços na teoria de controle, junto com a

disponibilidade de computação barata, têm conduzido muitas pesquisas e aplicações práticas em áreas tais como manipulação robótica, controle de aviões e foguetes, processos químicos, sistemas de potência, pilotagem de navios e bioengenharia (SLOTINE e LI, 1991). A seção 1.4 apresenta os principais aspectos envolvidos no problema de controle de robôs acionados hidráulicamente, tema desta tese. No capítulo 6, apresenta-se um controlador em cascata baseado no modelo para robôs acionados hidráulicamente e a análise de sua estabilidade.

Com o objetivo de implementar os controladores e realizar os testes experimentais de validação, foi construído um manipulador de dois graus de liberdade acionado por atuadores hidráulicos lineares. O robô hidráulico utilizado nos testes experimentais é apresentado no capítulo 7, incluindo-se a descrição dos valores de seus parâmetros. Os principais resultados experimentais são mostrados no capítulo 8.

Na seqüência, descreve-se os principais componentes de um robô industrial. Tal descrição será útil ao leitor no entendimento do funcionamento dos manipuladores robóticos e na visualização das características dos robôs hidráulicos apresentados na seção 1.3 do levantamento do estado da arte.

1.2 Descrição do robô e de seus principais componentes

Um robô industrial pode ser dividido em três principais componentes: mecanismo, acionamento e sistema de controle, conforme mostrado na Figura 1.1.

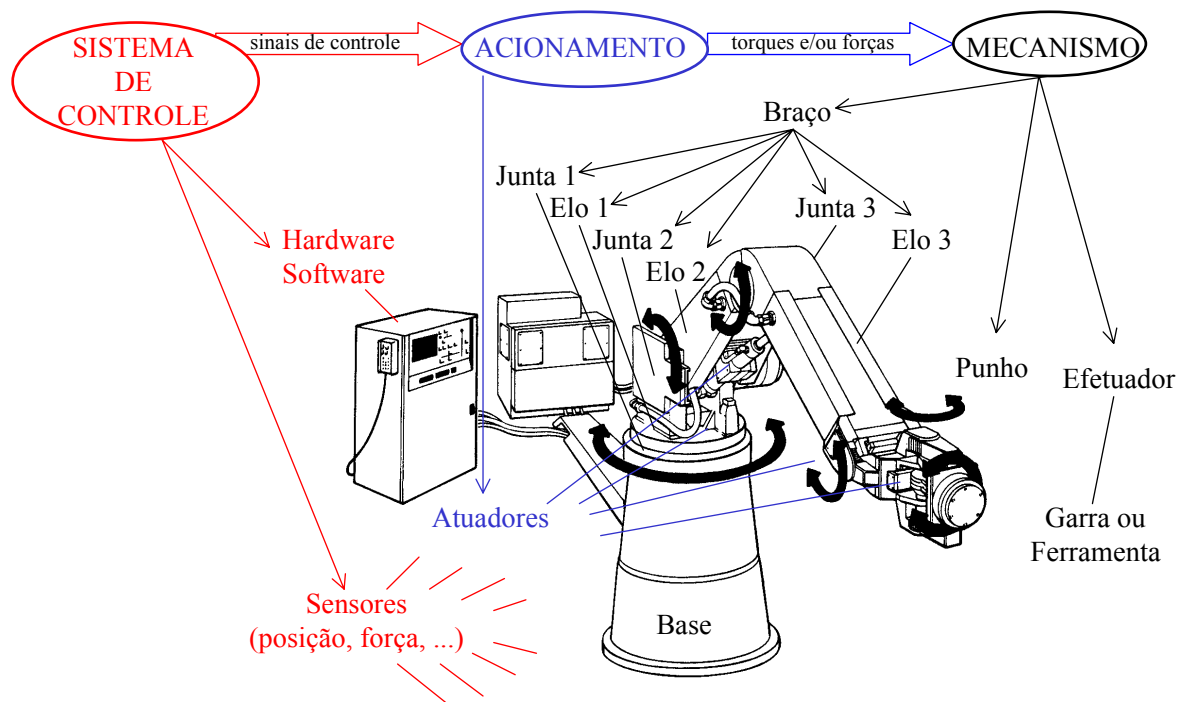


Figura 1.1 - Os principais componentes de um robô industrial.

O mecanismo é a parte mecânica que executa os movimentos e pode ser subdividido em braço, punho e efetuador. O braço é composto de elos interligados por juntas numa estrutura em cadeia cinemática aberta (manipulador serial) ou fechada (manipulador paralelo), ou ainda numa estrutura mista (vide manipulador BLR, Figura 1.6).

O acionamento (ou atuador) é responsável pela aplicação da força ou torque necessário para movimentação adequada do mecanismo. O acionamento pode ser elétrico, pneumático ou hidráulico. Pode também incluir a unidade de potência e o sistema de transmissão.

O sistema de controle é um dispositivo de *hardware* e *software* onde é implementado o esquema de controle projetado, incluindo os sensores, os elementos do modo de operação, o conjunto de circuitos e elementos de saída para atuação (CERONI e NOF, 1999).

O tema desta tese é o desenvolvimento, implementação e validação de algoritmos de controle para manipuladores acionados hidráulicamente. A seção 1.3 apresenta uma visão do estado da arte dos robôs hidráulicos e suas aplicações, tendo por objetivo justificar a importância de pesquisas que contribuam na solução dos problemas de controle abordados posteriormente na seção 1.4.

1.3 Estado da arte dos robôs hidráulicos e suas aplicações

1.3.1 Introdução

Nesta seção apresenta-se um breve resumo do estado da arte dos robôs seriais acionados hidráulicamente e a importância de suas aplicações nos dias atuais. As informações foram obtidas a partir de artigos científicos publicados em revistas e eventos internacionais, e em algumas teses de doutorado que tratam do assunto, conforme mostrado na Tabela 1.1.

De acordo com CLEGG (2000), existem dois requisitos principais relacionados com a viabilidade de aplicação de robôs industriais. O primeiro é o aumento da produtividade e pode ser notado na indústria de manufatura, principalmente na automobilística. O segundo é a segurança e está relacionado ao fato de robôs poderem desempenhar tarefas muito perigosas ao ser humano, como por exemplo as atividades realizadas em ambientes espaciais, nucleares e submarinos. Dentro deste contexto, VALDIERO e ANDRIGHETTO (1999) mostram a necessidade de aplicação de automação e robótica também em ambientes industriais altamente insalubres, tais como os de soldagem, pintura, polimento, tratamentos térmicos e químicos, além da movimentação de cargas. Outro grande nicho de possibilidades de aplicação de manipuladores robóticos está no setor agrícola (VALDIERO e ANDRIGHETTO, 1998), onde os avanços tecnológicos em eletrônica, informática e geoprocessamento têm permitido a realização de projetos audaciosos na mecanização e no gerenciamento das tarefas rurais, dando origem à chamada Agricultura de Precisão. É importante ressaltar que os acionamentos

hidráulicos são comuns em equipamentos agrícolas e as utilizações de manipuladores hidráulicos para seguimento de trajetórias vinculadas ao relevo do terreno ou vegetação podem possibilitar importantes inovações na mecanização das atividades de colheita e pulverização, proporcionando a melhoria das condições do trabalho rural, a conservação dos recursos naturais e o aumento da produtividade.

Tabela 1.1 - Principais manipuladores seriais hidráulicos pesquisados.

Manipulador hidráulico	Aplicações	Referências bibliográficas
Braço robótico hidráulico de BU e YAO Purdue University, EUA	Manuseio de materiais e movimentação de terra.	YAO et al. (1999) BU e YAO(2000a) BU e YAO(2000b) BU e YAO(2001)
Braço robótico hidráulico experimental CSIRO CSIRO Manufacturing, Science and Technology, Australia University of Queensland, Australia University of Sydney, Australia	Indústria de Mineração, de Construção e de Exploração Florestal.	LI et al.(1997) HONEGGER e CORKE(2001) BONCHIS et al.(1999) BONCHIS et al.(2001)
Braço hidráulico SLINGSBY Heriot-Watt University, UK University of Versailles, France University of Montpellier, France	Indústria <i>Offshore</i> : tarefas submarinhas de inspeção e manutenção.	DUNNIGAN et al. (1996) M'SIRDI et al. (1997) CLEGG (2000) CLEGG et al. (2001)
Braço Escavador robotizado Korea	Indústria de Construção	LEE e PYUNG(2001)
Robô industrial para assentamento de tijolos BLR (Brick Laying Robot) Delft Technology University, Netherlands	Indústria Siderúrgica: tarefas de posicionamento preciso.	HEINTZE et al. (1995a) HEINTZE et al. (1995b) HEINTZE et al. (1996) HEINTZE (1997)
Robô hidráulico industrial Unimate University of Manitoba, Canada University of British Columbia, Canada	Indústria em geral: tarefas de serviço pesado	SEPEHRI et al. (1990) CORBET et al.(1996) HEINRICHS et al. (1996) HEINRICHS et al. (1997) SEPEHRI et al. (1997) ZIAEI e SEPEHRI (2000)
Robô hidráulico industrial Workmaster University of Toronto, Canada	Indústria em geral: tarefas de serviço pesado	HABIBI et al. (1994) HABIBI e GOLDENBERG(1994) HABIBI (1999)
Robô hidráulico para testes de ZHOU The Technical University of Denmark	Aplicações em equipamento móbil	ANDERSEN et al. (1993) ZHOU (1995) CHRISTENSEN et al(2000)

Em cada um dos robôs hidráulicos aqui apresentados, buscou-se identificar suas características em termos do sistema de controle, acionamento e mecanismo, além das justificativas e da importância de suas aplicações. Os algoritmos de controle propostos para

estes manipuladores e as estratégias utilizadas para superar as dificuldades de controle são discutidas no capítulo 4.

A seguir têm-se uma breve apresentação dos manipuladores selecionados na Tabela 1.1 e que ilustram o estado da arte de robôs acionados hidráulicamente.

1.3.2 Braço robótico hidráulico de BU e YAO

BU e YAO (2001) estudaram o controle de movimento de manipuladores robóticos acionados por atuadores hidráulicos de haste única e utilizaram o braço robótico hidráulico de 3 graus de liberdade (g.d.l.) mostrado na Figura 1.2 para realização dos testes experimentais. Este robô é uma versão em escala reduzida de um braço escavador (*backhoe*). Possui um cilindro hidráulico Parker D2HXTS23A (atuador 1) controlado por uma servoválvula Parker BD760AAAN10 (largura de banda de 10 Hz) e outros dois cilindros (atuadores 2 e 3) controlados por válvulas proporcionais de controle direcional (largura de banda de aproximadamente 7 Hz). Os cilindros hidráulicos possuem sensores embutidos em sua construção que fornecem as informações de posição e velocidade do movimento, além de sensores de pressão instalados nas câmaras. Todos os sinais de medição são analógicos e alimentam um PC Pentium através de uma placa de conversão de sinais A/D (analógico para digital) e D/A (digital para analógico).

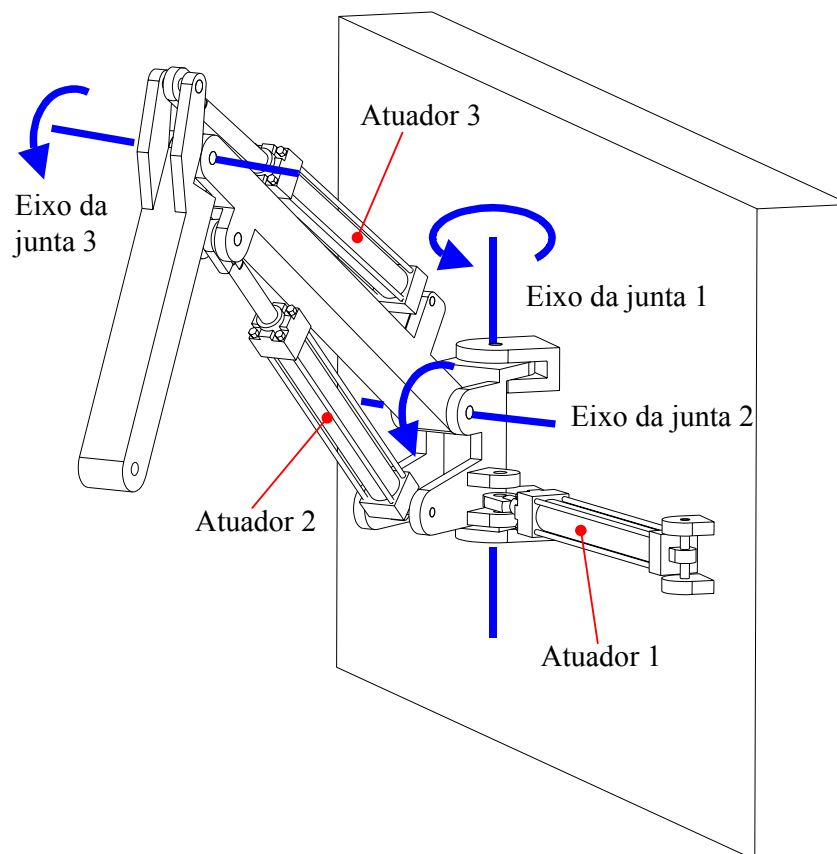


Figura 1.2 - Vista tridimensional do braço robótico de 3 g.d.l. estudado por BU e YAO.

1.3.3 Braço robótico hidráulico experimental CSIRO

O Laboratório de Brisbane da CSIRO, em parceria com as Universidades de Queensland e de Sydney (Austrália) e a CRC Equipamentos e Tecnologia para Mineração, desenvolveu e construiu um manipulador hidráulico de 4 g.d.l. para fins de investigação da automação de operações de mineração (LI et al.,1997; HONEGGER e CORKE, 2001). O manipulador foi construído a partir de componentes utilizados na indústria de mineração e seu módulo de potência constitui-se essencialmente de uma unidade de bombeamento, válvulas direcionais proporcionais acionadas por solenóides e atuadores hidráulicos lineares de haste única com transdutores de posição *Tempsonic* montados internamente. O manipulador é mostrado na Figura 1.3, tem um comprimento máximo de 4,6 metros e uma estrutura cinemática do tipo RRPR (as juntas 1, 2 e 4 são rotativas; a junta 3 é prismática). Cada uma das quatro juntas é acionada por um atuador hidráulico linear diferencial com forças máximas de +31kN (expansão) e -21kN (retração). Os atuadores são controlados por válvulas direcionais proporcionais MOOG DDV 633 com largura de banda de 25Hz.

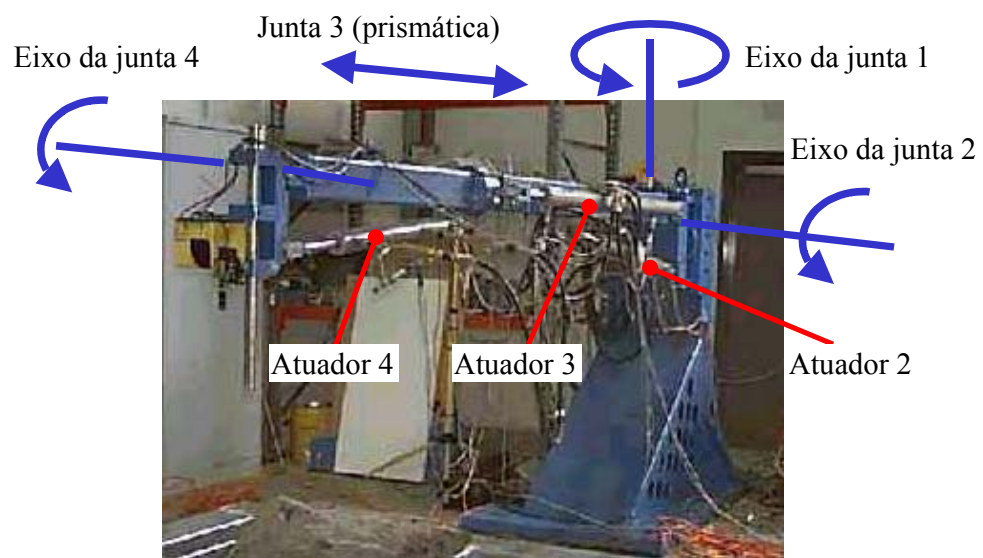


Figura 1.3 - Foto do braço robótico hidráulico experimental construído pela CSIRO.

LI et al. (1997) apresenta a modelagem matemática do sistema eletro-hidráulico deste manipulador, as simulações do modelo são realizadas com o auxílio do pacote Simulink/MatLab e os resultados são validados através de testes experimentais com o manipulador.

1.3.4 Braço hidráulico Slingsby

O manipulador hidráulico submarino Slingsby é um manipulador robótico utilizado pela indústria de *offshore* em tarefas submarinas de inspeção, manutenção e reparo. Ele tem a estrutura construída em alumínio de alta resistência, possui um comprimento de aproximadamente 1,5 metros, massa de 36 kg, opera com uma pressão de suprimento de 175 bar e com capacidade de carga máxima de 80 kg. O manipulador Slingsby é mostrado na Figura 1.4 e pode ser montado num veículo submarino operado remotamente e equipado com um sistema de câmara de vídeo.

CLEGG (2000) realizou simulações e experimentos com apenas as três primeiras juntas de um manipulador Slingsby modelo TA9, as quais foram acionadas por atuadores hidráulicos compostos de um cilindro diferencial e uma servoválvula eletrohidráulica MOOG E777-006. O sistema de controle inclui potenciômetros para medição dos ângulos de juntas. As simulações são realizadas no *software* MatLab/Simulink utilizando-se o método de integração de Runge-Kutta de 5ª ordem. É proposto um controlador de localização de pólos auto-ajustável e seu desempenho é comparado com outros controladores.

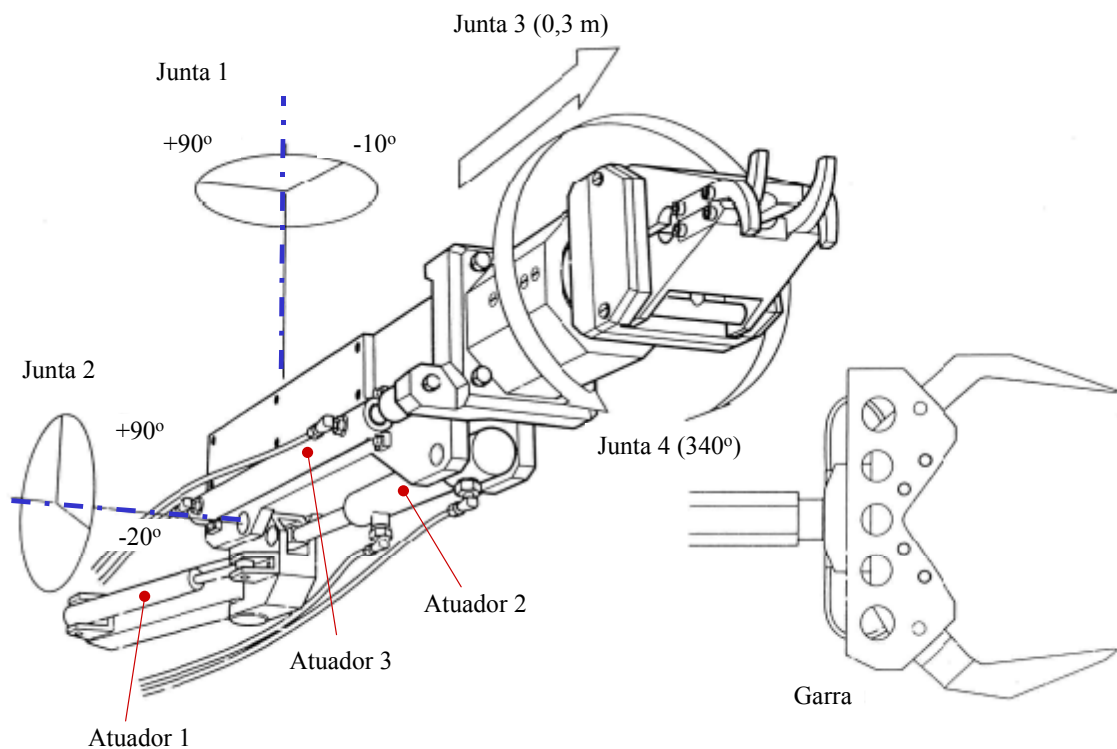


Figura 1.4 - Manipulador hidráulico Slingsby.

1.3.5 Braço escavador robotizado

O escavador hidráulico é uma máquina multifuncional utilizada no setor de construção em tarefas de escavação, descarregamento, acabamento e levantamento de materiais. A Figura 1.5 mostra o desenho de uma configuração típica deste tipo de máquina. O trabalho ocorre em vários ambientes perigosos e sujos, e, além disso, requer a repetição de movimentos por um longo tempo, resultando na fadiga do operador e no decréscimo da produtividade. Por estas razões, segundo LEE e CHANG (2001), o estudo de braços escavadores robóticos é necessário para a melhoria da qualidade, da eficiência e da segurança.

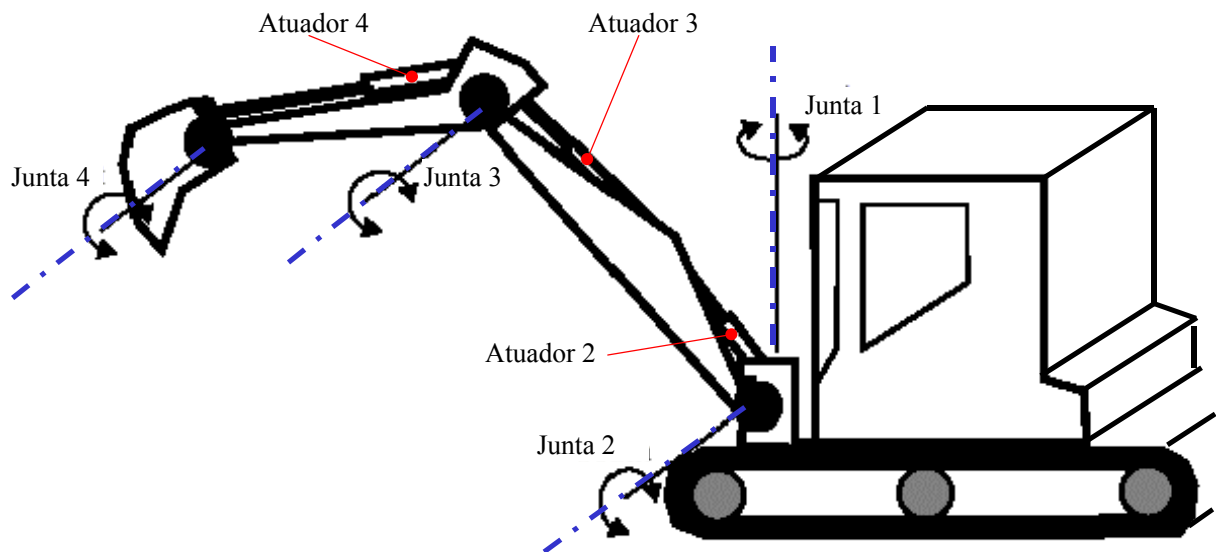


Figura 1.5 - Braço escavador hidráulico.

LEE e CHANG (2001) propuseram o chamado controle de atraso de tempo com ação de chaveamento (TDCSA: *Time-Delay Control with Switching Action*) utilizando uma superfície de deslizamento integral como base do controle e fazendo a compensação de zona-morta e do atraso de tempo para o robô escavador ROBEX 210LC-3 de 21 toneladas. O mecanismo estudado tem 3 g.d.l., é composto pelos últimos 3 elos que juntos somam 2,67 toneladas e possuem um comprimento total de aproximadamente 10 metros. Os atuadores hidráulicos são compostos por cilindros diferenciais conectados a válvulas do tipo carretel de 4 vias de centro supercrítico com zona-morta de aproximadamente 30%. O sistema de controle possui sensores do tipo *resolver* para medir os ângulos das juntas, um processador de sinais digitais DSP com frequência de amostragem ajustada em 100 Hz e conversores de sinais ADC (análogo para digital) e DAC (digital para analógico). Experimentos de seguimentos de trajetórias em linhas retas inclinadas e a uma velocidade de 0,5 m/s são realizados, onde as juntas 2 e 3 (mostradas na Figura 1.5) são utilizadas para o

posicionamento e a junta 4 para manter o efetuador final com uma orientação especificada constante.

1.3.6 Robô industrial para assentamento de tijolos BLR

Um robô de 4 graus de liberdade (g.d.l.) diretamente acionado por atuadores hidráulicos rotativos é apresentado em HEINTZE (1997) e foi desenvolvido para tarefa de assentamento rápido e preciso de pesados tijolos refratários utilizados no revestimento de conversores de aço na indústria siderúrgica. O manipulador BLR (*Brick Laying Robot* – robô de assentamento de tijolos) possui um comprimento total de 2,4 metros e uma capacidade de carga máxima de 100 kg. Os principais requisitos para execução da tarefa são um erro máximo de 2 mm no controle de posição e a realização de deslocamentos de 2 a 3 metros em intervalos de tempo de 2,5 segundos. A Figura 1.6 mostra uma foto do manipulador, onde observa-se que o movimento planar horizontal pode ser realizado através de rotações em torno dos eixos das juntas 1 e 2, um paralelogramo de barras permite o ajuste da altura através de um terceiro grau de liberdade e a junta 4 permite a rotação da garra.

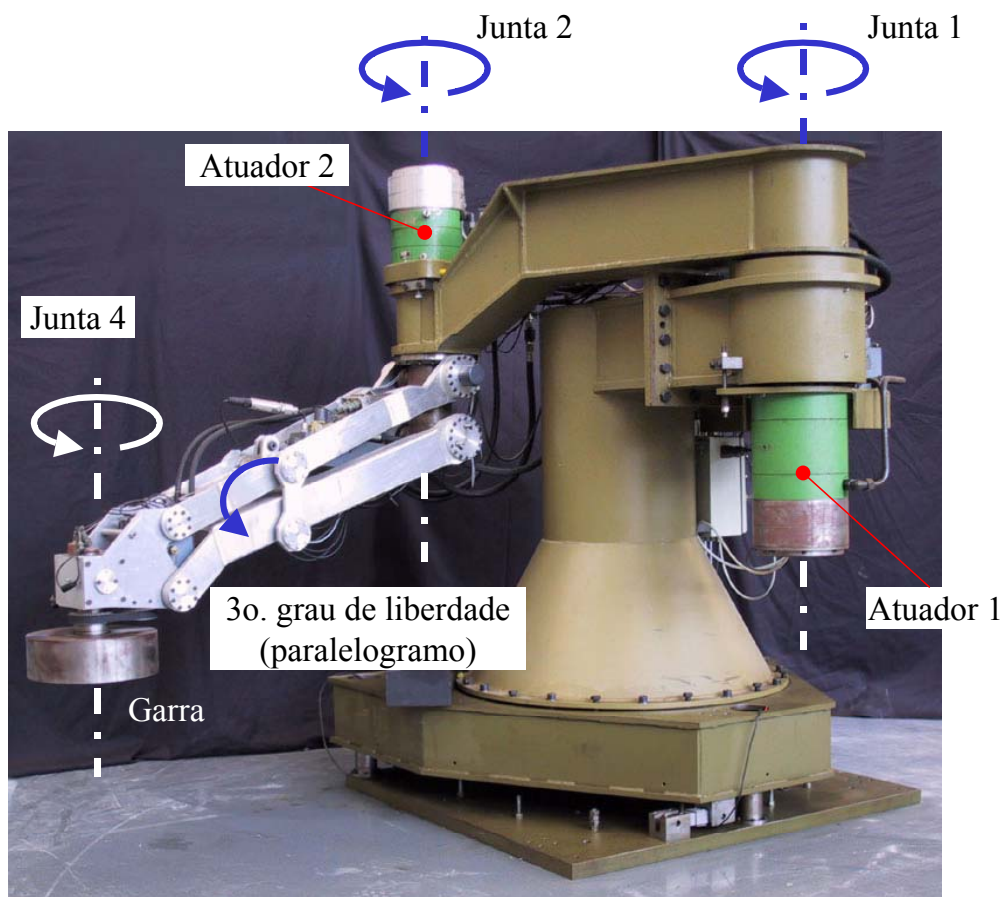


Figura 1.6 – Foto do robô hidráulico de assentamento de tijolos refratários.

1.3.7 Robô hidráulico industrial Unimate

O robô hidráulico industrial Unimate é utilizado para pesquisas na Universidade de Maniota (Canadá), tem estrutura cinemática do tipo esférica com 3 g.d.l., ou seja possui as duas primeiras juntas rotativas e a terceira prismática. Cada uma das juntas é acionada por um atuador hidráulico controlado por válvulas direcionais proporcionais tipo carretel com zona morta de aproximadamente 6% e a uma pressão de suprimento de 70 ± 5 bar. A realimentação de posição é obtida através de *encoders* rotativos (resolução de 0,028 graus) nas juntas 1 e 2, e de um *encoder* linear (resolução de 0,105mm) na junta 3. O robô é instrumentalizado ainda com sensor de força de rigidez de 350 kN/m, podendo medir de 0 a 700N com ± 10 N de ruído.

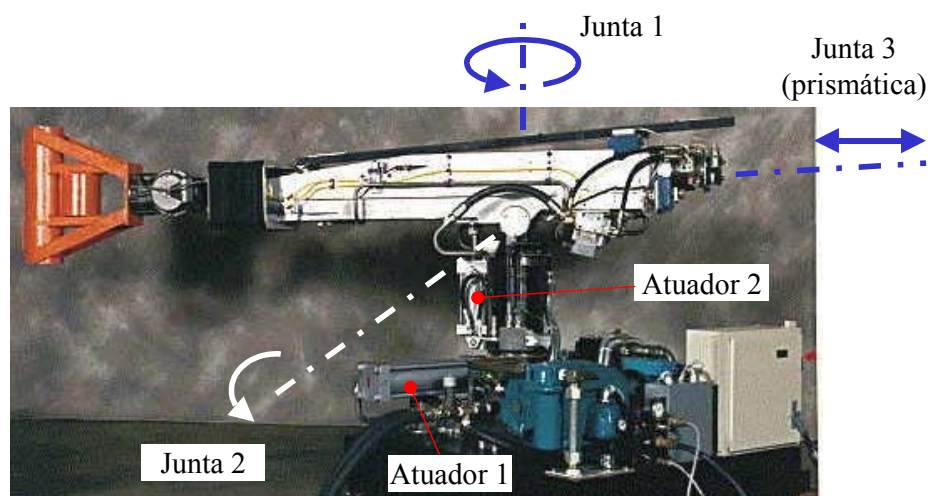


Figura 1.7 - Foto de um robô hidráulico industrial Unimate.

1.3.8 Robô hidráulico industrial Workmaster

O robô hidráulico Workmaster, cujo desenho tridimensional é mostrado na Figura 1.8, é fabricado por Thorn EMI Robotics para aplicações industriais de serviço pesado. Possui dois atuadores hidráulicos diferenciais acionando as juntas 2 e 3 e atuadores hidráulicos rotativos no restante das juntas. Servoválvulas eletrohidráulicas de quatro vias são utilizadas no sistema de atuação hidráulica e caracterizadas por carretéis de centro crítico. Tubos flexíveis conectam uma unidade de suprimento de potência hidráulica de pressão constante nas válvulas, a partir de onde tubos rígidos direcionam a vazão de fluido para os cilindros. As posições das juntas são medidas por meio de sensores e as velocidades são obtidas através de um filtro digital Butterworth de primeira ordem.

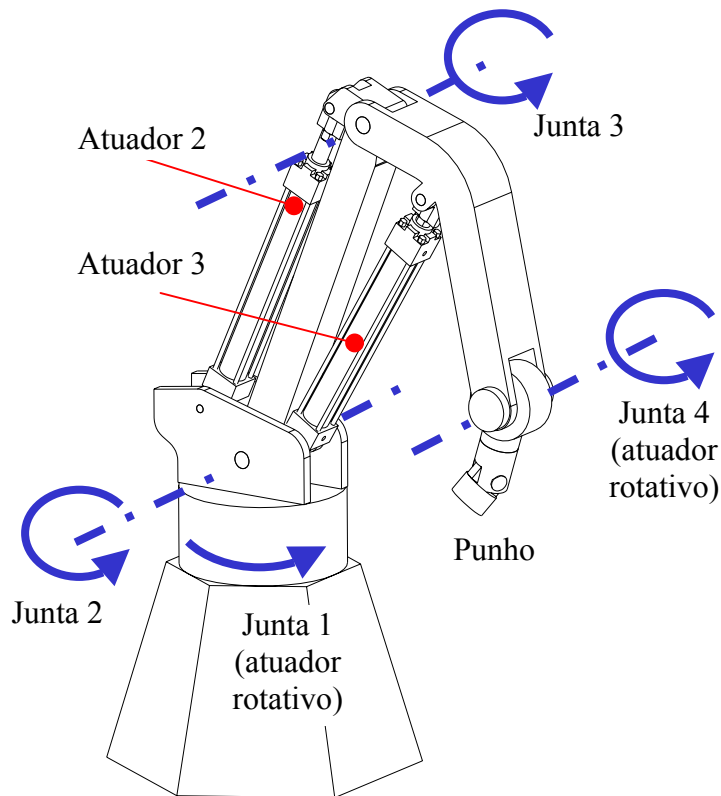


Figura 1.8 - Vista tridimensional do robô hidráulico Workmaster.

1.3.9 Robô hidráulico para testes de ZHOU

O Instituto de Engenharia de Controle da Universidade Técnica da Dinamarca desenvolveu, projetou e implementou o robô hidráulico mostrado na Figura 1.9 para fins de facilidades de testes de controladores. O manipulador construído possui 2 graus de liberdade, onde cada junta rotativa é acionada por um atuador linear hidráulico simétrico. Os cilindros possuem área de $9,456 \text{ cm}^2$ na seção transversal das câmaras, um curso de 350 mm, têm vedações de baixo atrito e são controlados por válvulas MOOG de 2 estágios e de alta frequência. Nos atuadores são montados acumuladores de membrana com o objetivo de manter a pressão de suprimento constante. O sistema de controle inclui transdutores para medição de deslocamento e de velocidade nos cilindros, e uma placa dSPACE (sistema de prototipagem rápida de controladores) montada num microcomputador. São propostas e testadas diferentes estratégias de controle que incluem parcelas de *feedforward* adaptativo ZHOU (1995).

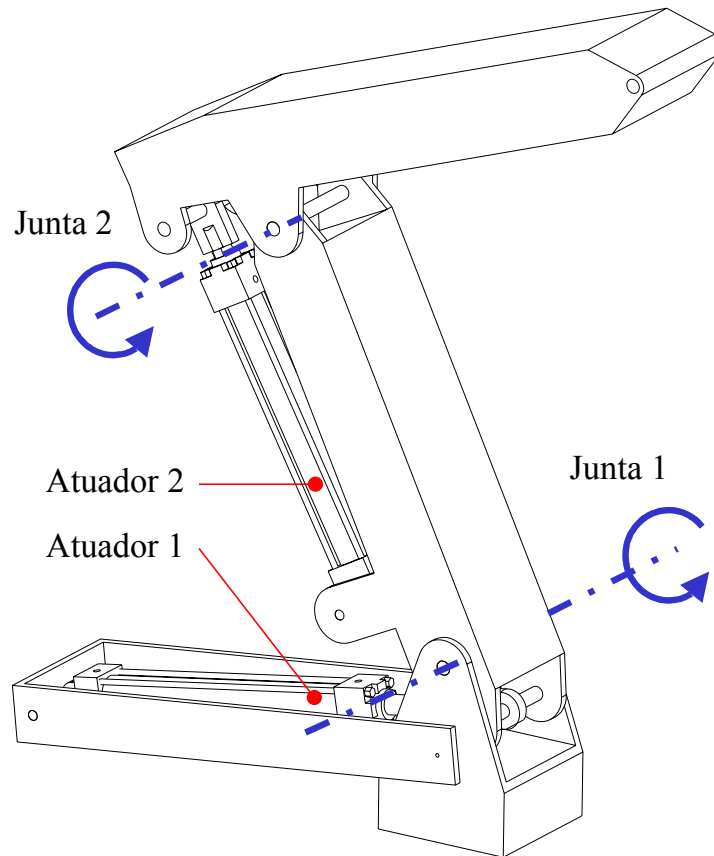


Figura 1.9 - Vista tridimensional do robô hidráulico de teste de ZHOU.

1.4 Problema de controle dos robôs hidráulicos

Conforme foi observado na seção anterior, os robôs hidráulicos possuem diversas aplicações com cargas pesadas e em ambientes perigosos, mas tais aplicações ainda são limitadas porque o projeto do controlador de manipuladores robóticos acionados hidráulicamente é mais difícil do que o de manipuladores robóticos convencionais acionados por motores elétricos, e este fato é mencionado por diversos autores (BU e YAO, 2001; LEE e CHANG, 2001; HONEGGER e CORKE, 2001; CLEGG, 2000; SIROUSPOUR e SALCUDEAN, 2001a). Nesta seção, pretende-se abordar as principais razões deste problema.

Em robôs hidráulicos as dinâmicas não lineares do atuador e do braço mecânico estão fortemente acopladas. A dinâmica da estrutura mecânica é composta de parcelas inerciais, gravitacionais, de efeitos de atrito, de efeitos giroscópicos e centrífugos, as quais são funções não lineares das variáveis de junta e têm componentes acopladas entre os elos. E como geralmente são utilizados cilindros hidráulicos lineares, estes acionam diretamente as juntas através de uma relação de transmissão não linear, ao contrário dos acionamentos elétricos onde são comuns altas relações de transmissão lineares (100:1). Isto resulta em maiores

variações das parcelas dinâmicas nos atuadores dos manipuladores acionados hidráulicamente.

Adicionalmente às dinâmicas não lineares acopladas da estrutura mecânica do manipulador, os atuadores hidráulicos são considerados como fontes de velocidade e possuem uma dinâmica completamente diferente dos atuadores elétricos que são ditos como fontes de torque. Isto porque o sinal de controle enviado para a válvula dos atuadores hidráulicos controla a velocidade antes que a força, ou seja, o controle de força não é direto e requer sensores adicionais (tais como transdutores de pressão). Logo a dinâmica do atuador hidráulico deve ser considerada no controle, aumenta a ordem do sistema e resulta em certa flexibilidade de junta (ZHU e SCHUTTER, 1999).

Além disso, os atuadores hidráulicos estão sujeitos a não linearidades não suaves e descontínuas devido a mudança na direção de abertura da válvula e ao atrito nas vedações do cilindro. Assim, como será visto na modelagem do sistema, apresentada nos capítulos 2 e 3, existem diversas não linearidades na equação da vazão, o efeito da compressibilidade, a zona morta e o atrito. Os parâmetros são de difícil determinação e apresentam variações no tempo decorrentes de mudanças de temperatura e do uso. Existem também dinâmicas não modeladas tais como os vazamentos e as forças de escoamento na válvula. Uma abordagem detalhada das dinâmicas envolvidas em um atuador hidráulico e seu problema de controle foi apresentada por CUNHA (2001) para o caso de um cilindro simétrico (áreas das seções transversais das câmaras são iguais).

Em atuadores hidráulicos diferenciais com válvulas de 4 vias, onde as áreas das seções transversais das câmaras são diferentes, as equações dinâmicas que descrevem as variações das pressões nas câmaras não podem ser combinadas em uma única equação de pressão de carga, incrementando a dimensão da ordem do sistema e com dinâmicas internas adicionais na questão da estabilidade.

O atrito em atuadores hidráulicos, dependendo de seus aspectos construtivos, pode apresentar características não lineares prejudiciais ao controle preciso, como por exemplo uma curva *Stribeck* significativa (vide Figura 3.8). O atrito nas juntas da estrutura mecânica do manipulador pode ser desprezível quando comparado ao atrito gerado no atuador devido às vedações dos êmbolos e a viscosidade do fluido. O capítulo 3 apresenta um estudo detalhado sobre o atrito.

Em conjunto com os efeitos do atrito nos atuadores hidráulicos, a não linearidade da zona morta em válvulas proporcionais direcionais causa efeitos de degradação do desempenho tais como perda de movimento e atraso de tempo. Por isso, requer uma metodologia adequada

para sua identificação, e assim os seus efeitos podem ser minimizados através da compensação.

Existem também as limitações físicas de saturação dos sinais de controle das válvulas e o problema do ruído nos sinais dos sensores que prejudicam as implementações práticas do controle de robôs.

Estas características não lineares da estrutura e dos componentes mecânicos de robôs acionados hidráulicamente são também discutidas com evidências durante a sua modelagem nos capítulos 2 e 3. No capítulo 4 são apresentadas cada uma das dificuldades de controle juntamente com as propostas de compensação disponíveis na literatura. Esta tese apresenta importantes contribuições para uma abordagem mais ampla e completa, as quais são enumeradas a seguir.

1.5 Contribuições desta tese e organização do trabalho

A principal contribuição desta tese é o desenvolvimento teórico, a implementação e a validação experimental de uma estratégia de controle não linear em cascata que considera o acoplamento dinâmico do sistema manipulador/atuadores e a dinâmica do atrito.

Dentre as outras contribuições cabe destacar:

- Modelagem cinemática de manipuladores acionados hidráulicamente incluindo as relações entre o movimento dos atuadores e dos elos através de um método simples e geral;
- Modelagem dinâmica de manipuladores acionados hidráulicamente incluindo a dinâmica do atrito;
- Metodologia para identificação da zona morta em válvulas proporcionais através do estudo das pressões;

Além disso, desenvolveu-se ao longo da tese o projeto e a construção de um protótipo de robô hidráulico utilizado para a experimentação.

No capítulo 2, desenvolve-se a modelagem de um manipulador acionado hidráulicamente, a extensão e a dedução de algumas propriedades do modelo dinâmico do manipulador rígido para o caso robôs acionados hidráulicamente, com a finalidade de utilização no projeto do controlador.

O capítulo 3 aborda a questão da dinâmica do atrito e sua inclusão no modelo do robô.

A sistematização do problema de controle de seguimento de trajetória no espaço das juntas do manipulador acionado hidráulicamente é feita no capítulo 4, com a análise das dificuldades de controle e a revisão das técnicas utilizadas para superá-las.

O capítulo 5 apresenta uma metodologia de identificação da não linearidade de zona morta em válvulas proporcionais direcionais através do estudo da dinâmica das pressões nos orifícios de saída.

O projeto do controlador e a análise da estabilidade são apresentados no capítulo 6.

O capítulo 7 aborda o detalhamento e a determinação dos parâmetros do protótipo de um robô hidráulico construído para implementação e validação das leis de controle.

No capítulo 8 são mostrados os resultados de testes para validação experimental dos resultados teóricos.

As conclusões e sugestões de continuidade da pesquisa em trabalhos futuros encontram-se no capítulo 9.

2 MODELAGEM DE UM ROBÔ COM ACIONAMENTO HIDRÁULICO

2.1 Introdução

Neste capítulo apresenta-se a modelagem dinâmica de um manipulador acionado por atuadores hidráulicos. A dedução do modelo dinâmico é importante para fins de simulação, de análise da estrutura mecânica e de projeto dos algoritmos de controle.

As simulações baseadas no modelo do manipulador permitem testar as estratégias de controle, prevendo problemas de projeto do controlador e/ou do manipulador, sem o perigo de acidentes decorrentes de instabilidade ou de falhas no projeto. No projeto e construção de manipuladores, as simulações e a análise do modelo fornecem informações e estimativas de variáveis do sistema (como por exemplo: as velocidades, acelerações, torques e forças), as quais são úteis na análise da estrutura mecânica do robô e no projeto e especificação de seus componentes tais como juntas, transmissões e atuadores.

Além disso, o conhecimento do modelo dinâmico de um manipulador robótico e de suas propriedades pode ter um papel fundamental no projeto dos algoritmos de controle, principalmente nos esquemas de controle com parcelas de realimentação linearizante, adaptativa e com *feedforward* baseadas no modelo nominal.

A seção 2.2 apresenta o modelo dinâmico de um manipulador de elos rígidos sem a dinâmica do atuador e discute algumas de suas propriedades. Na seção 2.3, descreve-se o modelo dinâmico adotado para o atuador hidráulico. Uma abordagem detalhada do atuador hidráulico, de sua formulação, de suas não linearidades e da determinação de seus parâmetros é incluída no Apêndice A. A relação cinemática que acopla a dinâmica do atuador no modelo do robô é equacionada na seção 2.4 através de um método simples, inovador e de fácil implementação computacional. O modelo completo do manipulador hidráulico é descrito na seção 2.5, incluindo-se a dedução de propriedades que são utilizadas no projeto do controlador.

2.2 Modelo dinâmico de um robô rígido

Nesta seção, apresenta-se o modelo dinâmico de um robô serial de elos rígidos sem a dinâmica do atuador. Este modelo providencia as equações que relacionam os torques gerados pelos atuadores nas juntas e o movimento da estrutura. As equações dinâmicas do movimento podem ser obtidas por várias formulações: Newton-Euler, Lagrange, Princípio de D'Alembert ou Hamilton, entre outras, e sua dedução encontra-se detalhada em diversos trabalhos (TSAI, 1999) (MENDES, 1999) (SCIAVICCO e SICILIANO, 1996) (CANUDAS de WIT et al., 1996) (SPONG e VIDYASAGAR, 1989).

Considerando-se um robô de n graus de liberdade na ausência de forças externas no efetuador final e desprezando-se o atrito na estrutura, pode-se obter o modelo dinâmico no espaço das juntas através da formulação de Lagrange e escrevê-lo numa forma matricial compacta, conforme mostrado na equação (2.1):

$$H(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \tau \quad (2.1)$$

onde $q \in \mathfrak{R}^n$ é o vetor de coordenadas generalizadas das juntas; $H(q) \in \mathfrak{R}^{n \times n}$ é a matriz de inércia simétrica, definida positiva e em geral dependente da configuração; $C(q, \dot{q}) \in \mathfrak{R}^{n \times n}$ é a matriz que representa os efeitos centrífugos e de Coriolis; $G(q) \in \mathfrak{R}^n$ é o vetor que representa o momento gerado em cada eixo de junta do manipulador devido a presença da gravidade; $\tau \in \mathfrak{R}^n$ é o vetor de torques de atuação das juntas.

O vetor de torques τ pode ser aplicado por atuadores elétricos, pneumáticos ou hidráulicos, os quais possuem uma dinâmica própria. Na seção 2.3, apresenta-se a dinâmica do atuador hidráulico utilizado neste trabalho.

O modelo dinâmico do manipulador, expresso pela equação (2.1), possui propriedades muito importantes para o projeto dos controladores, as quais são (SCIAVICCO e SICILIANO, 1996):

Propriedade 2.1: A matriz de inércia $H(q)$ é uma matriz quadrada simétrica definida positiva baseada nos tensores de inércia individuais de cada elo e contém as propriedades de massa do manipulador. Os elementos da diagonal principal representam as inércias efetivas (momentos de inércia) e os elementos fora desta diagonal identificam as inércias de acoplamento (produtos de inércia). Ela é dependente da configuração e satisfaz os contornos limitados pela expressão (2.2).

$$\lambda_m I \leq H(q) \leq \lambda_M I \quad (2.2)$$

onde I é a matriz identidade, λ_m e $\lambda_M (< \infty)$ são respectivamente os valores mínimo e máximo dos estritamente positivos autovalores de $H(q)$ para todas configurações do vetor q .

Propriedade 2.2: A matriz $N(q, \dot{q}) = \dot{H}(q) - 2C(q, \dot{q})$ é anti-simétrica para uma escolha particular da matriz $C(q, \dot{q})$ onde os coeficientes estão na forma dos símbolos de Christoffel de tipo primeiro (SCIAVICCO e SICILIANO, 1996). Esta propriedade também está relacionada às propriedades de passividade do manipulador. Logo, seja um vetor qualquer $w \in \mathfrak{R}^n$, pela propriedade da matriz anti-simétrica, tem-se que:

$$w^T N(q, \dot{q}) w = 0 \tag{2.3}$$

2.3 Modelo dinâmico de um atuador hidráulico diferencial linear

Em um robô com acionamento hidráulico, o torque de acionamento das juntas (τ) é aplicado por atuadores que possuem uma dinâmica complexa e importante de ser considerada. Nesta seção, descreve-se o funcionamento de um atuador hidráulico e o modelo dinâmico adotado. Este modelo providencia as equações que relacionam o sinal de controle aplicado na válvula do atuador com o movimento da haste e a força hidráulica gerada. Uma descrição detalhada da formulação do modelo dinâmico do atuador hidráulico e da determinação de seus parâmetros encontra-se no Apêndice A.

O atuador hidráulico, considerado na modelagem, é composto principalmente de uma válvula direcional proporcional tipo carretel de 4 vias e um cilindro hidráulico diferencial, conforme desenho esquemático mostrado na Figura 2.1.

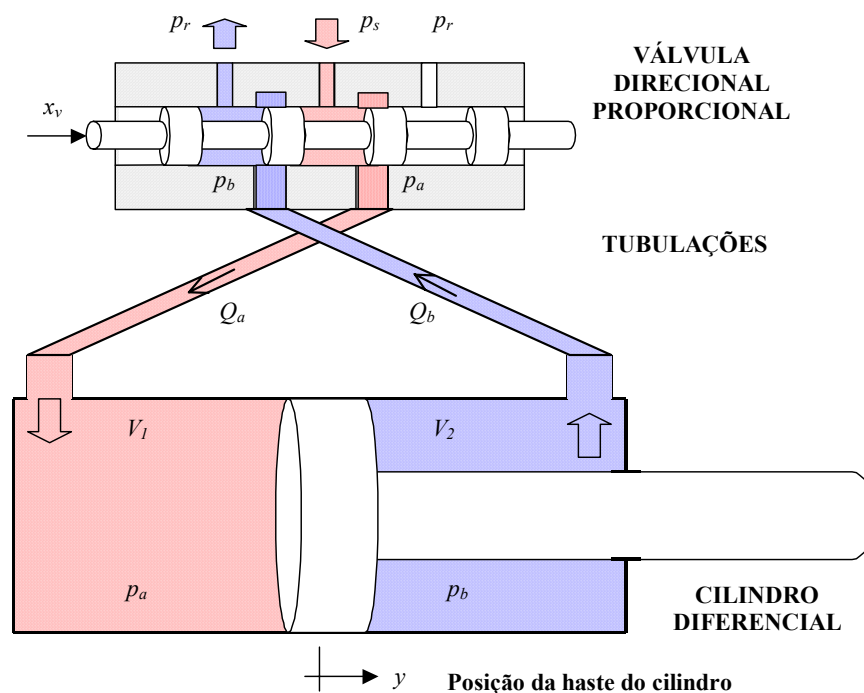


Figura 2.1 - Desenho esquemático do sistema de atuação hidráulica.

Durante a operação, o fluido é fornecido por uma Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH) sob condições de pressão e vazão especificadas. E uma tensão de controle u energiza as bobinas dos solenóides proporcionais da válvula, produzindo um deslocamento x_v do carretel. Por sua vez, o carretel, ao ser deslocado, gera orifícios de

passagem, fornecendo fluido a alta pressão para uma das câmaras do cilindro e permitindo que o fluido da outra escoe para o reservatório. Conseqüentemente, tem-se a variação das pressões nas câmaras do cilindro, resultando numa força que movimenta a haste do cilindro de um deslocamento y .

Na modelagem do atuador hidráulico, foram utilizadas a Lei de Kirchoff das tensões para o solenóide proporcional, e as equações da continuidade e do movimento para a válvula e para o cilindro hidráulico. No Apêndice A são propostos modelos matemáticos para cada um dos principais componentes do sistema, e a partir da combinação adequada destes modelos, tem-se os diferentes modelos para o atuador como um todo. Adota-se um modelo não linear de 4ª ordem apresentado a seguir.

Desprezando a dinâmica da válvula por motivo de simplificação, tem-se para cada atuador i um modelo não linear de 4ª ordem dado pelas seguintes equações:

$$M_i \ddot{y}_i + f_{at_i} + f_{L_i} + f_{G_i} = A_{1i} p_{ai} - A_{2i} p_{bi} = f_{H_i} \quad (2.4)$$

$$\dot{p}_{ai} = f_{1i}(y_i) k_{ai} g_{1i}(p_{ai}, \text{sgn}(u_i)) u_i - f_{1i}(y_i) A_{1i} \dot{y}_i \quad (2.5)$$

$$\dot{p}_{bi} = -f_{2i}(y_i) k_{bi} g_{2i}(p_{bi}, \text{sgn}(u_i)) u_i + f_{2i}(y_i) A_{2i} \dot{y}_i \quad (2.6)$$

onde M_i é massa deslocada no atuador; y_i é o deslocamento da haste; f_{at_i} , f_{L_i} , f_{G_i} são, respectivamente, as forças de atrito, de carga e a componente gravitacional agindo no atuador i ; A_{1i} e A_{2i} são as áreas das seções transversais do cilindro do atuador i ; p_{ai} e p_{bi} são as pressões nas câmaras do atuador i ; f_{H_i} é a força hidráulica gerada pela diferença de pressões nas câmaras do atuador i ; $f_{1i}(\cdot)$ e $f_{2i}(\cdot)$ são funções não lineares calculadas através das expressões (A.28) e (A.29) respectivamente, e que dependem do módulo de elasticidade do fluido e do deslocamento y_i do atuador i ; $g_{1i}(\cdot)$ e $g_{2i}(\cdot)$ são as funções da raiz quadrada da diferença de pressão nos orifícios da válvula, dadas pelas expressões (A.16) e (A.17), substituindo-se o termo $\text{sgn}(x_v)$ por $\text{sgn}(u)$ e calculadas para cada atuador i ; k_{ai} e k_{bi} são as chamadas constantes hidráulicas (CUNHA, 2001) dos orifícios a e b da válvula do atuador i , respectivamente; e u_i é o sinal de controle em tensão aplicado na válvula do atuador i .

Além do acoplamento observado nas equações (2.4), (2.5) e (2.6), elas são fortemente não lineares e incorporam os efeitos da vazão nos orifícios da válvula e da compressibilidade do fluido. Conforme discutido no Apêndice A, também são consideradas as não linearidades de saturação dos diversos componentes do sistema e a zona morta de uma válvula de centro supercrítico. As dinâmicas do robô rígido e do atuador hidráulico são interconectadas através da relação de transmissão descrita na seção seguinte.

2.4 Relação de transmissão entre um atuador e um elo

Esta seção descreve uma metodologia para determinação da relação de transmissão de movimento em um braço robótico de juntas rotativas acionadas por atuadores de deslocamento linear. Esta relação de transmissão é fundamental na dedução das equações cinemáticas e dinâmicas utilizadas para simulação e controle do robô em estudo. Apesar disto, em diversos trabalhos (HABIBI et al., 1994; DUNNIGAN et al., 1996; MEDANIC et al., 1997; BEINER, 1997; M'SIRDI et al., 1997) onde este mecanismo está presente, pode-se observar que as matrizes de transformação e os Jacobianos são obtidos através de relações geométricas construídas especificadamente para uma certa localização do atuador em relação ao elo e válidas apenas para certas configurações particulares. Isto resulta num trabalho repetitivo de nova dedução das equações mediante qualquer alteração significativa na localização do atuador e dificulta a implementação de um algoritmo computacional simples e versátil. O objetivo é deduzir uma formulação generalizada para quaisquer localizações relativas entre um atuador de deslocamento linear e sua junta rotativa acionada, de simples implementação computacional, e a partir da convenção de uma seqüência de etapas e parâmetros geométricos descritos na seqüência.

Considere o desenho esquemático de um robô serial mostrado na Figura 2.2, cujo mecanismo é composto de elos ligados por juntas rotativas e acionados por atuadores lineares.

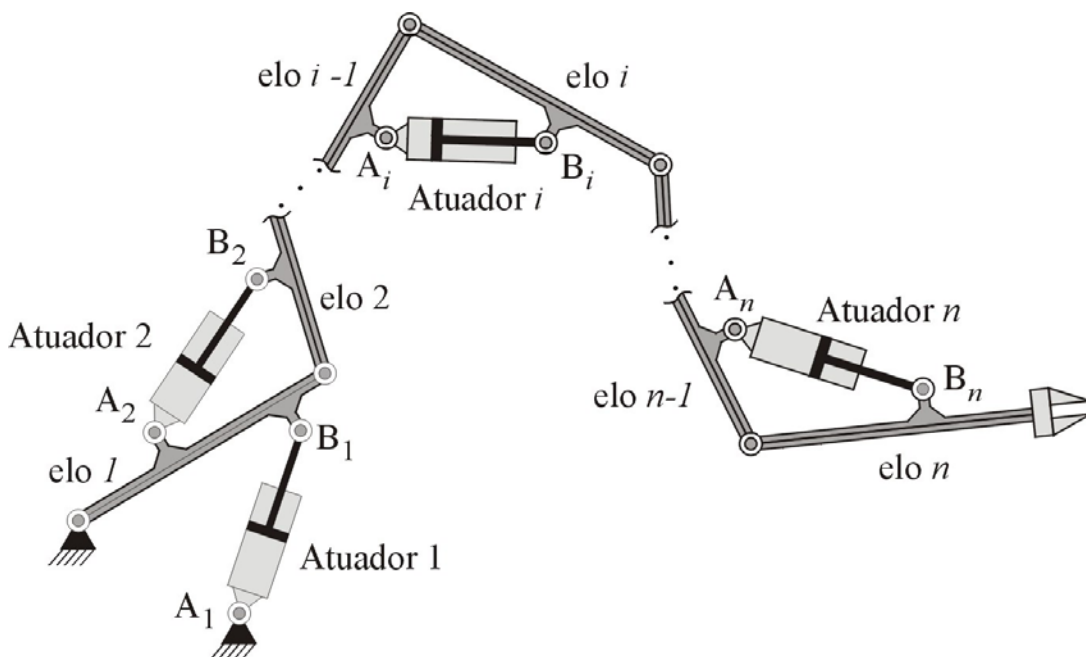


Figura 2.2 - Desenho de um robô de juntas rotativas acionadas por atuadores lineares.

Tendo por premissas que:

Hipótese 2.1: O manipulador é totalmente acionado por atuadores lineares, ou seja, cada elo i é acionado por um atuador i .

Hipótese 2.2: Cada atuador linear i pode ser perfeitamente localizado através dos pontos A_i e B_i ; onde o ponto A_i é solidário e fixo ao elo $i-1$ e pode ser descrito pelas coordenadas (x_{Ai}, y_{Ai}) no sistema de referência do elo $i-1$; e analogamente o ponto B_i é fixo ao elo i e pode ser descrito pelas coordenadas (x_{Bi}, y_{Bi}) no sistema de referência do elo i .

A partir destas premissas, convencionam-se os seguintes passos:

1º Passo: Determina-se os sistemas de referência dos elos de acordo com a convenção de Denavit-Hartenberg (SCIAVICCO e SILICIANO, 1996).

2º Passo: Uma vez definidos os sistemas de referência dos elos $i-1$ e i , de acordo com o 1º passo, os pontos A_i e B_i do atuador i são localizados nos primeiros quadrantes dos respectivos sistemas de referência, conforme a Figura 2.3, apenas para efeito da dedução das relações geométricas.

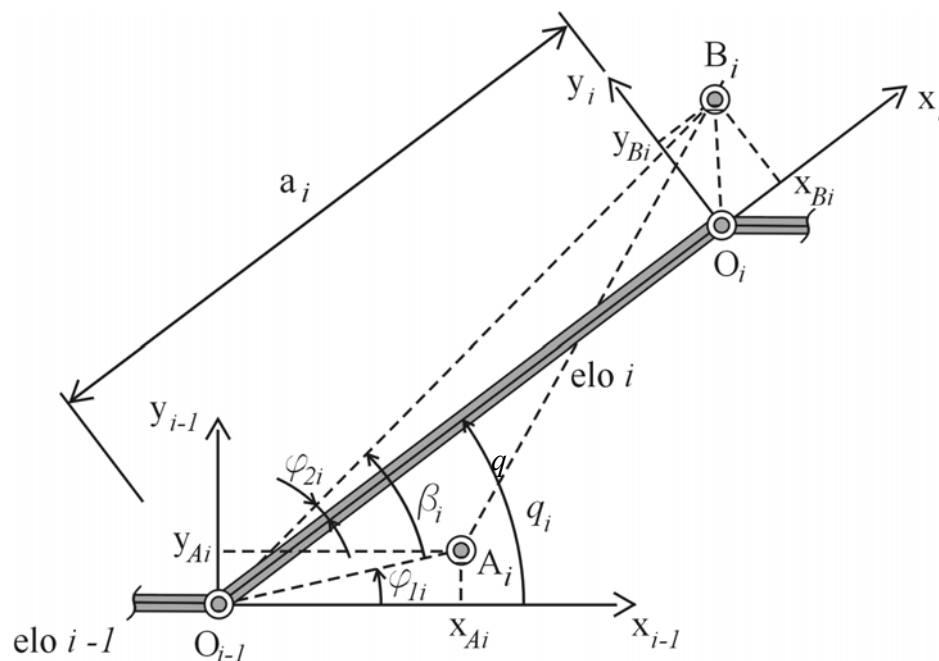


Figura 2.3 - Localização do atuador i para efeito das deduções geométricas.

3º Passo: Seguindo o 2º passo, é possível deduzir expressões gerais válidas para quaisquer quadrantes. Observa-se na Figura 2.3 que os ângulos φ_1 e φ_2 são características geométricas constantes para um dado projeto de robô. φ_{1i} é o ângulo entre o eixo x_{i-1} e o seguimento $\overline{O_{i-1}A_i}$ e φ_{2i} é o ângulo entre o eixo x_i e o seguimento $\overline{O_{i-1}B_i}$, dados pelas expressões:

$$\varphi_{1i} = \arctan 2 \left(\frac{y_{Ai}}{x_{Ai}} \right), \quad (2.7)$$

$$\varphi_{2i} = \arctan 2 \left(\frac{y_{Bi}}{a_i + x_{Bi}} \right) \quad (2.8)$$

onde (x_{Ai}, y_{Ai}) e (x_{Bi}, y_{Bi}) são as coordenadas que definem o atuador i conforme a Hipótese 2.2, e são facilmente determinadas para quaisquer localizações no robô; e a_i é a distância da normal comum entre os eixos das juntas.

Observando-se ainda a Figura 2.3, pode-se escrever:

$$\beta_i = q_i + \varphi_{2i} - \varphi_{1i} = q_i - (\varphi_{1i} - \varphi_{2i}) = q_i - \Delta\varphi_i \quad (2.9)$$

onde β_i é o ângulo formado pelos segmentos $\overline{O_{i-1}A_i}$ e $\overline{O_{i-1}B_i}$, q_i é a variável de junta (convenção Denavit-Hartenberg), e $\Delta\varphi_i$ é um parâmetro construtivo calculado através da subtração das equações (2.7) e (2.8).

4º Passo: Os pontos O_{i-1} , A_i e B_i da Figura 2.3 formam um triângulo, representado na Figura 2.4, utilizado na dedução de uma relação geométrica generalizada entre o deslocamento linear y_i do atuador i e o respectivo deslocamento angular q_i do elo i .

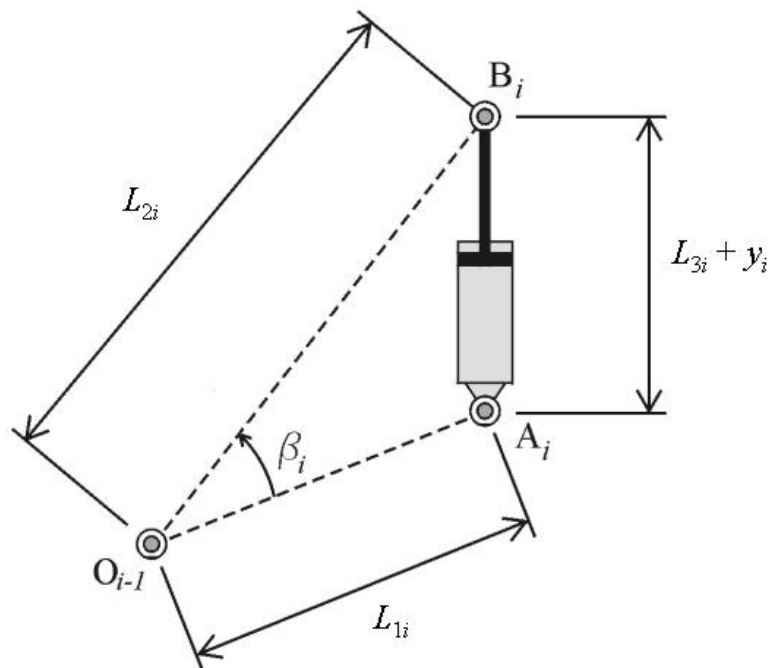


Figura 2.4 - Triângulo formado pelos pontos O_{i-1} , A_i e B_i .

Pela aplicação da lei dos cossenos no triângulo representado na Figura 2.4, obtém-se a função $f_{q \rightarrow y}(q_i)$ que fornece o deslocamento linear y_i do atuador a partir da variável de junta q_i :

$$y_i = f_{q \rightarrow y}(q_i) = \sqrt{L_{1i}^2 + L_{2i}^2 - 2|L_{1i}||L_{2i}|\cos(q_i - \Delta\varphi_i)} - L_{3i} \quad (2.10)$$

onde os parâmetros construtivos L_{1i} , L_{2i} e $\Delta\varphi_i$ são dados pela expressões:

$$L_{1i} = \overline{O_{i-1}A_i} = \sqrt{x_{A_i}^2 + y_{A_i}^2}, \quad (2.11)$$

$$L_{2i} = \overline{O_{i-1}B_i} = \sqrt{(a_i + x_{B_i})^2 + y_{B_i}^2} \quad (2.12)$$

$$\Delta\varphi_i = \varphi_{1i} - \varphi_{2i} \quad (2.13)$$

e L_{3i} é o comprimento do atuador, ou seja é o segmento $\overline{A_iB_i}$, para uma dada posição do atuador linear onde o deslocamento y_i é convencionado ser nulo. Pode-se convencionar que $y_i=0$ para a metade do curso do atuador.

Observa-se que a equação (2.10) fornece uma relação que pode ser facilmente obtida através dos dados da localização dos pontos A_i e B_i do atuador i .

A partir da equação (2.10), pode-se deduzir a relação entre a variação do comprimento do atuador e a respectiva variação do deslocamento da junta, dada pela equação (2.14).

$$\frac{\partial y_i}{\partial q_i} = \bar{J}_i = \frac{L_{1i}L_{2i} \sin(q_i - \Delta\varphi_i)}{\sqrt{L_{1i}^2 + L_{2i}^2 - 2L_{1i}L_{2i} \cos(q_i - \Delta\varphi_i)}} \quad (2.14)$$

onde \bar{J}_i é uma função que relaciona a velocidade \dot{y}_i do êmbolo do atuador i à taxa de variação das variáveis de junta \dot{q}_i através dos parâmetros construtivos e da coordenada de junta.

A relação expressa pela equação (2.14) permite a construção de uma matriz \bar{J} , definida neste trabalho como matriz Jacobiana do atuador e dada pela equação (2.15), a qual mapeia as velocidades dos atuadores com as velocidades no espaço das juntas. Esta matriz é muito importante nos aspectos de planejamento e execução de trajetórias, na determinação de configurações singulares do atuador, na dedução das equações dinâmicas do movimento do robô hidráulico e na transformação das forças no atuador para os torques nas juntas do robô.

$$\bar{J} = \begin{bmatrix} \bar{J}_1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & \bar{J}_n \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

Assim, os vetores de velocidade e aceleração dos atuadores (\dot{y} e \ddot{y}) podem ser escritos em função dos vetores de velocidade e aceleração das juntas no espaço das juntas (\dot{q} e \ddot{q}) através das equações (2.16) e (2.17).

$$\dot{y} = \bar{J} \dot{q} \quad (2.16)$$

$$\ddot{y} = \bar{J} \ddot{q} + \dot{\bar{J}} \dot{q} \quad (2.17)$$

Pelo Princípio do Trabalho Virtual (SCIAVICCO e SILICIANO, 1996), o vetor de torques de acionamento das juntas (τ) pode ser expresso em função do vetor de força de carga nos atuadores lineares (f_L) através da seguinte equação matricial:

$$\tau = \bar{J}^T f_L \quad (2.18)$$

Observação 2.1: da equação (2.14) conclui-se que as componentes da matriz Jacobiana dos atuadores \bar{J} são limitadas. Pois o numerador é uma função senoidal e o denominador é sempre positivo, uma vez que representa a distância entre os pontos A_i e B_i , ou seja o comprimento do atuador.

A componente da força gravitacional f_{Gi} atuando na direção do movimento de cada atuador i depende do ângulo de inclinação α_i do atuador, conforme mostrado na Figura A.5, e é dada pela equação (2.19).

$$f_{Gi} = M_i g \sin(\alpha_i) \quad (2.19)$$

onde M_i é a massa total em movimento no atuador i , g é a aceleração da gravidade e pode-se calcular o fator relacionado com o ângulo de inclinação de cada atuador, α_i , em função das variáveis de junta, q_i , e da posição y_i do atuador, através da equação (2.20).

$$\sin(\alpha_i) = \frac{L_{2i} \sin\left(\sum_{j=1}^i q_j + \varphi_{2i}\right) - L_{1i} \sin\left(\varphi_{1i} + \sum_{j=1}^{i-1} q_j\right)}{y_i + L_{3i}} \quad (2.20)$$

onde φ_{1i} , φ_{2i} , L_{1i} e L_{2i} são características construtivas do manipulador definidas respectivamente pelas equações (2.7), (2.8), (2.11) e (2.12); L_{3i} é o comprimento do atuador na posição onde o deslocamento y_i é convencionado ser nulo, conforme foi apresentado anteriormente.

2.5 Modelo dinâmico de um manipulador serial com atuadores lineares

Pode-se combinar a dinâmica dos elos do robô, dada pela equação (2.1), com a dinâmica dos atuadores hidráulicos, descrita na seção 2.3, através da utilização da equação (2.18) que expressa o vetor de torques de acionamento das juntas (τ) em função do vetor de força de carga (f_L) nos atuadores lineares. Desta forma, pode-se escrever:

$$H(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \bar{J}^T f_L \quad (2.21)$$

A expressão do vetor f_L pode ser obtida a partir da equação (2.4) e escrita na seguinte forma matricial:

$$f_L = -M \ddot{y} - f_{atr} - f_G + f_H \quad (2.22)$$

onde M é uma matriz diagonal em que cada elemento i representa a massa deslocada pelo atuador i ; f_{atr} é o vetor em que cada elemento i corresponde à força de atrito no atuador i , cujo modelo é descrito no Capítulo 3; y é o vetor de deslocamentos dos atuadores; f_G é o vetor das componentes gravitacionais que atuam no sentido do movimento do atuador; f_H é a força hidráulica nos atuadores resultante da diferença de pressão entre as câmaras.

O vetor de aceleração dos atuadores (\ddot{y}), na equação (2.22), pode ser substituído pelo vetor de aceleração das juntas (\ddot{q}), através da relação dada pela equação (2.17). Então, combinando a equação (2.22) com a equação (2.21), pode-se escrever:

$$H(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \bar{J}^T [-M(\bar{J}\ddot{q} + \dot{\bar{J}}\dot{q}) - f_{atr} - f_G + f_H] \quad (2.23)$$

Agrupando os termos no primeiro membro da equação (2.23) e isolando a parcela da força hidráulica no segundo, obtém-se a equação dinâmica que descreve o movimento de um manipulador serial acionado por atuadores hidráulicos:

$$[H(q) + \bar{J}^T M \bar{J}] \ddot{q} + [C(q, \dot{q}) + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}}] \dot{q} + \bar{J}^T f_{arr} + [G(q) + \bar{J}^T f_G] = \bar{J}^T f_H \quad (2.24)$$

onde $[H(q) + \bar{J}^T M \bar{J}] \ddot{q}$ é o vetor correspondente aos torques inerciais nas juntas, que inclui a parcela de inércia dos atuadores ($\bar{J}^T M \bar{J}$); $[C(q, \dot{q}) + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}}] \dot{q}$ é o vetor de torques gerados pelas forças de Coriolis e efeitos giroscópicos, incluindo a parcela produzida pelos atuadores ($\bar{J}^T M \dot{\bar{J}}$); $\bar{J}^T f_{arr}$ é o vetor de torques devido a força de atrito nos atuadores e que pode ser substituído por uma estimativa mais precisa através do modelo de atrito apresentado na seção 3.3; $[G(q) + \bar{J}^T f_G]$ é o vetor de torques produzidos pelas forças gravitacionais que inclui a componente gravitacional dos atuadores ($\bar{J}^T f_G$); e $\bar{J}^T f_H$ é o vetor de torques gerados pelas diferenças de pressões nas câmaras dos cilindros.

A equação (2.24) é chamada de subsistema mecânico do modelo do robô acionado hidráulicamente e é possível verificar que esta equação mantém as propriedades descritas na seção 2.2 do modelo do robô rígido.

Para o subsistema hidráulico, considerando o modelo não linear de 4^a ordem para os atuadores hidráulicos, conforme descrito na seção 2.3, pode-se escrever cada componente i do vetor de taxa de variação da força hidráulica \dot{f}_{Hi} através da combinação das equações (2.5) e (2.6):

$$\begin{aligned} \dot{f}_{Hi} = A_{1i} \dot{p}_{ai} - A_{2i} \dot{p}_{bi} = & [-f_{1i}(y_i) A_{1i}^2 \dot{y}_i + f_{1i}(y_i) A_{1i} k_{ai} g_{1i}(p_{ai}, \text{sgn}(u_i)) u_i] + \\ & - [f_{2i}(y_i) A_{2i}^2 \dot{y}_i - f_{2i}(y_i) A_{2i} k_{bi} g_{2i}(p_{bi}, \text{sgn}(u_i)) u_i] \end{aligned} \quad (2.25)$$

onde cada um dos elementos da equação (2.25) foram descritos na seção 2.3.

Para o caso em que o manipulador possui apenas sensores de posição nas juntas, o deslocamento y_i do atuador i pode ser obtido a partir da variável de junta q_i conforme a equação (2.10), assim como as velocidades dos atuadores podem ser obtidas a partir da equação (2.16).

Observando a equação (2.25), nota-se que a mesma pode ser reescrita na forma da equação (2.26) através da separação da parcela dependente do sinal de controle.

$$\dot{f}_{H_i} = f_{q_i}(q_i, \dot{q}_i) + g_{u_i}(q_i, p_{a_i}, p_{b_i}, u_i) \quad (2.26)$$

onde $f_{q_i}(q_i, \dot{q}_i)$ e $g_{u_i}(q_i, p_{a_i}, p_{b_i}, u_i)$ são funções que representam respectivamente as parcelas da dinâmica hidráulica não dependente e dependente do sinal de controle u_i no atuador i , dadas pelas equações:

$$f_{q_i}(q_i, \dot{q}_i) = -[f_{1i}(y_i) A_{1i}^2 + f_{2i}(y_i) A_{2i}^2] \bar{J}_i \dot{q}_i \quad (2.27)$$

$$g_{u_i}(q_i, p_{a_i}, p_{b_i}, u_i) = [f_{1i}(y_i) g_{1i}(p_{a_i}, \text{sgn}(u_i)) k_{a_i} A_{1i} + f_{2i}(y_i) g_{2i}(p_{b_i}, \text{sgn}(u_i)) k_{b_i} A_{2i}] u_i \quad (2.28)$$

O modelo dinâmico de um manipulador serial acionado hidraulicamente, considerando o modelo não linear de 4ª ordem para os atuadores hidráulicos, é descrito pelas equações (2.29), do subsistema mecânico, e (2.30), do subsistema hidráulico. Neste trabalho, este modelo é chamado de Modelo Rígido Acionado Hidraulicamente (MRAH).

$$H^*(q) \ddot{q} + C^*(q, \dot{q}) \dot{q} + \tau_{atr}(q, \dot{q}) + G^*(q) = \bar{J}^T f_H \quad (2.29)$$

$$\dot{f}_H = f_q(q, \dot{q}) + g_u(q, p_a, p_b, u) \quad (2.30)$$

onde:

$H^*(q) = [H(q) + \bar{J}^T M \bar{J}]$ é a matriz de inércia modificada;

$C^*(q, \dot{q}) = [C(q, \dot{q}) + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}}]$ é a matriz de Coriolis modificada;

$\tau_{atr}(q, \dot{q}) = \bar{J}^T f_{atr}$ é o vetor de torques gerados pelo atrito no atuador;

$G^*(q) = [\bar{J}^T f_G + G(q)]$ é o vetor de torques gravitacionais modificado;

$f_q(q, \dot{q})$ e $g_u(q, p_a, p_b, u)$ são vetores cujos elementos são funções que representam respectivamente as parcelas da dinâmica hidráulica não dependente e dependente do sinal de controle u , cujos elementos foram explicitados nas equações (2.27) e (2.28).

O modelo dinâmico do manipulador acionado hidraulicamente, por atuadores compostos de cilindro diferencial e válvula direcional proporcional de quatro vias, resulta num conjunto de equações diferenciais não lineares de quarta ordem, onde a ordem total do sistema é $4n$ e pode ser representado pelo vetor de estado $[q \ \dot{q} \ p_a \ p_b]^T$.

Algumas propriedades do modelo dinâmico do manipulador rígido (SCIAVICCO e SICILIANO, 1996) (CANUDAS de WIT et al., 1996) podem ser estendidas para o modelo

dinâmico do manipulador rígido acionado hidráulicamente, cujo subsistema mecânico é expresso pela equação (2.29), conforme deduzido a seguir:

Propriedade 2.3: A matriz de inércia modificada $H^*(q)$ é uma matriz quadrada simétrica definida positiva dependente da configuração e satisfaz os contornos limitados pela expressão (2.31) da mesma forma que a matriz de inércia $H(q)$ do manipulador rígido.

$$\lambda_m^* I \leq H^*(q) \leq \lambda_M^* I \quad (2.31)$$

onde I é a matriz identidade, λ_m^* e λ_M^* ($< \infty$) são respectivamente os valores mínimo e máximo dos estritamente positivos autovalores de $H^*(q)$ para todas configurações do vetor q .

Prova: Seja a matriz de inércia modificada $H^*(q) = [H(q) + \bar{J}^T M \bar{J}]$. A parcela $H(q)$ é a matriz de inércia do manipulador rígido e é quadrada simétrica definida positiva conforme descrito na Propriedade 2.1. Já a parcela de inércia dos atuadores $(\bar{J}^T M \bar{J})$ é uma matriz diagonal na forma quadrática semi-definida positiva e também dependente da configuração, pois M é uma matriz diagonal em que cada elemento i representa a massa deslocada no atuador i e \bar{J} é uma matriz diagonal (veja equação (2.15)) dependente da configuração e limitada pelos valores das variáveis de junta, mas que pode não ter posto completo em configurações singulares. Logo, tem-se a soma de uma parcela quadrada simétrica definida positiva $H(q)$ com outra parcela quadrática diagonal semi-definida positiva $(\bar{J}^T M \bar{J})$, o resultado é uma matriz quadrada simétrica definida positiva para quaisquer configurações do manipulador. ■

Propriedade 2.4: A matriz $N^*(q, \dot{q}) = \dot{H}^*(q) - 2C^*(q, \dot{q}) = N(q, \dot{q}) = \dot{H}(q) - 2C(q, \dot{q})$ é anti-simétrica para uma escolha particular da matriz $C(q, \dot{q})$ onde os coeficientes estão na forma dos símbolos de Christoffel de tipo primeiro (SCIAVICCO e SICILIANO, 1996). Esta propriedade também está relacionada às propriedades de passividade do manipulador rígido e é demonstrada a seguir.

Prova: Considere as matrizes de inércia modificada e de Coriolis modificada dadas pelas equações (2.32) e (2.33):

$$H^*(q) = [H(q) + \bar{J}^T M \bar{J}] \quad (2.32)$$

$$C^*(q, \dot{q}) = [C(q, \dot{q}) + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}}] \quad (2.33)$$

Derivando-se a matriz de inércia modificada, obtém-se:

$$\dot{H}^*(q) = \dot{H}(q) + \dot{\bar{J}}^T M \bar{J} + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}} = \dot{H}(q) + 2 \bar{J}^T M \dot{\bar{J}} \quad (2.34)$$

Assim, utilizando-se as equações (2.34) e (2.33), pode-se demonstrar que:

$$\begin{aligned} N^*(q, \dot{q}) &= \dot{H}^*(q) - 2C^*(q, \dot{q}) \\ N^*(q, \dot{q}) &= \dot{H}(q) + 2 \bar{J}^T M \dot{\bar{J}} - 2[C(q, \dot{q}) + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}}] \\ N^*(q, \dot{q}) &= \dot{H}(q) - 2C(q, \dot{q}) = N(q, \dot{q}) \end{aligned} \quad (2.35)$$

Como matriz $N(q, \dot{q}) = \dot{H}(q) - 2C(q, \dot{q})$ é anti-simétrica (Propriedade 2.2), pode-se concluir através da equação (2.35) que $N^*(q, \dot{q})$ é anti-simétrica. ■

Logo, seja um vetor qualquer $w \in \mathfrak{R}^n$, pela propriedade da matriz anti-simétrica, tem-se que:

$$w^T N^*(q, \dot{q}) w = 0 \quad (2.36)$$

3 DINÂMICA DO ATRITO E SUA INCLUSÃO NA MODELAGEM DO ROBÔ

3.1 Introdução

Este capítulo trata do problema de modelagem e identificação do atrito dinâmico nos atuadores de robôs acionados hidraulicamente, e sua inclusão no Modelo Rígido Acionado Hidraulicamente (MRAH). De uma forma geral, a modelagem e compensação de atrito é um desafio interdisciplinar que envolve aspectos de teoria de controle, tribologia e projeto de máquinas. O trabalho de ARMSTRONG-HÉLOUVRY et al. (1994) foi utilizado como referência básica para o estudo de atrito, pois fornece esta visão interdisciplinar a partir da investigação de 280 artigos científicos que tratam do assunto.

O atrito está presente em todas as máquinas que incorporam peças com movimento relativo e ele causa erros típicos de regime permanente em controle de posição e atrasos no seguimento, podendo inclusive causar a instabilidade (CANUDAS-DE-WIT e LISCHINSKY, 1997). MACHADO (2003) demonstrou teoricamente que o atrito causa erros de seguimento de trajetória em atuadores hidráulicos e que estes podem ser reduzidos através da compensação do atrito. A literatura (ARMSTRONG e CANUDAS-DE-WIT, 1996) apresenta vários efeitos de degradação do desempenho do movimento causados pelas características não lineares do atrito. Alguns destes efeitos são chamados de adere-desliza (*stick-slip*), *hunting*, perda de movimento (*standstill*) e *quadrature glitch*, e estão ilustrados na Figura 3.1. O termo adere-desliza (*stick-slip*) refere-se a uma alternância entre o movimento de deslizamento e o repouso, sendo definido como um ciclo limite estável surgido durante o movimento e que é mais comum quando é utilizado o controle integral. O fenômeno *hunting* refere-se também a um ciclo limite associado ao controle integral, mas que ocorre quando o movimento oscila em torno de uma dada posição desejada de valor constante, acontece com controle de realimentação e não é possível em sistemas passivos. A perda de movimento (*standstill*) refere-se ao efeito de atrito que ocorre quando o sistema é detido no repouso por um intervalo de tempo ao passar pela velocidade nula. E o termo *quadrature glitch* refere-se ao erro de seguimento num movimento de múltiplos eixos.

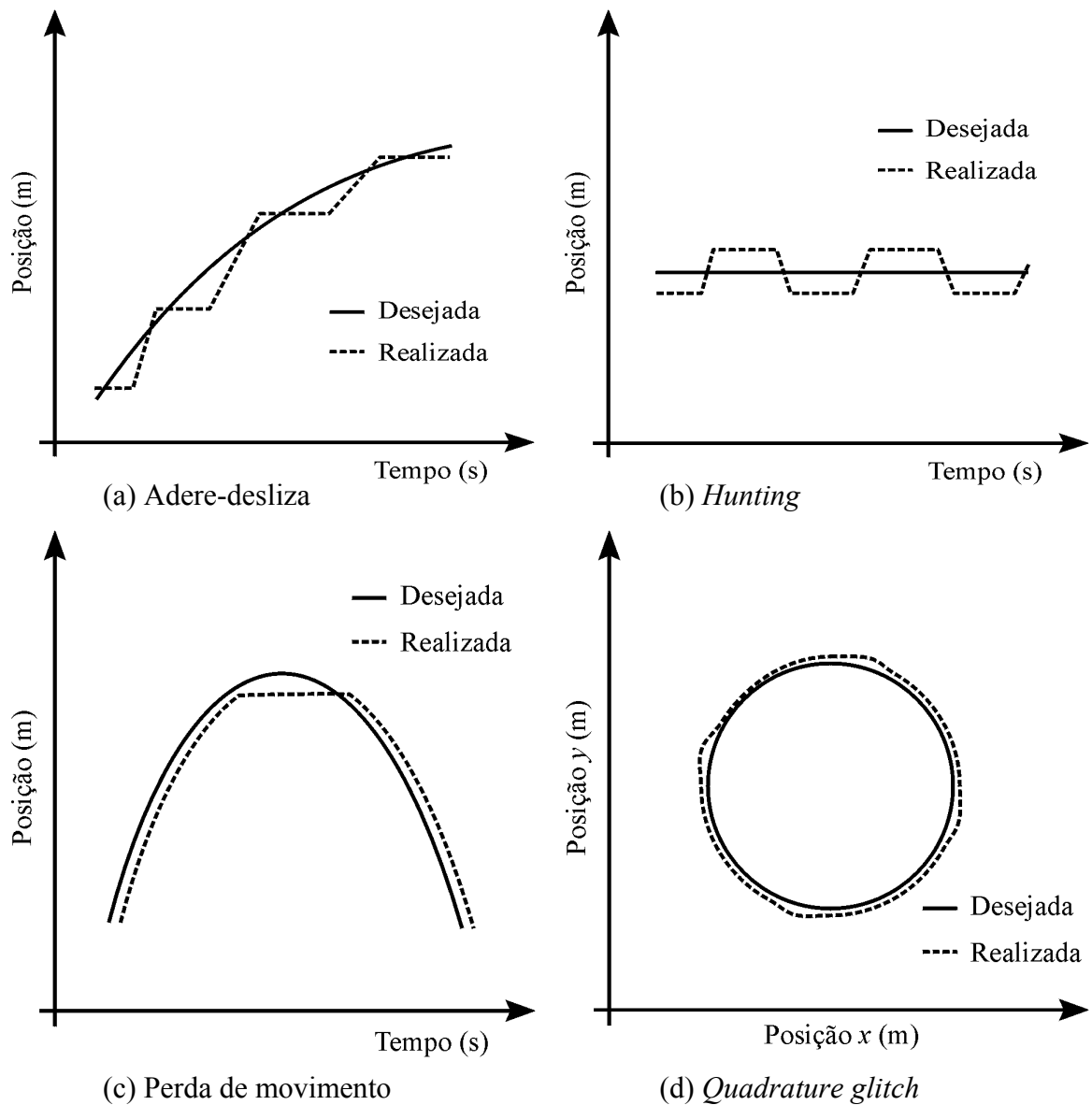


Figura 3.1 – Exemplos de efeitos de degradação do movimento causados pelo atrito.

Dentro deste contexto, apresenta-se aqui uma modelagem dinâmica para o atrito em um atuador hidráulico que preveja tais efeitos. Primeiro, definem-se as características gerais do atrito, e então, discute-se um modelo dinâmico para um sistema mecânico que combine tais características. Depois, acrescentam-se contribuições relativas a adequação deste modelo de atrito para o caso de atuadores hidráulicos lineares e a determinação de seus parâmetros. E finalmente, descreve-se o modelo do robô acionado hidráulicamente incluindo-se o atrito dinâmico dos atuadores.

3.2 Características do atrito

Atrito é um fenômeno não linear multifacetado que exhibe diversas características não lineares. Tais características são compostas pelos bem conhecidos e clássicos atrito estático,

atrito de Coulomb, atrito viscoso e de arraste, os quais compõem os modelos mais simples baseados em mapas estáticos; mas também são compostas por fenômenos dinâmicos mais complexos, conhecidos como atrito de Stribeck, atrito estático crescente, memória de atrito e deslocamento de predeslizamento. É importante acrescentar que as características de atrito são, em geral, dependentes da velocidade, da temperatura, do sentido de movimento, da lubrificação e do desgaste entre as superfícies, da posição e até mesmo da história do movimento.

As características dinâmicas do atrito são responsáveis por degradações no desempenho do sistema e necessitam serem previstas ou observadas para uma adequada compensação e conseqüente diminuição de seus efeitos. A seguir discute-se cada uma destas características, cuja compreensão é fundamental na escolha de um modelo apropriado.

A idéia de atrito estático (*stiction*) foi introduzida por Morin no início do século XIX. O atrito estático ocorre na velocidade zero, opõe-se a todo movimento com a mesma magnitude da força (ou torque) aplicada $u(t)$ até um valor máximo de força de atrito estático F_s e pode ser descrito como:

$$F_{\text{estático}}(t) = \begin{cases} u(t), & \text{se } |u(t)| < F_s \\ F_s \delta(\dot{y}(t)) \text{sgn}(u(t)), & \text{se } |u(t)| \geq F_s \end{cases} \quad (3.1)$$

onde $\dot{y}(t)$ é a velocidade e $\delta(\dot{y}(t))$ é a função impulso dada por:

$$\delta(\dot{y}(t)) = \begin{cases} 1, & \text{se } \dot{y}(t) = 0 \\ 0, & \text{se } \dot{y}(t) \neq 0 \end{cases} \quad (3.2)$$

A função impulso é utilizada para descrever o fato de que o atrito estático ocorre apenas no repouso, mas em implementações computacionais práticas pode ser aproximada por um perfil triangular ou retangular como no caso da versão apresentada no modelo de KARNOPP (1985) e mostrada na Figura 3.2.

A força de atrito estático na verdade é uma força de restrição na fase de predeslizamento entre duas superfícies, onde o comportamento é semelhante ao de uma mola. Para pequenos movimentos da ordem de microns, a elasticidade das asperezas entre as superfícies sugere que a força aplicada é aproximadamente proporcional ao deslocamento de predeslizamento.

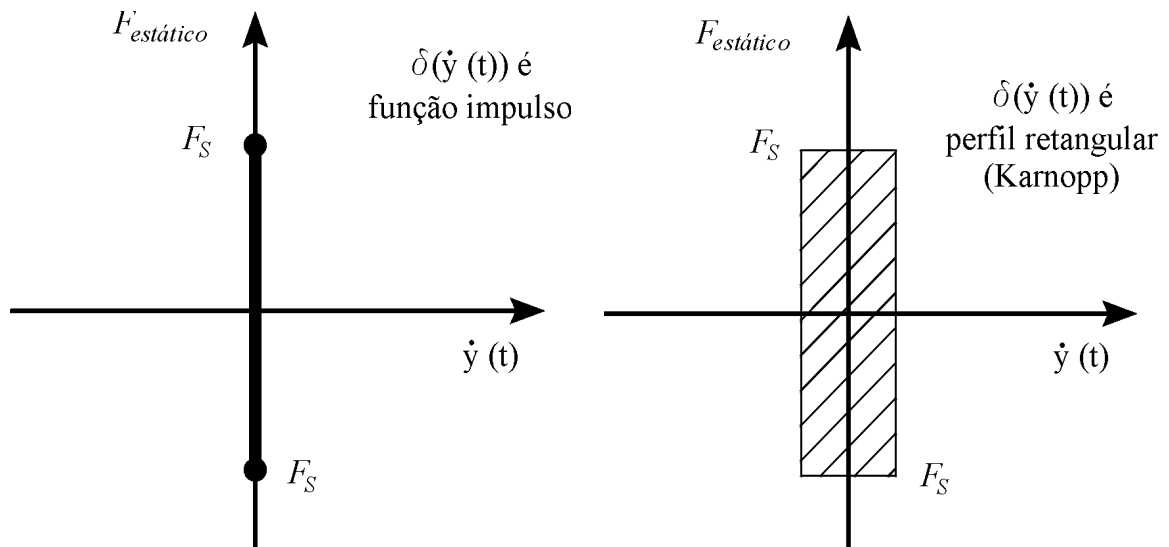


Figura 3.2 – Característica de atrito estático e sua aproximação prática por Karnopp.

A característica clássica do atrito de Coulomb (atrito seco) já era conhecida por Leonardo da Vinci no início do século XVI e foi desenvolvida por Coulomb no final do século XVIII. O atrito de Coulomb é independente da área de contato, opõe-se ao movimento relativo e é proporcional à força normal de contato, podendo ser representado pela Figura 3.3 e escrito como:

$$F_{Coulomb}(t) = F_c \operatorname{sgn}(\dot{y}(t)) \quad \text{quando } \dot{y}(t) \neq 0 \quad (3.3)$$

onde F_c é a magnitude do atrito de Coulomb, a qual é independente da magnitude da velocidade relativa $\dot{y}(t)$.

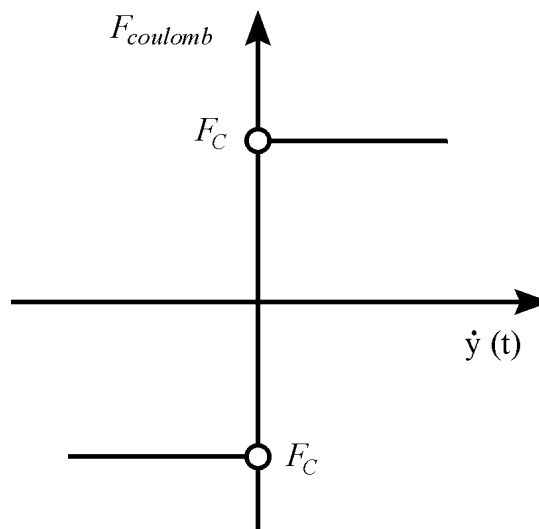


Figura 3.3 - Característica de atrito de Coulomb ou atrito seco.

O atrito viscoso aparece nos estudos de Reynolds em meados do século XIX, corresponde a uma situação de boa lubrificação e é linearmente proporcional a velocidade, conforme mostrado na Figura 3.4-(a) e descrito pela equação (3.4).

$$F_{viscoso}(t) = B \dot{y}(t) \tag{3.4}$$

onde B é chamado coeficiente de amortecimento viscoso.

O atrito de arraste é comentado em GE et al. (1999) e refere-se ao atrito causado pela resistência ao movimento de um corpo através de um fluido, sendo proporcional ao quadrado da velocidade e muitas vezes decorrente de um escoamento turbulento, pode ser escrito como:

$$F_{arraste}(t) = F_D (\dot{y}(t))^2 \text{sgn}(\dot{y}(t)) \tag{3.5}$$

onde F_D é o coeficiente de arraste. Para baixas velocidades, o valor do atrito de arraste torna-se pequeno e pode ser desprezado, conforme pode ser observado na Figura 3.4-(b).

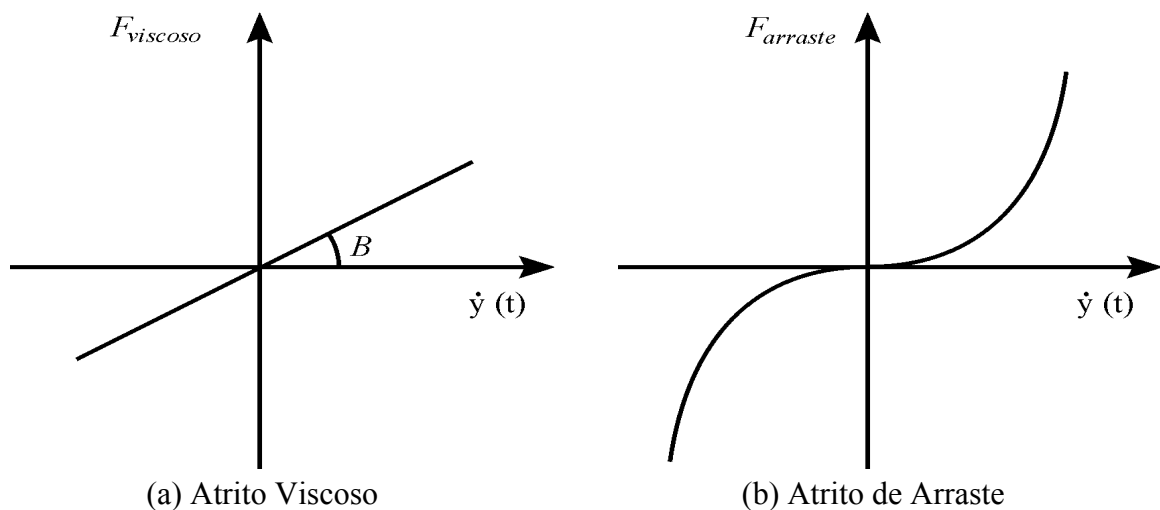


Figura 3.4 - Características de atrito viscoso e de arraste.

Atrito de Stribeck é um fenômeno não linear de atrito que ocorre nos trechos de baixa velocidade da curva atrito versus velocidade, onde a inclinação é negativa, conforme mostrado na Figura 3.6-(a). Tem importante contribuição para o efeito de atrito conhecido com adere-desliza (*stick-slip*).

A combinação das características de atrito, dadas pelas equações (3.1), (3.3), (3.4), (3.5) e o atrito de Stribeck, pode resultar numa função não linear semelhante ao gráfico da Figura 3.5 que representa a força de atrito (F_{atr}) versus a velocidade em regime permanente.

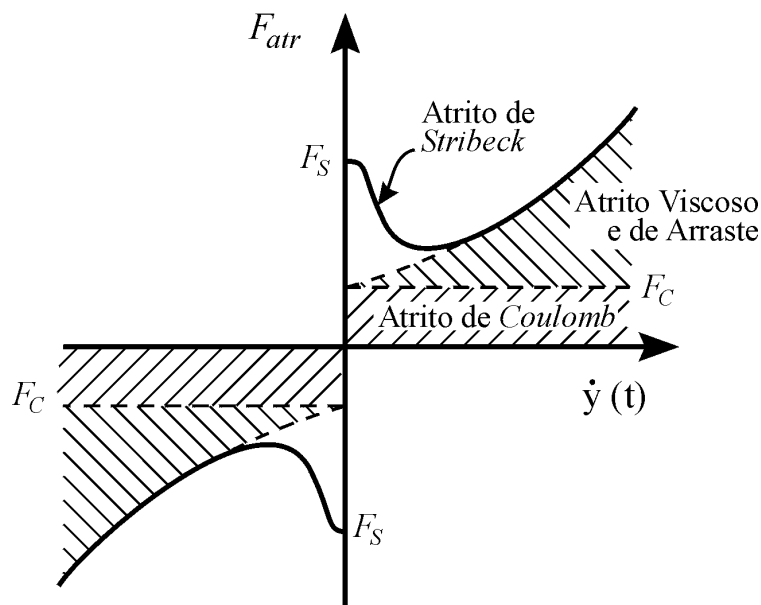


Figura 3.5 – Gráfico da combinação das características de atrito em regime permanente.

A característica chamada de memória de atrito (*frictional memory*) tem sido observada experimentalmente em diversos trabalhos a partir de meados do século XX. Memória de atrito é um atraso observado entre as mudanças na velocidade (ou carga normal) e a correspondente mudança na força de atrito, conforme representado na Figura 3.6-(b). O atrito instantâneo é uma função da história das velocidades de deslizamento e cargas assim como da velocidade e carga instantânea. Durante a aceleração, observa-se que a força de atrito é maior do que durante a desaceleração, tal histerese indica a presença da característica de memória de atrito.

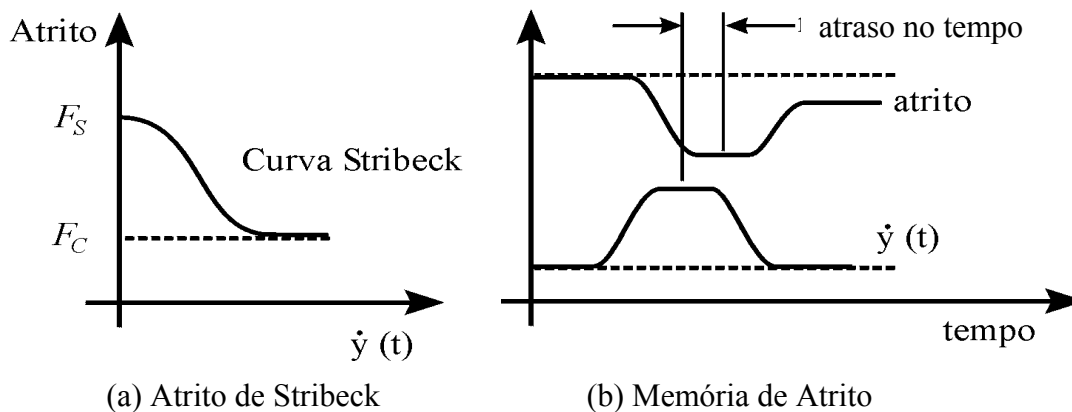


Figura 3.6 - Característica de atrito Stribeck e memória de atrito.

O atrito estático crescente (*rising static friction*) refere-se ao fato de que a força requerida para as superfícies em contato desgrudarem-se (*breakaway friction*) varia de acordo com o tempo gasto em velocidade nula (tempo de permanência – *dwell time*) e com a taxa de aplicação da força externa. A física envolvida no fenômeno de atrito estático crescente ainda não é bem entendida, mas resultados experimentais são disponíveis na literatura. Este fenômeno interage significativamente com o fenômeno de adere-desliza.

A característica de deslocamento de predeslizamento é o deslocamento que ocorre antes do deslizamento entre as superfícies em contato, sendo algumas vezes chamado de microdeformação. Ele surge devido a deformação elástica e/ou plástica das rugosidades das superfícies de contato e será abordado com mais detalhes na seqüência.

3.3 Modelo dinâmico baseado na microdeformação das rugosidades

Nesta seção, discute-se um modelo dinâmico de atrito baseado na microdeformação das rugosidades de contato, o qual descreve e integra as características não lineares discutidas anteriormente. Pode-se notar uma evolução nos modelos de atrito baseados na microdeformação das rugosidades e descritos em trabalhos recentes, conforme apresentado na seqüência.

O modelo de Dahl descreve o atrito na fase de predeslizamento semelhante ao comportamento de uma mola rígida com amortecimento, mas não inclui a característica de atrito de *Stribeck* (CANUDAS-DE-WIT et al., 1995).

O modelo LuGre, proposto por CANUDAS-DE-WIT et al. (1995), é uma extensão do modelo de Dahl que inclui o atrito de *Stribeck* e descreve os vários comportamentos complexos do atrito, mas que apresenta limitações na fase de predeslizamento verificadas por simulação (DUPONT et al., 2000) e através de testes experimentais (SWEVERS et al., 2000).

SWEVERS et al. (2000) propõe o melhoramento do modelo LuGre através da inclusão de um modelo de histerese com memória não local e de curvas de transição força-deslocamento na fase de predeslizamento, sendo chamado de modelo Leuven e utilizado na modelagem de atrito de um servoposicionador pneumático em NOURI et al. (2000).

DUPONT et al. (2000) propõe também melhorias ao modelo LuGre através de sua interpretação como um modelo de Prandtl de material elasto-plástico, sendo adotado neste trabalho e apresentado a seguir.

Considere uma massa deslizando sobre uma superfície, o deslocamento de corpo rígido (y) pode ser decomposto em uma componente elástica (z) e em outra plástica (inelástica) (w) conforme mostrado na Figura 3.7 que representa o contato entre as superfícies a nível microscópico através de uma aspereza elástica.

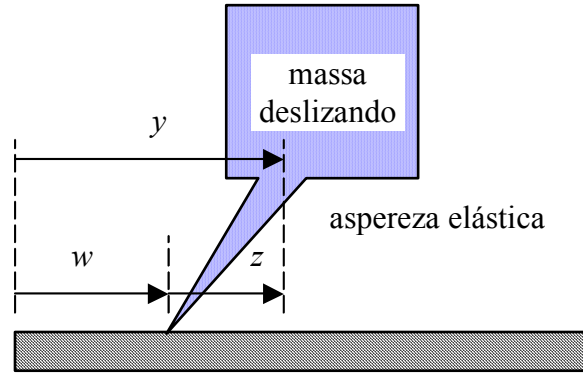


Figura 3.7 – Desenho esquemático mostrando a nível microscópico o contato entre superfícies em movimento relativo com a representação de uma rugosidade elástica.

Da mesma forma que o modelo LuGre (CANUDAS-DE-WIT et al., 1995), a equação da força de atrito entre as superfícies é dada pela equação:

$$F_{atr} = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \dot{y} \quad (3.6)$$

onde σ_0 é o coeficiente de rigidez das deformações microscópicas entre as superfícies em contato, z é um estado interno não mensurável que representa a deformação média que ocorre entre as superfícies, σ_1 é o coeficiente de amortecimento associado à taxa de variação de z , σ_2 ($=B$) é o coeficiente de amortecimento viscoso e \dot{y} é a velocidade relativa entre as superfícies. Assim como no modelo de atrito LuGre, a força de atrito é composta por uma parcela proporcional a média das microdeformações ($\sigma_0 z$), outra proporcional a taxa de variação das deformações ($\sigma_1 \frac{dz}{dt}$) e pela parcela de atrito viscoso ($\sigma_2 \dot{y}$).

Para dinâmica do estado z , DUPONT et al. (2000) propõem a equação (3.7):

$$\frac{dz}{dt} = \dot{y} \left(1 - \alpha(z, \dot{y}) \frac{\sigma_0}{g_{ss}(\dot{y})} \text{sign}(\dot{y}) z \right) \quad (3.7)$$

onde a função $\alpha(z, \dot{y})$ é utilizada para se obter a representação da *stiction* e definida pelas expressões (3.8), (3.9), (3.10) e (3.11); e a função $g_{ss}(\dot{y})$ descreve parte das características do atrito em regime permanente.

$$\alpha(z, \dot{y}) = \begin{cases} 0, & \text{se } |z| \leq z_{ba} \\ 0 < \frac{1}{2} \operatorname{sen} \left(\pi \frac{z - \left(\frac{z_{\max}(\dot{y}) + z_{ba}}{2} \right)}{z_{\max}(\dot{y}) - z_{ba}} \right) < 1, & \text{se } z_{ba} < |z| < z_{\max}(\dot{y}) \\ 1, & \text{se } |z| \geq z_{\max}(\dot{y}) \\ 0, & \text{se } \operatorname{sgn}(\dot{y}) \neq \operatorname{sgn}(z) \end{cases} \quad (3.8)$$

$$\left. \begin{aligned} & \\ & \\ & \\ & \end{aligned} \right\} \begin{aligned} & \operatorname{sgn}(\dot{y}) \\ & = \\ & \operatorname{sgn}(z) \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\left. \begin{aligned} & \\ & \\ & \\ & \end{aligned} \right\} \begin{aligned} & \\ & \\ & \\ & \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$\left. \begin{aligned} & \\ & \\ & \\ & \end{aligned} \right\} \begin{aligned} & \\ & \\ & \\ & \end{aligned} \quad (3.11)$$

$$0 < z_{ba} < z_{\max}(\dot{y}) = \frac{g_{ss}(\dot{y})}{\sigma_0} \quad \text{para } \forall \dot{y} \in \mathfrak{R}$$

onde z_{ba} é chamado de deslocamento da força de quebra, tal que para $|z| \leq z_{ba}$ todo movimento na interface de atrito consiste apenas de deslocamentos elásticos; e z_{\max} é o valor máximo das microdeformações e depende da velocidade.

A função $g_{ss}(\dot{y})$ é dada por:

$$g_{ss}(\dot{y}) = F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2} \quad (3.12)$$

onde F_c é a força de atrito de Coulomb, F_s é a força de atrito estático e \dot{y}_s é a velocidade de *Stribeck*.

Note que em regime permanente de deslizamento, $\dot{y} = \text{constante}$, $\alpha(z, \dot{y}) = 1$ e $dz/dt = 0$, o estado interno z de atrito, cuja dinâmica foi apresentada na equação (3.7), aproxima-se de:

$$z_{ss} = \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|} \frac{g_{ss}(\dot{y})}{\sigma_0} = \operatorname{sgn}(\dot{y}) \frac{\left(F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2} \right)}{\sigma_0} \quad (3.13)$$

Substituindo-se a equação (3.13) na equação (3.6) da força de atrito, obtém-se a equação da força de atrito em regime permanente:

$$F_{atr,ss} = \sigma_0 z_{ss} + \sigma_1 \cdot 0 + \sigma_2 \dot{y} = \operatorname{sgn}(\dot{y}) \left(F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2} \right) + \sigma_2 \dot{y} \quad (3.14)$$

As propriedades do modelo dinâmico de atrito, descrito pelas equações (3.6) e (3.7), são demonstradas por DUPONT et al. (2000) e seguem a mesma análise pelo método de Lyapunov como apresentado em CANUDAS et al. (1995) e CANUDAS (1998). Como propriedades principais pode-se citar que a variável de estado z é limitada, o modelo é dissipativo, satisfaz as condições de aderência e deslizamento, e representa de forma adequada a fase de predeslizamento.

3.4 Determinação dos parâmetros de atrito para atuadores hidráulicos lineares

Baseando-se na equação (3.14), pode-se facilmente determinar os quatro parâmetros estáticos do modelo de atrito através de experimentos com $\dot{y} = \text{constante}$. Ou seja, os parâmetros F_c , F_s , \dot{y}_s e σ_2 podem ser estimados a partir de uma curva experimental que representa um mapa estático, associando cada valor de velocidade em regime permanente a um valor de força de atrito. Este mapa estático é obtido através de diversos experimentos variando de velocidades bem baixas até a máxima velocidade de trabalho do sistema.

Com o objetivo de adquirir melhor conhecimento das características reais de atrito em atuadores hidráulicos e a habilidade de identificação dos principais parâmetros do modelo, foram realizados testes experimentais em uma bancada com atuador hidráulico de haste dupla ($A_1 = A_2$), disponível no LASHIP/UFSC. Os experimentos foram realizados em malha aberta, onde uma abertura constante x_v da válvula possibilita a passagem de uma vazão através da válvula para a câmara do cilindro, esta vazão em regime permanente provoca o descolamento do êmbolo do cilindro em velocidade constante. Quando a velocidade é constante, a aceleração anula-se e a força produzida pela diferença de pressão nas câmaras iguala-se a força de atrito no atuador, conforme mostrado na equação (3.15).

$$\underbrace{M \ddot{y}}_{=0, \text{ para } \dot{y} = \text{cte.}} + F_{atr} = A_1 p_a - A_2 p_b \quad (3.15)$$

A força de atrito neste caso é dada pela equação (3.14) e os quatro parâmetros estáticos do atrito no atuador hidráulico podem ser obtidos através do ajuste dos dados experimentais mostrados na Figura 3.8, utilizando-se algoritmos computacionais de otimização não linear disponíveis no *software* MatLab.

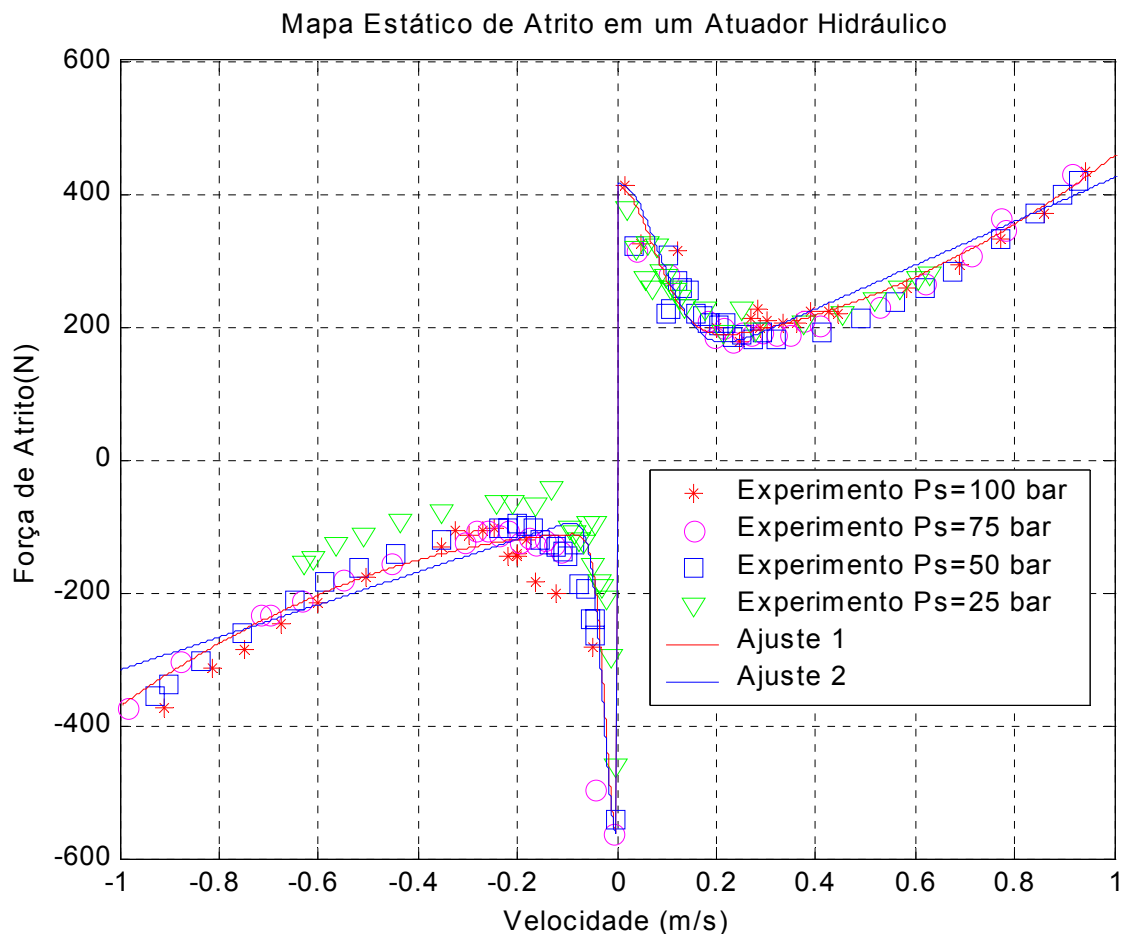


Figura 3.8 – Determinação do mapa estático de atrito em um cilindro hidráulico simétrico.

Os experimentos plotados na Figura 3.8 foram realizados com a temperatura do fluido hidráulico a 40°C e com pressões de suprimento de 100 bar, 75 bar, 50 bar e 25 bar. Pode-se notar visivelmente que as características de atrito são diferentes em cada sentido do movimento mesmo para atuadores simétricos. Verificou-se o melhor ajuste dos dados experimentais com a utilização de uma parcela de atrito proporcional ao quadrado da velocidade (Ajuste 1 da Figura 3.8), similar ao atrito de arraste dado pela equação (3.5), ao invés da parcela diretamente proporcional a velocidade (Ajuste 2 da Figura 3.8) do atrito viscoso. O resultado do ajuste dos parâmetros é mostrado na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Parâmetros estáticos do atrito em um cilindro hidráulico.

Parâmetros	Valores Ajuste 1	Valores Ajuste 2	Unidades
$F_s (\dot{y} > 0)$	413	413	N
$F_s (\dot{y} < 0)$	-563	-563	N
$F_c (\dot{y} > 0)$	171.5	94.5	N
$F_c (\dot{y} < 0)$	-110	-71.5	N
$F_D (\dot{y} > 0)$	284	-----	N.s ² /m ²
$F_D (\dot{y} < 0)$	262	-----	N.s ² /m ²
$\sigma_2 = B (\dot{y} > 0)$	-----	328.7	N.s/m
$\sigma_2 = B (\dot{y} < 0)$	-----	245.9	N.s/m
$\dot{y}_s (\dot{y} > 0)$	0.105	0.118	m/s
$\dot{y}_s (\dot{y} < 0)$	-0.033	-0.038	m/s

A experiência adquirida nos testes experimentais de determinação do atrito em atuadores hidráulicos simétricos ajudou no entendimento do fenômeno e na identificação dos parâmetros de atrito para os atuadores hidráulicos diferenciais utilizados no acionamento do robô, conforme o mesmo procedimento experimental. A bancada de testes utilizada para o ensaio dos atuadores diferenciais é mostrada na Figura 3.9 e os experimentos foram realizados na temperatura de 40°C e com pressão de suprimento de 30 bar . Os gráficos dos mapas estáticos de atrito determinados através de experimentos em regime permanente para os atuadores hidráulicos diferenciais 1 e 2 são mostrados no Capítulo 7, onde são apresentados os parâmetros e características dos componentes do protótipo do robô.

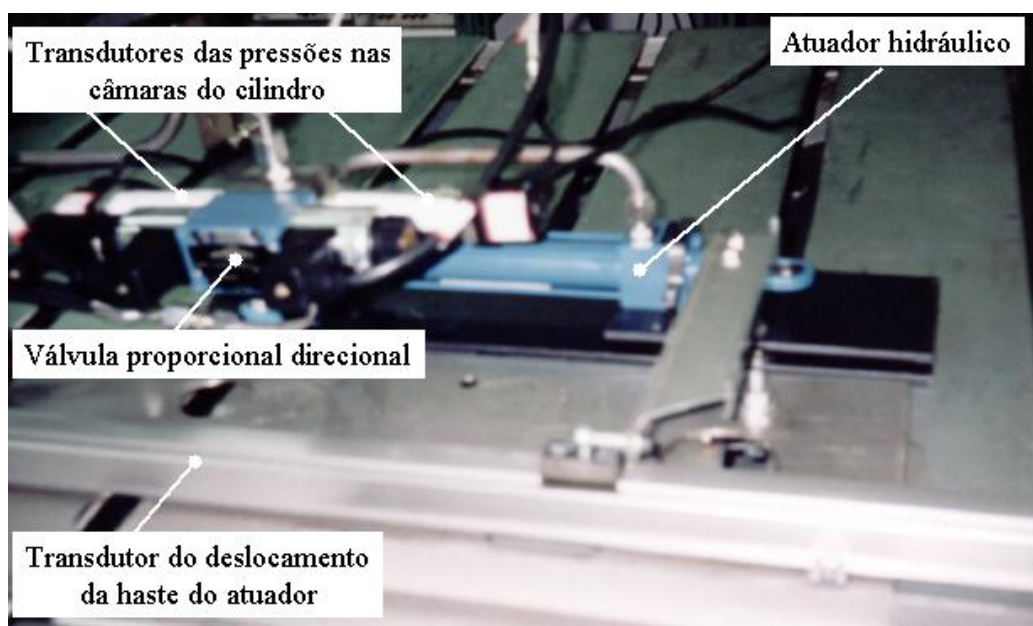


Figura 3.9 – Foto da bancada experimental de ensaio do atuador hidráulico diferencial.

Uma vez obtidos os parâmetros estáticos, pode-se estimar os parâmetros dinâmicos σ_0 e σ_1 através de experimentos adequados e pela aplicação de métodos numéricos de otimização não linear como descrito em CANUDAS e LISCHINSKY (1997). Projetando-se um controlador de força que leve o sistema a seguir um perfil adequado de diferença de pressão de referência, pode-se realizar experimentos com malha aberta em relação a posição e obter dados de movimentos de adere-desliza e de movimentos transientes durante a reversão da velocidade, os quais são altamente sensíveis aos valores dos parâmetros dinâmicos. O movimentos de adere-desliza e as reversões de velocidade podem ser induzidos através de pequenas diferenças de pressões nas câmaras do cilindro de tal forma que a amplitude da força aplicada seja pequena e varie suavemente. A partir do processamento *off-line* destes dados experimentais, pode-se obter a otimização dos parâmetros dinâmicos utilizando-se a equação do movimento do êmbolo do cilindro e as equações do modelo do atrito. As estimativas iniciais dos parâmetros dinâmicos são importantes e necessárias nas rotinas de otimização, e podem ser previamente escolhidas através de simulações.

Os parâmetros dinâmicos (σ_{0i} e σ_{1i}) em cada atuador i do robô são de difícil determinação experimental em atuadores hidráulicos. RAMÍREZ (2003) estimou tais parâmetros em um robô acionado eletricamente através de experimentos em malha aberta, com a indução de movimentos de adere-desliza e com a reversão de velocidade, utilizados para o ajuste dos parâmetros no modelo por métodos não lineares de otimização, tal como foi descrito em CANUDAS e LISCHINSKY (1997). Em atuadores hidráulicos, este procedimento não se mostrou muito adequado devido à existência de dinâmicas não modeladas, tais como os vazamentos internos nas válvulas, e de uma zona morta residual, as quais causam também os efeitos de perda de movimento e mascaram os resultados nas inversões de velocidade. PERONDI (2002) utilizou um equipamento óptico de precisão (roseta óptica) para as medições dos deslocamentos do êmbolo de um cilindro pneumático em regime de pré-deslizamento e com a medição das forças aplicadas obteve uma estimativa dos parâmetros dinâmicos, mas teve os resultados prejudicados devido à existência de vibrações mecânicas transmitidas do ambiente de trabalho para a bancada. Na prática, PERONDI (2002) ressalta que os parâmetros dinâmicos tiveram que ser ajustados por simulações e com valores menores que os obtidos através da medição. No presente trabalho, o valor do parâmetro dinâmico σ_{0i} é ajustado através de simulações seguindo basicamente duas orientações: a obtenção de microdeformações de ordem de grandeza aceitável e a viabilidade de implementação em tempo real de um observador de atrito sem a perda da estabilidade numérica por limitações do tempo de amostragem. De acordo com ARMSTRONG e

CANUDAS (1996) as deformações na região de pré-deslizamento estão na faixa de 1 a 50 μm .

O valor do parâmetro dinâmico σ_{1i} proporciona o amortecimento adequado ao modelo de atrito na região de pré-deslizamento e é ajustado de modo a assegurar a propriedade de passividade de acordo com a condição deduzida por BARAHANOV e ORTEGA (2000) e escrita na forma da equação (3.16).

$$\sigma_{1i} \leq \frac{\sigma_{2i}}{\left(\frac{F_{Si}}{F_{Ci}} - 1\right)} \quad (3.16)$$

Os valores das microdeformações de quebra z_{ba1} e z_{ba2} são consideradas constantes, delimitam a região em que ocorrem as microdeformações elásticas conforme DUPONT et al. (2002) e devem satisfazer a condição dada pela equação (3.17).

$$0 < z_{bai} < z_{maxi}(\dot{y}_i) = \frac{g_{ssi}(\dot{y}_i)}{\sigma_{0i}} \quad \text{para } \forall \dot{y}_i \in \mathfrak{R} \quad (3.17)$$

Na seqüência inclui-se a dinâmica do atrito baseada na microdeformações das rugosidades no modelo do robô acionado hidraulicamente.

3.5 Modelo de um manipulador serial incluindo o atrito dinâmico dos atuadores hidráulicos

O modelo dinâmico de um manipulador serial acionado hidraulicamente, dado pelas equações (2.29) e (2.30), pode ser reescrito incluindo o modelo dinâmico de atrito descrito neste capítulo.

O modelo de atrito adotado é baseado nas microdeformações das asperezas das superfícies em contato e foi detalhado na seção 3.3. A partir da equação (3.6), que descreve a força de atrito para cada atuador, pode-se escrever o vetor de forças de atrito f_{atr} nos atuadores na seguinte forma matricial:

$$f_{atr} = \Sigma_0 z_{atr} + \Sigma_1 \dot{z}_{atr} + \Sigma_2 \dot{y} \quad (3.18)$$

onde $\Sigma_0 = \text{diag}[\sigma_{0i}]$ é a matriz diagonal em que cada elemento representa o coeficiente de rigidez σ_{0i} das microdeformações entre as superfícies em contato no atuador i ; z_{atr} é o vetor dos estados internos não mensuráveis em que cada componente representa a microdeformação média ($z_{atr i}$) que ocorre entre as superfícies em contato no atuador i ; $\Sigma_1 = \text{diag}[\sigma_{1i}]$ é a matriz diagonal em que cada elemento representa o coeficiente de amortecimento σ_{1i} associado à taxa de variação de $z_{atr i}$ no atuador i ; $\Sigma_2 = \text{diag}[\sigma_{2i}]$ é a matriz diagonal em que cada elemento representa o coeficiente amortecimento viscoso σ_{2i} do atuador i ; \dot{y} é o vetor das velocidades dos atuadores e pode ser escrito em função dos vetores de posição e velocidade de junta (q e \dot{q}) através da equação (2.21).

A dinâmica do vetor de estados internos do atrito (z_{atr}) pode ser escrita na seguinte forma matricial:

$$\dot{z}_{atr} = h_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr}) \quad (3.19)$$

onde $h_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr})$ é o vetor cujos elementos são funções que representam a dinâmica do estado interno $z_{atr i}$ do atrito em cada atuador i . A partir da equação (3.7), pode-se escrever cada componente $h_{atr i}(q_i, \dot{q}_i, z_{atr i})$ como:

$$h_{atr i}(q_i, \dot{q}_i, z_{atr i}) = \dot{y}_i \left(1 - \alpha_i(z_{atr i}, \dot{y}_i) \frac{\sigma_{0i}}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} \text{sign}(\dot{y}_i) z_{atr i} \right) \quad (3.20)$$

onde \dot{y}_i é a velocidade do atuador i que pode ser calculada em função da posição e da velocidade de junta (q_i e \dot{q}_i) através da relação (2.19); $\alpha_i(z_{atr i}, \dot{y}_i)$ é a mesma função descrita pelas equações (3.8), (3.9), (3.10) e (3.11) para cada atuador i ; $g_{ssi}(\dot{y}_i)$ descreve as características do atrito em regime permanente do atuador i através da equação (3.12).

Assim, o modelo dinâmico de um manipulador serial acionado hidráulicamente, incluindo o modelo dinâmico de atrito, é dado pelas equações do subsistema mecânico (3.21), da dinâmica dos estados internos do atrito nos atuadores (3.22) e do subsistema hidráulico (3.23).

$$H^*(q) \ddot{q} + C^*(q, \dot{q}) \dot{q} + \tau_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr}, \dot{z}_{atr}) + G^*(q) = \bar{J}^T f_H \quad (3.21)$$

$$\dot{z}_{atr} = h_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr}) \quad (3.22)$$

$$\dot{f}_H = f_q(q, \dot{q}) + g_u(q, p_a, p_b, u) \quad (3.23)$$

onde $\tau_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr}, \dot{z}_{atr}) = \bar{J}^T f_{atr}$ é o vetor de torques devido a força de atrito nos atuadores, dependente das posições e velocidades das juntas e da dinâmica das microdeformações das rugosidades.

O modelo dinâmico do manipulador acionado hidraulicamente, incluindo a dinâmica do atrito, é descrito pelo conjunto de equações não lineares de quinta ordem, onde a ordem total do sistema é $5n$ e pode ser representado pelo vetor de estado $[q \ \dot{q} \ z_{atr} \ p_a \ p_b]^T$.

Algumas propriedades do modelo dinâmico do manipulador rígido já foram estendidas para o modelo dinâmico do manipulador rígido acionado hidraulicamente, cujo subsistema mecânico é expresso pela equação (3.21), conforme apresentado no capítulo 2 da modelagem. Quanto ao modelo de atrito baseado nas microdeformações das rugosidades das superfícies em contato, dado pela equação (3.22), várias propriedades são descritas por CANUDAS et al. (1995, p. 420-421) e DUPONT et al. (2000, p. 1076), entre as quais pode-se destacar a importante propriedade a ser utilizada no projeto do controlador com compensação de atrito, deduzida a seguir para o vetor de estados z_{atr} do atrito nos atuadores do robô.

Propriedade 3.1: O vetor de estados z_{atr} é limitado.

Prova: Considere o estado z_{atri} da deformação microscópica das rugosidades entre as superfícies de contato do atuador i . A partir das equações (3.19) e (3.20), pode-se escrever que:

$$\begin{aligned} \dot{z}_{atri} &= \dot{y}_i \left(1 - \alpha_i(z_{atri}, \dot{y}_i) \frac{\sigma_{0i}}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} \text{sign}(\dot{y}_i) z_{atri} \right) \\ \dot{z}_{atri} &= -|\dot{y}_i| \left(\alpha_i(z_{atri}, \dot{y}_i) \frac{\sigma_{0i}}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} z_{atri} - \text{sign}(\dot{y}_i) \right) \end{aligned} \quad (3.24)$$

onde $g_{ssi}(\dot{y}_i)$ é estritamente positiva, sendo parametrizada e limitada conforme mostrado na equação (3.25). A função $0 \leq \alpha_i(z_{atri}, \dot{y}_i) \leq 1$ também é não negativa limitada e é calculada de acordo com as condições definidas pelas expressões (3.8), (3.9), (3.10) e (3.11).

$$0 < g_{ssi}(\dot{y}) = F_{ci} + (F_{si} - F_{ci}) e^{-\left(\frac{\dot{y}_i}{\dot{y}_{si}}\right)^2} \leq F_{si} \quad (3.25)$$

Considere a seguinte função candidata Lyapunov:

$$V = \frac{z_{atri}^2}{2} \quad (3.26)$$

Diferenciando e combinando-a com a equação (3.24), pode-se escrever:

$$\dot{V} = z_{atri} \dot{z}_{atri} = -|\dot{y}_i| |z_{atri}| \left(\alpha_i(z_{atri}, \dot{y}_i) \frac{\sigma_{0i}}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} |z_{atri}| - \text{sign}(\dot{y}_i) \text{sign}(z_{atri}) \right) \quad (3.27)$$

onde \dot{V} é negativa se $|z_{atri}| > z_{\max i}(\dot{y}_i) = \frac{g_{ssi}(\dot{y}_i)}{\sigma_{0i}}$, desde que $\alpha_i(z_i, \dot{y}_i) = 1$ (veja equação 3.10) e $g_{ssi}(\dot{y}_i)$ é estritamente positiva e limitada por F_{si} (veja equação 3.25), então o conjunto $\Omega = \{z_{atri} : |z_{atri}| \leq F_{si}/\sigma_{0i}\}$ é um conjunto invariante de soluções da equação (3.24). ■

Note também que a equação (3.19) pode ser escrita na seguinte forma:

$$\dot{z}_{atr} = \dot{y} - A(z_{atr}, \dot{y}) z_{atr} \quad (3.28)$$

onde $A(z_{atr}, \dot{y})$ é uma matriz diagonal definida na equação (3.29):

$$A(z_{atr}, \dot{y}) = \text{diag} \left[\alpha_i(z_{atri}, \dot{y}_i) \frac{\sigma_{0i}}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} \text{sign}(\dot{y}_i) \dot{y}_i \right] \geq 0 \quad (3.29)$$

onde a função $\alpha_i(z_{atri}, \dot{y}_i)$ é nula na região de atrito estático onde não há deslizamento, veja a equação (3.8) que representa a situação de uma microdeformação menor do que a microdeformação de quebra e a equação (3.11) que representa a condição de inversão de movimento, nestas situações a velocidade de deslizamento é nula e ocorrem pequenas oscilações características do atrito. Baseando-se nesta condição, pode-se fazer a seguinte observação:

Observação 3.1: A matriz diagonal $A(z_{atr}, \dot{y})$ definida na equação (3.29), é nula no regime de atrito estático nos atuadores ($\dot{y} = 0$) e definida positiva fora deste regime ($\dot{y} \neq 0$).

O modelo do manipulador robótico acionado hidráulicamente, descrito pelas equações (3.21), (3.22) e (3.23), será útil na visualização das dificuldades de controle discutidas no próximo capítulo, assim como no projeto do controlador desenvolvido no capítulo 6.

4 CONTROLE DE ROBÔS HIDRÁULICOS

4.1 Introdução

O problema de controle abordado neste trabalho é o seguimento de trajetória no espaço das juntas do manipulador acionado hidraulicamente. Este problema consiste em projetar um vetor de tensão de controle u tal que o vetor de posições e velocidades das juntas $[q(t) \ \dot{q}(t)]^T$ siga $[q_d(t) \ \dot{q}_d(t)]^T$, onde $q_d(t)$ é o vetor das posições desejadas das juntas do manipulador. No Capítulo 3 verifica-se que o estado do modelo é $[q(t) \ \dot{q}(t) \ z_{atr}(t) \ p_a(t) \ p_b(t)]^T$, portanto o seguimento de trajetória é feito através do seguimento parcial do estado do sistema.

Considera-se que a cinemática inversa é conhecida e está resolvida. Supõe-se também que o planejamento de trajetória já foi realizado e a trajetória a ser seguida (trajetória desejada) possui derivadas contínuas até a terceira ordem, as quais são fornecidas por um gerador de trajetórias.

Nos robôs hidráulicos cada junta é acionada por um atuador hidráulico. Por isso, diversas das dificuldades de controle presentes nos robôs hidráulicos são as mesmas que os sistemas de posicionamento com apenas um atuador apresentam.

O problema de controle de um sistema de posicionamento com um atuador hidráulico é tratado em CUNHA (2001). Nesse trabalho é destacado que as principais dificuldades de controle de sistemas com atuador hidráulico são ocasionados pela dinâmica pouco amortecida ocasionada pela compressibilidade do fluido hidráulico, pelas não linearidades presentes na vazão através da servoválvula, pelo atrito entre o êmbolo e o cilindro, pela zona morta na válvula, pelas incertezas no coeficiente de vazão, no módulo de elasticidade do fluido, na massa deslocada, e pelas dinâmicas não modeladas como, por exemplo, a dinâmica do fluido nas tubulações. Em CUNHA (2001) é mostrado que a utilização de controladores lineares clássicos (PID e controlador com realimentação de estados) introduz grandes limitações no desempenho do atuador hidráulico em malha fechada. O trabalho assinala também que para superar essas limitações de desempenho, vêm sendo desenvolvidos algoritmos de controle baseados nas técnicas de linearização por realimentação, controle adaptativo, controle a estrutura variável, na metodologia de *backstepping* e nos controladores que dividem o sistema em dois subsistemas e aplicam diferentes algoritmos de controle para cada subsistema. As discussões destas técnicas e as respectivas referências encontram-se em CUNHA (2001).

Para robôs hidráulicos, diversas questões vinculadas ao problema de controle definido acima podem ser visualizadas pela inspeção do modelo apresentado no Capítulo 3 e reproduzido a seguir:

$$H^*(q) \ddot{q} + C^*(q, \dot{q}) \dot{q} + \tau_{atr.}(q, \dot{q}, z_{atr.}, \dot{z}_{atr.}) + G^*(q) = \bar{J}^T f_H \quad (4.1)$$

$$\dot{z}_{atr.} = h_{atr.}(q, \dot{q}, z_{atr.}) \quad (4.2)$$

$$\dot{f}_H = f_q(q, \dot{q}) + g_u(q, p_a, p_b, u) \quad (4.3)$$

Considerando também as discussões apresentadas nos Capítulos 2 e 3, este modelo permite identificar as não linearidades presentes nas dinâmicas do braço, dos atuadores e do atrito, e o acoplamento entre as variáveis de estado.

Além disso, diversos parâmetros deste modelo estão sujeitos a incertezas e existem dinâmicas que não foram modeladas.

As não linearidades, o acoplamento, a incerteza nos parâmetros e a dinâmica não modelada introduzem dificuldades para alcançar o objetivo de controle e serão discutidas na seção 4.2.

Diversos autores têm estudado essas questões e apresentado técnicas de controle com o objetivo de superar as respectivas dificuldades. Na seção 4.3 estão apresentadas algumas delas. A seção 4.4 apresenta a discussão sobre o estudo do controle de robôs hidráulicos.

4.2 Dificuldades de controle do robô hidráulico

4.2.1 Não linearidades nas dinâmicas do braço, dos atuadores e do atrito

As não linearidades estão presentes nas três equações que descrevem o modelo do manipulador acionado hidraulicamente.

No subsistema mecânico, a matriz de inércia $H^*(q)$ e o vetor dos torques gravitacionais $G^*(q)$ possuem elementos que são funções trigonométricas das componentes do vetor das variáveis de junta q . A matriz de Coriolis $C^*(q, \dot{q})$, além de funções trigonométricas, possui termos quadráticos da velocidade.

Ambas não linearidades estão presentes nos termos de acoplamento dos vetores de velocidade \dot{q} e de aceleração \ddot{q} das juntas na equação (4.1).

Os elementos da matriz diagonal de transmissão \bar{J} também possuem funções trigonométricas e quadráticas da posição de junta, como pode ser observado na equação (2.14), e estão presentes nas parcelas que incluem as contribuições dinâmicas dos atuadores

na equação (4.1). Estas não linearidades acarretam fortes variações das parcelas dinâmicas e resultam em efeitos de degradação do desempenho do seguimento de trajetória.

O subsistema hidráulico possui diversas não linearidades devido à vazão de fluido nos orifícios da válvula e ao comportamento das pressões nas câmaras dos cilindros, as quais estão representadas nos elementos dos vetores $f_q(q, \dot{q})$ e $g_u(q, p_a, p_b, u)$ da equação (4.3). Observando as equações (2.27) e (2.28) que descrevem os elementos destes vetores, verifica-se a existência de parcelas multiplicadas pelas funções não lineares $f_{1i}(\cdot)$ e $f_{2i}(\cdot)$ dependentes do módulo de elasticidade do fluido e do inverso dos volumes nas câmaras que variam com a posição y_i do atuador i , conforme as expressões (A.28) e (A.29), e cujos efeitos são a variação da frequência natural não amortecida dos atuadores (CUNHA, 2001). Além disso, os elementos do vetor $g_u(q, p_a, p_b, u)$ incluem as funções $g_{1i}(\cdot)$ e $g_{2i}(\cdot)$ da raiz quadrada da diferença de pressão nos orifícios da válvula, dadas pelas expressões (A.16) e (A.17), e dependentes da função descontínua $sgn(u)$ devido à mudança na direção da abertura da válvula.

Outras não linearidades vinculadas aos atuadores são as saturações e a zona morta na válvula. A zona morta na válvula ocorre devido à sobreposição do ressalto do carretel com o pórtico e introduz um atraso e um erro de regime na resposta do atuador (BOLLMANN e GUENTHER, 1997). As saturações estão presentes no sinal de controle devido às limitações físicas de deslocamento do carretel, nas vazões das válvulas devido também às forças de escoamento (não modeladas), e no deslocamento do atuador.

O atrito possui um comportamento complexo, principalmente em baixas velocidades e nas reversões do movimento. A equação (4.2) da dinâmica do estado interno do modelo de atrito possui elementos que são funções não lineares dadas pela equação (3.20) e que representam as características de atrito discutidas na seção 3.2. Os principais efeitos do atrito no desempenho do sistema estão representados na Figura 3.1. Vale a pena ressaltar que o atrito estático pode causar erros de regime permanente, o atrito de Stribeck pode resultar em ciclos limites que degradam a precisão do posicionamento e o atrito viscoso tem o efeito de aumentar o amortecimento do sistema.

Todas essas não linearidades provocam variações na dinâmica do subsistema mecânico que podem ocasionar erros de seguimento e inclusive levar o sistema à instabilidade.

4.2.2 Acoplamento entre as variáveis de estado

Verifica-se o forte acoplamento entre as equações (4.1), (4.2) e (4.3). Os elementos das matrizes da equação (4.1) são formados por termos dependentes da configuração (funções das

posições de junta). O vetor das velocidades de junta \dot{q} também é dependente da configuração do manipulador, ou seja, das posições das juntas q , e está presente nas funções não lineares $f_q(q, \dot{q})$ da equação (3.23) do subsistema hidráulico e $h_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr})$ da equação (3.22) da dinâmica do estado interno de atrito. Como o manipulador é diretamente acionado por atuadores hidráulicos, os termos acoplados influenciam fortemente o desempenho do sistema. Nesta situação, considerar os efeitos dos termos de acoplamento como uma perturbação na junta pode gerar grandes erros de seguimento e instabilidade.

4.2.3 Incerteza nos parâmetros

Durante a operação nas diversas aplicações mencionadas na seção 1.3, o manipulador está sujeito a grandes variações de carregamento. A massa da carga é considerada, por simplificação, montada no último elo do braço e sua variação introduz erros nos cálculos das matrizes da equação (4.1) do subsistema mecânico.

O módulo de elasticidade (β) é considerado constante na modelagem, mas depende da composição do fluido, de sua pressão e de sua temperatura, variando bastante durante o funcionamento do atuador. De acordo com CLEGG (2000), o valor do módulo de elasticidade do fluido pode apresentar reduções decorrentes das dilatações das tubulações, as quais variam de 20 % (tubulações de alumínio) até 50% (tubulações flexíveis), como também decorrentes da contaminação do fluido com o ar, onde as reduções variam de 10% (0.1% de ar no volume) a 50% (1% de ar no volume). A variação do módulo de elasticidade interfere na compressibilidade do fluido e afeta a resposta dinâmica através de uma alteração na frequência e na amplitude da parcela oscilatória (BOLLMANN e GUENTHER, 1997).

O coeficiente de vazão (k_a, k_b) na verdade é um ganho de vazão não linear (BU e YAO, 2000a; HONEGGER e CORKE, 2001) que varia em função da abertura e da diferença de pressão nos orifícios da válvula, suas variações são decorrentes de aspectos não modelados tais como os vazamentos, as forças de escoamento e as características geométricas reais dos orifícios da válvula. A Figura A. 13 mostra o gráfico da variação do coeficiente de vazão obtida experimentalmente para uma válvula direcional proporcional, onde pode-se observar sua grande variação para pequenas aberturas da válvula. As variações do coeficiente de vazão têm um efeito direto no ganho do sistema, podem aumentar os erros de seguimento e até desestabilizar o sistema.

Além disso, as características do atrito variam com o tempo, tornando mais difícil o ajuste de sua compensação. O atrito estático, o atrito de Coulomb e o atrito de Stribeck variam com a posição e o desgaste. O atrito viscoso e o de arraste podem apresentar variações com a mudança de temperatura. Os parâmetros dinâmicos do modelo de atrito adotado, dados pelas

matrizes diagonais Σ_0 e Σ_1 , são de difícil determinação, podem ser estimados conforme apresentado na seção 3.4, mas possuem incertezas. O vetor de estado interno das microdeformações z_{atr} é não mensurável e exige o desenvolvimento e a implementação de algoritmos de observação do estado.

4.2.4 A existência de dinâmicas não modeladas

A existência de dinâmicas não modeladas pode dificultar o controle, tais como a dinâmica do fluido nas tubulações que ligam a válvula ao cilindro (CUNHA, 2001) e os aspectos de vazamentos e atrito nas válvulas.

O efeito da dinâmica das tubulações pode ser minimizado através da localização da válvula o mais próximo possível do cilindro.

Os vazamentos na válvula têm um efeito maior em pequenas aberturas da válvula e influenciam na variação do valor do coeficiente de vazão utilizada no modelo considerado para as vazões.

O atrito na válvula ocorre nas superfícies em contato do carretel e prejudica a compensação da zona morta, pois a força aplicada no carretel devido ao sinal de controle deve vencer o atrito estático antes de produzir o deslocamento da válvula necessário para compensação da zona morta.

Essas dinâmicas não modeladas podem ocasionar atrasos e erros no subsistema hidráulico e, conseqüentemente, prejudicam o seguimento de trajetória no subsistema mecânico.

4.3 Os controladores para robôs hidráulicos

Nesta seção são discutidas as técnicas de controle utilizadas para superar as dificuldades no seguimento de trajetória nas juntas de um robô hidráulico.

Cabe ressaltar que uma boa parte dos algoritmos segue a estratégia da divisão do sistema em dois subsistemas: um mecânico e outro hidráulico, da mesma forma que em CUNHA (2001) para posicionadores com apenas um atuador hidráulico, e PERONDI (2002) para posicionadores com apenas um atuador pneumático.

Esta estratégia consiste em dividir o sistema completo do robô hidráulico em dois subsistemas interconectados: um subsistema mecânico acionado por um subsistema hidráulico. Esta interpretação é mostrada na Figura 4.1 e a idéia básica é projetar uma lei de controle (força hidráulica desejada) para o subsistema mecânico de modo que a saída q siga uma trajetória desejada q_d tão perto quanto possível e então projetar uma lei de controle para o subsistema hidráulico de modo a gerar a força hidráulica desejada.

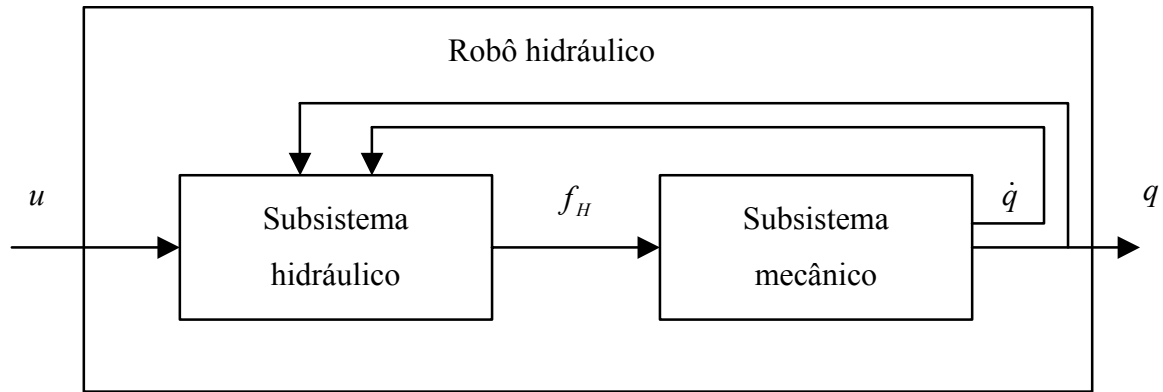


Figura 4.1 - Interpretação do robô hidráulico como dois sistemas interconectados.

4.3.1 A compensação das não linearidades no subsistema mecânico

A compensação das não linearidades no subsistema mecânico é feita através das técnicas de controle baseado na passividade e no método da dinâmica inversa.

O controle baseado na passividade, descrito em CANUDAS et al. (1996) e proposto por SLOTINE e LI (1987), consiste em geral de uma parcela de *feedforward* baseada no modelo nominal e uma parcela dissipativa (como por exemplo, uma parcela PD). Esta técnica foi utilizada por BU e YAO (2000b, 2001) e também por SIROUSPOUR e SALCUDEAN (2001a, 2001b).

O método da dinâmica inversa está descrito em SCIAVICCO e SICILIANO (1996) e foi utilizado por HONEGGER e CORKE (2001), ZHOU (1995), CHRISTENSEN et al. (2000), HABIBI (1999), HABIBI et al. (1994) e HABIBI e GOLDENBERG (1994).

Em comparação com o método da dinâmica inversa, pode-se ressaltar que os controladores baseados na passividade têm melhores propriedades de robustez porque não se fundamentam no cancelamento exato das não linearidades.

4.3.2 A compensação das não linearidades no subsistema hidráulico

A compensação das não linearidades no subsistema hidráulico geralmente é feita utilizando uma linearização por realimentação. Esta técnica está descrita em SLOTINE e LI (1991) e foi utilizada por BU e YAO (2000b, 2001), HONEGGER e CORKE (2001), ZHOU (1995), CHRISTENSEN et al. (2000), MATTILA e VIRVALO (2000), ANDERSEN et al. (1993), HEINTZE et al. (1996) e BILODEAU e PAPADOPOULOS (1998). Cabe destacar que esta técnica é baseada em um bom conhecimento do modelo.

4.3.3 A compensação do atrito

A compensação do atrito é feita no subsistema mecânico e pode ser realizada através de técnicas baseadas em modelo, conforme descrito em ARMSTRONG-HÉLOUVRY et al. (1994).

A maior parte destes esquemas de compensação de atrito baseiam-se em modelos clássicos de atrito, tais como atrito de Coulomb e viscoso, e são mapas estáticos entre velocidade e força de atrito. Este esquema de compensação foi utilizado em HONEGGER e CORKE (2001).

Compensações de atrito em robôs hidráulicos baseadas em modelos dinâmicos de atrito foram realizadas por LISCHINSKY et al. (1997, 1999), através do chamado modelo LuGre descrito em CANUDAS-DE-WIT et al. (1995). Baseando-se também em modelos dinâmicos, TAFAZOLI et al. (1995, 1998) utilizaram para compensação de atrito os denominados observadores não lineares de Friedland-Park, desenvolvidos em FRIEDLAND e PARK (1992) e em FRIEDLAND e MENTZELOPOULOU (1992).

4.3.4 A compensação do acoplamento entre as variáveis de estado

De acordo com SCIAVICCO e SICILIANO (1996), a compensação dos termos de acoplamento conduz a algoritmos de controle centralizado que são baseados no conhecimento parcial ou completo do modelo dinâmico do manipulador e que utilizam as informações dos erros entre a trajetória desejada e a realizada. Nos robôs hidráulicos, as leis de controle centralizado geralmente são desenvolvidas dentro da estratégia de divisão do sistema em dois subsistemas: um mecânico e outro hidráulico. Esta técnica de compensação dos termos de acoplamento foi utilizada em BU e YAO (2000b, 2001), SIROUSPOUR e SALCUDEAN (2001a, 2001b), HONEGGER e CORKE (2001), ZHOU (1995) e CHRISTENSEN et al. (2000).

Em CLEGG (2001) foi utilizado um controlador descentralizado de alocação dos pólos auto-ajustável que considera os efeitos de acoplamento entre as juntas como uma perturbação agindo no sistema de atuação de cada junta.

4.3.5 A compensação das incertezas nos parâmetros

A compensação das incertezas nos parâmetros do subsistema mecânico e do subsistema hidráulico pode ser realizada através de algoritmos de controle adaptativo, de controle a estrutura variável ou combinação das características de ambos no chamado controle adaptativo robusto. Os conceitos e esquemas básicos do controle adaptativo são encontrados em SLOTINE e LI (1991).

No subsistema mecânico, a adaptação paramétrica da massa do carregamento montada no último elo do robô foi realizada por BU e YAO (2000b, 2001). Em HONEGGER e CORKE (2001) utilizou-se um esquema de controle adaptativo para identificar as massas dos três últimos elos.

Em BU e YAO (2000b) foi realizada a adaptação paramétrica do módulo de elasticidade do fluido no subsistema hidráulico. Em SIROUSPOUR e SALCUDEAN (2001a, 2001b) foram adaptados dois conjuntos de parâmetros hidráulicos, um contendo o módulo de elasticidade e o outro contendo o produto do módulo de elasticidade pelo coeficiente de vazão.

M'SIRDI et al. (1997) e HABIBI (1999) utilizaram o controle a estrutura variável para melhorar o desempenho diante de variações paramétricas no modelo do robô hidráulico.

Algoritmos de adaptação também são utilizados para identificar as variações nos parâmetros dos esquemas de compensação de atrito. HONEGGER e CORKE (2001) utilizaram um esquema de adaptação para identificar os valores do atrito de Coulomb e viscoso nos atuadores hidráulicos. LISCHINSKY et al. (1997, 1999) apresentam a adaptação de um único parâmetro no modelo dinâmico do atrito utilizado para a compensação.

4.3.6 A compensação das dinâmicas não modeladas

Para compensar as dinâmicas não modeladas, diversos trabalhos (BU e YAO, 2000b, 2001; SIROUSPOUR e SALCUDEAN, 2001a, 2001b; M'SIRDI et al., 1997; HABIBI 1999) utilizaram o controle a estrutura variável, principalmente porque não foi modelado o atrito.

4.3.7 A compensação da zona morta da válvula

No controle de posicionadores com um único atuador hidráulico, CUNHA (2001) utilizou a inversa da zona morta diretamente no sinal de controle para compensar a zona morta de uma válvula proporcional. Nota-se no trabalho de CUNHA (2001) que há a dificuldade na estimativa dos valores da zona morta, além da utilização de uma largura de compensação linear muito pequena que inviabiliza a plena compensação devido aos ruídos nos sinais.

A mesma estratégia da inversa da zona morta é utilizada em BU e YAO (2000a) e em LEE e CHANG (2001), onde os valores das zonas mortas a compensar são obtidos de experimentos com transdutores de vazão.

Esta tese contribui para solução das dificuldades de compensação da zona morta de válvulas proporcionais direcionais através de uma metodologia de identificação da zona morta mais simples, apresentada e discutida no capítulo 5. Uma vez que a zona morta da válvula é identificada, utiliza-se a clássica compensação através de sua inversa.

4.4 Discussões

Pode-se notar que ainda existe muito espaço para pesquisa e desenvolvimento do controle de robôs hidráulicos, pois os poucos controladores de robôs hidráulicos propostos na literatura atualizada não tratam de todas as dificuldades de controle. SOBCZYK (2000) comenta que os manipuladores hidráulicos poderiam ser largamente utilizados na indústria de construção se os futuros avanços tecnológicos melhorassem o tipo de controle e permitissem superar os problemas causados pelas características dinâmicas destes sistemas.

Os controladores mais elaborados e que apresentam a prova de estabilidade (BU e YAO, 2000b, 2001; SIROUSPOUR e SALCUDEAN, 2001a, 2001b) não tratam da compensação de atrito nos atuadores e apresentam problemas de desempenho em baixas velocidades e nas reversões de movimento em seus resultados experimentais. LISCHINSKY et al. (1997, 1999) apresentam algoritmos de compensação de atrito em robôs hidráulicos, mas não tratam das dificuldades impostas pelo acoplamento das variáveis e abordam a prova de estabilidade sem incluir a dinâmica dos atuadores.

Dentro deste contexto, verificou-se que o problema não está completamente resolvido. Neste trabalho, buscou-se desenvolver, implementar e validar o projeto de um controlador para robôs hidráulicos que possibilite tratar da compensação das não linearidades (incluindo a zona morta), do acoplamento dinâmico e do atrito. A Tabela 4.1 mostra uma síntese das dificuldades de controle discutidas neste capítulo. As incertezas nos parâmetros e as dinâmicas não modeladas não foram tratadas no projeto do controlador proposto nesta tese.

Tabela 4.1 – Síntese resumida das dificuldades de controle discutidas e as respectivas soluções propostas na literatura.

DIFICULDADES	SOLUÇÕES
Não linearidades do subsistema mecânico	Controle baseado na passividade e dinâmica inversa
Não linearidades do subsistema hidráulico	Linearização por realimentação
Atrito	Baseadas em modelos clássicos e dinâmicos
Acoplamento entre as variáveis de estado	Controle centralizado
Incertezas nos parâmetros	Controle adaptativo, estrutura variável, adaptativo robusto.
Dinâmicas não modeladas	Controle a estrutura variável
Zona morta	Inversa da zona morta

No capítulo a seguir apresenta-se uma estratégia para identificação e compensação da zona morta em válvulas proporcionais direcionais. E então no capítulo 6 tem-se a síntese de um controlador baseado na interpretação do robô hidráulico como dois subsistemas interconectados e a análise de sua estabilidade, a partir do qual pretende-se compensar as principais dificuldades de controle.

5 IDENTIFICAÇÃO E COMPENSAÇÃO DA ZONA MORTA EM VÁLVULAS PROPORCIONAIS DIRECIONAIS

5.1 Introdução

Este capítulo apresenta uma nova metodologia para a identificação da não linearidade de zona morta em válvulas proporcionais direcionais, fundamentada no estudo da dinâmica das pressões nos orifícios de saída. A não linearidade de zona morta é uma imperfeição comum em sistemas mecânicos e principalmente em válvulas de centro supercrítico, cuja largura do carretel é maior que a abertura de passagem do orifício. A presença de zona morta no sistema causa limitações no desempenho da malha de controle por realimentação (TAO e KOKOTOVIC, 1996), mas a fabricação de componentes sem tais imperfeições é mais cara e geralmente requer pessoal especializado para manutenção. Além disso, em algumas situações a zona morta pode ser desejável, como por exemplo em aplicações de válvulas hidráulicas em suspensões automotivas, onde a presença proposital da zona morta diminuiu os vazamentos e mantém a altura do carro quando estacionado com motor desligado. Entretanto, neste mesmo exemplo, quando a suspensão está ativa, o efeito da zona morta é danoso e necessita de “remoção” através da compensação no controle. Por isso, requer uma metodologia adequada para sua identificação, e assim os seus efeitos podem ser minimizados através da compensação. A seguir descreve-se genericamente o modelo da não linearidade de zona morta apresentado por TAO e KOKOTOVIC (1996) e, então, a presença de tal imperfeição em válvulas proporcionais hidráulicas de controle direcional.

A zona morta é uma relação estática de entrada-saída na qual para uma faixa de valores de entrada não há saída. A Figura 5.1 mostra uma representação gráfica da zona morta, onde u é a entrada e u_{zm} é a saída. Em geral os limites direito e esquerdo ($zmd \geq 0, zme \leq 0$) e as inclinações ($md > 0, me > 0$) não são iguais. A expressão analítica da característica de zona morta é dada pelas condições da equação (5.1).

$$u_{zm}(t) = \begin{cases} md(u(t) - zmd) & \text{se } u(t) \geq zmd \\ 0 & \text{se } zme < u(t) < zmd \\ me(u(t) - zme) & \text{se } u(t) \leq zme \end{cases} \quad (5.1)$$

Em válvulas proporcionais de controle direcional, a zona morta ocorre como uma não linearidade de entrada, conforme o diagrama de blocos mostrado na Figura 5.2. Para

compreender melhor este fenômeno, será apresentada uma abordagem detalhada dos componentes de uma válvula carretel e seu funcionamento.

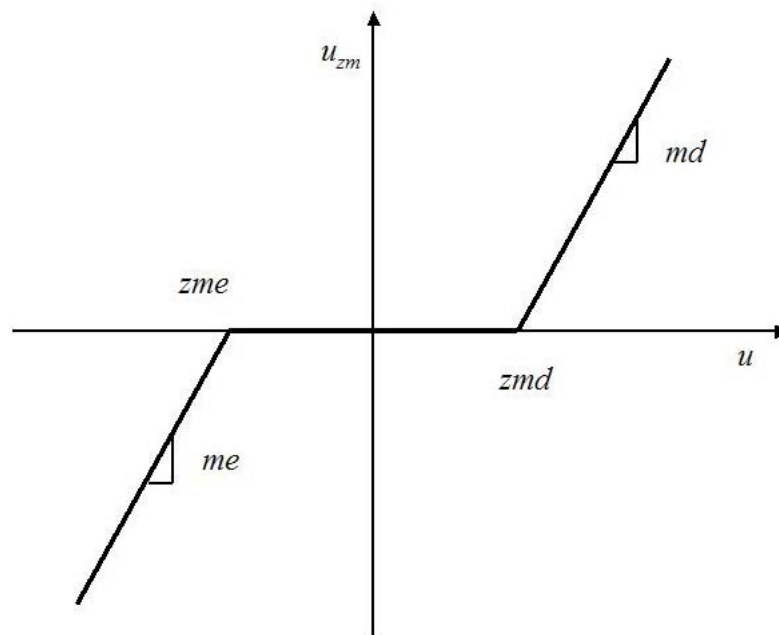


Figura 5.1 – Representação gráfica da não linearidade de zona morta.

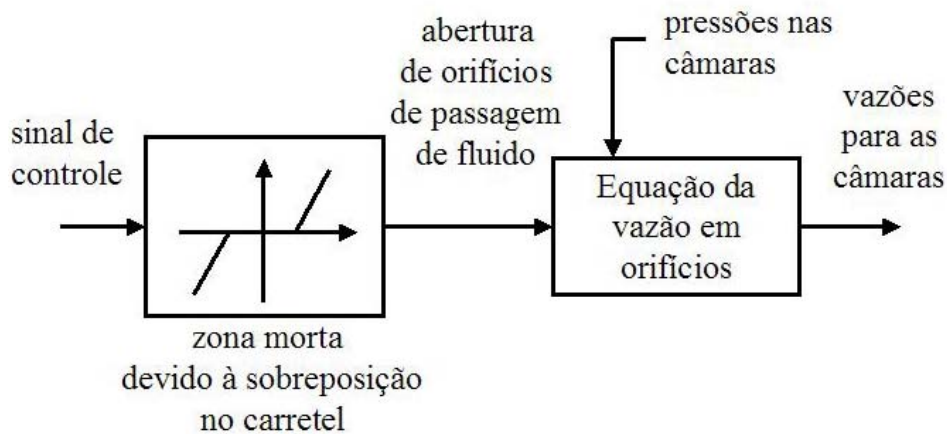


Figura 5.2 – Diagrama de blocos de uma válvula proporcional com zona morta na entrada.

A Figura 5.3 mostra uma vista em corte do desenho esquemático de uma válvula proporcional direcional do tipo carretel com seus principais elementos mecânicos. Um sinal de controle u energiza os solenóides da válvula produzindo uma força magnética que é aplicada no carretel da válvula. Se não há sinal de controle, as forças provenientes das molas de centragem mantêm o carretel bloqueando os orifícios de passagem do fluido.

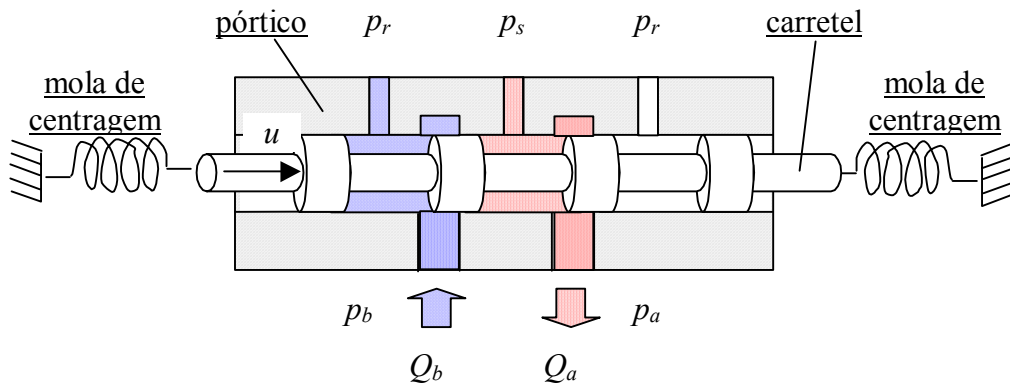


Figura 5.3 – Vista em corte do desenho esquemático de uma válvula proporcional direcional do tipo carretel.

Em válvulas de centro supercrítico, a largura do ressalto do carretel é maior que a largura de abertura do orifício no pórtico da válvula, acarretando assim a presença da não linearidade de zona morta. A não linearidade de zona morta causa atrasos e erros na resposta do sistema.

Em válvulas proporcionais, deseja-se que a área de passagem de fluido seja proporcional ao sinal de controle aplicado na válvula, facilitando o controle das vazões que são direcionadas às câmaras dos cilindros. Isto acaba sendo prejudicado pela presença da zona morta e requer sua compensação. Na seção seguinte, propõe-se alguns passos de uma metodologia para identificação da zona morta a partir da observação do comportamento das pressões nos orifícios de saída da válvula. E depois, descreve-se um esquema de compensação que utiliza a inversa da zona morta.

5.2 Identificação da não linearidade de zona morta em válvulas

Esta seção apresenta uma nova metodologia como alternativa ao procedimento convencional de identificação de zona morta em válvulas proporcionais de centro supercrítico. No procedimento convencional, a identificação da zona morta em válvulas tipo carretel pode ser feita experimentalmente em ensaios de bancada com a utilização de transdutores de vazão, conforme descrito no Apêndice A seção A.11. Tais transdutores são caros e nem sempre os testes resultam em custos admissíveis para a aplicação pretendida.

Dentro deste contexto, apresenta-se a seguir alguns passos para identificação da zona morta através da análise da dinâmica das pressões no sistema de atuação. Os ensaios propostos podem ser realizados sem a necessidade de bancada ou instrumentação especial, requerendo apenas transdutores de pressão. Tais transdutores de pressão possuem um preço

mais acessível e muitas vezes já estão disponíveis nas malhas de realimentação do controlador.

A metodologia proposta é composta de ensaios em malha aberta do sistema de atuação (válvula e cilindro) com um sinal de controle senoidal lento (amplitude simples de 10 volts e período de 100 segundos), como por exemplo a equação (5.2), medição das pressões e análise de seu comportamento em função do sinal de controle.

$$u(t) = 10 \sin(2\pi t / 100) \quad (5.2)$$

Utilizando-se de tais ensaios em malha aberta, segue-se os passos descritos abaixo.

Primeiramente, analisa-se o gráfico da pressão p_a no orifício da válvula para o trecho do sinal de controle u variando de -10 a 10 Volts (Figura 5.4), conforme é mostrado na Figura 5.5. Neste gráfico é possível estimar o valor do limite direito da zona morta a partir do entendimento do comportamento da dinâmica das pressões.

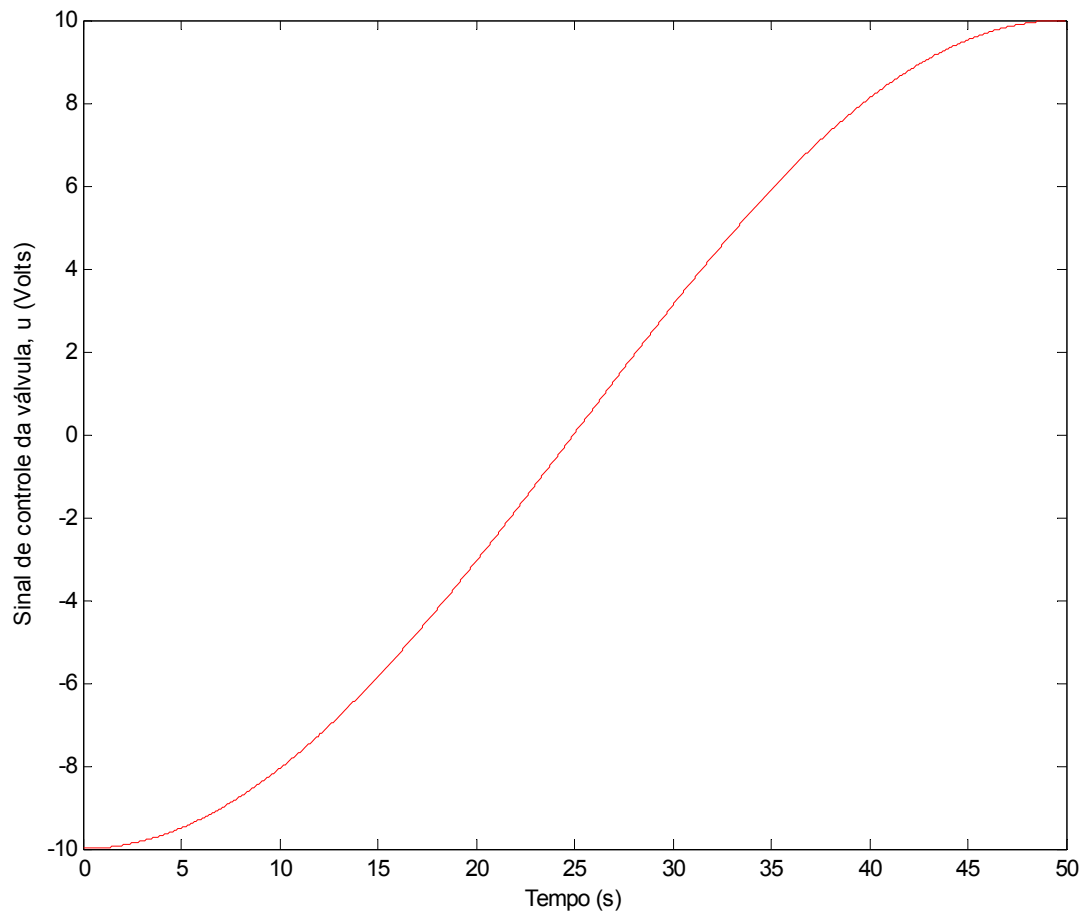


Figura 5.4 – Trecho do sinal de controle da válvula utilizado para determinação do limite direito da zona morta.

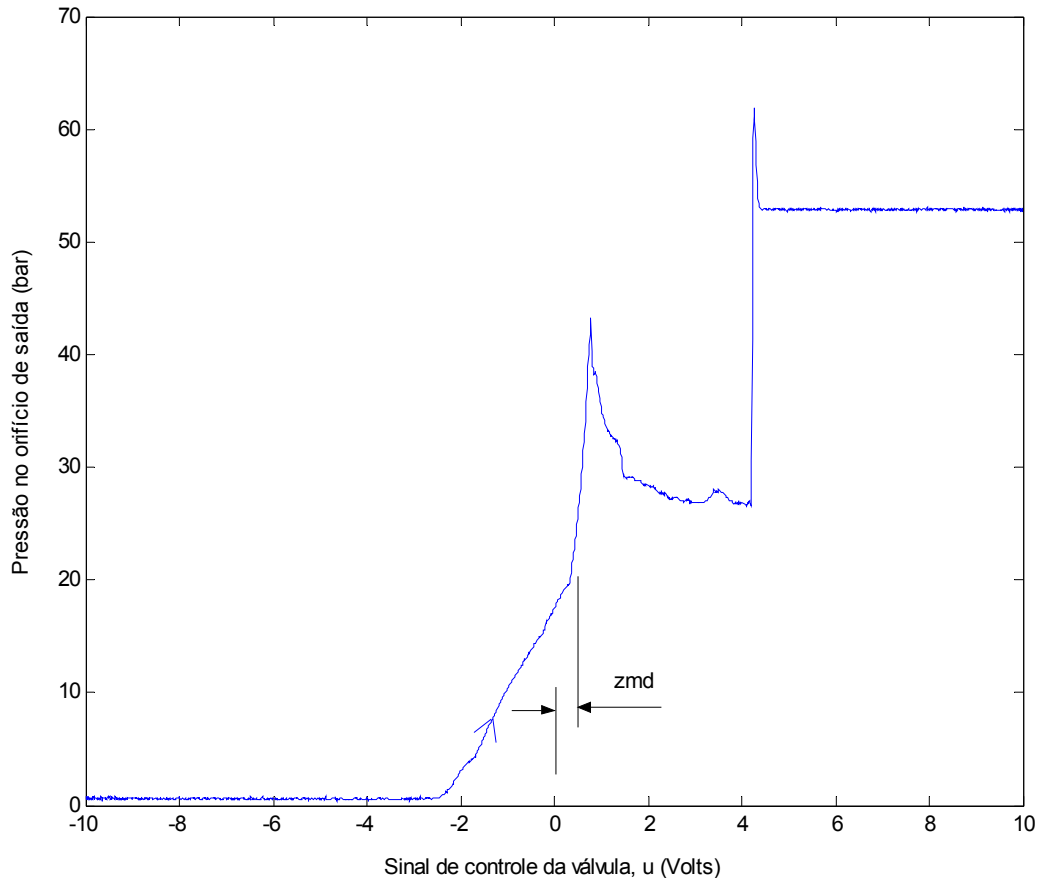


Figura 5.5 – Comportamento da pressão p_a no orifício de saída da válvula e indicação do limite direito da zona morta.

No trecho que compreende um sinal de controle de -10 a pouco menos de -2 Volts, a válvula está aberta no sentido de ligar o orifício “a” ao reservatório, a pressão neste orifício iguala-se a do reservatório e não há movimento do êmbolo do cilindro. Quando a válvula começa a bloquear os orifícios de passagem do fluido e o sinal de controle está próximo da origem, os vazamentos internos da válvula são significativos e tem sua maior influência na variação das pressões, produzindo um aumento suave da pressão. No momento em que o sinal de controle ultrapassa o limite direito da zona morta (zmd), ocorre uma variação brusca da pressão, conforme indicado na Figura 5.5. Um estudo detalhado das vazões nos orifícios de válvulas no trecho de transição foi apresentado em DE NEGRI e KINCELER (2001).

Em seguida, analisa-se o gráfico da pressão p_b no orifício da válvula para o trecho do sinal de controle u variando de 10 a -10 Volts (Figura 5.6), conforme é mostrado na Figura 5.7. O mesmo raciocínio descrito anteriormente pode ser utilizado e quando o sinal de controle atinge as proximidades do limite da zona morta esquerda (zme) ocorre novamente uma variação brusca da pressão observado na Figura 5.7.

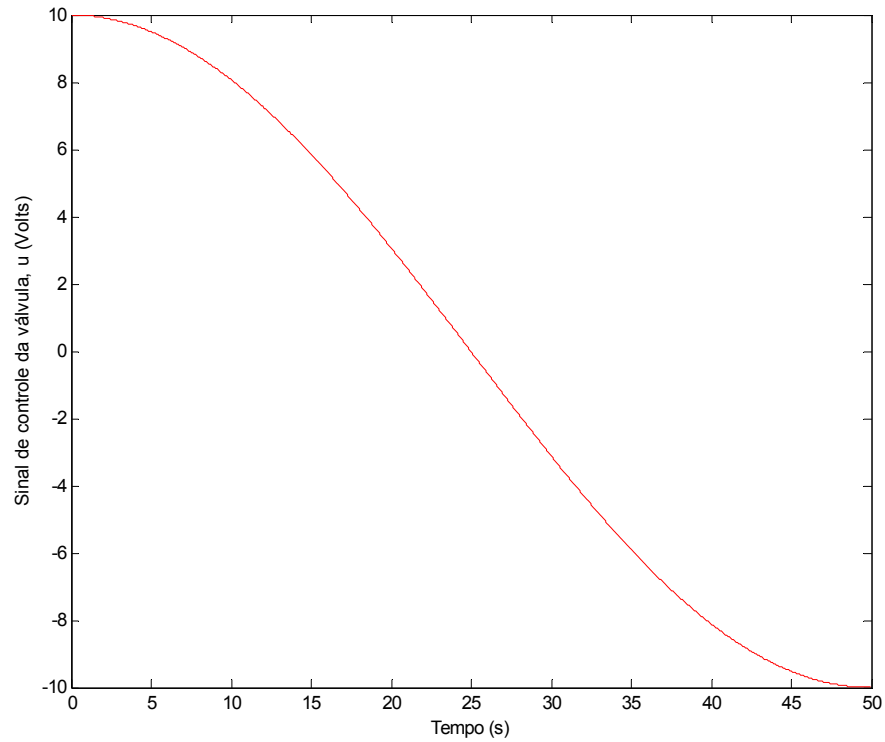


Figura 5.6 – Trecho do sinal de controle da válvula utilizado para determinação do limite esquerdo da zona morta.

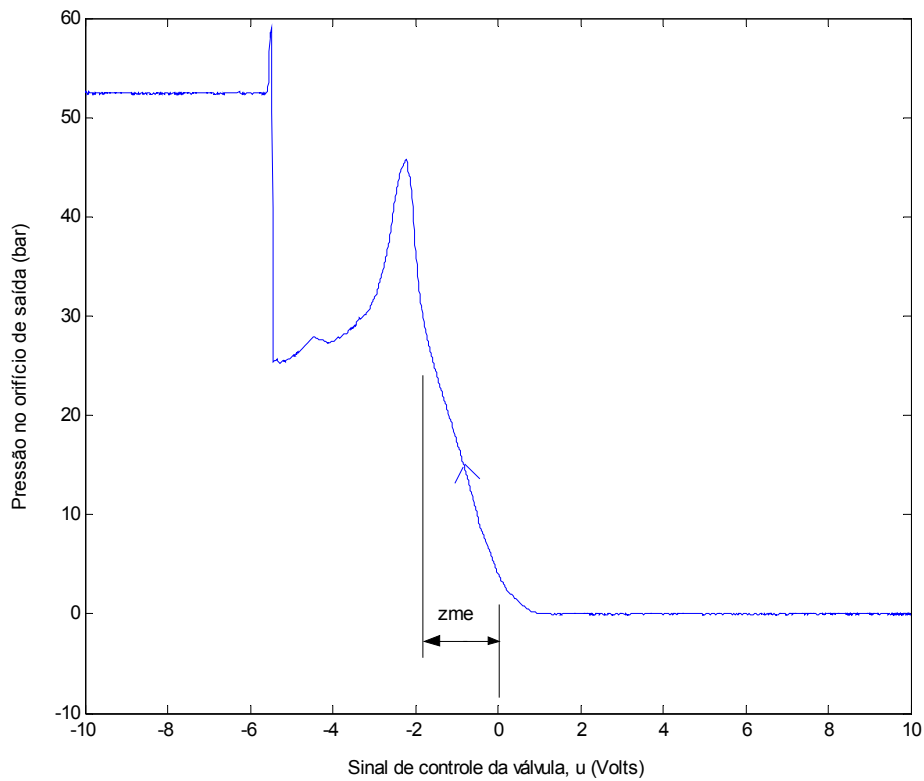


Figura 5.7 – Comportamento da pressão p_b no orifício de saída da válvula e indicação do limite esquerdo da zona morta.

Ambos os comportamentos das pressões em função do sinal de controle u podem ser representados em um único gráfico, conforme a Figura 5.8. Neste gráfico, o valor do sinal de controle foi acrescido de um *offset* de forma a igualar os valores dos limites da zona morta. O valor de *offset* pode ser importante em algumas aplicações de controle.

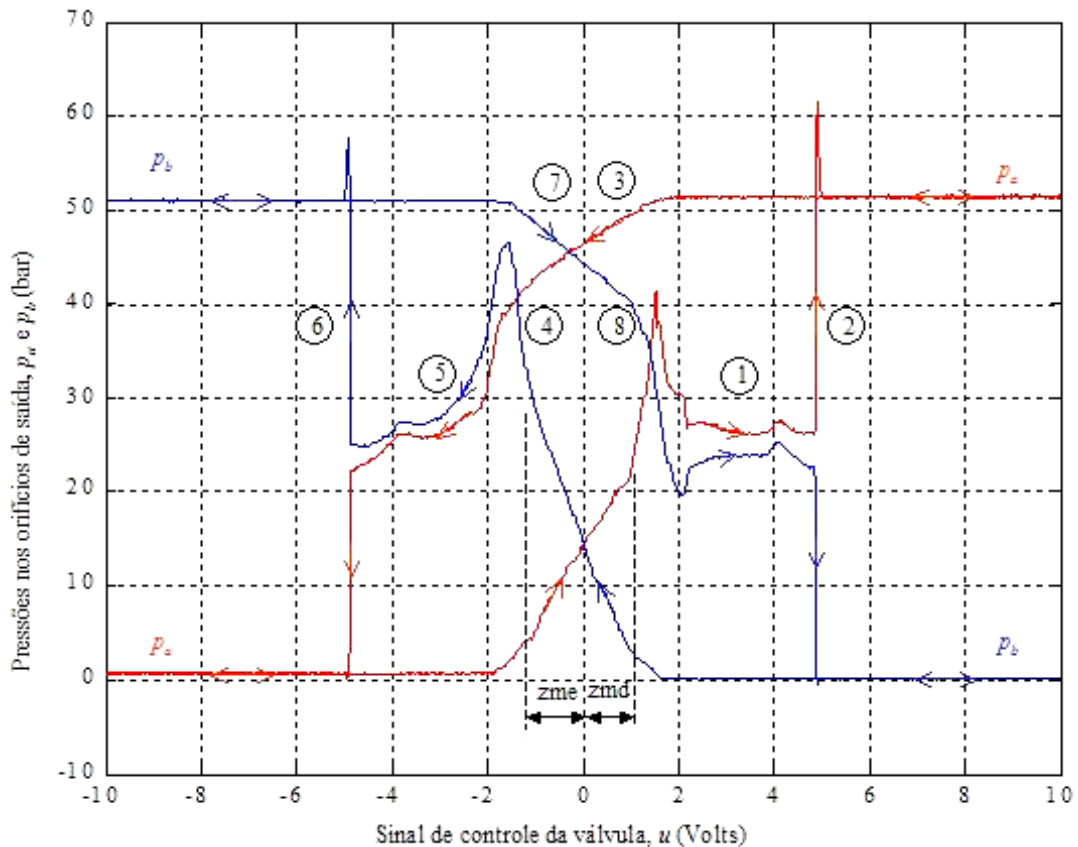


Figura 5.8 - Gráfico de identificação dos valores limites da zona morta e enumeração de trechos do comportamento das pressões.

Para melhor compreensão da Figura 5.8, foram identificados alguns trechos do gráfico das pressões e comentados através da tabela 1 que descreve o comportamento dos principais elementos do sistema de atuação durante o ensaio.

Tabela 5.1 – Descrição do comportamento do sistema de atuação no ensaio da Figura 5.8.

trecho	signal de controle (V)	carretel	vazões	pressões	êmbolo
(1)	$zmd < u < 4.85$	desloca-se proporcionalmente	ocorrem para as câmaras dos cilindros	mantém uma diferença necessária para vencer as forças no cilindro.	desloca-se no sentido positivo.
(2)	$4.85 \leq u \leq 10$ e $10 > u \geq 2$	desloca-se proporcionalmente	não ocorrem e os vazamentos internos não são significativos	igualam-se rapidamente a p_s e p_r	permanece parado no fim de curso
(3) e (4)	$zmd > u > zme$	desloca-se proporcionalmente até $ u > 0.5$, depois tende a permanecer parado e centrado pelas molas	os vazamentos internos tem o seu maior efeito na variação das pressões.	tendem a um ponto de equilíbrio.	permanece parado.
(5)	$zme > u > -4.85$	desloca-se proporcionalmente	ocorrem para as câmaras dos cilindros	mantém uma diferença necessária para vencer as forças no cilindro.	desloca-se no sentido negativo.
(6)	$-4.85 \geq u \geq -10$ e $-10 < u \leq -2$	desloca-se proporcionalmente	não ocorrem e os vazamentos internos não são significativos	igualam-se rapidamente a p_s e p_r	permanece parado no fim de curso
(7) e (8)	$zme < u < zmd$	desloca-se proporcionalmente até $ u > 0.5$, depois tende a permanecer parado e centrado pelas molas	os vazamentos internos tem o seu maior efeito na variação das pressões.	tendem a um ponto de equilíbrio.	permanece parado.

Os gráficos anteriormente mostrados foram obtidos a partir do ensaio de uma válvula simétrica com um atuador de dupla haste. Neste caso as áreas transversais das câmaras do atuador são iguais e torna mais fácil o entendimento do comportamento das pressões nos orifícios de ligação com a válvula.

A metodologia também pode ser aplicada a um atuador composto por uma válvula assimétrica e um cilindro diferencial. Este caso pode ser observado na Figura 5.9 e na Figura 5.10.

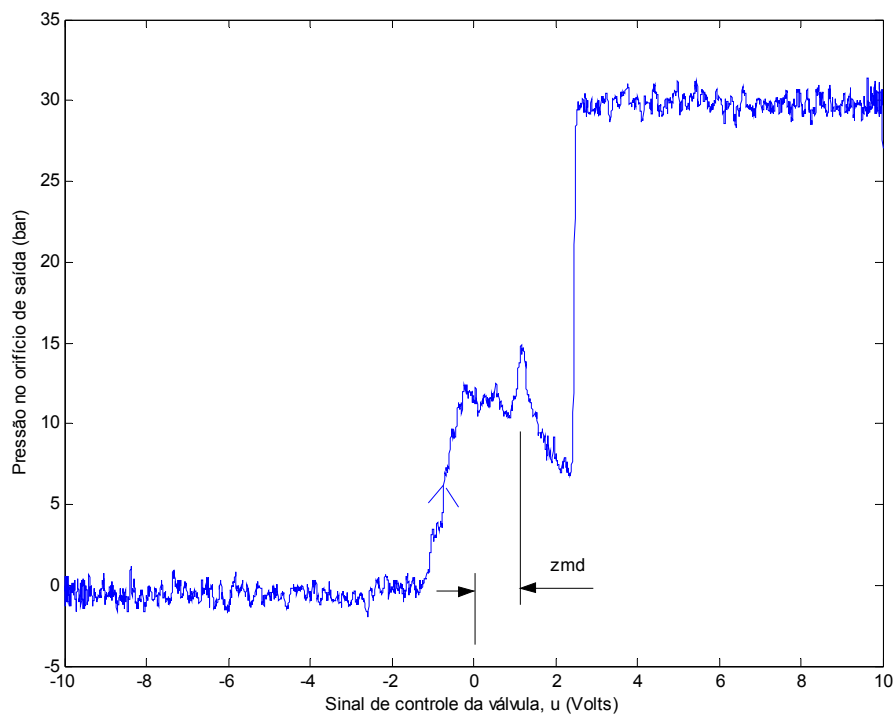


Figura 5.9 – Indicação do limite direito da zona morta de uma válvula assimétrica a partir do comportamento da pressão p_a no orifício de saída da válvula.

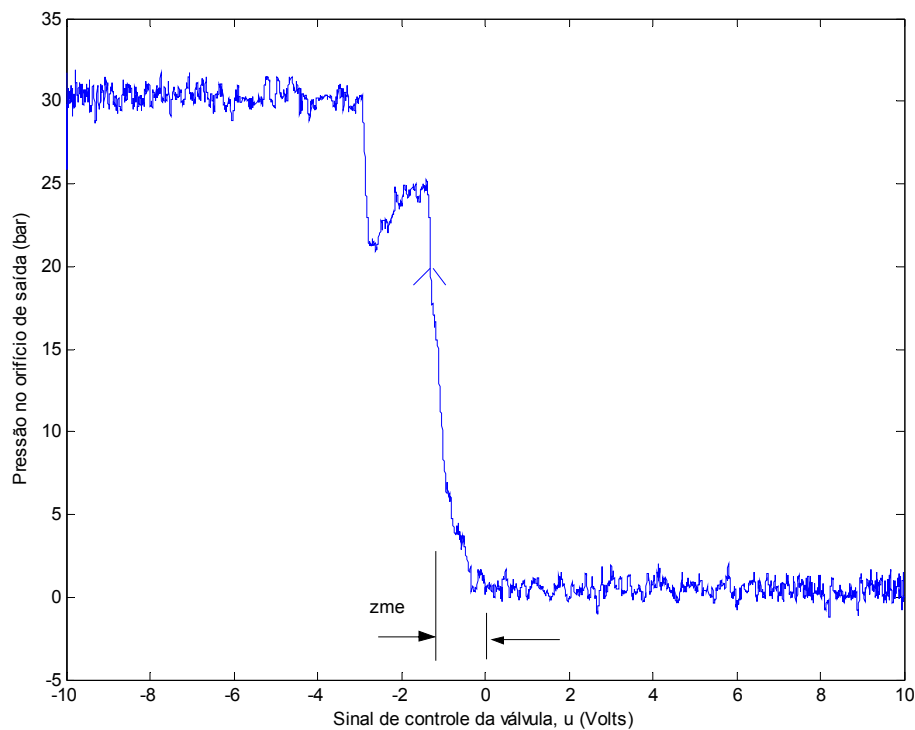


Figura 5.10 – Indicação do limite esquerdo da zona morta de uma válvula assimétrica a partir do comportamento da pressão p_b no orifício de saída da válvula.

5.3 Compensação da não linearidade de zona morta

A compensação da não linearidade de zona morta é obtida através do desenvolvimento de sua inversa parametrizada conforme descrito em TAO e KOKOTOVIC (1996). Se a inversa exata pudesse ser implementada e os parâmetros fossem exatamente conhecidos, o resultado seria o cancelamento perfeito do efeito da zona morta. Entretanto, é necessário utilizar a inversa da zona morta suavizada para evitar a descontinuidade na origem da entrada e, além disso, dispõe-se apenas de uma boa estimativa dos parâmetros obtidos pelos métodos abordados na seção anterior. Mesmo assim, segundo TAO e KOKOTOVIC (1996), os efeitos da zona morta podem ser minimizados através da implementação de sua inversa fixa ou ainda através de controle adaptativo. Neste trabalho, utiliza-se um esquema de compensação baseada na inversa fixa e suavizada linearmente próxima da origem, sem abordar a inversa adaptativa.

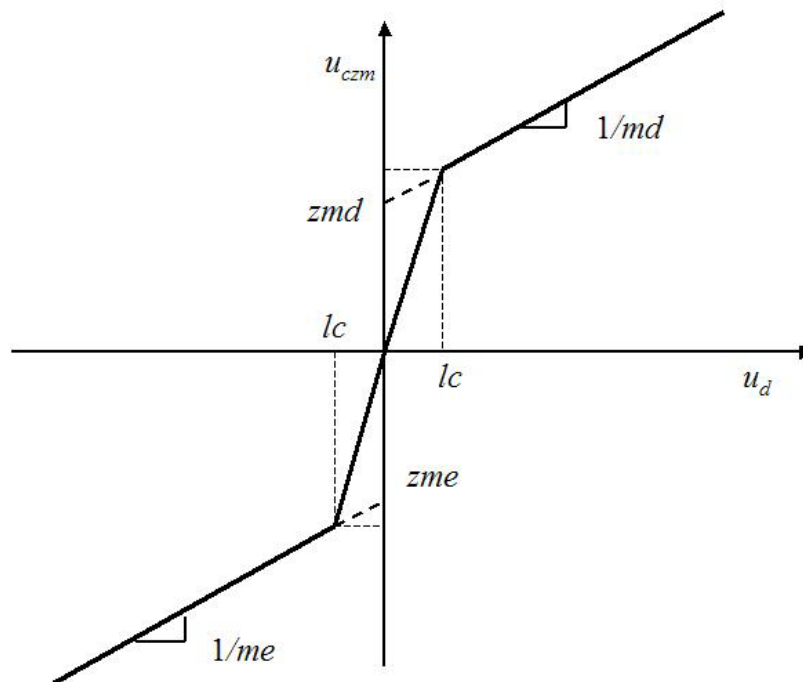


Figura 5.11 – Representação gráfica da inversa da não linearidade de zona morta com suavização nas proximidades da origem.

A Figura 5.11 mostra a representação gráfica da inversa da zona morta com suavização linear nas proximidades da origem, onde u_d é a entrada de sinal de controle desejável na ausência da zona morta, u_{czm} é a saída do compensador, e l_c é chamada de largura de compensação e define a região de suavização linear. Tal compensação é descrita pelas expressões matemáticas da equação (5.3).

$$u_{czm}(t) = \begin{cases} \frac{u_d(t)}{md} + zmd & \text{se } u_d(t) \geq lc \\ \frac{u_d(t)}{me} - |zme| & \text{se } u_d(t) \leq -|lc| \\ \left(\frac{zmd + lc/md}{lc} \right) u_d(t) & \text{se } 0 \leq u_d(t) < lc \\ \left(\frac{|zme| + |lc|/me}{|lc|} \right) u_d(t) & \text{se } -|lc| \leq u_d(t) < 0 \end{cases} \quad (5.3)$$

O esquema de compensação, definido pela equação (5.3) e para o caso das inclinações iguais de valores unitários ($md = me = 1$), foi implementado utilizando-se o diagrama de blocos mostrado na Figura 5.12. Na região de $-lc$ a lc é feita uma suavização para evitar o chaveamento repetitivo e conseqüentemente a danificação da válvula. A Figura 5.13 apresenta o resultado da dinâmica das pressões em um ensaio de malha aberta com a compensação da zona morta.

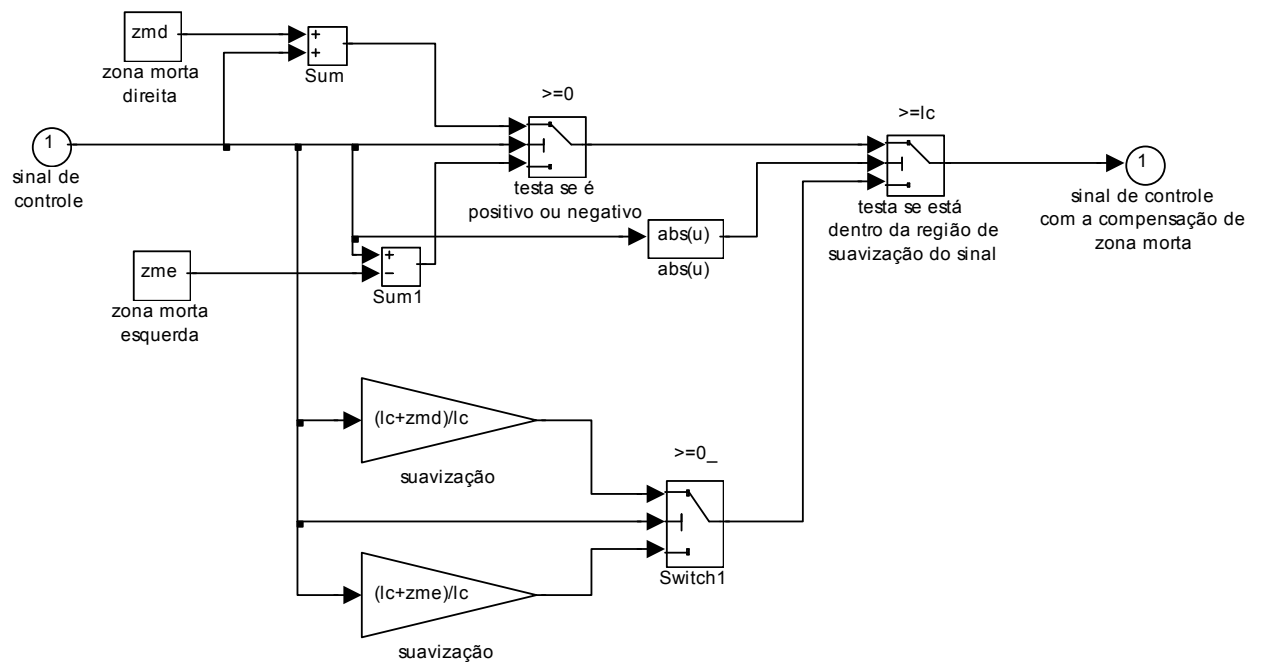


Figura 5.12 – Diagrama de bloco do esquema de compensação da zona morta.

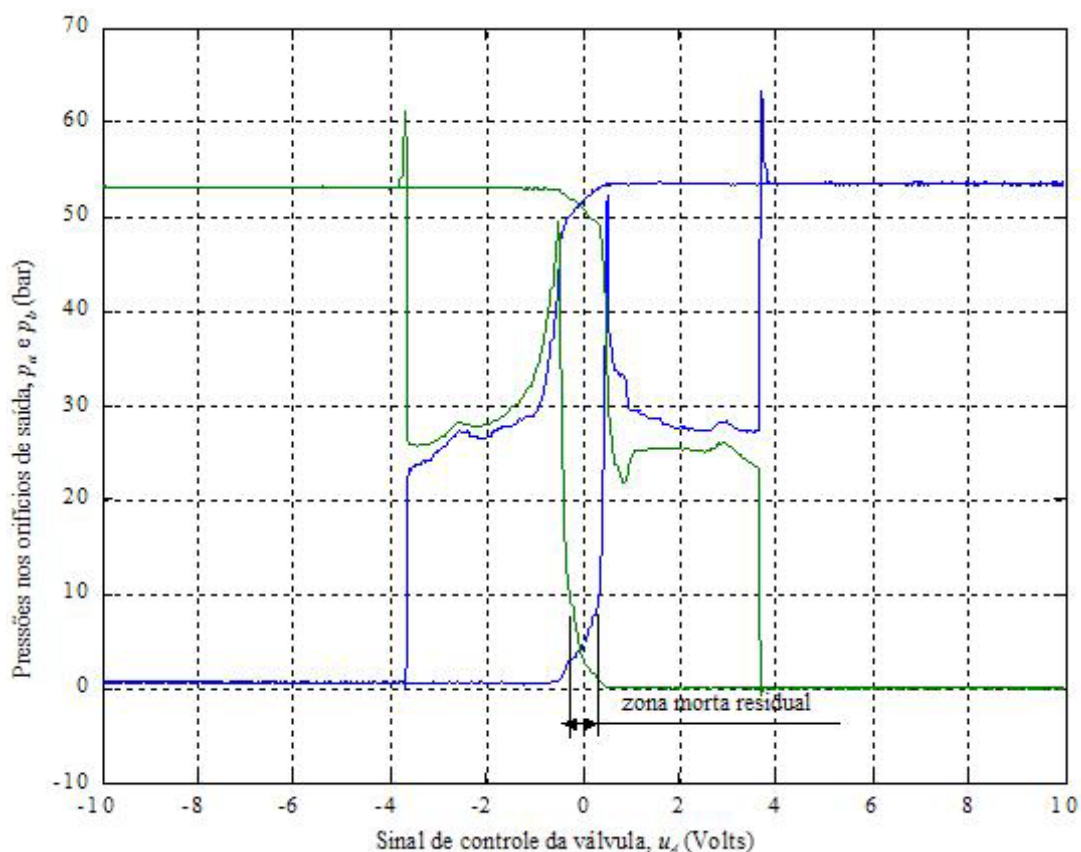


Figura 5.13 – Gráfico do comportamento das pressões no ensaio com a compensação da zona morta.

Os valores dos limites da zona morta, zme e zmd , são estimados a partir do gráfico da Figura 5.8 e correspondem a uma adequada compensação, verificada e comprovada experimentalmente em ensaios com controladores, conforme os resultados apresentados no capítulo 8.

O valor lc regula uma região em torno da origem do sinal de controle na qual é feita uma suavização linear da compensação, evitando assim o chaveamento brusco entre $u+zme$ e $u+zmd$. Quanto maior a amplitude do ruído no sinal de controle, maior deve ser o valor regulado para lc , a fim de se evitar oscilações de alta frequência no sinal de controle nas proximidades da origem após a compensação. E quanto maior o valor de lc , melhor a suavização, mas isto resulta numa zona morta residual. Assim, o projetista deve encontrar uma solução de compromisso entre uma completa compensação e a qualidade do sinal de controle. Nos ensaios realizados, o valor $lc=0.5$ possibilitou compensar adequadamente a zona morta sem maiores prejuízos no sinal de controle. Veja o resultado da compensação da zona morta na Figura 5.13 e a conseqüente existência de uma pequena região com comportamento das pressões típico da presença da zona morta, da ordem de lc , devido a região de suavização.

5.4 Discussões

Nesta seção apresentou-se uma nova metodologia para identificação dos parâmetros da característica não linear da zona morta em válvulas proporcionais hidráulicas de controle direcional. A contribuição foi um método mais prático e barato, pois requer apenas transdutores de pressão e pode ser implementado no próprio sistema de atuação (válvula e cilindro), ao invés do método convencional que necessita de ensaios em bancada com transdutor de vazão apropriado e mais caro. Realizou-se a sistematização do modelo da zona morta encontrada na literatura e sua forma de compensação. Cada passo da nova metodologia foi desenvolvido com a apresentação do gráfico dos resultados experimentais.

Uma vez minimizados os efeitos da não linearidade de zona morta, pode-se tratar das outras dificuldades de controle discutidas no capítulo 4. Para tal, propõe-se o controlador em cascata abordado no capítulo 6 e a prova de sua estabilidade.

6 CONTROLE EM CASCATA APLICADO AO ROBÔ HIDRÁULICO

6.1 Introdução

Neste capítulo apresenta-se uma estratégia de controle centralizado em cascata para o manipulador robótico acionado hidráulicamente. Tal estratégia é desenvolvida a partir da metodologia de redução de ordem com desacoplamento de sistemas proposta por UTKIN (1987). A técnica foi utilizada com sucesso no controle de robôs acionados eletricamente (GUENTHER e HSU, 1993), no controle de acionamentos hidráulicos (GUENTHER e DE PIERI, 1997; CUNHA et al., 2002), no controle de acionamentos pneumáticos (PERONDI, 2002) e no controle de robôs acionados eletricamente com transmissões flexíveis (RAMÍREZ, 2003).

O robô hidráulico pode ser interpretado como dois subsistemas interconectados: um subsistema mecânico acionado por um subsistema hidráulico, conforme foi apresentado na Figura 4.1. Esta interpretação permite combinar diferentes técnicas de controle aplicadas em cada subsistema, resultando num controlador referenciado como cascata em SEPEHRI et al. (1990), HEINTZE et al. (1996), GUENTHER e DE PIERI (1997) e HONEGGER e CORKE (2001). A estratégia em cascata resultante da combinação das leis de controle em malha fechada para cada subsistema permite a representação mostrada na Figura 6.1, onde o objetivo é projetar uma lei de controle u tal que o vetor de posições das juntas (q) siga a trajetória desejada.

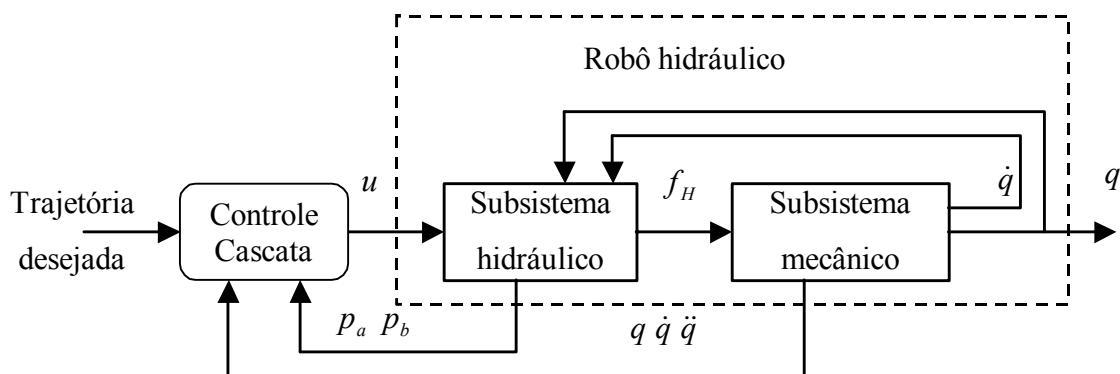


Figura 6.1 - Interpretação do robô hidráulico como dois sistemas interconectados e o controle em cascata.

O controle em cascata versa numa técnica de estabilização por realimentação que explora as propriedades estruturais dos sistemas (LOPES, 1997), em especial dos sistemas não lineares. Uma característica estrutural fundamental do robô hidráulico (Figura 4.1) é que o sinal de controle u entra apenas no subsistema hidráulico. Quando todo o estado do sistema

é realimentado, o vetor das forças hidráulicas (f_H) age como a entrada de controle do subsistema mecânico e a lei de controle u deve ser projetada para estabilizar ambos os subsistemas.

Na seqüência, apresenta-se o projeto do controlador em cascata, o qual consiste da combinação de leis de controle apropriadas a cada um dos subsistemas do robô hidráulico. As dificuldades de controle destes subsistemas foram discutidas no capítulo 4. Para tratar das não linearidades do subsistema mecânico e do acoplamento dinâmico, utiliza-se um esquema de controle centralizado baseado na passividade (SLOTINE e LI, 1987). Para compensação das não linearidades do subsistema hidráulico, tem-se uma lei de controle com a linearização por realimentação (SLOTINE e LI, 1991) e a compensação direta da zona morta através de sua inversa (capítulo 5). A compensação de atrito pode ser feita no subsistema mecânico e é baseada no modelo dinâmico proposto por CANUDAS et al (1995) com as modificações propostas por DUPONT et al (2000). Com a interconexão das leis de controle em malha fechada é realizada a prova de estabilidade para sistema completo utilizando-se o método direto de Lyapunov (KHALIL, 1996). Como discussões, comenta-se alguns aspectos que evidenciam o fato da estratégia ser apropriada no tratamento das dificuldades de controle.

6.2 Estratégia de controle em cascata

No projeto do controlador em cascata considera-se o modelo do robô acionado hidráulicamente, descrito no Capítulo 3. O problema de seguimento de trajetória do MRAH (modelo do robô acionado hidráulicamente) é projetar um vetor de tensão de controle u tal que $[q(t) \ \dot{q}(t)]^T$ siga $[q_d(t) \ \dot{q}_d(t)]^T$, onde $q_d(t)$ é o vetor das posições desejadas das juntas do manipulador. Das equações (3.21), (3.22) e (3.23) verifica-se que o estado do MRAH é $[q(t) \ \dot{q}(t) \ z_{atr}(t) \ p_a(t) \ p_b(t)]$, portanto o seguimento de trajetória é feito através do seguimento parcial do estado do sistema e este fato justifica a estratégia de controle em cascata. O projeto do controlador em cascata para o manipulador robótico acionado hidráulicamente, desenvolvido nesta seção, segue metodologia proposta em GUENTHER et al. (1997) e CUNHA et al. (2002) para atuadores hidráulicos, conforme descrito a seguir.

O sistema pode ser reescrito de forma mais conveniente. Primeiramente, define-se o vetor erro de seguimento da força hidráulica como:

$$\tilde{f}_H = f_H - f_{Hd} \quad (6.1)$$

onde f_{Hd} é o vetor de forças hidráulicas desejadas que devem ocorrer nos atuadores hidráulicos para se obter um desempenho adequado no posicionamento.

Utilizando-se a equação (6.1), as equações (3.21), (3.22) e (3.23) podem ser reescritas como:

$$H^*(q)\ddot{q} + C^*(q, \dot{q})\dot{q} + \bar{J}^T f_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr}, \dot{z}_{atr}) + G^*(q) = \bar{J}^T f_{Hd} + \bar{J}^T \tilde{f}_H \quad (6.2)$$

$$\dot{z}_{atr} = h_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr}) \quad (6.3)$$

$$\dot{f}_H = f_q(q, \dot{q}) + g_u(q, p_a, p_b, u) \quad (6.4)$$

As equações (6.2), (6.3) e (6.4) são o modelo do robô acionado hidraulicamente estruturado em cascata. A equação (6.2) pode ser interpretada como um subsistema mecânico conduzido pelo vetor de forças hidráulicas desejadas f_{Hd} e sujeito à perturbação \tilde{f}_H . O projeto do controle em cascata para este modelo pode ser resumido como:

- (i) Calcula-se a lei de controle f_{Hd} para que a saída $q(t)$, do subsistema mecânico, siga a trajetória desejada $q_d(t)$ na presença da perturbação \tilde{f}_H ;
- (ii) Calcula-se a lei de controle u para o subsistema hidráulico representado pela equação (6.4) tal que f_H siga vetor de forças hidráulicas desejadas f_{Hd} tão próximo quanto possível.

A seguir são definidas as leis de controle.

6.3 Observador das forças de atrito

O valor do vetor de forças de atrito estimadas pelo observador, $\hat{f}_{atr}(q, \dot{q}, \hat{z}_{atr}, \dot{\hat{z}}_{atr})$, é calculado através da equação (6.5):

$$\hat{f}_{atr} = \Sigma_0 \hat{z}_{atr} + \Sigma_1 \dot{\hat{z}}_{atr} + \Sigma_2 \dot{y} \quad (6.5)$$

onde o vetor do estado interno do atrito, \hat{z}_{atr} , não é mensurável e é estimado através do seguinte observador:

$$\dot{\hat{z}}_{atr} = \dot{y} - \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) \hat{z}_{atr} - K_{obs} \bar{J} s_0 \quad (6.6)$$

onde K_{obs} (>0) é a matriz diagonal dos ganhos dos observadores; s_0 é uma medida do erro de seguimento dado pela equação (6.17); $\hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y})$ é uma matriz diagonal definida na equação (6.7) que inclui uma suavização da função sinal da velocidade.

$$\hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) = \text{diag} \left[\hat{\alpha}_i(\hat{z}_{atri}, \dot{y}_i) \frac{\sigma_{0i}}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} m(\dot{y}_i) \dot{y}_i \right] \geq 0 \quad (6.7)$$

onde a função $\hat{\alpha}_i(\hat{z}_{atri}, \dot{y}_i)$ é calculada através das expressões (3.8), (3.9), (3.10) e (3.11) utilizando-se o valor estimado do estado, \hat{z}_{atri} . A função $m(\dot{y}_i)$ é uma suavização da função sinal $\text{sign}(\dot{y}_i)$ requerida para o cálculo da derivada da força de atrito estimada, a qual é utilizada na obtenção de \dot{f}_{Hd} na lei de controle (veja equações (6.21) e (6.14)). Esta suavização pode ser, por exemplo, dada por:

$$m(\dot{y}_i) = \frac{2}{\pi} \arctan(k_v \dot{y}_i) \geq 0 \quad (6.8)$$

onde k_v é uma constante positiva. A suavização da função sinal, tem a propriedade de $m(\dot{y}_i) \dot{y}_i = \text{sign}(\dot{y}_i) \dot{y}_i$ na origem e quando $k_v \dot{y}_i \rightarrow \infty$. Por isso, utilizando grandes valores para k_v obtém-se uma boa aproximação. Logo, o produto $m(\dot{y}_i) \dot{y}_i \leq |\dot{y}_i| \geq 0$. Como foi discutido no final do capítulo 3, a função $0 \leq \hat{\alpha}_i(\hat{z}_{atri}, \dot{y}_i) \leq 1$ é não negativa e limitada. A função $g_{ssi}(\dot{y})$ descreve parte das características do atrito em regime permanente e está limitada entre os valores do atrito de Coulomb e do atrito estático ($F_{ci} \leq g_{ssi}(\dot{y}) \leq F_{si}$).

Pode-se também reescrever a equação (6.3) na seguinte forma:

$$\dot{z}_{atr} = \dot{y} - A(z_{atr}, \dot{y}) z_{atr} \quad (6.9)$$

onde $A(z_{atr}, \dot{y})$ é uma matriz diagonal definida na equação (6.10):

$$A(z_{atr}, \dot{y}) = \text{diag} \left[\alpha_i(z_{atri}, \dot{y}_i) \frac{\sigma_{0i}}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} \text{sign}(\dot{y}_i) \dot{y}_i \right] \geq 0 \quad (6.10)$$

onde a função $\alpha_i(z_{atri}, \dot{y}_i)$ é calculada através das expressões (3.8), (3.9), (3.10) e (3.11) utilizando o valor do estado, z_{atri} .

Definindo uma matriz diagonal $\tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y})$, dada por:

$$\begin{aligned} \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) &= A(z_{atr}, \dot{y}) - \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) \\ \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) &= \text{diag} \left[\left(\alpha_i(z_{atri}, \dot{y}_i) \text{sign}(\dot{y}_i) - \hat{\alpha}_i(\hat{z}_{atri}, \dot{y}_i) m(\dot{y}_i) \right) \frac{\sigma_{0i} \dot{y}_i}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} \right] \end{aligned} \quad (6.11)$$

a dinâmica do vetor de erro de estimativa do estado interno do atrito, $\tilde{z}_{atr} (= z_{atr} - \hat{z}_{atr})$, pode ser calculada utilizando as expressões (6.6), (6.9) e (6.11), resultando em:

$$\dot{\tilde{z}}_{atr} = -\tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) \tilde{z}_{atr} - \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) \tilde{z}_{atr} + K_{obs} \bar{J} s_0 \quad (6.12)$$

Da mesma forma, o erro de estimativa da força de atrito, \tilde{f}_{atr} , pode ser escrito como:

$$\tilde{f}_{atr} = \Sigma_0 \tilde{z}_{atr} + \Sigma_1 \dot{\tilde{z}}_{atr} \quad (6.13)$$

Observação 6.1: Da equação (6.11) verifica-se que a matriz $\tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y})$ expressa o erro decorrente da suavização da função sinal, que é nulo para velocidades nulas e grandes velocidades, e limitado nos demais casos.

6.4 Controle de seguimento do subsistema mecânico

Nesta tese propõe-se uma lei de controle de seguimento do subsistema mecânico baseada na passividade (SLOTINE e LI, 1987), incluindo a compensação do atrito. Disso resulta:

$$f_{Hd} = (\bar{J}^T)^{-1} [H^*(q) \ddot{q}_r + C^*(q, \dot{q}) \dot{q}_r + G^*(q) - K_{P1} \tilde{q} - K_D s_0] + \hat{f}_{atr}(q, \dot{q}, \hat{z}_{atr}, \dot{\hat{z}}_{atr}) \quad (6.14)$$

onde K_{P1} e K_D são matrizes diagonais positivas definidas; \tilde{f}_H e \tilde{q} são respectivamente os vetores de erros de seguimento das trajetórias das forças hidráulicas e das coordenadas generalizadas das juntas, dados pelas equações (6.1) e (6.15); \dot{q}_r é um vetor que representa as

velocidades de referência das juntas , definido na equação (6.16); s_0 é um vetor de estado que representa uma média ponderada em cada junta do erro de seguimento da velocidade e da posição, conforme a equação (6.17); $\hat{f}_{atr}(q, \dot{q}, \hat{z}_{atr}, \dot{\hat{z}}_{atr})$ é o vetor das forças de atrito estimadas nos atuadores e calculadas a partir da observação do vetor \hat{z}_{atr} dos estados internos de deformações microscópicas.

$$\tilde{q} = q - q_d \quad (6.15)$$

$$\dot{q}_r = \dot{q}_d - \Lambda \tilde{q} \quad (6.16)$$

$$s_0 = \dot{q} - \dot{q}_r = \dot{\tilde{q}} + \Lambda \tilde{q} \quad (6.17)$$

sendo Λ uma matriz diagonal positiva definida.

Substituindo a equação (6.14) na equação (6.2) e utilizando as expressões (6.12) e (6.13), pode-se obter a equação (6.18), que expressa a dinâmica dos erros no subsistema mecânico do robô em função dos estados s_0 , \tilde{q} e \tilde{z}_{atr} .

$$H^*(q)\dot{s}_0 + [C^*(q, \dot{q}) + K_D]s_0 + K_{P1}\tilde{q} + \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z}_{atr} + \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{\tilde{z}}_{atr} = \bar{J}^T \tilde{f}_H \quad (6.18)$$

Escolhendo uma função candidata Lyapunov, conforme a equação (6.19), pode-se obter sua derivada na forma dada pela expressão (6.20). No último termo da equação (6.19), a escolha do produto $\Sigma_0 K_{obs}^{-1}$ permite o cancelamento de termos para obtenção da equação (6.20).

$$V_1(s_0, \tilde{q}, \tilde{z}_{atr}) = \frac{1}{2} s_0^T H^*(q) s_0 + \frac{1}{2} \tilde{q}^T K_{P1} \tilde{q} + \frac{1}{2} \tilde{z}_{atr}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{z}_{atr} \quad (6.19)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_1(s_0, \tilde{q}, \tilde{z}_{atr}) = & s_0^T \left[\frac{1}{2} \dot{H}^*(q) - C^*(q, \dot{q}) \right] s_0 - s_0^T [K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J}] s_0 + \\ & - \tilde{q}^T K_{P1} \Lambda \tilde{q} - \tilde{z}_{atr}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) \tilde{z}_{atr} + \\ & + s_0^T \bar{J}^T \tilde{f}_H + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) \tilde{z}_{atr} + \\ & + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) z_{atr} - \tilde{z}_{atr}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) z_{atr} \end{aligned} \quad (6.20)$$

A equação (6.20) pode ser simplificada através da utilização da Propriedade 2.4 apresentada no capítulo 2. Disso resulta a equação (6.21):

$$\begin{aligned}
\dot{V}_1(s_0, \tilde{q}, \tilde{z}_{atr}) = & -s_0^T [K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J}] s_0 + \\
& -\tilde{q}^T K_{p1} \Lambda \tilde{q} - \tilde{z}_{atr}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) \tilde{z}_{atr} + \\
& + s_0^T \bar{J}^T \tilde{f}_H + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) \tilde{z}_{atr} + \\
& + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) z_{atr} - \tilde{z}_{atr}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) z_{atr}
\end{aligned} \tag{6.21}$$

Esta expressão é usada na análise de estabilidade.

6.5 Controle de seguimento do subsistema hidráulico

Com o propósito de obter o seguimento de força no subsistema hidráulico da equação (6.4), propõe-se a lei de controle dos atuadores representada pelo vetor u e dada pela solução da equação (6.22). Esta utiliza a derivada do vetor f_{Hd} de forças hidráulicas desejadas, dado pela equação (6.14).

$$g_u(q, p_a, p_b, u) = -f_q(q, \dot{q}) + \dot{f}_{Hd} - K_p \tilde{f}_H - \bar{J} s_0 \tag{6.22}$$

onde K_p é uma matriz diagonal positiva definida; o vetor de sinais de controle u pode ser facilmente obtido utilizando a equação (2.28) que define a função $g_u(q, p_a, p_b, u)$.

Em seguida, pode-se combinar as equações (6.4), (6.22) e (6.1) de forma a obter a expressão (6.23) que representa a dinâmica do vetor dos erros de seguimento das trajetórias de forças hidráulicas em malha fechada.

$$\dot{\tilde{f}}_H = -K_p \tilde{f}_H - \bar{J} s_0 \tag{6.23}$$

O projeto da matriz de ganhos K_p é feito utilizando a função não negativa V_2 definida como:

$$V_2 = \frac{1}{2} \tilde{f}_H^T \tilde{f}_H \tag{6.24}$$

Empregando (6.23) obtém-se a derivada de (6.24) em relação ao tempo:

$$\dot{V}_2 = -\tilde{f}_H^T K_p \tilde{f}_H - \tilde{f}_H^T \bar{J} s_0 \tag{6.25}$$

Esta expressão é utilizada na análise de estabilidade.

6.6 Controlador em cascata do robô acionado hidraulicamente

O controlador em cascata do robô acionado hidraulicamente é uma combinação da lei de controle do seguimento do subsistema mecânico, dada pela equação (6.14), e o sinal de controle projetado para obter o seguimento de força no subsistema hidráulico, dado pela solução da equação (6.22).

Utilizando a equação (6.14), calcula-se a força hidráulica desejada para obter o seguimento de trajetória no subsistema mecânico.

No caso ideal em que os parâmetros do sistema são conhecidos, o sinal u é calculado utilizando-se as equações (6.22) e (2.28).

6.7 Análise da estabilidade

Nesta seção a estabilidade do sistema em malha fechada é provada através do método direto de Lyapunov.

Considere o sistema composto do robô acionado hidraulicamente junto com o observador para o atrito. O sistema em malha fechada decorrente da aplicação do controle em cascata sobre este sistema resulta em $\Omega = \{(6.2), (6.3), (6.4), (6.22), (6.14), (6.5), (6.6)\}$.

Teorema 6.1: Quando todos os parâmetros do sistema são conhecidos, dada uma condição inicial, os ganhos do controlador podem ser escolhidos de forma a obter a convergência dos erros de seguimento, $\tilde{q}(t)$ e $\tilde{\dot{q}}(t)$, para um conjunto residual R quando $t \rightarrow \infty$. O conjunto R depende das características de atrito e dos ganhos do controlador.

Prova: Considere a função candidata Lyapunov obtida a partir das funções não negativas definidas em (6.19) e (6.24):

$$V(s_0, \tilde{q}, \tilde{z}_{atr}, \tilde{f}_H) = V_1(s_0, \tilde{q}, \tilde{z}_{atr}) + V_2 \quad (6.26)$$

Esta expressão pode ser escrita como:

$$V = \frac{1}{2} \rho^T N_1 \rho \quad (6.27)$$

onde o vetor de erros de estado ρ e a matriz N_1 são definidos como:

$$\rho = [s_0^T \quad \tilde{q}^T \quad \tilde{z}_{atr}^T \quad \tilde{f}_H^T]^T \quad (6.28)$$

$$N_1 = \begin{bmatrix} H^* & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{P1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.29)$$

A derivada de (6.26) ao longo das trajetórias do sistema é obtida a partir de (6.21) e (6.25):

$$\begin{aligned} \dot{V}(s_0, \tilde{q}, \tilde{z}_{atr}, \tilde{f}_H) = & -s_0^T [K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J}] s_0 - \tilde{q}^T K_{P1} \Lambda \tilde{q} - \tilde{z}_{atr}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) \tilde{z}_{atr} + \\ & - \tilde{f}_H^T K_P \tilde{f}_H + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) \tilde{z}_{atr} + \\ & + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) z_{atr} - \tilde{z}_{atr}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) z_{atr} \end{aligned} \quad (6.30)$$

A equação (6.30) pode ser escrita na forma matricial como:

$$\dot{V} = -\rho^T N_2 \rho + \rho^T D \quad (6.31)$$

onde a matriz N_2 e o vetor perturbação D são dados por:

$$N_2 = \begin{bmatrix} K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} & 0 & \frac{1}{2} \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) & 0 \\ 0 & K_{P1} \Lambda & 0 & 0 \\ \frac{1}{2} \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_P \end{bmatrix} \quad (6.32)$$

$$D = \left[(\bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) z_{atr})^T \quad 0^T \quad (-\Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y}) z_{atr})^T \quad 0^T \right]^T \quad (6.33)$$

A matriz N_2 é formada a partir das características do atrito nos atuadores (definidas por Σ_0 , Σ_1 e $\hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y})$), da matriz Jacobiana dos atuadores \bar{J} , dos ganhos do controlador (K_D , Λ , K_{P1} , K_P) e dos ganhos do observador de atrito (K_{obs}).

A matriz N_2 é dependente do estado, pois as matrizes diagonais \bar{J} e $\hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y})$ são dependentes das variáveis do sistema.

A matriz Σ_1 é diagonal positiva definida (veja expressão (3.18)) e os ganhos do observador de atrito são escolhidos tal que K_{obs} é positiva definida (expressão (6.6)). Desta forma o termo $\bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J}$ resulta em uma matriz positiva definida. Como $K_D > 0$, $K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} > 0$.

A matriz Jacobiana dos atuadores \bar{J} foi definida na seção 2.4 e suas componentes são calculadas a partir da equação (2.14) como uma função das variáveis de junta. Da observação 2.1 verifica-se que as componentes \bar{J}_i são limitadas.

A matriz diagonal $\hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y})$ definida na equação (6.7), é nula no regime de atrito estático nos atuadores ($\dot{y} = 0$) e definida positiva fora deste regime ($\dot{y} \neq 0$) (veja observação 3.1 no capítulo 3).

Para $\dot{y} \neq 0$, utilizando o teorema de Gershgorin (SLOTINE e LI, 1991) verifica-se que N_2 é positiva definida nas seguintes condições:

$$i) \left| \sigma_{0i} K_{obsi}^{-1} \hat{A}_i(\hat{z}_{atri}, \dot{y}_i) \right| > \left| \frac{1}{2} \bar{J}_i \sigma_{li} \hat{A}_i(\hat{z}_{atri}, \dot{y}_i) \right|, \text{ para } i = 1, n.$$

onde σ_{0i} , K_{obsi} , $\hat{A}_i(\hat{z}_{atri}, \dot{y}_i)$ e σ_{li} são as componentes das matrizes diagonais Σ_0 , K_{obs} , $\hat{A}(\hat{z}_{atr}, \dot{y})$ e Σ_1 , respectivamente. Considerando o sinal destas componentes, obtém-se

$$K_{obsi} < 2 \frac{\sigma_{0i}}{\sigma_{li} |\bar{J}_i|} \quad (6.34)$$

Como $|\bar{J}_i|$ é limitada, o ganho K_{obs} pode ser escolhido de forma a satisfazer a condição dada pela equação (6.34).

$$ii) \left| K_{Di} + \bar{J}_i^2 \sigma_{li} K_{obsi} \right| > \left| \frac{1}{2} \bar{J}_i \sigma_{li} \hat{A}_i(\hat{z}_{atri}, \dot{y}_i) \right|, \text{ para } i = 1, n.$$

onde K_{Di} é a componente da matriz diagonal K_D . Disto resulta,

$$\left| K_{Di} + \bar{J}_i^2 \sigma_{li} K_{obsi} \right| > \frac{1}{2} |\bar{J}_i| \sigma_{li} \hat{A}_i(\hat{z}_{atri}, \dot{y}_i) \quad (6.35)$$

Da expressão (6.7) verifica-se que $\hat{A}_i(\hat{z}_{atr}, \dot{y}_i)$ cresce com o crescimento de \dot{y}_i .

Considere que exista uma velocidade máxima $\dot{y}_{i\max}$. Disto resulta um valor máximo $\hat{A}_{i\max} = \hat{A}_i(\hat{z}_{atr i}, \dot{y}_{i\max})$ e, assim, escolhendo $K_{obs i}$ de acordo com a expressão (6.34), pode-se sintonizar K_{Di} de forma a satisfazer a condição dada pela expressão (6.36).

$$\left| K_{Di} + \bar{J}_i^2 \sigma_{li} K_{obs i} \right| > \frac{1}{2} \left| \bar{J}_i \right| \sigma_{li} \hat{A}_{i\max} \quad (6.36)$$

Satisfeitas as condições (6.34) e (6.36), a matriz N_2 resulta uniformemente positiva definida, ou seja:

$$N_2 \geq \alpha I \quad \forall t \geq 0 \quad (6.37)$$

onde α é uma constante dada por:

$$\alpha = \inf_{t \in [0, T]} \lambda_{\min}(N_2), \quad \forall T \geq 0 \quad (6.38)$$

Utilizando a expressão (6.37) em (6.31) e empregando o teorema de Rayleigh-Ritz, pode-se escrever que:

$$\dot{V} \leq -\alpha \|\rho\|^2 + \|\rho\| \|D(\rho)\| \quad (6.39)$$

Como o vetor de estados z_{atr} é limitado (veja Propriedade 3.1) e os elementos da matriz $\tilde{A}(z_{atr}, \hat{z}_{atr}, \dot{y})$ são limitados (veja Observação 6.1), a perturbação $D(\rho)$ tem um limite superior, ou seja $\|D(\rho)\| \leq \bar{D}$. Logo:

$$\dot{V} \leq -\alpha \|\rho\|^2 + \bar{D} \|\rho\| \quad (6.40)$$

A condição para que \dot{V} seja negativa é

$$\|\rho\| > \frac{\bar{D}}{\alpha} \quad (6.41)$$

A matriz N_1 definida em (6.29) é dependente do estado uma vez que a matriz de inércia modificada $H^*(q)$ é função da configuração. Pela propriedade (2.3) essa matriz tem um limite superior \bar{N}_1 dado por:

$$\bar{N}_1 = \begin{bmatrix} \lambda_M^* I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{p1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.42)$$

onde $\lambda_M^* (< \infty)$ são os valores máximos dos autovalores estritamente positivos de $H^*(q)$ para todas configurações do vetor q .

Com isso, de (6.27) resulta:

$$V \leq \frac{1}{2} \rho^T \bar{N}_1 \rho \leq \frac{1}{2} \lambda_{\max}(\bar{N}_1) \|\rho\|^2 \quad (6.43)$$

A condição para a derivada de V ser negativa, estabelecida em (6.41), empregada em (6.43) permite verificar que a função V é limitada por um valor constante na região em que sua derivada é negativa. As expressões (6.27) e (6.41) mostram que $\|\rho\|$ tende para um conjunto residual que depende de \bar{D} e de α quando $t \rightarrow \infty$. Em conseqüência cada componente do vetor de erros tende para um conjunto residual. Isto significa que o vetor da medida do erro de velocidade $s_0(t)$ tende para um conjunto residual. Este erro pode ser interpretado como uma entrada de um filtro de primeira ordem dado pela equação (6.17), e baseando-se nesta interpretação pode-se concluir que os erros de seguimento $\tilde{q}(t)$ e $\dot{\tilde{q}}(t)$ tendem para um conjunto residual quando $t \rightarrow \infty$. ■

Observação 6.2: Como $\dot{\tilde{q}}(t)$ tende para um conjunto residual e, portanto, é limitado, da equação (2.16) conclui-se que o erro das velocidades dos atuadores $\dot{\tilde{y}}(t) = \dot{y}(t) - \dot{y}_d(t)$ é limitado. Em conseqüência, para velocidades desejadas limitadas o vetor velocidade dos atuadores $\dot{y}(t)$ é limitado. Assim, em cada atuador, existe uma velocidade máxima $\dot{y}_{i\max}$ decorrente das características dinâmicas do sistema em malha fechada e das condições iniciais.

Observação 6.3: Da observação 6.2 fica claro que as condições iniciais devem ser tais que a condição (6.36) seja satisfeita. Portanto, o resultado estabelecido no teorema 6.1 depende das condições iniciais.

Observação 6.4: A velocidade máxima é uma característica construtiva de cada atuador.

Observação 6.5: O limite superior da perturbação (\bar{D}), definido a partir da equação (6.33), depende das características do atrito e da aproximação da função sinal empregada. Mais especificadamente, \bar{D} depende da rigidez das deformações elásticas (Σ_0) e do amortecimento associado à taxa de variação das deformações microscópicas (Σ_1), definidas no modelo LuGre, e da aproximação da função sinal. O valor de α definido na equação (6.38) depende dos ganhos do controlador. Portanto, o conjunto residual depende das características de atrito associadas às deformações microscópicas, da suavização da função sinal e dos ganhos do controlador.

Observação 6.6: O resultado do teorema 6.1, detalhado na observação 6.5 é coerente com os resultados obtidos empregando um controlador em cascata sem compensar o atrito. Para este caso é possível demonstrar que os erros de seguimento tendem para um conjunto residual que depende diretamente da força de atrito e dos ganhos do controlador (MACHADO, 2003).

Observação 6.7: Das observações 6.5 e 6.6 verifica-se que o conjunto residual dos erros de seguimento pode ser reduzido através da compensação de atrito proposta nesta tese, mediante o projeto adequado dos ganhos do controlador e da suavização da função sinal.

A validação experimental destes resultados é apresentada no capítulo 8.

Antes disso, no capítulo seguinte descreve-se o manipulador robótico acionado hidráulicamente utilizado nos testes experimentais.

7 BANCADA DE TESTES DO ROBÔ HIDRÁULICO

Com o objetivo de implementar e validar experimentalmente os algoritmos de controle desenvolvidos, construiu-se um robô manipulador acionado hidráulicamente, cujos principais componentes e características são descritos neste capítulo.

A Figura 7.1 mostra uma vista em perspectiva da bancada de testes do manipulador robótico. O manipulador possui dois graus de liberdade e uma estrutura cinemática do tipo RR (duas juntas rotativas). É fixo em uma bancada própria, podendo ser montado na vertical (como mostrado na Figura 7.1) ou na horizontal para realização de testes sem a influência dos torques gravitacionais nas juntas.

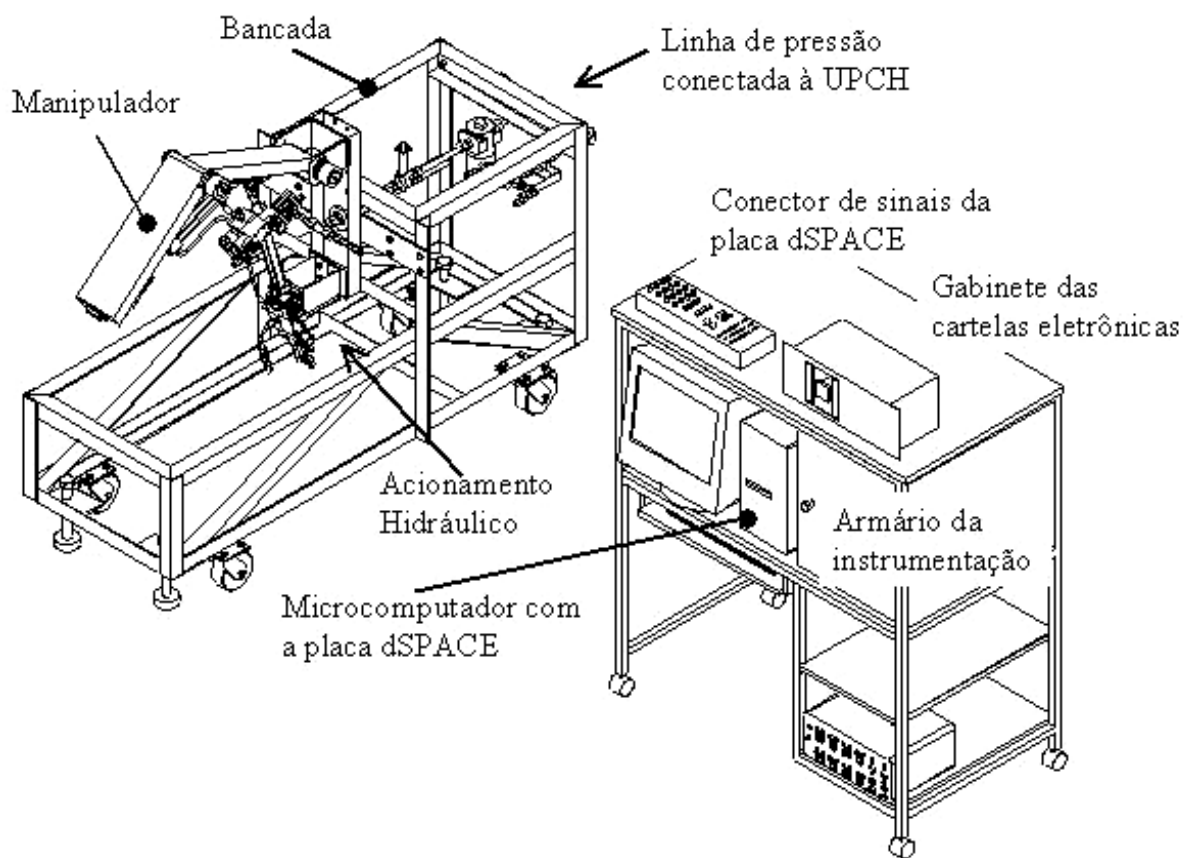


Figura 7.1 - Desenho em perspectiva da bancada do manipulador robótico acionado hidráulicamente.

Nas seções seguintes descreve-se o mecanismo, o acionamento hidráulico e o sistema de controle, incluindo-se as estimativas de cada um dos parâmetros utilizados no projeto e no modelo do manipulador robótico acionado hidráulicamente.

7.1 Descrição do mecanismo e de seus parâmetros

O braço do mecanismo, mostrado na Figura 7.2, é composto pela base, pelo elo 1 e pelo elo 2, ambos construídos em estrutura tipo casca de aço a partir de perfis em forma de U. Os elos são interligados pelas juntas rotativas 1 e 2, constituídas de mancais de rolamentos de esferas de contato angular. A metodologia para o projeto mecânico do robô é apresentada em WARNECKE et al. (1999).

Os movimentos dos elos 1 e 2 são representados pelas variáveis de junta q_1 e q_2 , cujos valores podem ser medidos através dos encoders incrementais. As forças necessárias para a movimentação dos elos são fornecidas pelos atuadores hidráulicos diferenciais, cujas hastes possuem deslocamentos lineares y_1 e y_2 .

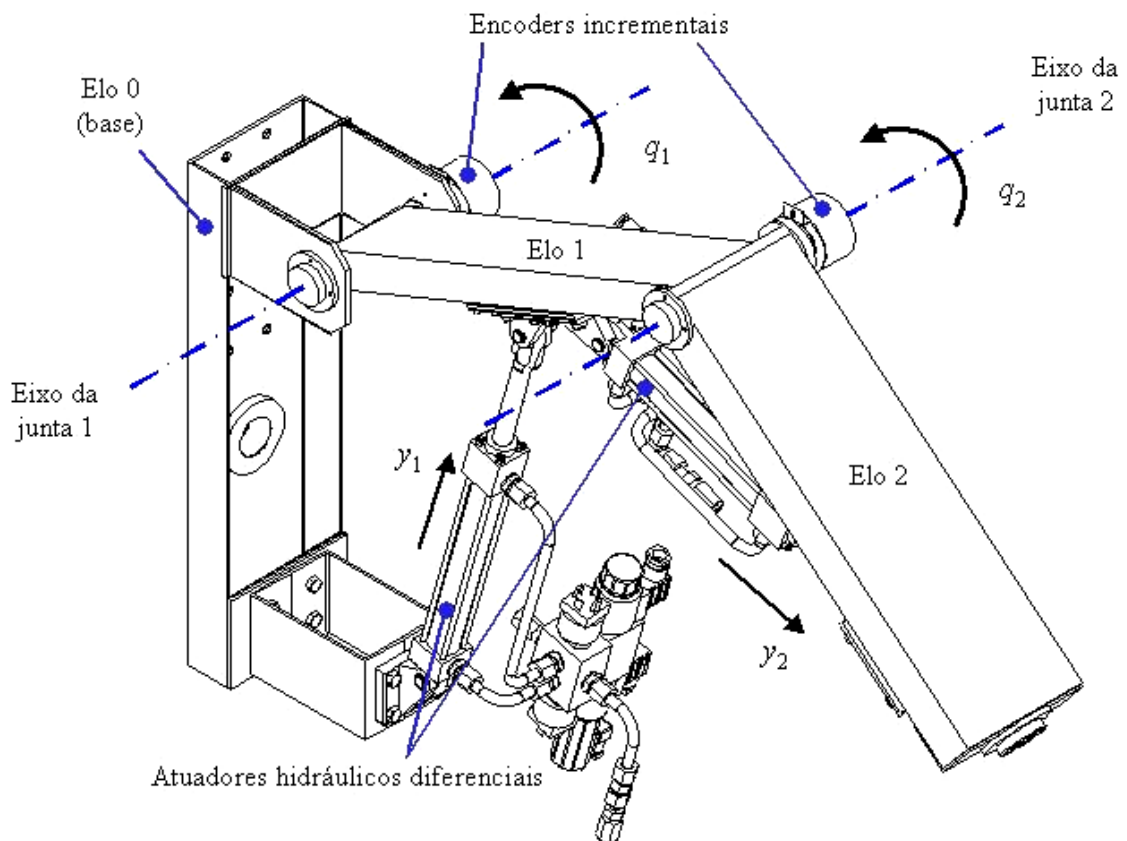


Figura 7.2 - Desenho em perspectiva do mecanismo do manipulador robótico acionado hidráulicamente.

O comportamento dinâmico do mecanismo do robô acionado hidráulicamente é representado pelas equações do equilíbrio dinâmico (7.1) e da dinâmica do estado de atrito (7.2), conforme a formulação apresentada no capítulo 3. Na seqüência, são descritas as matrizes e os parâmetros para o subsistema mecânico do robô utilizado nos testes experimentais.

$$H^*(q) \ddot{q} + C^*(q, \dot{q}) \dot{q} + \tau_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr}, \dot{z}_{atr}) + G^*(q) = \bar{J}^T f_H \quad (7.1)$$

$$\dot{z}_{atr} = h_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr}) \quad (7.2)$$

A matriz de inércia modificada $H^*(q) = [H(q) + \bar{J}^T M \bar{J}]$ é composta pela matriz de inércia $H(q)$ do manipulador rígido e pela parcela de inércia dos atuadores ($\bar{J}^T M \bar{J}$), cujas matrizes são dadas pelas expressões (7.3) e (7.4). A matriz \bar{J} é definida neste trabalho como matriz Jacobiana do atuador e é dada pelas equações (2.14) e (2.15) do capítulo 2.

$$H(q) = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \quad (7.3)$$

onde:

$$H_{11} = I_{l1} + m_{l1} l_1^2 + I_{l2} + m_{l2} (a_1^2 + l_2^2 + 2a_1 l_2 \cos(q_2)) + m (a_1^2 + a_2^2 + 2a_1 a_2 \cos(q_2))$$

$$H_{12} = I_{l2} + m_{l2} (l_2^2 + a_1 l_2 \cos(q_2)) + m (a_2^2 + a_1 a_2 \cos(q_2))$$

$$H_{21} = H_{12}$$

$$H_{22} = I_{l2} + m_{l2} l_2^2 + m a_2^2$$

$$M = \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \quad (7.4)$$

Os parâmetros a_1 e a_2 representam os comprimentos dos elos e podem ser descritos conforme a convenção de Denavit-Hartenberg na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 - Parâmetros cinemáticos da convenção de Denavit-Hartenberg para a estrutura do manipulador robótico.

Elo i	a_i	α_i	d_i	θ_i
1	$a_1 = 0,5 \text{ m}$	0	0	q_1
2	$a_2 = 0,5 \text{ m}$	0	0	q_2

Os elos possuem respectivamente as massas m_{l1} e m_{l2} , cujas posições dos centros de massa são dadas por l_1 e l_2 , além de possuírem os valores I_{l1} e I_{l2} como momentos de inércia em relação aos respectivos centros de massa. M_1 e M_2 são as massas inerciais deslocadas nos atuadores 1 e 2. Considera-se uma carga de massa m localizada na extremidade do elo 2. A

Tabela 7.2 apresenta os valores dos parâmetros inerciais e a Figura 7.3 mostra uma vista lateral do mecanismo com a indicação dos principais parâmetros.

Tabela 7.2 - Parâmetros inerciais do manipulador robótico acionado hidráulicamente.

Inércia do robô	Elo 1	Elo 2	Comentários
Massa do elo i (m_{li})	$m_{l1} = 11,45$ kg	$m_{l2} = 5,04$ kg	Medição direta
Distância do centro de massa do elo i até o eixo de sua junta (l_i)	$l_1 = 0,253$ m	$l_2 = 0,248$ m	Medição indireta
Momento de inércia do elo i (I_{li}) em relação ao centro de massa	$I_{l1} = 1,4$ kg m ²	$I_{l2} = 0,433$ kg m ²	Medição indireta: método prático do pêndulo (SHIGLEY e UICKER, 1995; RAMIREZ, 2003)
Inércia do atuador	Atuador 1	Atuador 2	
Massa deslocada no atuador i (M_i)	$M_1 = 0,9$ kg	$M_2 = 0,8$ kg	Cálculo de estimativa, inclui as massas do êmbolo, da haste e do volume médio de fluido deslocado.
Inércia da carga	$m = 5,477$ kg		Medição direta

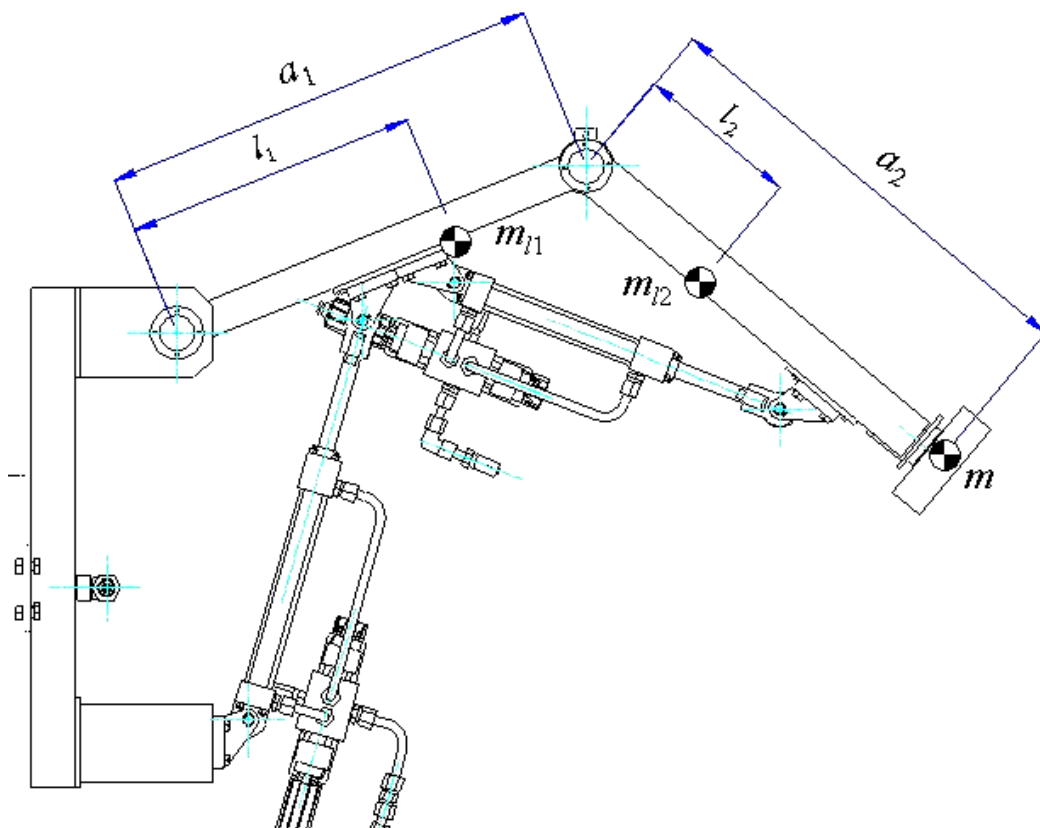


Figura 7.3 – Vista lateral do mecanismo do manipulador robótico acionado hidráulicamente com a indicação de parâmetros.

As relações cinemáticas entre os deslocamentos lineares das hastes dos atuadores e as rotações dos elos foram deduzidas conforme a metodologia apresentada na seção 2.4 e são definidas por parâmetros de localização do atuador em relação aos sistemas de referência da convenção de Denavit-Hartenberg. Tais parâmetros são mostrados na Figura 7.4 e seus valores são dados na Tabela 7.3.

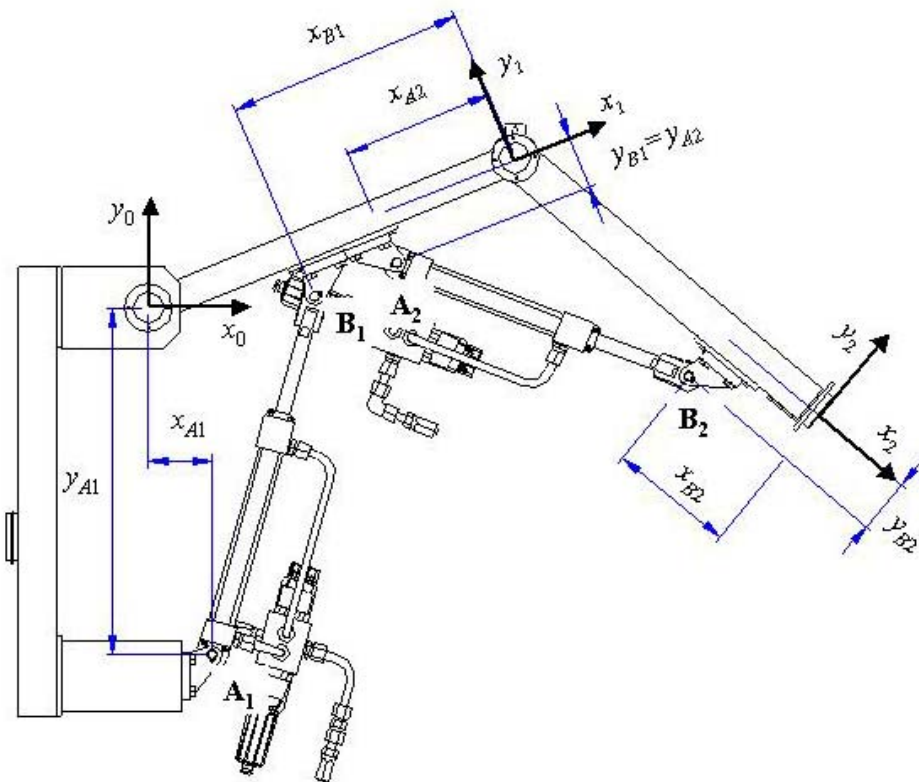


Figura 7.4 – Vista lateral do mecanismo do manipulador robótico com a indicação dos parâmetros de localização dos atuadores hidráulicos.

Tabela 7.3 - Parâmetros de localização dos atuadores em relação à estrutura do manipulador robótico.

Parâmetro	Atuador 1	Atuador 2	Comentários
Posição do ponto A_i	$x_{A1} = 0,094$ m $y_{A1} = -0,440$ m	$x_{A2} = -0,188$ m $y_{A2} = -0,066$ m	Projeto e construção
Posição do ponto B_i	$x_{B1} = -0,300$ m $y_{B1} = -0,066$ m	$x_{B2} = -0,115$ m $y_{B2} = -0,071$ m	Projeto e construção
Distância entre os pontos A_i e B_i para o êmbolo posicionado no meio do curso	$L_{31} = 0,470$ m	$L_{32} = 0,405$ m	Dados de catálogo e conferência após montagem

A partir dos parâmetros dados pela Tabela 7.3 é possível calcular vários parâmetros construtivos necessários na determinação das relações cinemáticas entre os atuadores e os elos do manipulador robótico, inclusive no cálculo dos elementos da matriz diagonal \bar{J} . Vide Tabela 7.4.

Tabela 7.4 - Parâmetros cinemáticos calculados e utilizados na relação de transmissão entre os atuadores e a estrutura do manipulador robótico.

Parâmetro	Atuador 1	Atuador 2	Comentários
Ângulos construtivos φ_{1i} e φ_{2i}	$\varphi_{11} = -1,360$ rad $\varphi_{21} = -0,319$ rad	$\varphi_{12} = -2,804$ rad $\varphi_{22} = -0,182$ rad	Equações (2.7) e (2.8)
$\Delta\varphi_i$	$\Delta\varphi_1 = -1,042$ rad	$\Delta\varphi_2 = -2,622$ rad	Equação (2.13)
Distância entre o ponto A_i e o eixo da junta	$L_{11} = 0,450$ m	$L_{12} = 0,199$ m	Equação (2.11)
Distância entre o ponto B_i e o eixo da junta	$L_{21} = 0,211$ m	$L_{22} = 0,392$ m	Equação (2.12)

A matriz de Coriolis modificada $C^*(q, \dot{q}) = [C(q, \dot{q}) + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}}]$ é composta pela parcela proveniente do modelo do robô rígido e pela parcela produzida pelos atuadores ($\bar{J}^T M \dot{\bar{J}}$);

$$C(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} h \dot{q}_2 & h (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \\ -h \dot{q}_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

onde:

$$h = -(m_{12} l_2 + m a_2) a_1 \sin(q_2)$$

A terceira parcela da equação (7.1) do equilíbrio dinâmico do robô, $\tau_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr}, \dot{z}_{atr}) = \bar{J}^T f_{atr}$, é o vetor de torques gerados pelas forças de atrito (f_{atr}) nos atuadores, as quais podem ser escritas na seguinte forma matricial:

$$f_{atr} = \Sigma_0 z_{atr} + \Sigma_1 \dot{z}_{atr} + \Sigma_2 \dot{y} \quad (7.6)$$

onde Σ_0 , Σ_1 e Σ_2 são matrizes diagonais dadas pelas equações (7.7), (7.8) e (7.9), as quais contém respectivamente os parâmetros dinâmicos de coeficiente de rigidez (σ_{0i}) e coeficiente de amortecimento (σ_{1i}) das microdeformações, e o parâmetro estático de amortecimento viscoso (σ_{2i}) entre as superfícies em atrito no atuador i .

$$\Sigma_0 = \begin{bmatrix} \sigma_{01} & 0 \\ 0 & \sigma_{02} \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

$$\Sigma_1 = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & 0 \\ 0 & \sigma_{12} \end{bmatrix} \quad (7.8)$$

$$\Sigma_2 = \begin{bmatrix} \sigma_{21} & 0 \\ 0 & \sigma_{22} \end{bmatrix} \quad (7.9)$$

As duas primeiras parcelas do cálculo da força de atrito nos atuadores, dado pela equação (7.6), dependem da dinâmica interna do atrito, a terceira parcela representa a força de atrito viscoso e é diretamente proporcional ao vetor de velocidades \dot{y} dos atuadores. Os elementos do vetor $h_{atr}(q, \dot{q}, z_{atr})$, mostrado na equação (7.2), são funções dadas pela equação (3.18) que representam a dinâmica do estado interno $z_{atr\ i}$ do atrito em cada atuador i e que englobam a função $g_{ssi}(\dot{y}_i)$, dada pela equação (3.12) e que descreve parte das características do atrito em regime permanente.

Os parâmetros de atrito para os atuadores hidráulicos diferenciais são determinados experimentalmente conforme o procedimento descrito na seção 3.4, onde a bancada de testes utilizada para o ensaio dos atuadores é mostrada na Figura 3.9 e os experimentos realizados na temperatura de 40°C e com pressão de suprimento de 30 bar . A Figura 7.5 mostra o gráfico do mapa estático de atrito determinado através de experimentos em regime permanente para o atuador hidráulico diferencial 1 e a Figura 7.6 para o atuador hidráulico diferencial 2. A Tabela 7.5 apresenta os valores dos quatro parâmetros estáticos obtidos através do mapa estático de atrito para cada um dos atuadores.

Tabela 7.5 - Parâmetros estáticos do modelo de atrito nos atuadores.

Característica de atrito	Atrito estático	Atrito de Coulomb	Atrito viscoso	Velocidade de Stribeck
Atuador 1	F_{S1} (N)	F_{C1} (N)	σ_{21} (Ns/m)	\dot{y}_{S1} (m/s)
$\dot{y}_1 > 0$	150	90,3	105,15	0,041
$\dot{y}_1 < 0$	140	46,3	125,41	0,031
Atuador 2	F_{S2} (N)	F_{C2} (N)	σ_{22} (Ns/m)	\dot{y}_{S2} (m/s)
$\dot{y}_2 > 0$	135	38,4	144,7	0,025
$\dot{y}_2 < 0$	160	82,7	85,1	0,025

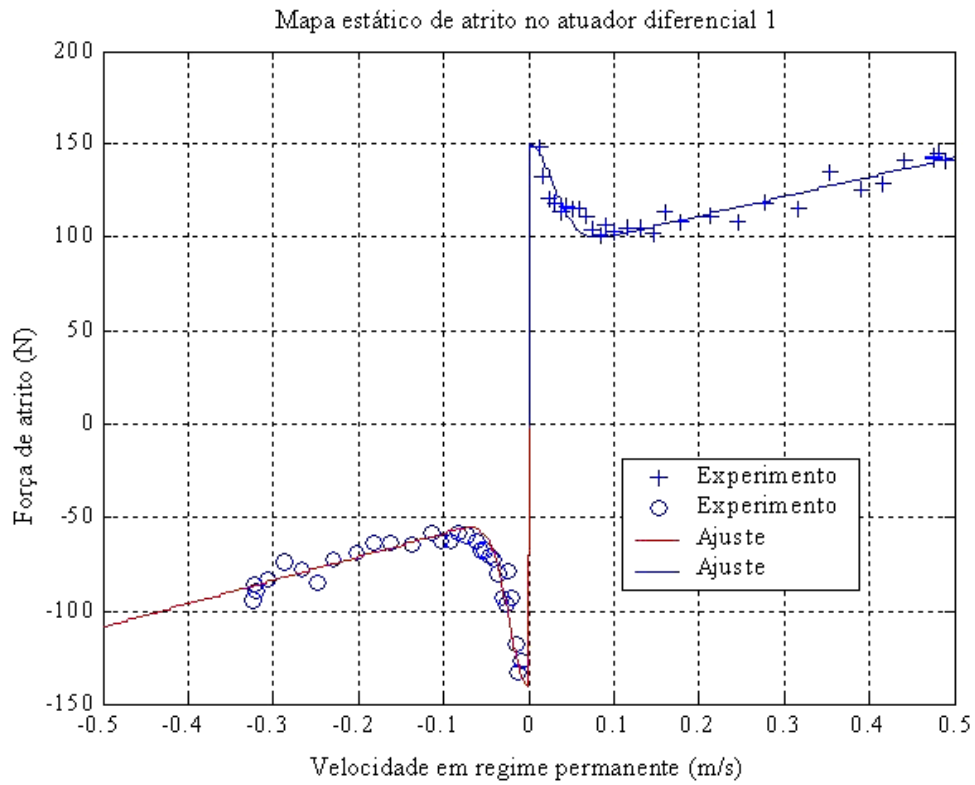


Figura 7.5 – Mapa estático de atrito determinado experimentalmente para o atuador diferencial 1.

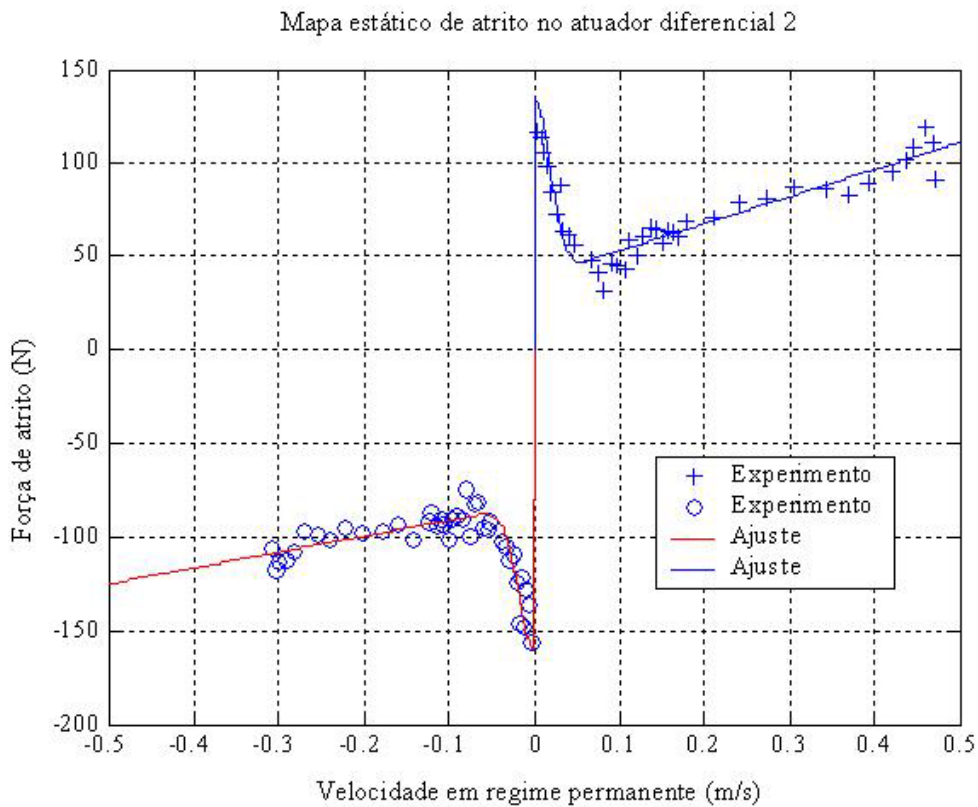


Figura 7.6 – Mapa estático de atrito determinado experimentalmente para o atuador diferencial 2.

Os parâmetros dinâmicos (σ_{oi} e σ_{1i}) e os valores das microdeformações de quebra (z_{ba1} e z_{ba2}) são estimados conforme o procedimento descrito na seção 3.4. A Tabela 7.6 apresenta os valores adotados para os parâmetros dinâmicos do atrito nos atuadores.

Tabela 7.6 - Parâmetros dinâmicos do modelo de atrito nos atuadores.

Característica de atrito	Coefficiente de rigidez das microdeformações	Coefficiente de amortecimento associado à taxa de variação das microdeformações	Deslocamento da força de quebra
Atuador 1	σ_{01} (N/m)	σ_{11} (Ns/m)	z_{ba1} (m)
$\dot{y}_1 > 0$	$0,5 \times 10^6$	127,237	90,3 μm
$\dot{y}_1 < 0$	$0,5 \times 10^6$	49,575	46,3 μm
Atuador 2	σ_{02} (N/m)	σ_{12} (Ns/m)	z_{ba2} (m)
$\dot{y}_2 > 0$	$0,5 \times 10^6$	46,016	19,2 μm
$\dot{y}_2 < 0$	$0,5 \times 10^6$	72,836	82,7 μm

A quarta parcela da equação (7.1) do equilíbrio dinâmico do robô é o vetor de torques gravitacionais modificado $G^*(q) = [\bar{J}^T f_G + G(q)]$, composto pelo vetor de torques gravitacionais do robô rígido e pela componente gravitacional dos atuadores ($\bar{J}^T f_G$). A partir da combinação das equações (2.19), (2.20) e (2.10), pode-se escrever as contribuições gravitacionais do robô e dos atuadores na forma das equações (7.10) e (7.11).

$$G(q) = \begin{bmatrix} (m_{l1} l_1 + (m_{l2} + m) a_1) g \cos(q_1) + (m_{l2} l_2 + m a_2) g \cos(q_1 + q_2) \\ (m_{l2} l_2 + m a_2) g \cos(q_1 + q_2) \end{bmatrix} \quad (7.10)$$

$$f_G = \begin{bmatrix} g M_1 \frac{L_{21} \sin(q_1 + \varphi_{21}) - L_{11} \sin(\varphi_{11})}{\sqrt{L_{11}^2 + L_{21}^2 - 2|L_{11}||L_{21}|\cos(q_1 - \Delta\varphi_1)}} \\ g M_2 \frac{L_{22} \sin(q_1 + q_2 + \varphi_{22}) - L_{12} \sin(\varphi_{12} + q_1)}{\sqrt{L_{12}^2 + L_{22}^2 - 2|L_{12}||L_{22}|\cos(q_2 - \Delta\varphi_2)}} \end{bmatrix} \quad (7.11)$$

7.2 Descrição do acionamento e de seus parâmetros

O acionamento hidráulico compõe-se de cilindros diferenciais de dupla ação conectados através de tubos rígidos em válvulas proporcionais direcionais de quatro vias, ambos

especificados de acordo com a metodologia apresentada em FURST (2001) e DE NEGRI e FURST (2002). O fluido hidráulico é fornecido por uma Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH) sob condições de vazão e pressão especificadas. A Figura 7.7 mostra uma vista em perspectiva do acionamento hidráulico utilizado no manipulador robótico de testes.

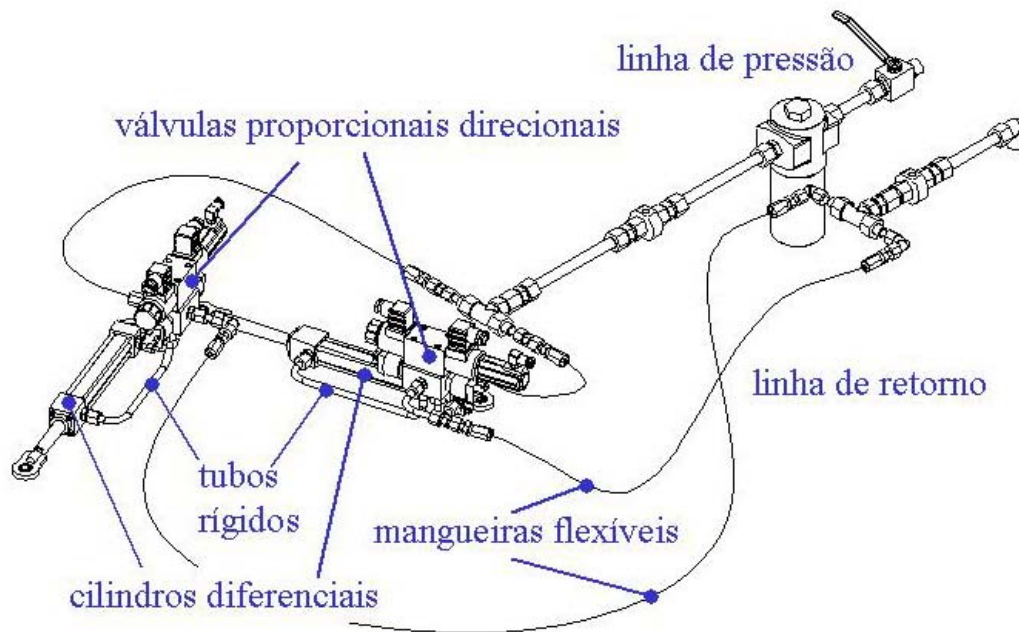


Figura 7.7 - Desenho em perspectiva do sistema de acionamento hidráulico do manipulador robótico.

A Tabela 7.7 apresenta as especificações técnicas dos cilindros hidráulicos utilizados nos atuadores das juntas 1 e 2.

Tabela 7.7 – Especificações técnicas dos cilindros hidráulicos diferenciais.

Fabricante	BOSCH REXROTH
Modelo	CDT3MP5/25/18/200/Z1X/B1CHDTWW (atuador 1) CDT3MP5/25/18/150/Z1X/B1CHDTWW (atuador 2)
Área embolo	$A_{11}=A_{12}= 4,91 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Área anular	$A_{21}=A_{22}= 2,54 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Curso da haste	0,2 m (atuador 1, $y_{1max}= 0,1 \text{ m}$, $y_{1min}= -0,1 \text{ m}$) 0,15 m (atuador 2, $y_{2max}= 0,075 \text{ m}$, $y_{2min}= -0,075 \text{ m}$)
Pressão máxima	210 bar
Velocidade máxima da haste	0,5 m/s
Rosca das conexões	G $\frac{1}{4}$ (BSP paralela, conforme ISO 1179-1/ DIN 259)
Tipo de fixação	Orelha articulada CGKA 12 (ISO 8133/ DIN 24555)

Através das válvulas proporcionais de controle direcional é possível controlar a vazão de fluido hidráulico que entra e sai nas câmaras dos cilindros. As válvulas utilizadas são assimétricas e possuem a relação entre as vazões nos orifícios na mesma proporção da relação entre as áreas dos cilindros diferenciais. A Tabela 7.8 mostra as características e as especificações técnicas da válvula utilizada e das cartelas eletrônicas amplificadoras. Utilizando-se as regulagens da cartela eletrônica no padrão de fábrica, são identificadas experimentalmente as constantes hidráulicas (conforme ISO 6404, de forma análoga ao descrito no Apêndice A, seção A.11) e dos parâmetros da zona morta (vide capítulo 5).

Tabela 7.8 – Especificações técnicas das válvulas proporcionais de controle direcional.

Fabricante	BOSCH REXROTH
Modelo	4WRE6E1-08-2X/G24K4/V(atuadores 1 e 2)
Coeficiente de vazão	$k_a = 2 \quad k_b = 2 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{s}/\text{V}/\text{Pa}^{1/2}$ (veja procedimentos Apêndice A)
Zona morta	$offset = 0,1 \text{ V}, zme = -1 \text{ V}, zmd = 1 \text{ V}$ (veja metodologia de identificação no capítulo 5)
Vazão nominal com $\Delta p = 10 \text{ bar}$	8 litros/minuto $Q_b = Q_a/2$ (válvula assimétrica)
Vazão máxima	80 litros/minuto
Sinal de controle	$\pm 10 \text{ V}$
Tensão de Alimentação	24 VDC
Sinal LVDT carretel	$\pm 10 \text{ V}$
Cartela eletrônica amplificadora	VT-VRPA2-1-1X/V0/T1
Placa de ligação TN6	Tipo G 341/01 (G ^{1/4}) (furação conforme DIN 24 340 / ISO 4401)

O fluido hidráulico utilizado é um óleo mineral, cujas principais características encontram-se na Tabela 7.9. Outros parâmetros importantes no subsistema hidráulicos também são incluídos nesta tabela, tais como os valores dos volumes compreendidos entre os êmbolos e os orifícios das válvulas.

Tabela 7.9 – Principais características e parâmetros relacionados ao subsistema hidráulico.

Fluido hidráulico	Óleo mineral (DIN 51 524)
Módulo de elasticidade	$\beta = 10^9$ Pa
Massa específica	$\rho = 850$ kg/m ³
Pressão suprimento	$p_s = 30$ bar
Volume das câmaras com êmbolo na posição central ($y_i = 0$) (inclui o volume das tubulações)	$V_{101} = 5,35 \times 10^{-5}$ m ³ (câmara 1, atuador 1) $V_{201} = 3,60 \times 10^{-5}$ m ³ (câmara 2, atuador 1) $V_{102} = 4,15 \times 10^{-5}$ m ³ (câmara 1, atuador 2) $V_{202} = 2,93 \times 10^{-5}$ m ³ (câmara 2, atuador 2)
Temperatura	40 °C

7.3 Descrição do sistema de controle

O sistema de controle inclui os sensores de medição dos ângulos de junta e sensores de pressão nas câmaras dos cilindros, cujos sinais são enviados para uma placa dSPACE DS1104 onde é implementado o algoritmo de controle. Os sinais de controle gerados pelo algoritmo são então enviados para os circuitos eletrônicos (denominados comercialmente como cartelas eletrônicas) das válvulas. A Figura 7.8 fornece uma visão geral dos componentes deste sistema e do fluxo de sinais.

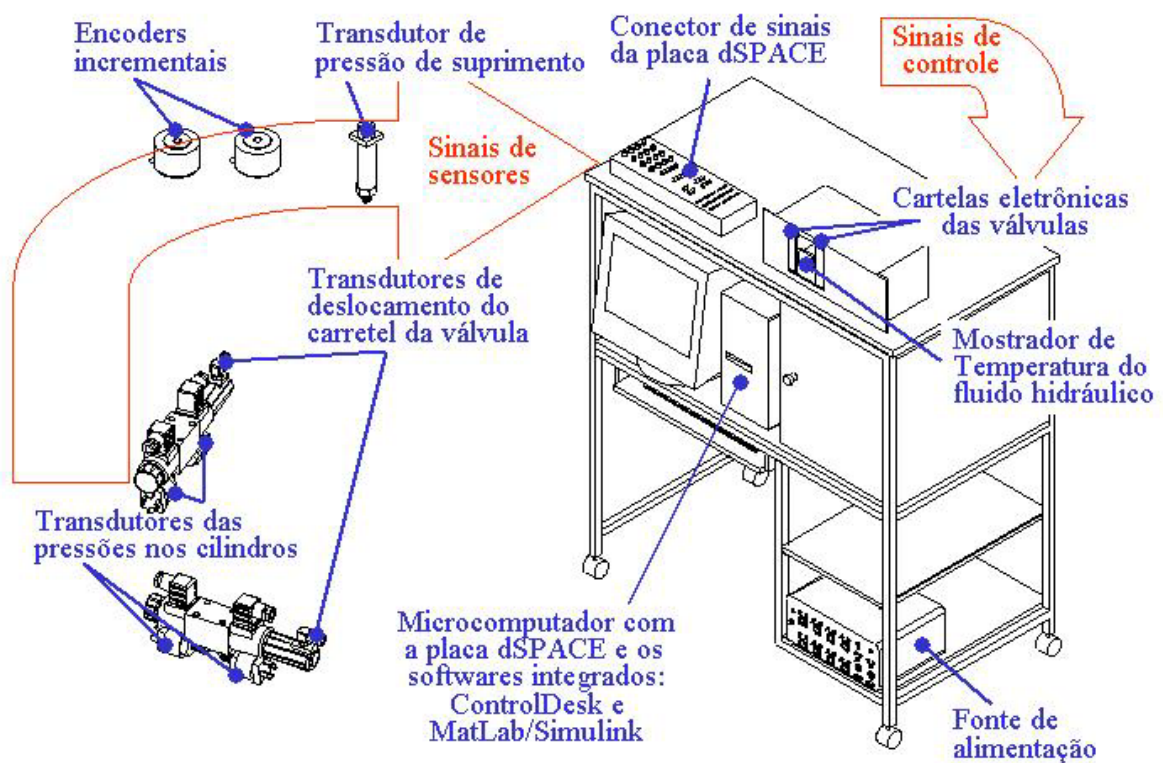


Figura 7.8 - Desenho em perspectiva do sistema de controle do manipulador robótico acionamento hidráulico.

A DS1104 é uma placa projetada para desenvolvimento de controladores multivariáveis de alta velocidade e para testes em tempo real em aplicações tais como de robótica, de atuadores elétricos, pneumáticos e hidráulicos, de controle de veículos, de controle ativo de vibração, e é também adequada para o processamento de sinais digitais e tarefas relacionadas. É baseada na tecnologia PowerPC e em processador de sinais digitais (DSP – *Digital Signal Processor*) e acrescida de um conjunto de periféricos freqüentemente utilizados em sistemas de controle digital, tais como os conversores A/D (análogo para digital) e D/A (digital para analógico), além de interface para sinais digitais. Possui blocos do Simulink/MatLab para configuração das entradas e saídas. A Tabela 7.10 apresenta as algumas características da placa DS1104.

Tabela 7.10 – Especificações técnicas da placa dSPACE.

Fabricante	dSPACE (Digital Signal Processing and Control Engineering)
Modelo	DS1104
Processador	Power PC 603e 250MHz (main), DSP TMS320F240(slave)
Host PC	Slot PCI 33MHz/ 32bit 5V
Memória	8Mb boot flash (para aplicações), 32Mb DRAM
Entradas ADC	8 canais (conversor analógico para digital)
Saídas DAC	8 canais (conversor digital para analógico)
Interface encoder incremental	2 entradas TTL ou RS422, tensão de alimentação 5V/0,5A
Sistema Operacional	Windows
<i>Software</i>	ControlDesk/ integração com MatLab

A Tabela 7.11 mostra as especificações dos encoders utilizados. A resolução de 500 pulsos por rotação foi ampliada para 2000 pulsos por rotação através de interpolação na placa DS1104.

Tabela 7.11 – Especificações técnicas dos encoders incrementais.

Fabricante	HOHNER
Modelo	Encoder incremental de eixo vazado cód. 7510-0622-0500
6 canais	ABO + ABO invertido
	A e B em quadratura de fase, O = Index.
Saída	5-30 V, proporcional à tensão de alimentação
Resolução	500 ppr (pulsos por rotação)

Os transdutores de pressão utilizados já possuem a ponte amplificadora do sinal piezoelétrico e são chamados de transmissores. Suas características estão descritas na Tabela 7.12.

Tabela 7.12 – Especificações técnicas dos transdutores de pressão.

Fabricante	ZÜRICH
Modelo	Transmissor de pressão PSI-420
Faixa	0-100 bar
Saída	0-10 VCC
Conexão	¼ BSP
Tipo de sensor	Piezorresistivo
Conector	DIN 43650
Alimentação	18 a 35 VCC

7.4 Discussões

Neste capítulo foi descrita a bancada experimental do manipulador robótico acionado hidráulicamente utilizada nos testes. Foram abordadas as características e as especificações dos principais componentes do robô: mecanismo, acionamento e sistema de controle, incluindo-se as estimativas de cada um dos parâmetros utilizados no modelo descrito nos capítulos 2 e 3.

No capítulo seguinte são apresentados os resultados experimentais referentes aos testes de controle de posição no espaço das juntas do robô e a validação dos resultados teóricos obtidos no capítulo 6.

8 RESULTADOS

8.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados de testes experimentais, buscando apresentar as contribuições para solução do problema de controle de manipuladores robóticos acionados hidráulicamente. Os testes foram realizados na bancada do robô hidráulico descrita no capítulo 7, cuja foto é mostrada na Figura 8.1.

Nesta seção descreve-se as condições de realização dos testes, os controladores implementados e o ajuste dos filtros dos sinais dos transdutores. Nas seções seguintes apresenta-se uma descrição das trajetórias desejadas, a sintonia dos ganhos dos controladores implementados, os gráficos de desempenho dos controladores e a discussão dos resultados.

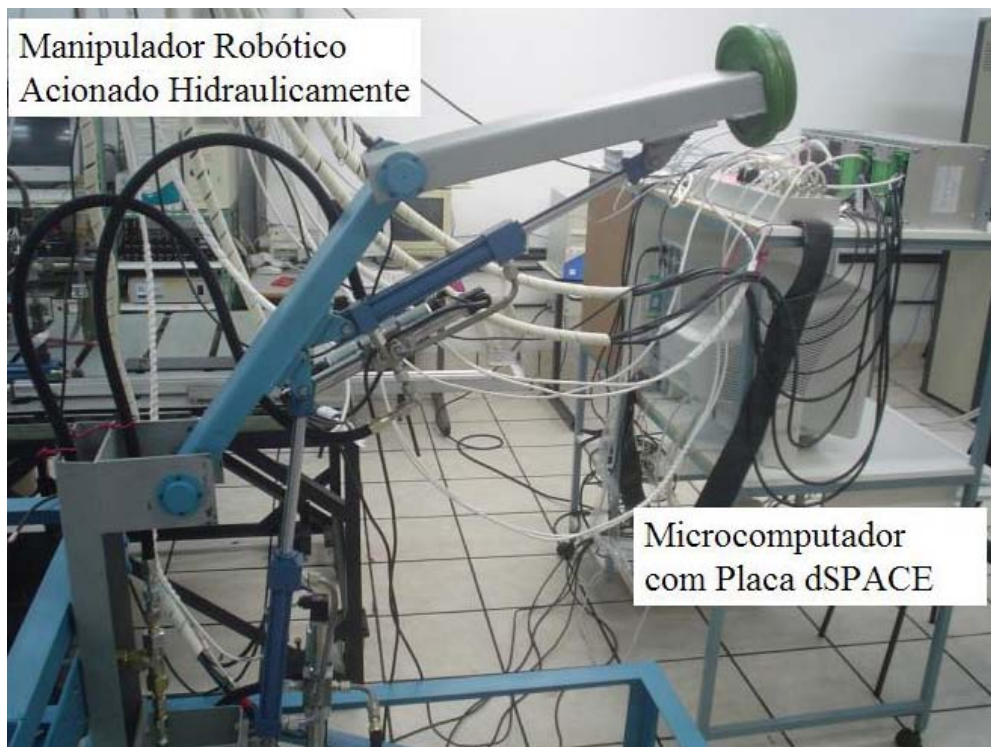


Figura 8.1 – Foto da bancada de testes experimentais do manipulador robótico.

Para execução dos testes, padronizou-se uma carga de massa $m = 5,477$ kg, montada na extremidade do elo 2 (Figura 7.2).

O controlador clássico implementado foi o proporcional, cujo sinal de controle $u(t)$ é dado pela equação 8.1. O esquema de compensação da zona morta da válvula é baseado na inversa fixa, foi descrito no capítulo 5 e é dado pela expressão 5.3.

$$u(t) = -K_{prop} (q(t) - q_d(t)) \quad (8.1)$$

A lei de controle em cascata está detalhadamente descrita no capítulo 6, é dada pelas expressões 6.14 e 6.22. Os parâmetros nominais para implementação da compensação do atrito são os determinados no capítulo 7.

Os sinais das posições das juntas são medidos através de encoders incrementais. As velocidades e as acelerações são obtidas por derivação numérica. Os transdutores de pressão manométrica fornecem sinais equivalentes às pressões nas câmaras dos cilindros dos atuadores hidráulicos. Para amenizar o problema dos ruídos decorrentes da derivação numérica e da interferência do meio ambiente nos sinais analógicos, são utilizados filtros do tipo passa-baixa de primeira ordem com função de transferência $D(s)$, dada pela equação 8.2, e de frequência angular de corte ω_f especificada conforme a Tabela 8.1.

$$D(s) = \frac{\omega_f}{s + \omega_f} \quad (8.2)$$

Tabela 8.1 – Valores das frequências angulares de corte dos filtros tipo passa-baixa.

sinais	Posições de junta	Velocidades e acelerações	Posição do carretel da válvulas	Pressões nas câmaras dos cilindros	Pressão de suprimento
Frequência de corte ω_f (rad/s)	30	20	50	50	100

A partir da análise das parcelas dos torques nas juntas do robô descrito no capítulo 7, foi possível simplificar o cálculo da lei de controle em cascata e assim utilizar um tempo de amostragem de 1 milissegundo no controle do manipulador robótico. Em CUNHA et al (2002) apresenta-se uma discussão detalhada sobre o projeto do controlador em cascata incluindo-se o aspecto do tempo de amostragem no desempenho do controlador.

O fluido hidráulico é fornecido para os atuadores a uma pressão de suprimento de 30 bar e a uma temperatura de 40 °C através da regulagem da unidade de potência e acondicionamento hidráulico.

A seguir descreve-se as trajetórias desejadas utilizadas como referência nos testes.

8.2 Trajetórias desejadas

Os testes experimentais foram realizados para uma trajetória desejada polinomial e uma trajetória desejada senoidal. Uma característica fundamental na escolha da trajetória desejada é a existência da primeira, segunda e terceira derivadas, as quais correspondem à velocidade, aceleração e derivada da aceleração, ambas necessárias na aplicação do algoritmo do controlador em cascata. As trajetórias são descritas a seguir.

A trajetória polinomial de 7^o. grau atende a esta característica de suavidade e permite a especificação das condições iniciais e finais para a posição desejada e suas derivadas até a terceira ordem. Tal trajetória foi utilizada em concordância com trechos de parada (regulação), possibilitando a obtenção de informações de desempenho do posicionamento tanto de seguimento como de regulação. A trajetória de posição desejada possui todos os trechos com duração de T segundos, sendo utilizados os valores de $T=1.5$ s e $T=6$ s. Tem-se o trecho inicial de subida caracterizado por um polinômio de 7^o. grau, $y_{dp}(t)$, seguido de um trecho de regulação na posição superior, na seqüência tem-se com as mesmas características respectivamente um trecho de descida até a posição intermediária da junta, depois uma nova descida até a posição inferior e por fim um trecho de subida até a posição intermediária. Esta trajetória de posição desejada nas juntas $q_d(t)$ pode ser descrita pela equação (8.3), onde $p_{d1}(t)$ é calculado segundo a expressão (8.4). A equação (8.5) apresenta os polinômios de 7^o. grau para os respectivos valores de $T=1.5$ s e $T=6$ s, podendo-se observa-los respectivamente na Figura 8.25 e na Figura 8.2 (trajetória mais lenta).

$$q_d(t) = \begin{bmatrix} p_{d1}(t) + 0.43 \\ p_{d1}(t) - 1.21 \end{bmatrix} \quad (8.3)$$

$$p_{d1}(t) = \begin{cases} y_{dp}(t) & t < T \\ 0.26 & T \leq t \leq 2T \\ -y_{dp}(t-2T) + 0.26 & 2T < t < 3T \\ 0 & 3T \leq t \leq 4T \\ -y_{dp}(t-4T) & 4T < t < 5T \\ -0.26 & 5T \leq t \leq 6T \\ y_{dp}(t-6T) - 0.26 & 6T < t < 7T \\ 0 & 7T \leq t \leq 8T \end{cases} \quad (8.4)$$

$$y_{dp}(t) = \begin{cases} -0.3t^7 + 1.6t^6 - 2.9t^5 + 1.8t^4 & \text{para } T = 1.5s \\ (-0.02t^7 + 0.4t^6 - 2.8t^5 + 7t^4) 10^{-3} & \text{para } T = 6s \end{cases} \quad (8.5)$$

A trajetória senoidal permite observar o desempenho dos controladores na reversão da velocidade e é descrita pela equação (8.6), onde T_{sen} é o período da senoide. Foram testadas trajetórias com período de 3 s e 10 s (mais lenta), cujos gráficos podem ser observados respectivamente na Figura 8.22 e na Figura 8.11.

$$q_d(t) = \begin{bmatrix} 0.26 \operatorname{sen}\left(\frac{2\pi}{T_{\text{sen}}}t\right) + 0.43 \\ 0.20 \operatorname{sen}\left(\frac{2\pi}{T_{\text{sen}}}t\right) - 1.21 \end{bmatrix} \quad (8.6)$$

Na seqüência define-se o critério utilizado na sintonia dos ganhos dos controladores que são utilizados para o seguimento destas trajetórias.

8.3 Sintonia dos ganhos dos controladores

A sintonia dos ganhos dos controladores foi realizada para pior situação de operação de cada junta e os valores destes ganhos são mantidos constantes em todos testes. A pior situação de operação considerada é mostrada na Figura 8.1 e equivale a trajetórias lentas com a configuração da haste dos atuadores estendida, onde ocorrem as maiores variações nos torques de atrito e nos torques gravitacionais. Ou seja, a sintonia do ganho no atuador 1 é feita com a haste do atuador 2 estendida e a sintonia do ganho no atuador 2 é feita com a haste do atuador 1 estendida.

A Tabela 8.2 apresenta os valores do ganho proporcional para os atuadores das juntas, assim como os valores dos parâmetros de compensação da zona morta das válvulas. Os ganhos são estabelecidos visando obter os limites para os quais os sinais de controle e as respostas ainda apresentam comportamentos suaves. Os parâmetros de compensação da zona morta são determinados conforme a metodologia apresentada no capítulo 5.

Tabela 8.2 – Valores dos ganhos do controlador proporcional e dos parâmetros de compensação da zona morta da válvula.

atuador	ganho proporcional (K_{prop})	limites da zona morta (zme e zmd)	inclinações da zona morta (me e md)	largura de compensação (lc)	offset
(1)	15	-1 e 1	1 e 1	0.4	0.1
(2)	20	-1 e 1	1 e 1	0.4	0.1

Os valores das matrizes dos ganhos do controlador em cascata e do observador de atrito são mostrados na Tabela 8.3. Os procedimentos adotados para determinação dos ganhos do

controlador em cascata baseiam-se nas orientações da metodologia proposta por CUNHA et al (2002).

Tabela 8.3 – Valores dos ganhos do controlador em cascata e dos observadores de atrito.

matrizes dos ganhos	Λ	K_P	K_D	K_{PI}	K_{obs}
valores	$\begin{bmatrix} 40 & 0 \\ 0 & 25 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 300 & 0 \\ 0 & 400 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 300 & 0 \\ 0 & 700 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 20 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0.01 & 0 \\ 0 & 0.01 \end{bmatrix}$

A seguir são apresentados os resultados do controle proporcional e os benefícios da compensação da zona morta.

8.4 Controle proporcional e compensação da zona morta

Inicialmente foi implementado o controle proporcional e o esquema de compensação da zona morta da válvula. Para demonstrar a limitação do controle linear, o atuador 2 foi mantido bloqueado com a junta 2 na posição máxima e realizou-se o controle de seguimento de posição na junta 1, conforme o resultado mostrado na Figura 8.2 para trajetória desejada polinomial definida pelas equações (8.3), (8.4) e (8.5) com período de $T = 6$ s.

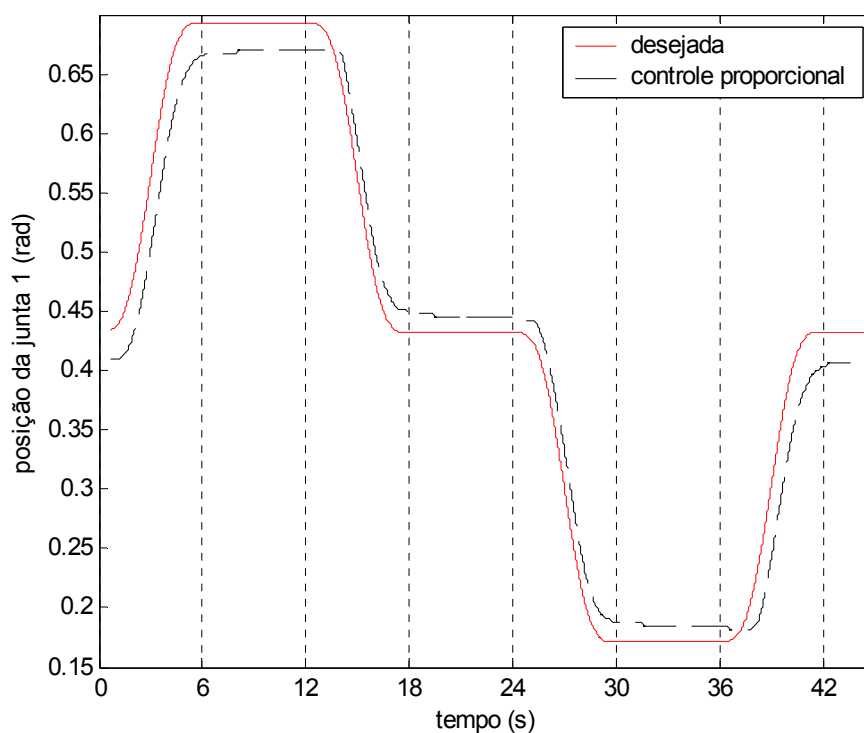


Figura 8.2 – Gráfico do seguimento de trajetória na junta 1 com controle proporcional e compensação da zona morta.

Os limites entre os trechos de seguimento e de regulação estão definidos por linhas tracejadas na vertical e auxiliam na observação dos resultados.

Na curva (a) da Figura 8.3 que representa o erro de seguimento, pode-se observar que o valor do ganho proporcional ajustado ainda é baixo para realizar o seguimento dos trechos de subida (0 a 6 s e 36 a 42 s), mas já é suficientemente alto para realizar com estabilidade o seguimento nos trechos de descida (12 a 18 s e 24 a 30 s), onde começam a ocorrer pequenas oscilações. Nota-se também o problema do atraso do movimento (Figura 8.2) e de um significativo erro de regime permanente.

Para demonstrar a importância da compensação da zona morta em válvulas proporcionais, assim como seu efeito de degradação no controle, foi realizado um teste com o mesmo ganho no controle proporcional sem a compensação da zona morta. Os resultados são comparados na Figura 8.3, onde a curva (a) tracejada representa o erro de seguimento do controle com compensação da zona morta e a curva (b) sem tal compensação.

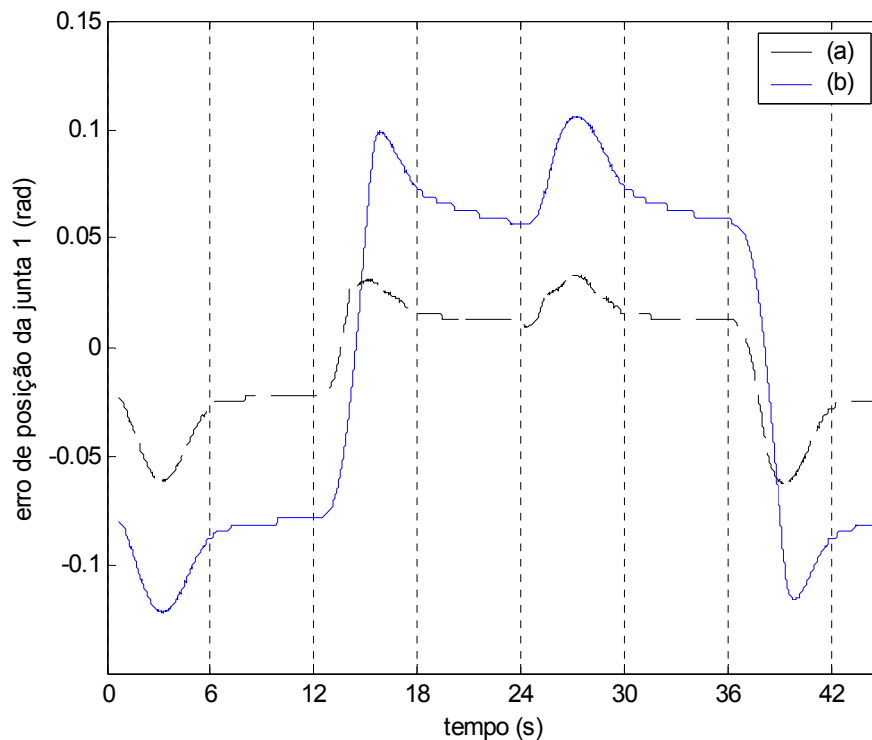


Figura 8.3 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória desejada da Figura 8.2 com controle proporcional: (a) com compensação de zona morta e (b) sem compensação de zona morta.

Tais resultados experimentais comprovam na prática os comentários mencionados na literatura referente às limitações do controle linear clássico aplicado em sistemas de atuação

hidráulica e também do problema das não linearidades de zona morta nestes tipos de atuadores. Os testes com controle linear são utilizados como comparação com os resultados dos testes com controle em cascata e com compensação de atrito apresentados nas seções seguintes.

8.5 Controle em cascata e compensação do atrito

Nesta seção são apresentados os resultados do controle em cascata sem a compensação do atrito e do controle em cascata com a compensação do atrito. A seção está dividida em seguimento de trajetória polinomial na junta, seguimento de trajetória senoidal na junta e seguimento de trajetória com movimento simultâneo nas juntas.

8.5.1 Seguimento de trajetória polinomial na junta

Dando seqüência à seção 8.4 e com o objetivo de observar a eficiência do controle em cascata, realiza-se o teste anterior (trajetória desejada da Figura 8.2) com o controle em cascata sem compensação de atrito. Os resultados são comparados com o controlador proporcional através do gráfico dos erros de seguimento mostrado na Figura 8.4.

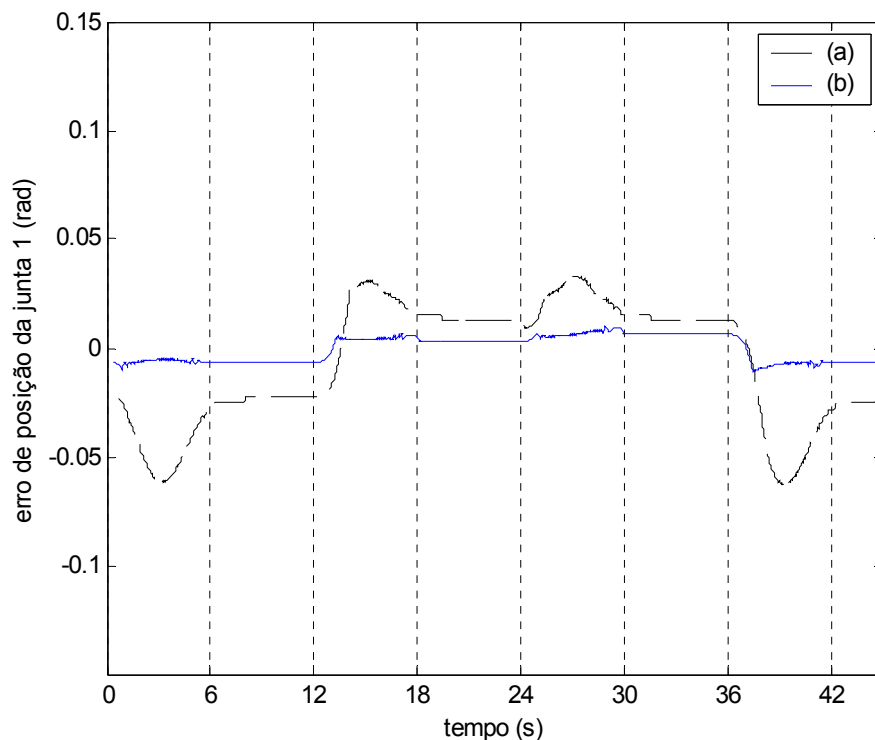


Figura 8.4 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória desejada da Figura 8.2: (a) controle proporcional e (b) controle em cascata, ambos com compensação de zona morta.

Nota-se ainda na Figura 8.4 a existência de um pequeno erro de regime no controle em cascata. Isto é decorrente da existência de um significativo atrito nos atuadores e também de incertezas paramétricas no controlador.

A Figura 8.5 mostra o gráfico dos erros de seguimento do controle em cascata com e sem compensação de atrito para um intervalo de 0 a 20 segundos da trajetória desejada da Figura 8.2, englobando os trechos de seguimento na subida (0 a 6 s) e na descida (12 a 18 s) e o trecho de regulação (6 a 12 s). Como foi abordado no capítulo 6, com a implementação do controle em cascata com compensação de atrito, o conjunto residual dos erros pode ser reduzido. A força de atrito estimada nesta situação é apresentada na Figura 8.6.

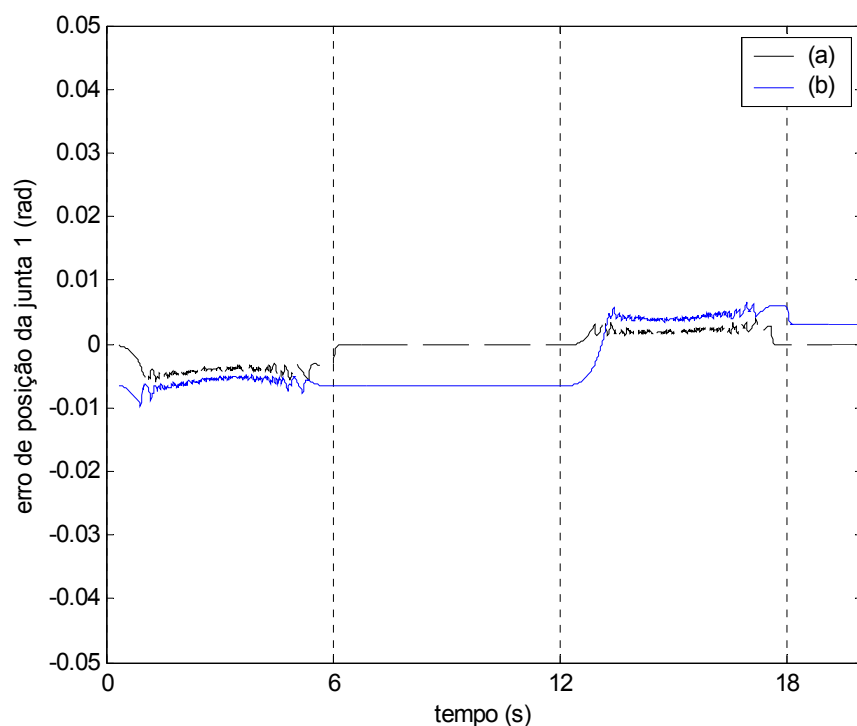


Figura 8.5 – Gráfico comparativo do erro de posição para trecho da trajetória desejada da Figura 8.2 com controle em cascata e compensação de zona morta: (a) com compensação de atrito e (b) sem compensação de atrito.

Nota-se na Figura 8.6 que a curva da força de atrito estimada cresce devido a parcela integral no observador de atrito. Este tende a compensar a parcela do erro devido às incertezas paramétricas no controlador, estimando um atrito equivalente que faça os erros decrescerem. Devido a isto, a força de atrito é superestimada na região de regime de atrito estático com o observador utilizado.

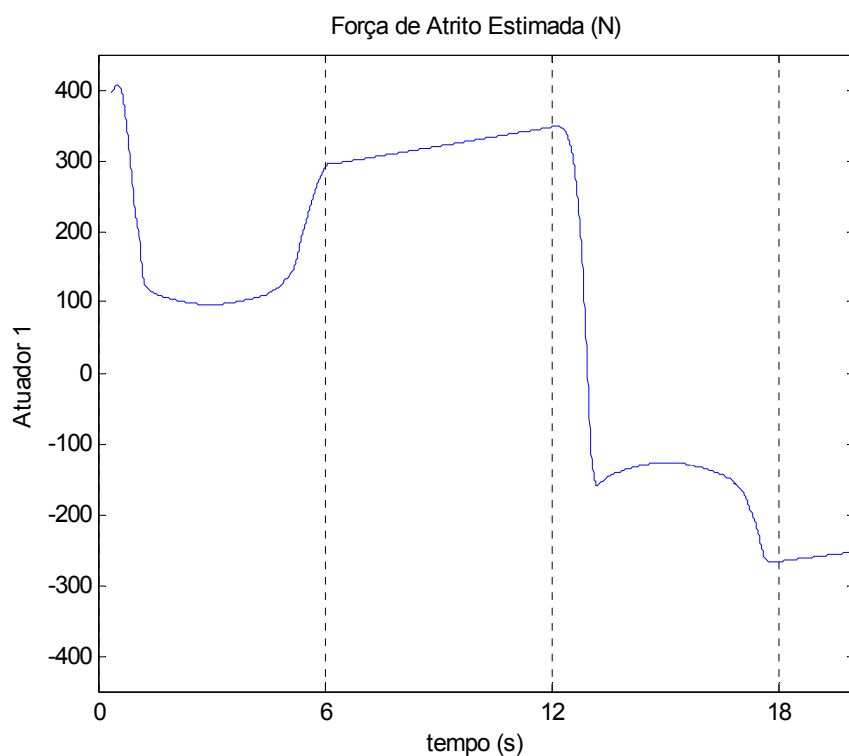


Figura 8.6 – Gráfico da força de atrito estimada no atuador 1 do controle em cascata com compensação de atrito para trecho de 0 a 20s da trajetória desejada polinomial da Figura 8.2.

Também foram realizados os testes de seguimento desta trajetória polinomial na junta 2 para a situação da junta 1 na sua posição máxima, os resultados foram semelhantes e por isso não são mostrados aqui.

8.5.2 Seguimento de trajetória senoidal na junta

Ainda mantendo a junta 2 na posição máxima, foi realizado o teste de seguimento de trajetória senoidal na junta 1 cuja referência é a trajetória desejada senoidal definida na equação (8.6) com o período de $T_{sen} = 10$ s. Os resultados do seguimento de trajetória para os controladores proporcional e cascata são mostrados na Figura 8.7, ambos com compensação de zona morta.

O gráfico dos erros de seguimento de posição são apresentados na Figura 8.8, na comparação entre o controle proporcional e o controle em cascata sem compensação de atrito.

Na Figura 8.9 tem-se a comparação entre os erros de posição do controlador em cascata com e sem compensação de atrito. Neste caso a força de atrito estimada é representada no gráfico da Figura 8.10.

Nestes gráficos de resultados, as linhas tracejadas verticais da grade marcam os instantes de inversão do movimento onde a velocidade é nula e predomina o regime de atrito estático.

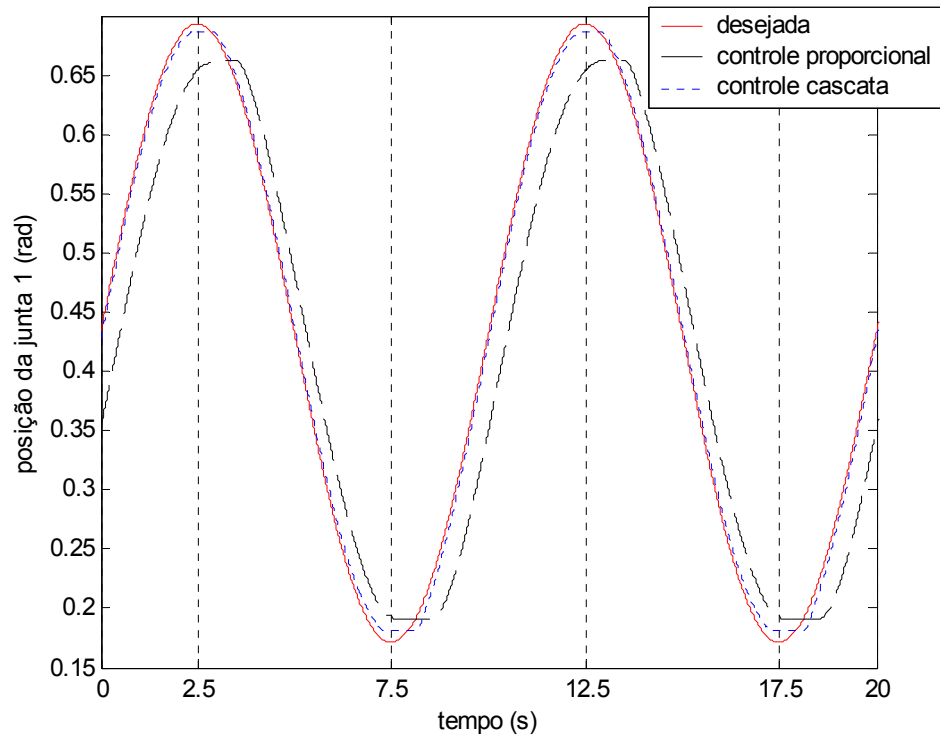


Figura 8.7 – Gráficos de seguimento de posição na junta 1 para senóide de período de 10s com controle proporcional e controle em cascata sem compensação de atrito, ambos com compensação de zona morta.

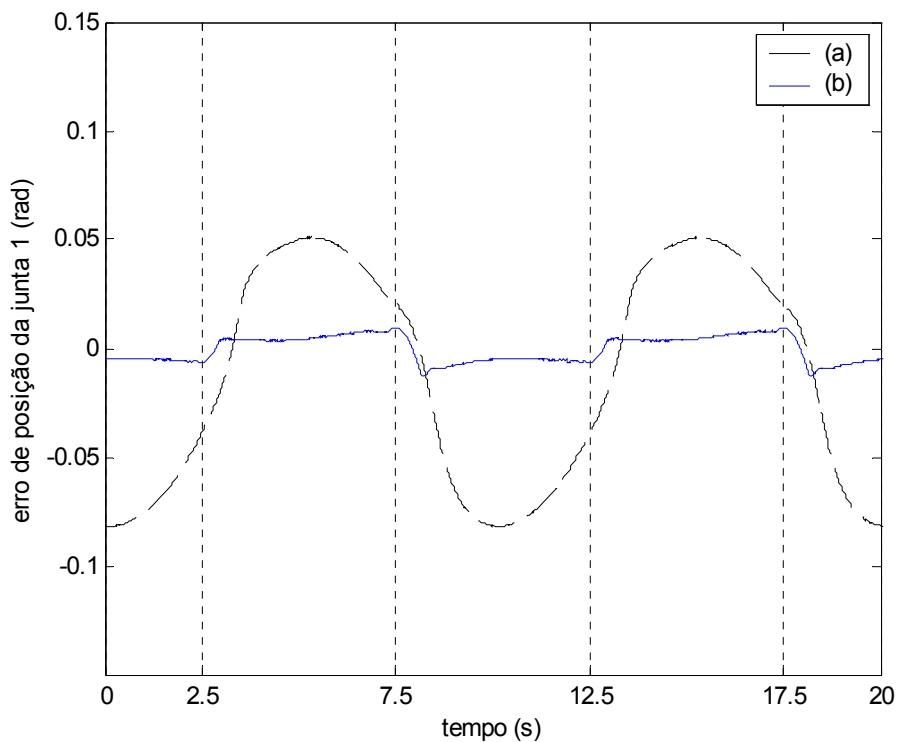


Figura 8.8 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória desejada da Figura 8.7: (a) controle proporcional e (b) controle em cascata, ambos com compensação de zona morta.

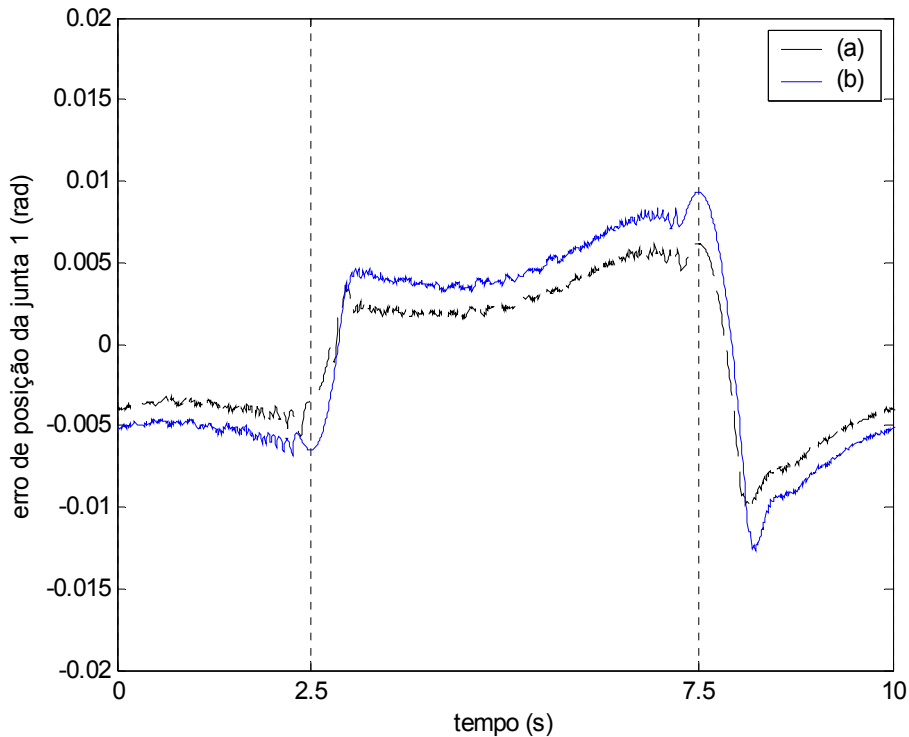


Figura 8.9 – Gráfico comparativo do erro de posição para trecho de 0 a 10s da trajetória desejada da Figura 8.7 com controle em cascata e compensação de zona morta: (a) com compensação de atrito e (b) sem compensação de atrito.

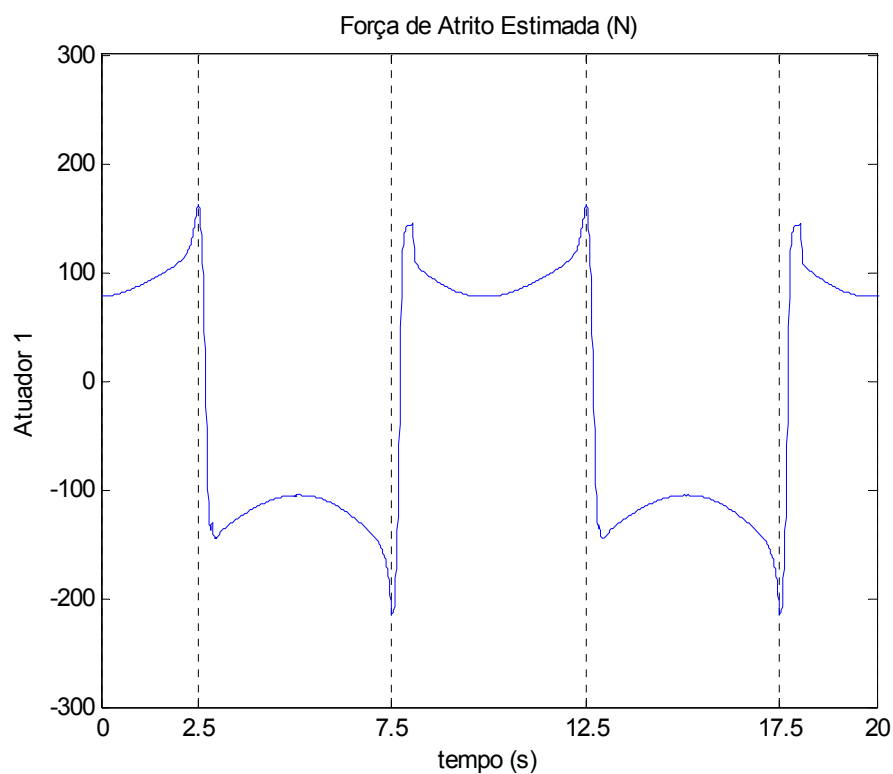


Figura 8.10 – Gráfico da força de atrito estimada no atuador 1 do controle em cascata com compensação de atrito para trajetória desejada polinomial da Figura 8.7.

Na Figura 8.8 pode-se observar que os erros de seguimento com controle em cascata são menores e isto se deve ao fato deste controlador compensar as parcelas do modelo de torques nas juntas, tais como os torques gravitacionais.

Também foram realizados testes de seguimento de trajetória senoidal na junta 2 para a situação da junta 1 na sua posição máxima, os resultados foram semelhantes e por isso não são mostrados aqui.

8.5.3 Seguimento de trajetória senoidal com movimento simultâneo das juntas

Os resultados apresentados anteriormente se restringiram ao seguimento de trajetória no espaço da junta 1 na pior situação, ou seja com a junta 2 na posição máxima. Agora serão apresentados os resultados dos testes com seguimento de trajetória simultâneo em ambas as juntas e conseqüentemente com a presença do acoplamento dinâmico entre os elos.

A Figura 8.11 mostra as trajetórias desejadas de posição e velocidade para o teste com movimento senoidal lento de período de 10 s.

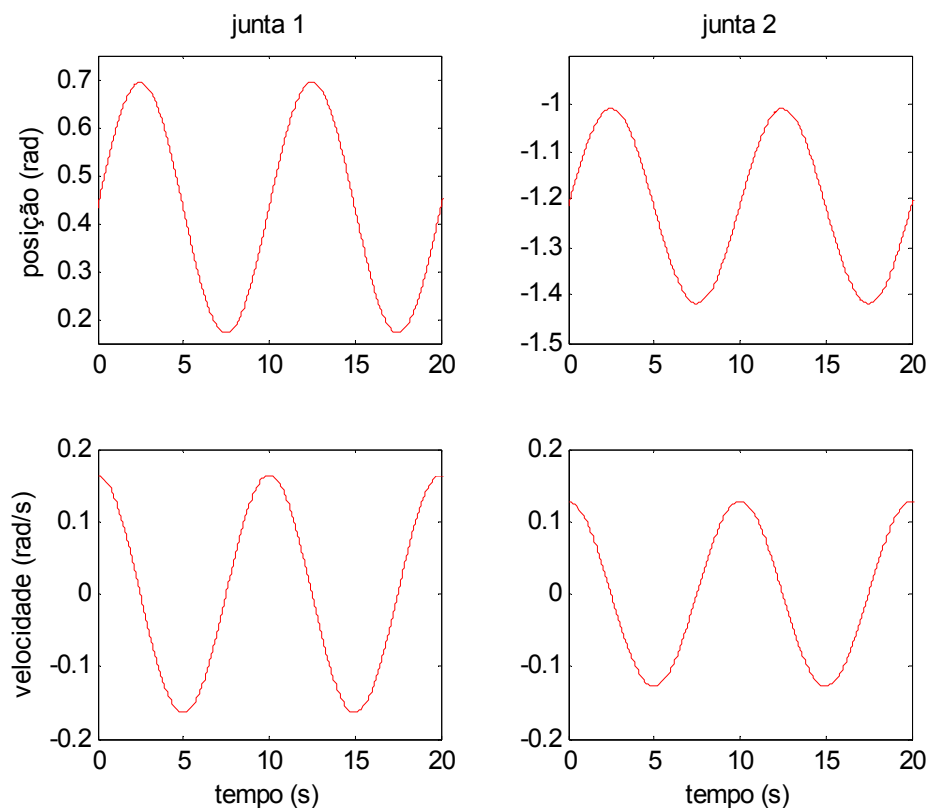


Figura 8.11 – Gráficos de posição e velocidade para trajetória desejada senoidal de período de 10s em ambas as juntas 1 e 2.

Os resultados do controle proporcional e do controle em cascata para tal seguimento de trajetória nas juntas 1 e 2 são mostrados respectivamente na Figura 8.12 e Figura 8.13, ambos com compensação de zona morta e sem compensação de atrito. Os respectivos sinais de controle dos atuadores 1 e 2 estão representados na Figura 8.14 e na Figura 8.15.

Após os gráficos comparativos entre controle proporcional e cascata com compensação de zona morta, tem-se a comparação entre os erros de seguimento de trajetória do controle em cascata com e sem compensação de atrito, onde nota-se a importância do efeito de atrito para o controle de posição preciso.

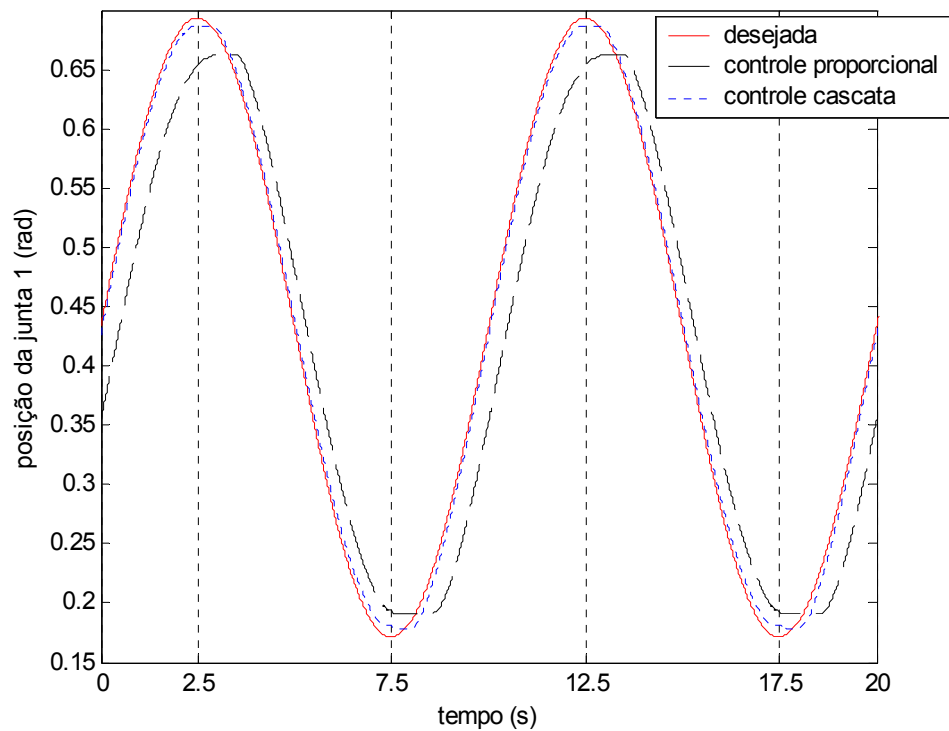


Figura 8.12 – Gráficos de seguimento de posição na junta 1 para senóide de período de 10s com compensação de zona morta e sem compensação de atrito.

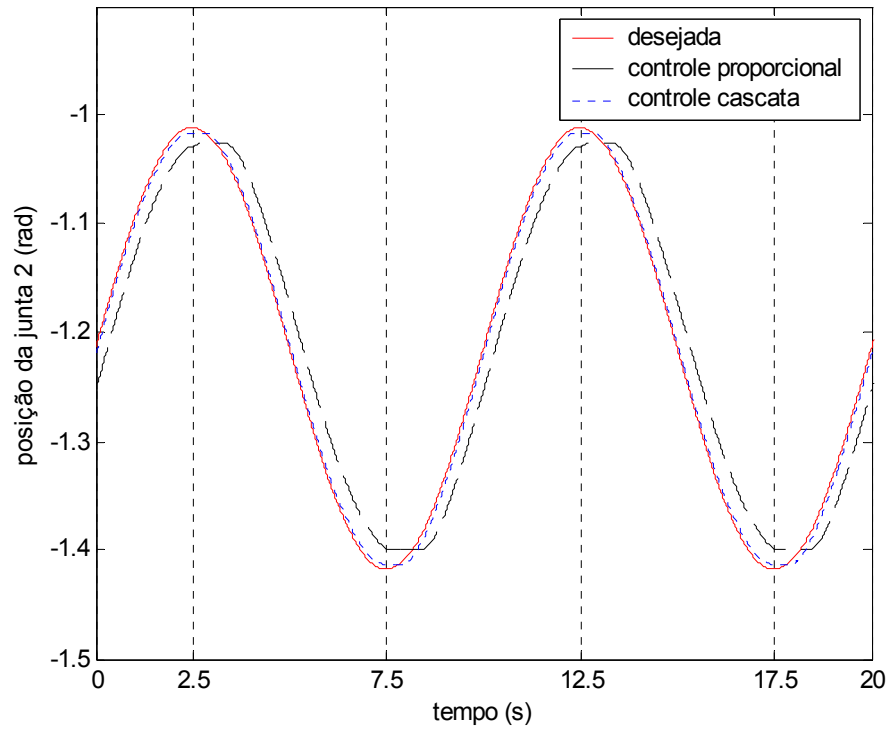


Figura 8.13 – Gráficos de seguimento de posição na junta 2 para senóide de período de 10s com compensação de zona morta e sem compensação de atrito.

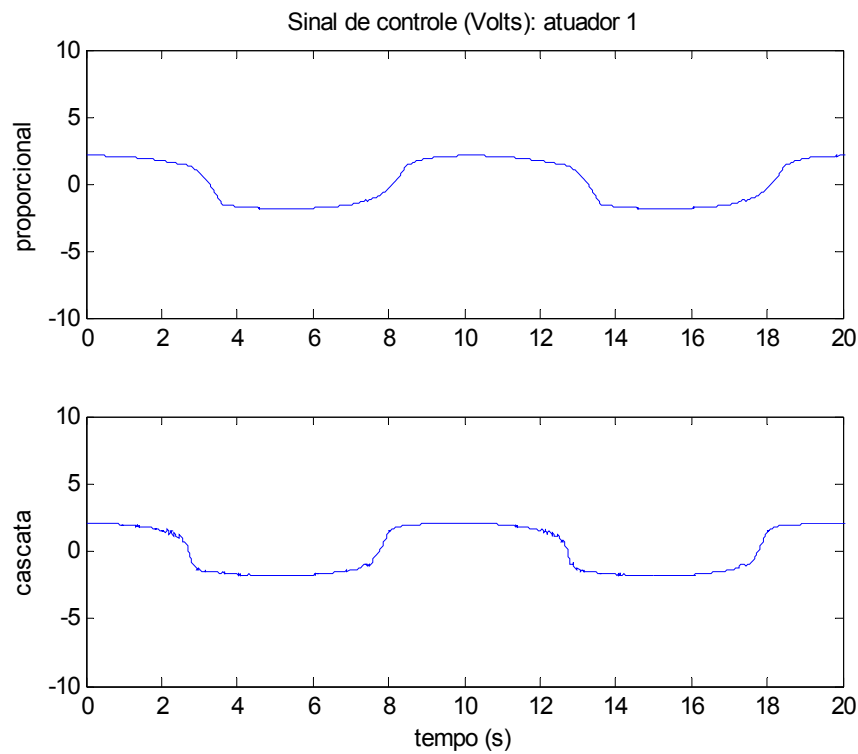


Figura 8.14 – Gráficos dos sinais de controle no atuador 1 para seguimento de trajetória senóide de período de 10s com compensação de zona morta e sem compensação de atrito.

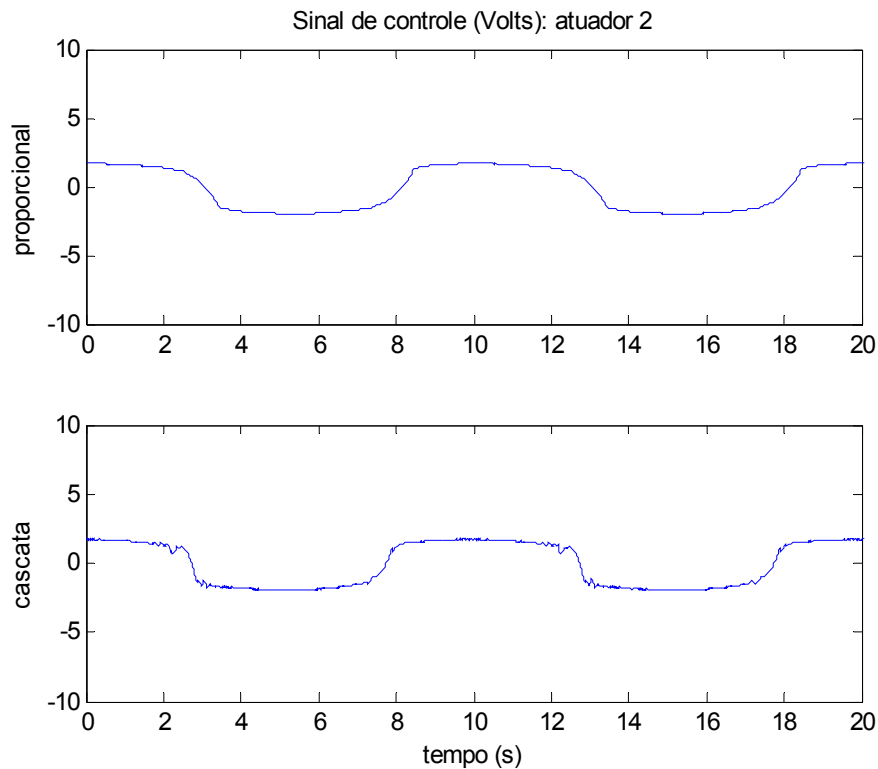


Figura 8.15 – Gráficos dos sinais de controle no atuador 2 para seguimento de trajetória senóide de período de 10s com compensação de zona morta e sem compensação de atrito.

O benefício da compensação de atrito pode ser observado através dos gráficos dos erros de seguimentos de posição para os trechos de 0 a 10s mostradas na Figura 8.16 e Figura 8.17. A Figura 8.18 e a Figura 8.19 apresentam os respectivos sinais de controle. As forças de atrito estimadas nos atuadores pelo controle em cascata com compensação de atrito estão representadas na Figura 8.20.

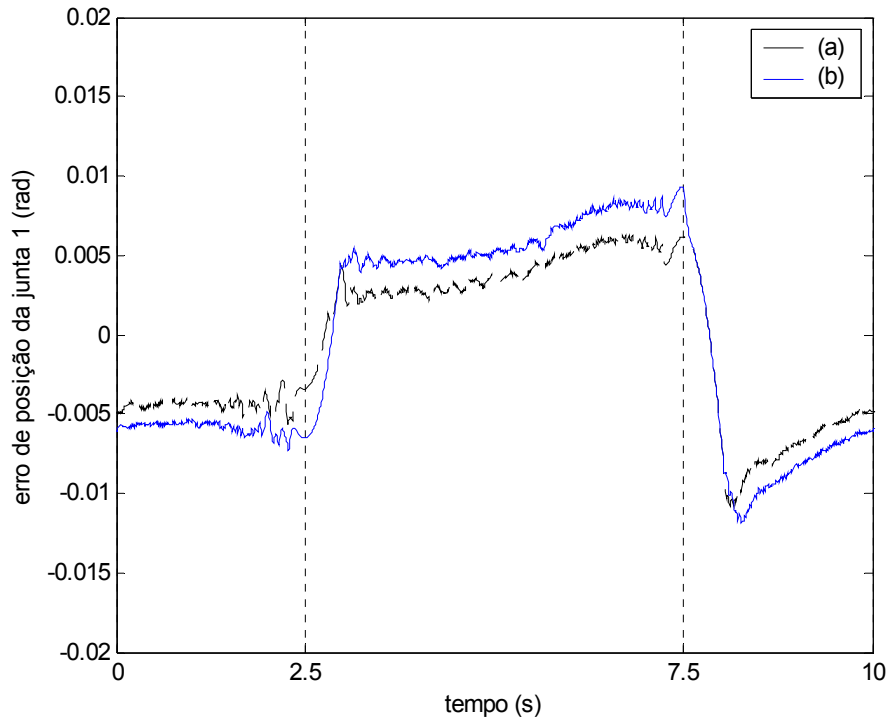


Figura 8.16 – Gráfico comparativo do erro de posição na junta 1 para trecho da trajetória senoidal de período de 10s com controle em cascata e compensação de zona morta: (a) com compensação de atrito e (b) sem compensação de atrito.

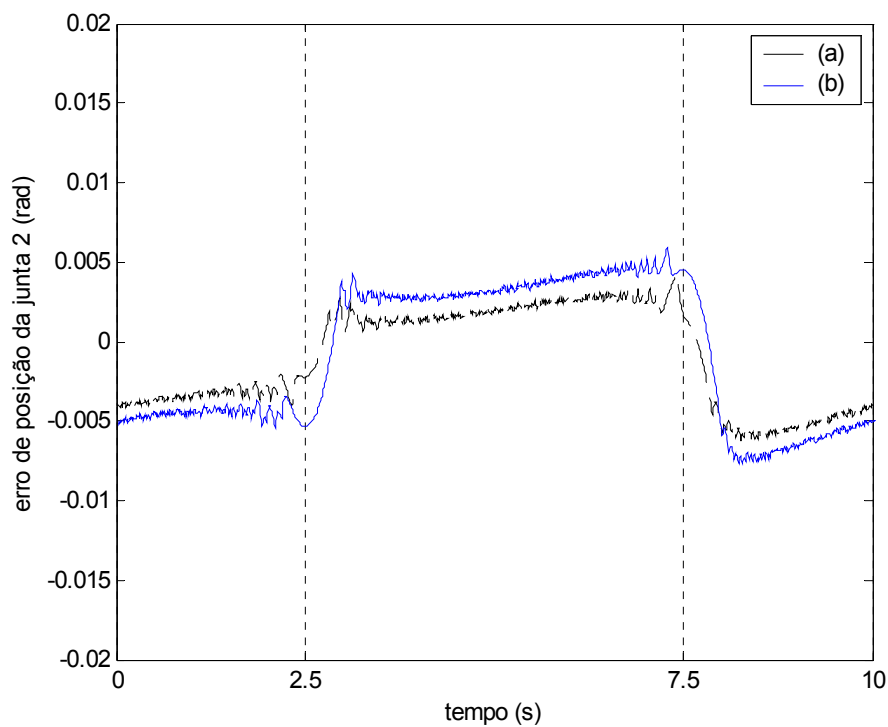


Figura 8.17 – Gráfico comparativo do erro de posição na junta 2 para trecho da trajetória senoidal de período de 10s com controle em cascata e compensação de zona morta: (a) com compensação de atrito e (b) sem compensação de atrito.

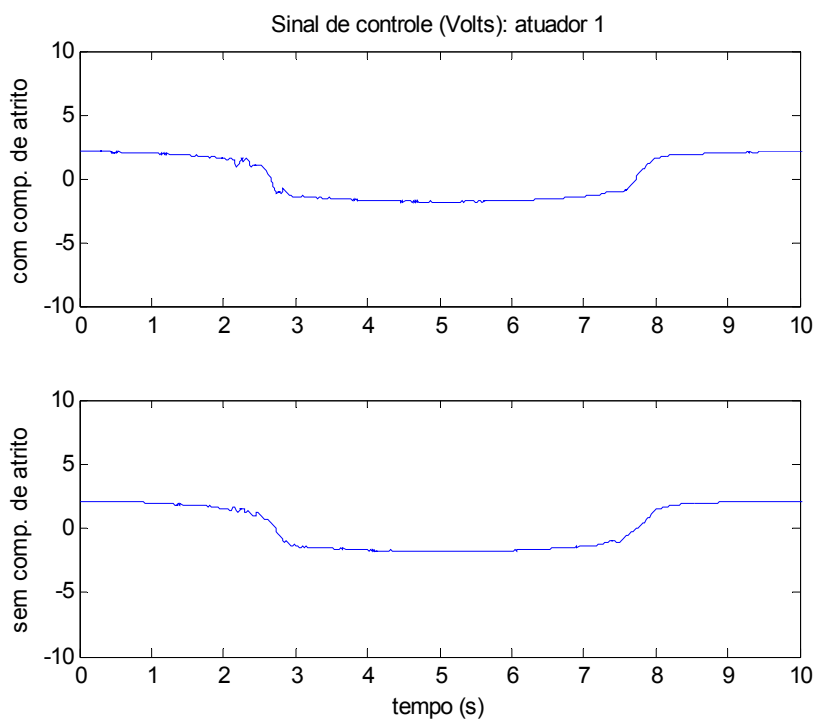


Figura 8.18 – Gráfico dos sinais de controle no atuador 1 para a trajetória senoidal de período de 10s com controle em cascata e compensação de zona morta: com compensação de atrito e sem compensação de atrito.

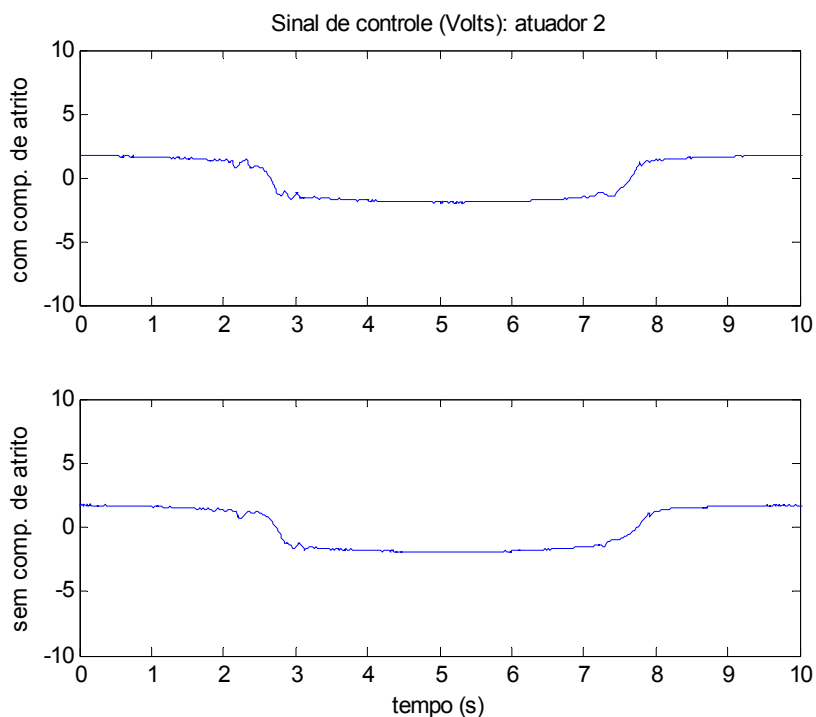


Figura 8.19 – Gráfico dos sinais de controle no atuador 2 para a trajetória senoidal de período de 10s com controle em cascata e compensação de zona morta: com compensação de atrito e sem compensação de atrito.

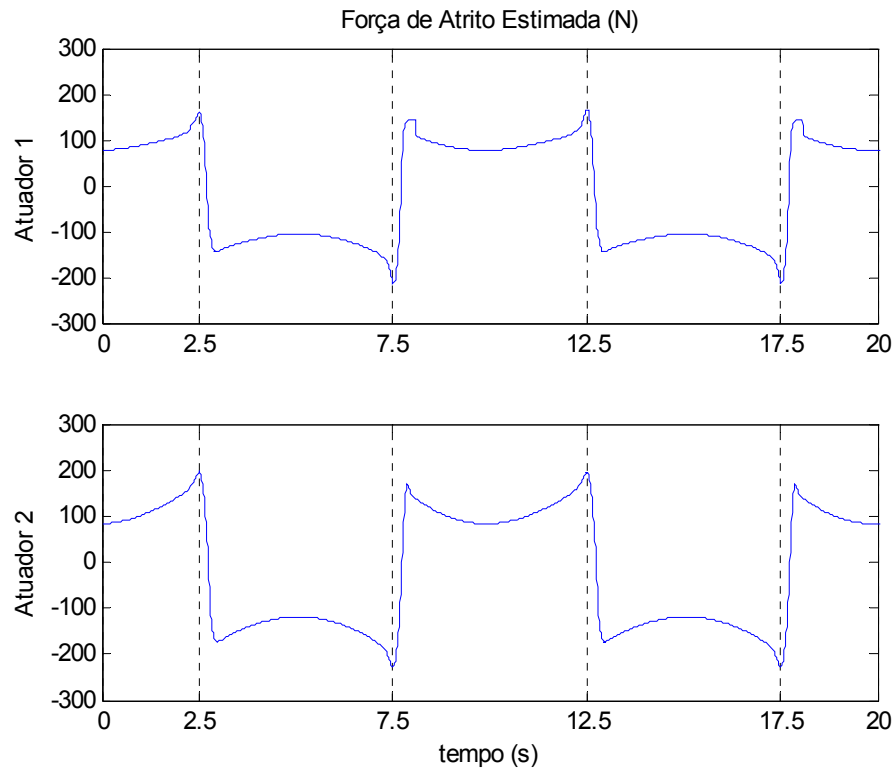


Figura 8.20 – Gráficos das forças de atritos estimadas nos atuadores 1 e 2 do controle em cascata com compensação de atrito para trajetória senoidal de período 10s.

A Figura 8.21 mostra as trajetórias desejadas de posição e velocidade para o teste com movimento senoidal de período de 3 s, mais rápido que os anteriores. A comparação dos erros de seguimento e dos sinais de controle para o controlador proporcional e o controlador em cascata com compensação de atrito são mostrados respectivamente na Figura 8.22 e na Figura 8.23, ambos com compensação da zona morta. Os gráficos da forças de atrito estimadas são apresentados na Figura 8.24.

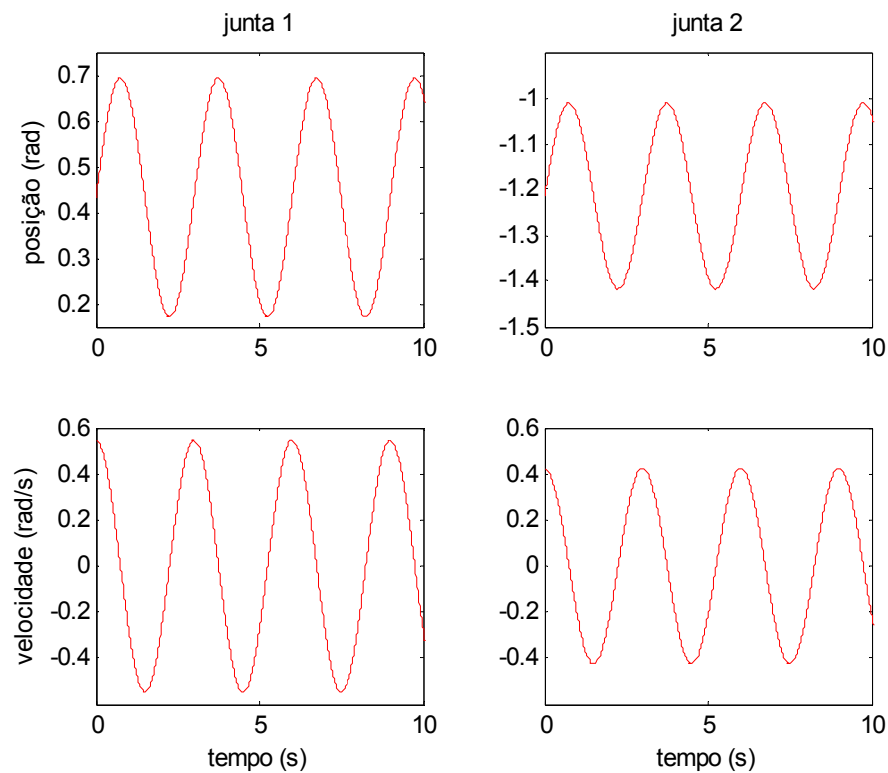


Figura 8.21 – Gráficos de posição e velocidade para trajetória desejada senoidal de período de 3s.

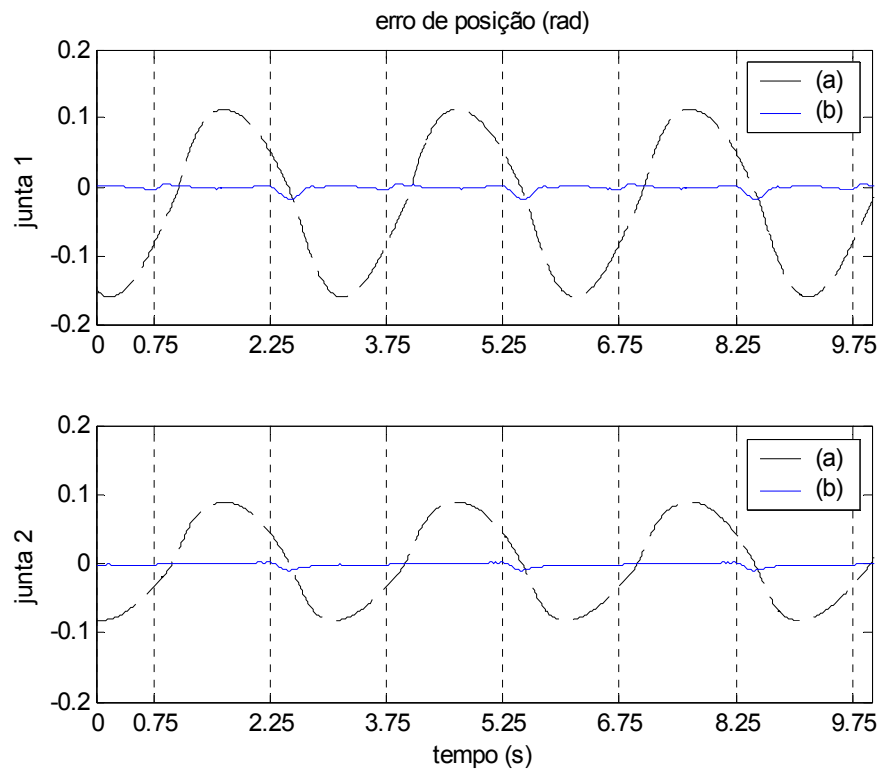


Figura 8.22 – Gráfico comparativo do erro de posição para senóide de período 3s: (a) controle proporcional e (b) controle em cascata com compensação de atrito, ambos com compensação de zona morta.

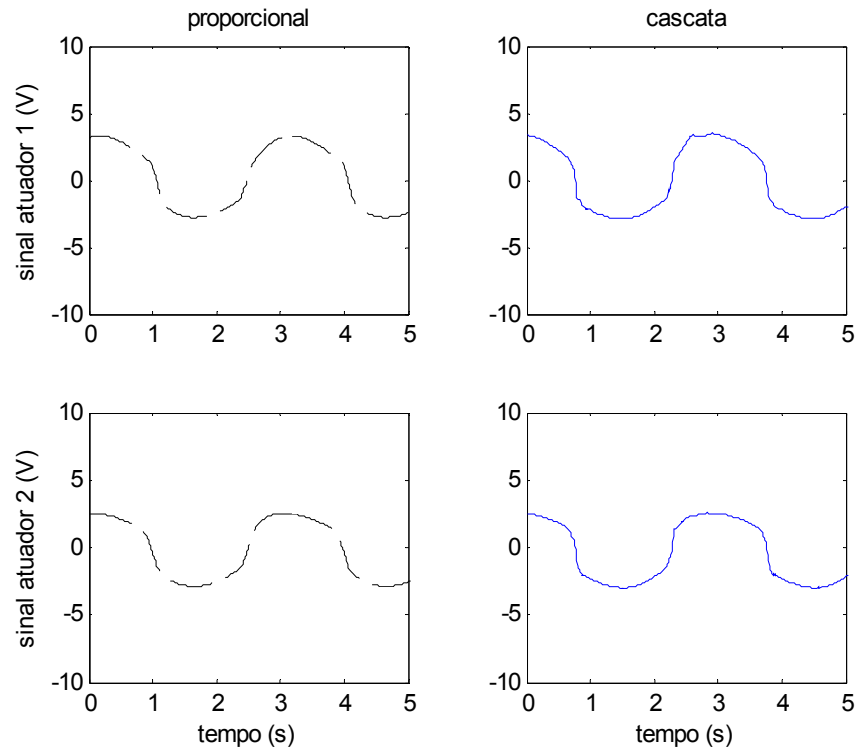


Figura 8.23 – Gráfico dos sinais de controle nos atuadores 1 e 2 para a trajetória senoidal de período de 3s com controle proporcional e controle em cascata com compensação de atrito.

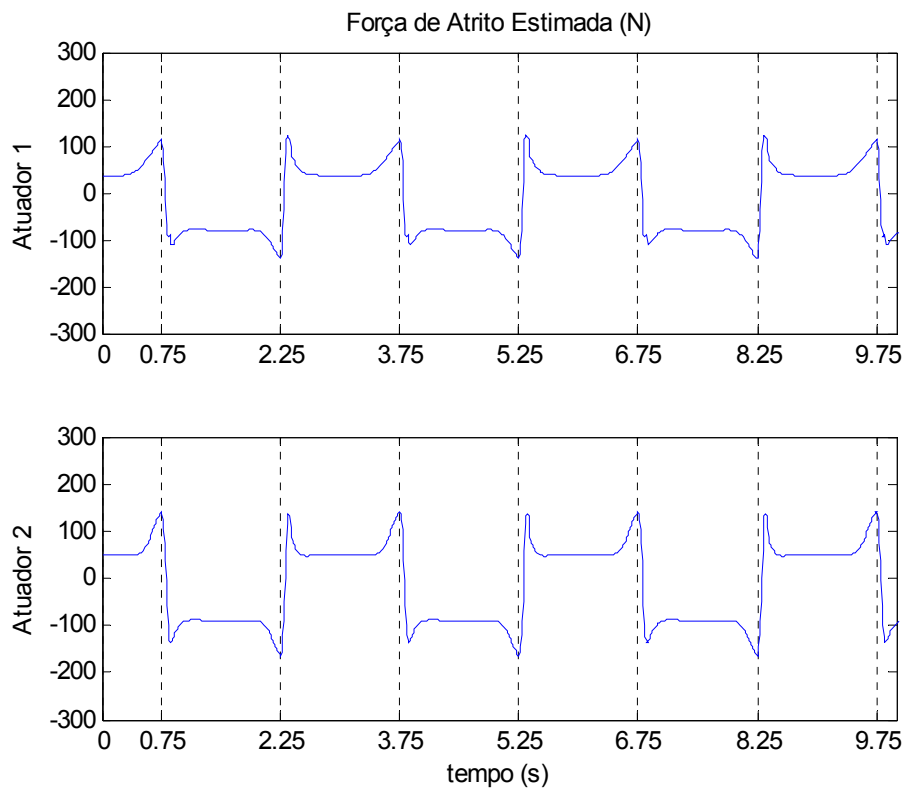


Figura 8.24 – Gráficos das forças de atritos estimadas nos atuadores 1 e 2 do controle em cascata com compensação de atrito para trajetória senoidal de período 3s.

8.5.4 Seguimento de trajetória polinomial com movimento simultâneo das juntas

A Figura 8.25 mostra as trajetórias desejadas de posição e velocidade para o teste com movimento polinomial também mais rápido, definidas pelas equações (8.3), (8.4) e (8.5) com período de $T = 1.5$ s. A comparação dos erros de seguimento e dos sinais de controle para o controlador proporcional e o controlador em cascata com compensação de atrito são mostrados respectivamente na Figura 8.26 e na Figura 8.27, ambos com compensação da zona morta. Os gráficos da forças de atrito estimadas são apresentados na Figura 8.28.

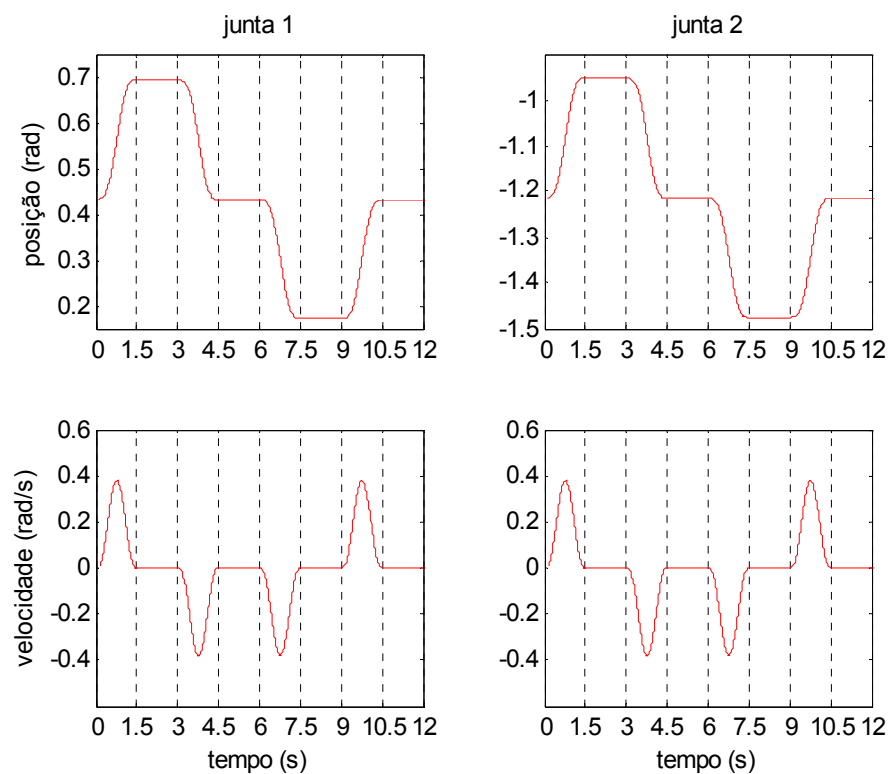


Figura 8.25 – Gráficos de posição e velocidade para trajetória desejada polinomial.

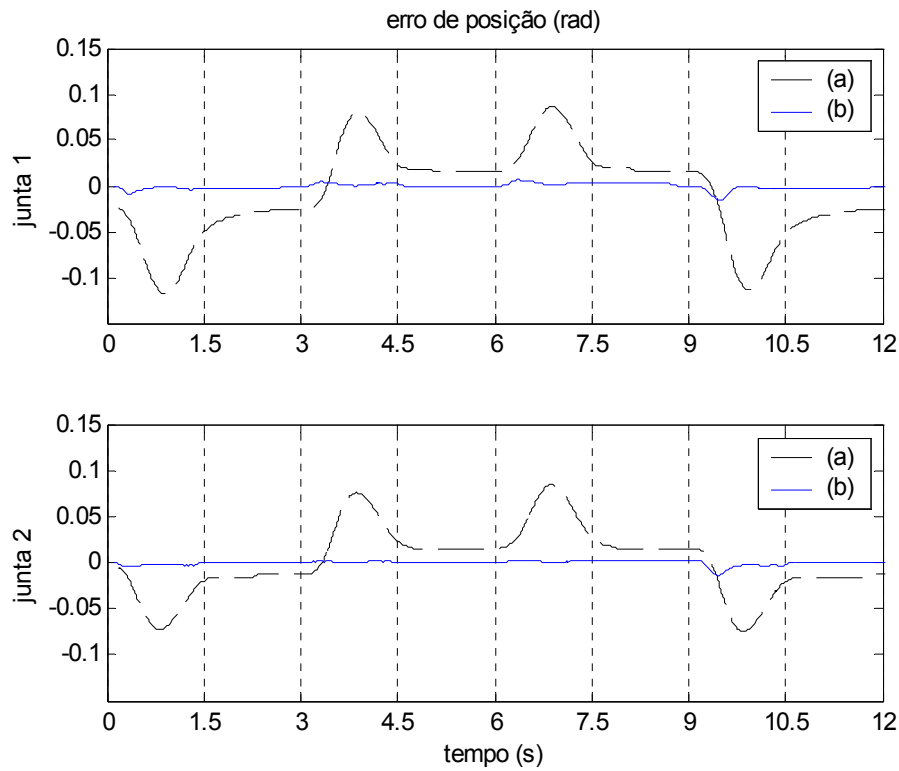


Figura 8.26 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória polinomial: (a) controle proporcional e (b) controle em cascata com compensação de atrito, ambos com compensação de zona morta.

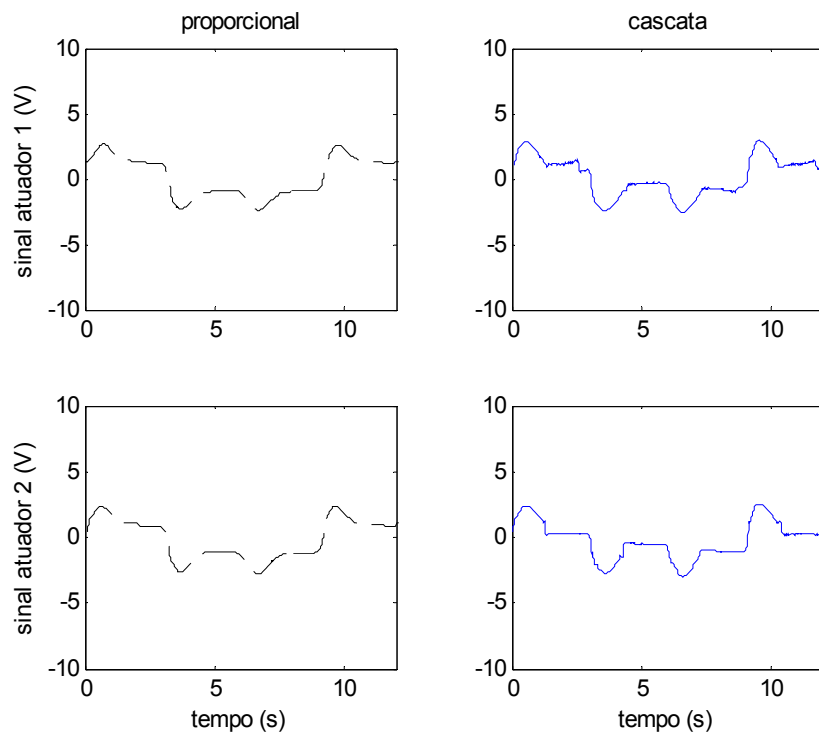


Figura 8.27 – Gráfico dos sinais de controle nos atuadores 1 e 2 para a trajetória polinomial com controle proporcional e controle em cascata com compensação de atrito.

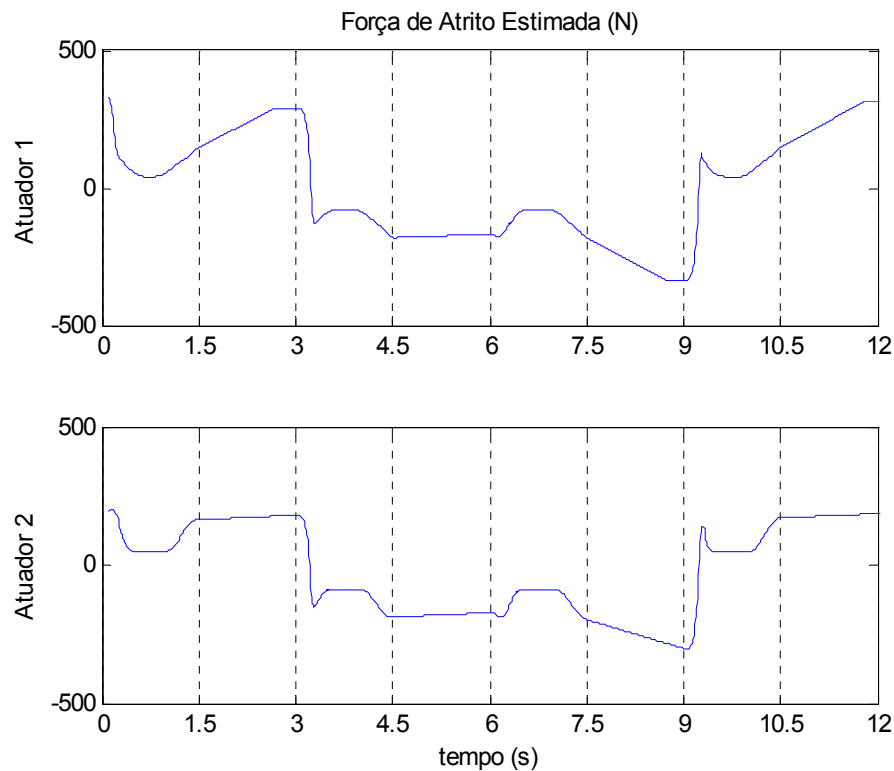


Figura 8.28 – Gráficos das forças de atritos estimadas nos atuadores 1 e 2 do controle em cascata com compensação de atrito para trajetória polinomial.

8.6 Discussões

Neste capítulo foram apresentados os principais resultados de testes experimentais do controle de seguimento de trajetória no espaço das juntas em um protótipo de manipulador robótico acionado hidraulicamente.

Foram apresentados os resultados experimentais para um controlador proporcional, um esquema de compensação da não linearidade de zona morta, um controlador não linear em cascata sem compensação de atrito e um controlador não linear em cascata com compensação de atrito. Para isto foram utilizadas trajetórias desejadas polinomiais e senoidais como referências de posição de junta.

No controle proporcional, pode-se observar a dificuldade de compatibilizar o ajuste dos ganhos para trechos de subida e de descida da carga. Como critério de ajuste adotou-se a pior situação como sendo maior torque na junta (braço robótico estendido) e movimento lento (característica de atrito Stribeck dominante).

Os resultados mostraram a importância da compensação de zona morta nas válvulas proporcionais de controle direcional, ressaltando-se os seguintes aspectos: os erros e atrasos causados são significativos, e esta não linearidade tem efeitos sobrepostos aos causados pelo atrito, como por exemplo o efeito de perda de movimento nas inversões de velocidade. O

esquema de compensação da zona morta, apresentado no capítulo 5, foi testado e possibilitou o melhor desempenho dos controladores.

O controle em cascata mostrou-se eficiente e com a compensação do atrito apresentou os resultados previstos no desenvolvimento teórico do capítulo 6, os erros de posicionamento convergem para um conjunto residual devido aos erros de estimativa do atrito e também devido aos erros paramétricos.

9 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Esta tese trata da modelagem, controle e construção de um robô com acionamento hidráulico.

Discutiu-se o estado da arte do controle de robôs acionados hidraulicamente evidenciando as principais dificuldades inerentes ao problema, ressaltando a importância das não linearidades do sistema, o acoplamento dinâmico entre as variáveis e o problema do atrito.

Desenvolve-se a modelagem matemática do manipulador robótico acionado hidraulicamente, com a incorporação da modelagem do atuador hidráulico diferencial (apresentada no apêndice A) ao modelo de um robô rígido. Foi desenvolvido um procedimento de fácil aplicação para rápida obtenção das relações cinemáticas entre um elo e seu atuador. Obteve-se um modelo dinâmico não linear de 4ª ordem e foram deduzidas algumas propriedades importantes para o projeto do controle descritas no capítulo 2.

Discute-se o problema do atrito, seus efeitos de degradação do desempenho do controle são discutidos e uma descrição de suas características dinâmicas é feita através de uma abordagem histórica. Para modelagem do atrito nos atuadores hidráulicos do robô foi utilizado um modelo dinâmico baseado na deformação entre as rugosidades das superfícies em contato, conhecido como modelo LuGre (CANUDAS-DE-WIT et al, 1995), e foram incorporadas as modificações propostas por DUPONT et al (2000) para melhorar suas características na região de predeslizamento. São apresentadas as propriedades do modelo, a identificação de seus parâmetros e a inclusão no modelo do robô hidráulico, resultando num modelo dinâmico de 5ª ordem. O modelo foi utilizado no projeto do controlador em cascata e em simulações do protótipo do robô (VALDIERO et al., 2003).

Propõe-se uma metodologia para facilitar a identificação da zona morta de válvulas através da observação da dinâmica das pressões em testes experimentais em malha aberta. A compensação direta da zona morta é utilizada e são propostas recomendações para a solução de compromisso entre o grau de compensação e a qualidade do sinal de controle. Esta contribuição é importante porque as válvulas proporcionais são uma alternativa de menor custo e de menor sensibilidade à contaminação do que as tradicionais servoválvulas.

Propõe-se um controlador em cascata aplicado ao robô hidráulico incluindo-se o projeto de um observador para estimativa do atrito. Foi analisada a estabilidade do sistema completo em malha fechada e provou-se que os erros de seguimento tendem para um conjunto residual que depende das incertezas paramétricas no controlador.

Os resultados teóricos foram validados experimentalmente numa bancada de testes com um robô acionado hidraulicamente de dois graus de liberdade com carga no efetuador final.

Comparou-se o resultado de dois controladores: o proporcional e o cascata. Através do teste do controle proporcional foi possível verificar experimentalmente as limitações dos controladores lineares comentadas na literatura. O controle em cascata foi implementado e validou experimentalmente os resultados teóricos obtidos no capítulo 6. Em ambos os controladores foi possível observar os efeitos de compensação da zona morta das válvulas. No controle em cascata, foi possível implementar a compensação do atrito no subsistema mecânico. Como resultado principal do capítulo 8, mostrou-se que o controle em cascata é eficiente e adequado para implementação de soluções de controle para o posicionamento preciso.

Para prosseguimento futuro deste trabalho, sugere-se:

- O desenvolvimento teórico e a implementação prática do controle em cascata associado a técnicas de controle robusto e adaptativo.
- Implementação e comparação de outras estratégias para observação e compensação do atrito no controle do robô acionado hidraulicamente, como por exemplo redes neurais (MACHADO, 2003).
- Complementação da bancada de testes do robô acionado hidraulicamente para ampliar as possibilidades de testes experimentais, tais como uma plataforma móvel para simular a dinâmica do ambiente em aplicações do robô hidráulico em ambientes subaquáticos (ver seção 1.3.4).
- Estudo da sensibilidade do controle em cascata em relação às variações de carga no efetuador final e das incertezas paramétricas.
- Estudo do problema de controle de força do robô acionado hidraulicamente para aplicações industriais de montagem, polimento, rebarbação e outras que envolvem interação com o meio.
- Estudo e implementação de observadores de velocidade e aceleração das juntas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALLEYNE, A. Nonlinear force control of an electro-hydraulic actuator. In: JAPAN/USA SYMPOSIUM ON FLEXIBLE AUTOMATION, June 1996, Boston. **Proceedings**. Boston: 1996. v. 1, p 193-200.
- ANDERSEN, T.O.; CONRAD, F.; HANSEN, P.E.; ZHOU, J.J. **A novel adaptive control scheme for hydraulic actuator motion systems**. Proceedings of 16th Bath International Fluid Power Workshop, p. 177-191, 1993.
- ANDRIGHETTO, Pedro L. **Posicionador eletro-hidráulico controlado por válvula proporcional direcional**. Florianópolis, 1996. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- ARMSTRONG, B.; CANUDAS-DE-WIT, C. Friction modeling and compensation. In: **The control handbook**. CRC Press, 1996. p. 1369-1382. Cap. 77.
- ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B.; DUPONT, P.; CANUDAS-DE-WIT, C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. **Automatica**, v. 30, n. 7, p. 1083-1138, July 1994.
- BARAHANOV, N., ORTEGA, R., **Necessary and sufficient conditions for passivity of the LuGre friction model**. IEEE Transactions on Automatic Control. v. 45, n. 4, Abril 2000, p. 830–832.
- BEINER, L. **Minimum-force redundancy control of hydraulic cranes**. Preprints of the 5th IFAC Symposium on Robot Control, Nantes, France, p. 639-644, Sept. 1997.
- BILODEAU, Glen; PAPADOPOULOS, Evangelos. **A model-based impedance control scheme for high-performance hydraulic joints**. Proceedings of the IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems, Victoria, Canada, v.2, p. 1308-1313, 1998.
- BOLLMANN, Arno; GUENTHER, Raul. Posicionadores hidráulicos e pneumáticos: características e técnicas de controle. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE HIDRÁULICA E PNEUMÁTICA, 5., 1997, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: SENAI/CTAI, 1997. p. 57-78.
- BONCHIS, A., CORKE, P.I., RYE, D.C., **A pressure-based, velocity independent, friction model for asymmetric hydraulic cylinders**. Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation, v. 3, p.1746 –1751, 1999.
- BONCHIS, A., CORKE, P.I., RYE, D.C.; HA, Q.P. **Variable structure methods in hydraulic servo systems control**. Automatica. Elsevier Science, n. 37, p.589-595, 2001.

- BU, Fanping; YAO, Bin. **Nonlinear adaptive robust control of actuators regulated by proportional directional control valves with deadband nonlinear flow gains.** Proceedings of the American Control Conference. Chicago, Illinois, p. 4129-4133, June 2000a.
- BU, Fanping; YAO, Bin. **Observer based coordinated adaptive robust control of robot manipulators driven by single-rod hydraulic actuators.** Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation, v. 3, p. 3034 –3039, 2000b.
- BU, Fanping; YAO, Bin. **Nonlinear model based coordinated adaptive robust control of electro-hydraulic robotic arms via overparametrizing method.** Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics and Automation, v. 4, p. 3459 –3464, 2001.
- CANUDAS-DE-WIT, C.; OLSSON, H.; ASTRÖM, K.J.; LISCHINSKY, P. **A new model for the control of systems with friction.** IEEE Transactions on automatic control, v. 40, n. 3, p. 419-425, Mar. 1995.
- CANUDAS-DE-WIT, C.; SICILIANO, B.; BASTIN, G. (Eds). **Theory of robot control.** London: Springer-Verlag, 1996. 392 p.
- CANUDAS-DE-WIT, C.; LISCHINSKY, P. Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model. **International Journal of Adaptive Control and Signal Processing**, v.11, p.65-80, 1997.
- CANUDAS-DE-WIT, Carlos. Comments on "A new model for control of systems with friction". **IEEE Transactions on Automatic Control**, v. 43, n. 8, p.1189–1190, Aug. 1998.
- CERONI, José A.; NOF, Shimon Y. Robotics terminology. In: NOF, Shimon Y. (Ed.). **Handbook of industrial robotics.** 2.ed. New York: John Wiley & Sons, 1999. p. 1261-1317.
- CHRISTENSEN, G.K.; ZHOU, J.; CONRAD, F.; SORENSEN, T. The state of hydraulic technology and its electric competitors. In: GARBACIK, Andrzej; STECKI, Jacek. (Ed.). **Developments in fluid power control of machinery and manipulators.** Cracow: Fluid Power Net Publication, 2000. p. 156-159.
- CLEGG, Andrew C. **Self-tuning Position and Force Control of a Hydraulic Manipulator.** Heriot-Watt (UK), 2000. 260 f. Thesis (Doctor of Philosophy) – Department of Computing and Electrical Engineering, Heriot-Watt University.
- CLEGG, A. C.; DUNNIGAN, M. W.; LANE, D. M. Self-tuning position and force control of an underwater hydraulic manipulator. **Proceedings of the IEE International Conference on Robotics & Automation**, Seoul, Korea, p. 3226- 3231, May 2001.

- CORBET, T.; SEPEHRI, Nariman; LAWRENCE, P.D. **Fuzzy control of a class of hydraulically actuated industrial robots.** IEEE Transactions on Control Systems Technology, v. 4, n. 4, p.419-426, July 1996.
- CUNHA, Mauro A. B. **Controle em cascata com adaptação de parâmetros aplicado a um atuador hidráulico.** Florianópolis, 1997. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- CUNHA, M. A. B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E. R.; NEGRI, V. J. A cascade strategy using nonlinear control techniques applied to a hydraulic actuator. **Proceedings of the 1st Fluid Power Net International – PhD Symposium**, p.57-70, 2000b.
- CUNHA, Mauro A. B. **Controle em cascata de um atuador hidráulico: contribuições teóricas e experimentais.** Florianópolis, 2001. 199f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J. **Design of cascade controllers for a hydraulic actuator.** In: International Journal of Fluid Power 3 n. 2. 2002. p.35-46.
- DE NEGRI, Victor J. **Modelagem de um servomecanismo mecânico-hidráulico.** Florianópolis, 1987. 161f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- DE NEGRI, Victor J. e FURST, Fernando L. **Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição.** Florianópolis: 2002. Apostila (Disciplina de TEPISM: Estudo Avançado de Válvulas Proporcionais) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- DE NEGRI, Victor J. e KINCELER, Roberto. **A new flow force-compensated control valve – conception and mathematical modelling.** In: XVI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2001, Uberlândia. 2001.
- DUNNIGAN, M.W.; LANE, D.M.; CLEGG, A.C.; EDWARDS, I. Hybrid position/force control of a hydraulic underwater manipulator. **IEE Proceedings of The Control Theory and Applications**, v. 143, n.2, p.145-151, Mar. 1996.
- DUPONT, P.; ARMSTRONG, B.; HAYWARD, V. Elasto-plastic friction model: contact compliance and stiction. **Proceedings of the American Control Conference**, Illinois, p. 1072-1077, Mar. 2000.
- DUPONT, P.; HAYWARD, V.; ARMSTRONG, B.; ALTPETER, F. **Single state elastoplastic friction modelsAutomatic Control.** Transactions on IEEE, v. 47, n. 5 , may 2002. p. 787-792.

- ESPÍNDOLA, Marcos A. **Desenvolvimento de um banco de testes para válvulas proporcionais**. 2001. Projeto de Fim de Curso. Curso de Engenharia de Controle e Automação Industrial. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis.
- FRANKLIN, Gene F.; POWELL, I. David; EMANI-NAEINI, Abbas. **Feedback control of dynamic and systems**. 3.ed. Stanford: Addison – Wesley, 1994.
- FRIEDLAND, B.; PARK, Y.J. On adaptive friction compensation. **IEEE Transaction on Automatic Control**, v. 37, n.10, p 1609-1612. Oct 1992.
- FRIEDLAND, B.; MENTZELOPOULOU, S. **On adaptive friction compensation without velocity measurement**. In: IEEE Conference on Control Applications, 1., v. 2, p. 1076–1081, 1992.
- FURST, Fernando L. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição**. Florianópolis, 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- GE, S. S.; LEE, T. H.; REN, S. X. Adaptive friction compensation of servo mechanisms. **Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications**. Hawaii, v. 2, p. 1175–1180, Aug. 1999.
- GUENTHER, R., HSU, L. **Variable structure adaptive cascade control of rigid-link electrically-driven robot manipulators**. Proc. IEEE 32nd CDC, San Antonio, Texas, December, p.2137-2142, 1993.
- GUENTHER, R., DE PIERI, E. R. Cascade control of the hydraulic actuators. **Revista Brasileira de Ciências Mecânicas**, Rio de Janeiro, v. 19, n. 2, p. 108-120, jun. 1997.
- GUENTHER, R., DE PIERI, E. R.; CUNHA, M.A.B. **Variable structure adaptive cascade control of the hydraulic actuators**. Florianópolis: UFSC- Laboratory of Robotics, 1998a. 18 p. Technical report.
- GUENTHER, R; CUNHA, M.A.B.; DE PIERI, E.R. Experimental implementation of the variable structure adaptive cascade control for hydraulic actuators. **Power Transmission and Motion Control**, Bath, England, p. 349-361, Sept. 1998b.
- GUENTHER, R.; CUNHA, M.A.B.; DE PIERI, E.R ; DE NEGRI, V.J. VS-ACC applied to a hydraulic actuator. **Proceedings of American Control Conference**, Chicago, p. 4124-4128, 2000.
- HABIBI, S.R.; RICHARDS, R.J.; GOLDENBERG, A.A. **Hydraulic actuator analysis for industrial robot multivariable control**. Proceedings of the American Control Conference, Baltimore, Maryland, p. 1003-1007, June 1994.

- HABIBI, S.R.; GOLDENBERG, A.A. **Analysis and control of industrial hydraulic robots.** Proceedings of the 33rd IEEE Conference on Decision and Control, v. 1, p. 345-350, Dec. 1994.
- HABIBI, S. R. **Sliding mode control of a hydraulic industrial robot.** Journal of dynamic systems, measurement, and control, Transactions of ASME, v. 121, p. 312-318, June 1999.
- HEINRICHS, Brad; SEPEHRI, Nariman; THORNTON-TRUMP, A.B. **Position-based impedance control of an industrial hydraulic manipulator.** Proceedings IEEE International Conference on Robotics and Automation, Minneapolis, Minnesota, v. 1, p. 284-290, April 1996.
- HEINRICHS, Brad; SEPEHRI, Nariman; THORNTON-TRUMP, A.B. **Position-based impedance control of an industrial hydraulic manipulator.** IEEE Control Systems Magazine, v. 17, n. 1, p. 46-52, Feb. 1997.
- HEINTZE, Johannes; PETERS, R. M.; VAN-DER-WEIDEN, A. J. J. **Cascade Δp and sliding mode for hydraulic actuators.** Rome, Italy. 3rd European Control Conference. 1995a.
- HEINTZE, Johannes; VAN-DER-WEIDEN, A. J. J. **Inner-loop design and analysis for hydraulic actuators, with an application to impedance control.** Control Eng. Practice, v. 3. n. 9. p. 1323-1330. 1995b.
- HEINTZE, Johannes; TEERHUIS, P.C.; VAN-DER-WEIDEN, A. J. J. **Controlled hydraulics for a direct drive brick laying robot.** Automation in Construction. p. 23-29. 1996.
- HEINTZE, Johannes. **Design and control of a hydraulically actuated industrial brick laying robot.** Delft, Holland, 1997. 246f. Thesis (Doctor of Philosophy), Delft Technology University.
- HONEGGER, Marcel; CORKE, Peter. **Model-based control of hydraulically actuated manipulators.** Proceedings 2001 IEEE. International Conference on Robotics and Automation, v. 3, p. 2553 –2559, 2001.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION. **ISO 10770-1:** Hydraulic fluid power: Eletrically modulated hydraulic control valves. [S.I.], 1998.
- KHALIL, M. **Nonlinear systems.** 2 ed. New Jersey: Prentice-Hall, 1996.
- KARNOPP, D. Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems. **Journal of dynamic systems, measurement and control.** Transactions of ASME, v. 107, p. 100-103, Mar. 1985.
- LEE, Sung-Uk; CHANG, Pyung H. **Control of a heavy-duty robotic excavator using time delay control with switching action with integral sliding surface.** Proceedings of the

- 2001 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Seoul, Korea, v.4, p. 3955-3960, May 2001.
- LI, Zheng D.; CORKE, Peter I.; GURGENCI, Hal Z. **Modelling and simulation of an electro-hydraulic mining manipulator**. Proceedings. IEEE International Conference on Robotics and Automation, Albuquerque, New Mexico, v. 2, p. 1663–1668, 1997.
- LISCHINSKY, P., CANUDAS-DE-WIT, C., MOREL, G., **Friction compensation of a Schilling hydraulic robot**. Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications, p. 294–299, 1997.
- LISCHINSKY, C.; CANUDAS-DE-WIT, C.; MOREL, G. Friction compensation for an industrial hydraulic robot. **IEEE Control Systems Magazine**, v. 19, p. 25-32, Feb. 1999.
- LOPES, L.G.O. **Controle a estrutura variável aplicado a um atuador hidráulico**. Florianópolis, 1997. 109 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- MACHADO, Cláudio Luís D'Elia. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. Florianópolis, 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.
- MATTILA, J.; VIRVALO, T. Energy-efficient motion control of a hydraulic manipulator. **Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation**, v. 3, p. 3000-3006, 2000.
- MEDANIC, J.; YUAN, M.; MEDANIC, B. **Robust multivariable nonlinear control of a two link excavator: part I**. Proceedings of the 36rd IEEE Conference on Decision and Control, San Diego, p. 4231-4236, Dec. 1997.
- MENDES, M.F. **Controle de força de robôs manipuladores interagindo com ambientes de elasticidade não linear**. Florianópolis, 1999. 109 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- MERRITT, Herbert E. **Hydraulic control system**. New York: John Wiley & Sons, 1967.
- M'SIRDI, N. K.; FRAISSE, P.; DAUCHEZ, P.; MANAMANI, N. Sliding mode control for a hydraulic underwater manipulator. **5th IFAC Symposium on Robot Control**, Nantes, France, p. 145-151, Sept. 1997.
- NISE, Norman S. **Control systems engineering**. 3.ed. Pomona: John Wiley & Sons, 2000.
- NOF, Shimon Y. **Handbook of industrial robotics**. 2.ed. New York: John Wiley & Sons, 1999.
- NOURI, B.M.Y.; AI-BENDER, F.; SWEVERS, J.; VANHERCK, P.; VAN BRUSSEL, H. Modeling a pneumatic servo positioning system with friction. **Proceedings of the American Control Conference**, Chicago, p. 1067-1071, June 2000.

- PAIM, Cristiane C. **Técnicas de controle aplicadas a um atuador hidráulico**. Florianópolis, 1997. 153f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- PAHL, Gerhard; BEITZ, Wolfgang. **Engineering design: a systematic approach**. 2. ed. London: Springer-Verlag, 1995.
- PERONDI, Eduardo A. **Controle não-linear em cascata de um serv atuador pneumático com compensação do atrito**. Florianópolis, 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- RAMIREZ, Alejandro Rafael Garcia. **Controle de posição de robôs manipuladores com transmissões flexíveis considerando a compensação de atrito**. Florianópolis, 2003. 113 f. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina.
- RODRIGUES, L.A.H. ; De NEGRI, V.J. ; VALDIERO, A. C. . **Principais parâmetros de válvulas direcionais proporcionais aplicadas em sistemas hidráulicos de controle**. Ctaí Revista de Automação e Tecnologia da Informação, Florianópolis, v. 2, n. 2, p. 85-90, 2003.
- SANTOS, C. H. F. dos. **Modelagem, simulação e controle em cascata de um robô manipulador hidráulico**. Florianópolis: 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- SANTOS, C. H. F. dos; VALDIERO, A. C.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E. R. **Modelagem e controle em cascata de um manipulador hidráulico**. In: CONEM, 2., 2002a, João Pessoa, PB.
- SANTOS, C. H. F. dos; VALDIERO, A. C.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E. R. **Controle em cascata de um robô manipulador hidráulico**. In: CBA, 14., 2002b, Natal, RN.
- SCIAVICCO, Lorenzo; SICILIANO, Bruno. **Modeling and control of robot manipulators**. Naples: McGraw-Hill, 1996.
- SEPEHRI, Nariman; DUMONT, G.A.M.; LAWRENCE, P.D.; SASSANI, F. **Cascade control of hydraulically actuated manipulators**. Robotica, v. 8, p. 207-216, 1990.
- SEPEHRI, Nariman; KHAYYAT, A.A.; HEINRICHS, Brad. **Development of a nonlinear PI controller for accurate positioning of an industrial hydraulic manipulator**. Mechatronics, Elsevier Science, v. 7, n. 8, p. 683-700, 1997.
- SHIGLEY, Joseph Edward; UICKER, John Joseph. **Theory of machines and mechanisms**. 2 ed. New York: McGraw-Hill, 1995. 719p.

- SIROUSPOUR, Mohammad R.; SALCUDEAN, Septimiu E. **Nonlinear control of hydraulic robots**. IEEE Transactions on Robotics and Automation, v. 17, p. 173-182, Apr. 2001a.
- SIROUSPOUR, Mohammad R.; SALCUDEAN, Septimiu E. **Nonlinear control of a hydraulic parallel manipulator**. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Seoul, Korea, v. 4, p. 3760-3765, May 2001b.
- SLOTINE, Jean-Jacques E.; LI, Weiping. On the adaptive control of robot manipulators, **Int. J. Robots Research**, v. 6, n. 3, p. 49-59, 1987.
- SLOTINE, Jean-Jacques E.; LI, Weiping. Adaptive manipulator control: a case study. **IEEE Transaction on Automatic Control**, 33-44, 1988.
- SLOTINE, Jean-Jacques E.; LI, Weiping. **Applied nonlinear control**. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1991.
- SOBCZYK, A. Construction machines and manipulators: modern designs and research problems. In: GARBACIK, Andrzej; STECKI, Jacek. (Ed.). **Developments in fluid power control of machinery and manipulators**. Cracow: Fluid Power Net Publication, 2000. p. 345-364.
- SPONG, Mark W.; VIDYASAGAR, Mathukumalli. **Robot dynamics and control**. John Wiley & Sons, 1989.
- STECKI, Jacek. Fluid power and mechatronics. In: GARBACIK, Andrzej; STECKI, Jacek. (Ed.). **Developments in fluid power control of machinery and manipulators**. Cracow: Fluid Power Net Publication, 2000. p. 39-45.
- SWEVERS, J.; AL-BENDER, F.; GANSEMAN, C. G.; PRAJOGO, T. An integrated friction model structure with improved presliding behavior for accurate friction compensation. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v. 45, n. 4, p. 675-686, Apr. 2000.
- TAFAZOLI, S.; DE SILVA, C.W., LAWRENCE, P.D. Position and force control of an electrohydraulic manipulator in the presence of friction. Systems, Man and Cybernetics. **In: The IEEE International Conference on Intelligent Systems for the 21st Century**, v. 2, p. 1687-1692, 1995.
- TAFAZOLI, S.; DE SILVA, C.W.; LAWRENCE, P.D. Tracking control of an electrohydraulic manipulator in the presence of friction. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 6, n. 3. p. 401-411, May 1998.
- TAO, G.; KOKOTOVIC. **Adaptive control of systems with actuator and sensor nonlinearities**. New York: John Wiley & Sons, 1996.
- TSAI, L.-W. **Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators**. New York: John Wiley & Sons, 1999. 505 p.

- UTKIN, V.I. Discontinuous control systems: state of art in theory and applications. **IFAC World Congress on Automatic Control**. Preprints, Munich, v.1, p. 75-94,1987.
- VALDIERO, Antonio C.; ANDRIGHETTO, Pedro L. Robótica e automação para agricultura de precisão. In: JORNADA DE ENSINO, PESQUISA E EXTENSÃO DA UNIJUÍ, 2., 1998, Panambi. **Anais...** Ijuí: Unijuí, 1998. v. 1, p. 115. Apresentação oral.
- VALDIERO, Antonio C.; ANDRIGHETTO, Pedro L. Aplicações de robótica e automação na indústria metal-mecânica do Rio Grande Do Sul. In: JORNADA DE PESQUISA DA UNIJUÍ, 4., 1999, Ijuí. **Anais...** Ijuí: Unijuí, 1999. p. 85. Apresentação oral.
- VALDIERO, A. C. **Projeto e implementação de controladores para atuadores hidráulicos**. Florianópolis: Laboratório de Robótica – UFSC, 2001. 48 p. Relatório de pesquisa.
- VALDIERO, A. C.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E. R. **Controle de manipuladores robóticos acionados hidraulicamente**. In: VII Seminário de Automação de Processos - Sistemas de Manipulação - Robótica, 2003, Santos-SP. VII Seminário de Automação de Processos da ABM. São Paulo: Associação Brasileira de Metalurgia, 2003. p. 343-352.
- WARNECKE, H. -J.; SCHRAFT, R. D.; HÄGELE, M.; BARTH, O.; SCHMIERER, G. Manipulator Design. In: NOF, Shimon Y. (Ed.). **Handbook of industrial robotics**. 2.ed. New York: John Wiley & Sons, 1999. p. 43-78.
- YAO, B.; BU, F.; REEDY, J.; CHIU, G.T.C. **Adaptive robust motion control of single-rod hydraulic actuators: theory and experiments**. Proceedings of the American Control Conference, San Diego, California, v. 2, p. 759-763, June 1999.
- ZHOU, Jianjun. **Experimental evaluations of a kinematic compensation control method for hydraulic robot manipulators**. Control Eng. Practice, Elsevier Science, v. 3, n. 5, p. 675-684, 1995.
- ZHU, Wen-Hong; SCHUTTER, Joris De. Adaptive control of mixed rigid/flexible joint robot manipulators based on virtual decomposition. **IEEE Transactions on Robotics and Automation**, v. 15, n. 2, p. 310 –317, Apr. 1999.
- ZIAEI, K.; SEPEHRI, N. **Modeling and identification of electrohydraulic servos**. Mechatronics, Elsevier Science, n. 10, p. 761-772, 2000.

APÊNDICE A - MODELO DINÂMICO DE UM ATUADOR HIDRÁULICO DIFERENCIAL LINEAR

A.1 Descrição do sistema

O atuador hidráulico, considerado na modelagem, é composto principalmente de uma válvula direcional proporcional tipo carretel de 4 vias e um cilindro hidráulico diferencial, conforme diagrama esquemático mostrado na Figura A.1.

Durante a operação, o fluido é fornecido por uma Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH) sob condições de pressão e vazão especificadas. E uma tensão de controle u energiza as bobinas dos solenóides proporcionais da válvula, produzindo um deslocamento x_v do carretel. Por sua vez, o carretel, ao ser deslocado, gera orifícios de passagem, fornecendo fluido a alta pressão para uma das câmaras do cilindro e permitindo que o fluido da outra escoe para o reservatório. Conseqüentemente, tem-se a variação das pressões nas câmaras do cilindro, resultando numa força que movimenta a haste do cilindro de um deslocamento y .

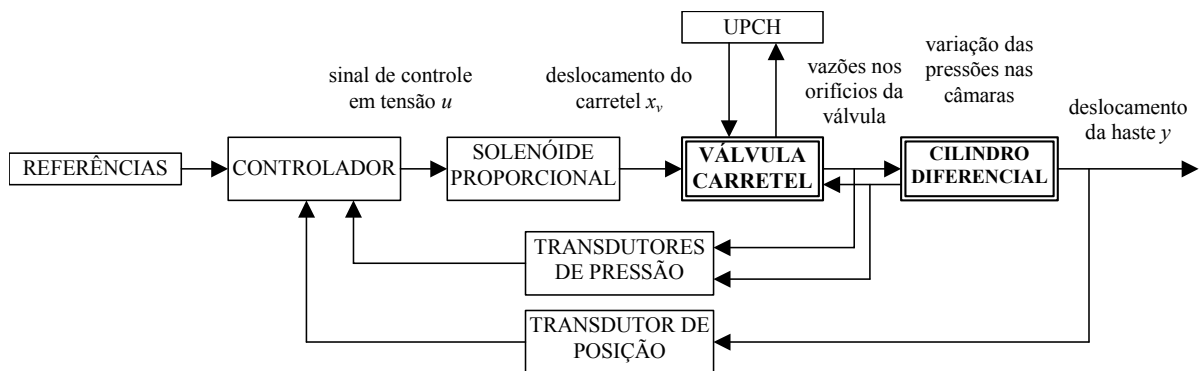


Figura A.1 - Diagrama esquemático do sistema de atuação hidráulica.

Na modelagem do atuador hidráulico, foram utilizadas a Lei de Kirchoff das tensões para o solenóide proporcional, e as equações da continuidade e do movimento para a válvula e para o cilindro hidráulico.

A seguir, são propostos modelos matemáticos para cada um dos principais componentes do sistema. E a partir da combinação adequada destes modelos, tem-se os diferentes modelos para o atuador como um todo, ressaltando-se os modelos de 6^a. ordem com a dinâmica da válvula, apresentados nas seções A.7 e A.9, e os modelos de 4^a ordem, seções A.8 e A.10, onde a dinâmica da válvula é muito rápida e pode ser desprezada.

A.2 Equação da tensão no solenóide

Considerando o solenóide proporcional da válvula, independente do tipo de ligação das bobinas e do amplificador, como um motor de força elétrica de corrente contínua, obtém-se um modelo linear de 1ª ordem (VALDIERO, 2001), o mais simples, representado pela equação (A.9):

$$\tau_s \frac{di_m}{dt} + i_m = \frac{u}{R_b} \quad (\text{A.9})$$

onde R_b é a resistência das bobinas do solenóide, medida em ohms (Ω); u é a tensão aplicada na bobina, em volts (V); i_m é a corrente produzida nas bobinas, em amperes (A); τ_s é a constante de tempo do solenóide, obtida em catálogos ou em testes experimentais.

Como a dinâmica elétrica do solenóide pode ser considerada muito rápida quando comparada com as dinâmicas mecânicas descritas a seguir, ela será desprezada neste trabalho e considerar-se-á apenas o ganho tensão-corrente em regime permanente.

A.3 Equação do movimento do carretel da válvula

A força necessária para movimentar as partes móveis da válvula, pode ser obtida com a aplicação da lei de Newton ao sistema de forças do carretel, mostrado na Figura A.2. Veja o diagrama de corpo livre do carretel da válvula.

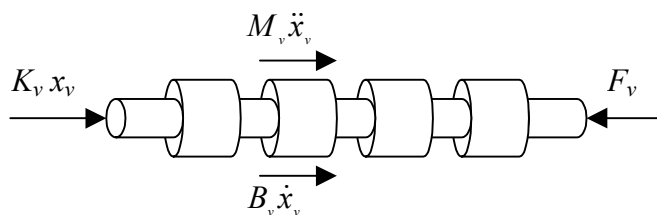


Figura A.2 - Diagrama de corpo livre do carretel da válvula.

Do equilíbrio das forças no carretel, obtém-se:

$$M_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_v \frac{dx_v}{dt} + K_v x_v = F_v = K_f i_m \quad (\text{A.10})$$

onde M_v é a massa do carretel; B_v é o amortecimento viscoso do carretel; K_v é a constante elástica da mola de centragem do carretel e pode incluir a rigidez associada à força de escoamento. F_v é a força magnética exercida pelo solenóide sobre o carretel na passagem de

uma corrente elétrica i_m nas bobinas e pode ser escrita em função da corrente e do ganho de força K_f do solenóide, considerando-se que o deslocamento no solenóide é igual ao deslocamento do carretel.

A equação (A.10) representa a dinâmica do carretel da válvula e pode ser escrita na forma mostrada na equação (A.11) em função da frequência natural ω_v e do fator de amortecimento ζ_v , estimados a partir do diagrama de resposta em frequência, o qual é fornecido no catálogo do fabricante da válvula ou obtido através de ensaios experimentais.

$$\frac{1}{\omega_v^2} \frac{d^2 x_v}{dt^2} + \frac{2\zeta_v}{\omega_v} \frac{dx_v}{dt} + x_v = \frac{K_f}{K_v} i_m \quad (\text{A.11})$$

onde a expressão da frequência natural da válvula ω_v é dada pela equação (A.12):

$$\omega_v = \sqrt{\frac{K_v}{M_v}} \quad (\text{A.12})$$

e a expressão do fator de amortecimento da válvula ζ_v é dada pela equação (A.13):

$$\zeta_v = \frac{B_v}{2} \sqrt{\frac{1}{K_v M_v}} \quad (\text{A.13})$$

O modelo completo de uma válvula, considerando a dinâmica do solenóide (A.9) e a dinâmica do movimento do carretel (A.11), resulta num modelo de 3^a ordem. CUNHA (2001) aproxima a dinâmica da eletroválvula por um modelo de 1^a ordem, baseando-se nos resultados do trabalho de ALLEYNE (1996) para uma servoválvula do tipo bocal-defletor MOOG 760-103A, onde a resposta é dominada por um pólo real. VALDIERO(2001) mostra que um modelo de 2^a ordem se ajusta melhor aos resultados experimentais de resposta em frequência de uma eletroválvula direcional proporcional REXROTH NG6, onde a dinâmica é dominada por um par de pólos complexos. Logo, pode-se concluir que a escolha de um modelo aproximado para a dinâmica da eletroválvula depende dos aspectos construtivos da válvula e deve ser adequado às suas características dinâmicas de resposta.

A.4 Equação da vazão nos orifícios da válvula

A determinação das vazões nos orifícios da válvula mediante o deslocamento x_v , mostrada esquematicamente na Figura A.3, pode ser feita a partir da equação de Bernoulli (balanço de energia) e encontra-se detalhada em VALDIERO (2001).

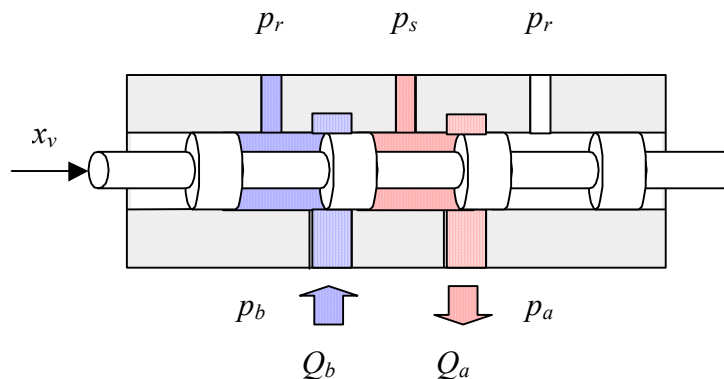


Figura A.3 – Desenho esquemático de um válvula carretel de 4 vias em corte.

Considerando-se uma válvula assimétrica de centro crítico, cuja a relação entre as áreas dos orifícios de controle é igual a relação entre as seções transversais das câmaras do cilindro diferencial, ao se deslocar o carretel de uma distância x_v , são geradas vazões que podem ser calculadas pelas seguintes expressões:

$$Q_a(x_v, p_a) = k_{sa} x_v g_1(p_a, \text{sign}(x_v)) \quad (\text{A.14})$$

$$Q_b(x_v, p_b) = -k_{sb} x_v g_2(p_b, \text{sign}(x_v)) \quad (\text{A.15})$$

onde p_a , p_b , Q_a e Q_b são, respectivamente, as pressões e as vazões nas câmaras; k_{sa} e k_{sb} são, respectivamente, os coeficientes de vazão dos orifícios a e b que representam as características geométricas da válvula e também agregam propriedades consideradas constantes para o escoamento e para o fluido (FURST, 2001), como por exemplo a massa específica do fluido; as funções $g_1(p_a, \text{sign}(x_v))$ e $g_2(p_b, \text{sign}(x_v))$ são definidas como em BU e YAO (2000a):

$$g_1(p_a, \text{sign}(x_v)) = \sqrt{\Delta p} = \begin{cases} \sqrt{p_s - p_a} & \text{para } x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_a - p_r} & \text{para } x_v < 0 \end{cases} \quad (\text{A.16})$$

$$g_2(p_b, \text{sign}(x_v)) = \sqrt{\Delta p} = \begin{cases} \sqrt{p_b - p_r} & \text{para } x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_s - p_b} & \text{para } x_v < 0 \end{cases} \quad (\text{A.17})$$

onde os Δp são as quedas de pressão nos orifícios da válvula; p_s é a pressão de suprimento; p_r é a pressão de retorno.

As vazões Q_a e Q_b fornecidas pela válvula são uma função não linear do deslocamento x_v do carretel e das pressões p_a e p_b . Como não linearidades, tem-se a raiz quadrada nas equações (A.16) e (A.17), a zona morta (em geral, nas válvulas direcionais proporcionais têm-se carretéis de centro supercrítico, onde a largura do ressalto é maior que a largura do pórstico), a saturação (limitação física do deslocamento), e o atrito não modelado entre o carretel e o pórstico. A partir de testes experimentais (VALDIERO, 2001; HONEGGER e CORKE, 2001; BU e YAO, 2000a; RODRIGUES et al., 2003), verifica-se que k_a e k_b são na prática coeficientes de vazão, que além de dependerem da geometria do orifício de passagem do fluido, variam em função da abertura x_v da válvula e da queda de pressão no orifício, ou seja $k_{sa, sb}(x_v, \Delta p)$, especialmente devido as mudanças no escoamento em torno da posição zero (válvula fechada); mas por simplificação das equações, considera-se que k_{sa} e k_{sb} são constantes.

É importante ressaltar que os vazamentos internos que ocorrem na válvula foram desprezados, mas podem ser incorporados no coeficiente vazão-pressão e compensados através do modelo linear para a vazão apresentado a seguir.

O modelo linear da vazão nos orifícios da válvula pode ser obtido em torno de um ponto de operação i . Para isto, utiliza-se a aproximação por série de Taylor em torno de $x_v = x_v|_i$. Considerando para fins de descrição matemática o uso de uma válvula tipo carretel de centro crítico e de quatro vias, com geometria ideal e pórsticos retangulares, pode-se definir as seguintes equações:

$$Q_a(x_v, p_a) - Q_a(x_v, p_a)|_i \cong K_{q1}(x_v - x_v|_i) - K_{c1}(p_a - p_a|_i) \quad (\text{A.18})$$

$$Q_b(x_v, p_b) - Q_b(x_v, p_b)|_i \cong -K_{q2}(x_v - x_v|_i) - K_{c2}(p_b - p_b|_i) \quad (\text{A.19})$$

onde K_{q1} e K_{q2} são os ganhos de vazão e K_{c1} e K_{c2} são os coeficientes vazão-pressão nos respectivos orifícios a e b . Estes parâmetros e mais os ganhos de pressão K_{p1} e K_{p2} , dados pelas equações (A.20) e (A.21), são chamados de coeficientes de servoválvulas (MERRITT, 1967).

$$K_{p1} = \left. \frac{\partial p_a}{\partial x_v} \right|_i = \frac{K_{q1}}{K_{c1}} \quad (\text{A.20})$$

$$K_{p2} = \left. \frac{\partial p_b}{\partial x_v} \right|_i = \frac{K_{q2}}{K_{c2}} \quad (\text{A.21})$$

Os coeficientes da válvula, K_{q1} , K_{q2} , K_{p1} e K_{p2} , podem ser obtidos respectivamente a partir de valores médios das curvas de vazão e de ganho de pressão, em ensaios experimentais (ESPÍNDOLA, 2001; RODRIGUES et al., 2003) de acordo com a norma ISO10770-1 (1998), e os coeficientes K_{c1} e K_{c2} podem então ser obtidos pelas expressões (A.20) e (A.21). Uma maneira teórica de estimar os valores de K_{q1} e K_{q2} é utilizar a média dos valores obtidos das equações (A.22) e (A.23), e, analogamente, K_{c1} e K_{c2} podem ser obtidos através das equações (A.24) e (A.25). As expressões que seguem são as derivadas de primeira ordem originadas das aproximações por série de Taylor expressas nas equações (A.18) e (A.19).

$$K_{q1} = \left. \frac{\partial Q_a(x_v, p_a)}{\partial x_v} \right|_i = k_{sa} \begin{cases} \sqrt{p_s - p_a|_i} & \text{para } x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_a|_i - p_r} & \text{para } x_v < 0 \end{cases} \quad (\text{A.22})$$

$$-K_{q2} = \left. \frac{\partial Q_b(x_v, p_b)}{\partial x_v} \right|_i = -k_{sb} \begin{cases} \sqrt{p_b|_i - p_r} & \text{para } x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_s - p_b|_i} & \text{para } x_v < 0 \end{cases} \quad (\text{A.23})$$

$$K_{c1} = - \left. \frac{\partial Q_a(x_v, p_a)}{\partial p_a} \right|_i = k_{sa} x_v|_i \begin{cases} \frac{\sqrt{p_s - p_a|_i}}{2(p_s - p_a|_i)} & \text{para } x_v \geq 0 \\ \frac{\sqrt{p_a|_i - p_r}}{2(p_a|_i - p_r)} & \text{para } x_v < 0 \end{cases} \quad (\text{A.24})$$

$$K_{c2} = - \left. \frac{\partial Q_b(x_v, p_b)}{\partial p_b} \right|_i = k_{sb} x_v|_i \begin{cases} \frac{\sqrt{p_b|_i - p_r}}{2(p_b|_i - p_r)} & \text{para } x_v \geq 0 \\ \frac{\sqrt{p_s - p_b|_i}}{2(p_s - p_b|_i)} & \text{para } x_v < 0 \end{cases} \quad (\text{A.25})$$

onde os ganhos de vazão, K_{q1} e K_{q2} , e os coeficientes vazão-pressão, K_{c1} e K_{c2} , dependem do ponto de operação i e do sentido do deslocamento x_v da válvula.

A.5 Equação da variação de pressão nas câmaras do cilindro

O modelo matemático para a variação das pressões nas câmaras do cilindro pode ser obtido utilizando-se as equações da continuidade. Em VALDIERO (2001), encontra-se um

estudo detalhado da equação da continuidade aplicada às câmaras de um cilindro. Para o cilindro diferencial mostrado na Figura A.4, obtêm-se as expressões da variação das pressões dadas pelas equações (A.26) e (A.27).

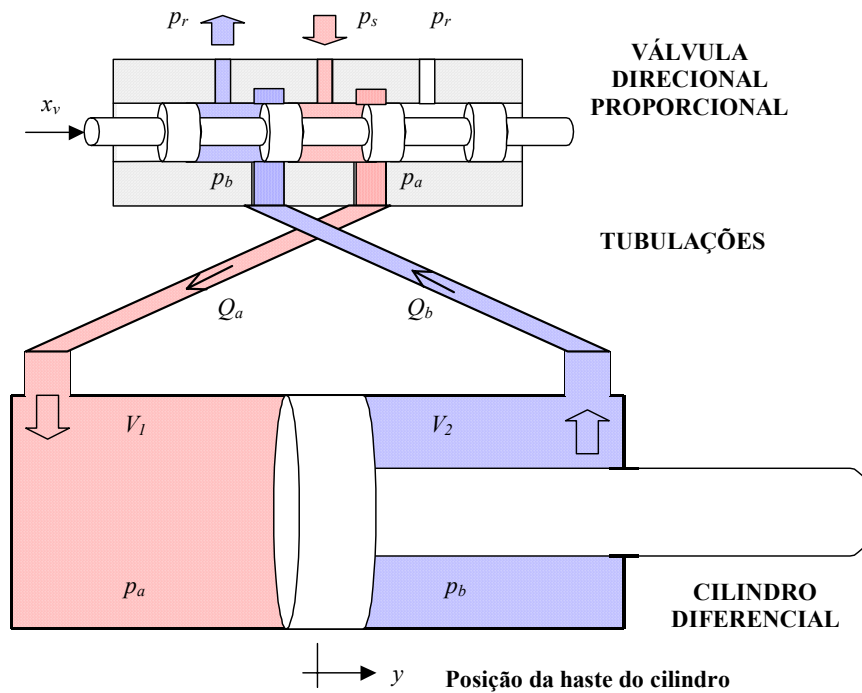


Figura A.4 - Desenho esquemático em corte de um cilindro diferencial ligado a uma válvula.

$$\frac{dp_a}{dt} = f_1(y)(Q_a(x_v, p_a) - A_1 \dot{y}) \quad (\text{A.26})$$

$$\frac{dp_b}{dt} = f_2(y)(Q_b(x_v, p_b) + A_2 \dot{y}) \quad (\text{A.27})$$

onde $f_1(y)$ e $f_2(y)$ são as funções dadas pelas equações (A.28) e (A.29):

$$f_1(y) = \frac{\beta}{V_1(y)} = \frac{\beta}{V_{10} + A_1 y} \quad (\text{A.28})$$

$$f_2(y) = \frac{\beta}{V_2(y)} = \frac{\beta}{V_{20} - A_2 y} \quad (\text{A.29})$$

sendo que β é o módulo de elasticidade do fluido; $V_1(y)$ e $V_2(y)$ são, respectivamente, os volumes das câmaras 1 e 2, os quais podem ser expressos em função dos volumes iniciais V_{10} e V_{20} , já acrescidos dos volumes das tubulações que ligam estas câmaras às saídas da válvula,

e dos volumes gerados pelo deslocamento y do êmbolo do cilindro em relação a posição inicial de referência.

Reescrevendo as equações (A.26) e (A.27) a partir da substituição das formas linearizadas das vazões, dadas pelas equações (A.18) e (A.19), e das expressões (A.28) e (A.29), tem-se:

$$\frac{(V_{10} + A_1 y)}{\beta} \frac{dp_a}{dt} = Q_a(x_v, p_a)|_i + K_{q1}(x_v - x_v|_i) - K_{c1}(p_a - p_a|_i) - A_1 \dot{y} \quad (\text{A.30})$$

$$\frac{(V_{20} + A_2 y)}{\beta} \frac{dp_b}{dt} = Q_b(x_v, p_b)|_i - K_{q2}(x_v - x_v|_i) - K_{c2}(p_b - p_b|_i) + A_2 \dot{y} \quad (\text{A.31})$$

Pelo exame dos primeiros membros das equações (A.30) e (A.31), pode-se ainda identificar os fatores não lineares $y dp_a/dt$ e $y dp_b/dt$, os quais podem ser linearizados por série de Taylor em torno do mesmo ponto i de operação, como segue:

$$y \frac{dp_a}{dt} = y|_i \left. \frac{dp_a}{dt} \right|_i + \left. \frac{dp_a}{dt} \right|_i (y - y|_i) + y|_i \left(\left. \frac{dp_a}{dt} \right|_i - \left. \frac{dp_a}{dt} \right|_i \right) \quad (\text{A.32})$$

$$y \frac{dp_b}{dt} = y|_i \left. \frac{dp_b}{dt} \right|_i + \left. \frac{dp_b}{dt} \right|_i (y - y|_i) + y|_i \left(\left. \frac{dp_b}{dt} \right|_i - \left. \frac{dp_b}{dt} \right|_i \right) \quad (\text{A.33})$$

A.6 Equação do movimento da carga do cilindro

Utilizando-se a equação do movimento aplicada a haste de um cilindro inclinado de um ângulo α , considerando como entrada a força hidráulica $F_H = (A_1 p_a - A_2 p_b)$, resultante do balanço de pressões nas câmaras e levando em conta a força de inércia $M \ddot{y}$, a força de atrito F_{atr} , a força de carga (por exemplo, a reação de um elo acionado no manipulador) F_L , a componente da força gravitacional do sistema haste mais carga F_G , tem-se o equilíbrio dinâmico mostrado no diagrama de corpo livre da Figura A.5 e representado pela equação (A.34).

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + F_{atr} + F_L + F_G = A_1 p_a - A_2 p_b = F_H \quad (\text{A.34})$$

onde M é a massa total em movimento, composta pela massa da haste do cilindro mais a carga e pela massa de fluido deslocado.

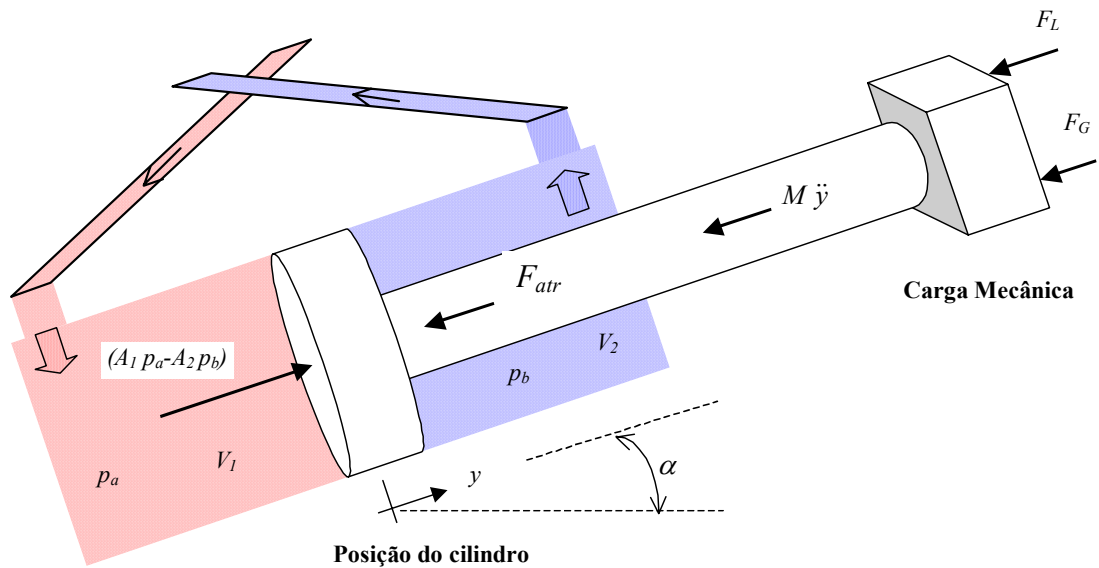


Figura A.5 - Diagrama de corpo livre do sistema haste do cilindro mais carga.

A equação (A.34) pode ser reescrita na forma da equação (A.35), com a finalidade de expressar a aceleração do sistema \ddot{y} , resultante da entrada de uma força hidráulica proveniente do balanço de pressões nas câmaras.

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} (A_1 p_a - A_2 p_b - F_{atr} - F_L - F_G) \quad (\text{A.35})$$

A.7 Modelo não linear de 6^a ordem com a dinâmica da válvula

Desprezando a dinâmica do solenóide, dada pela equação (A.9), em relação a dinâmica do movimento da válvula, dada pela equação (A.11); e combinando as equações (A.14) e (A.15) das vazões nos orifícios de controle; a dinâmica da variação das pressões nas câmaras, dada pelas equações (A.26) e (A.27); e a equação (A.35) do movimento no cilindro; obtém-se o modelo não linear de 6^a ordem, descrito pelas seguintes equações:

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} (A_1 p_a - A_2 p_b - F_{atr} - F_L - F_G) \quad (\text{A.36})$$

$$\dot{p}_a = f_1(y) k_{sa} g_1(p_a, \text{sgn}(x_v)) x_v - f_1(y) A_1 \dot{y} \quad (\text{A.37})$$

$$\dot{p}_b = -f_2(y) k_{sb} g_2(p_b, \text{sgn}(x_v)) x_v + f_2(y) A_2 \dot{y} \quad (\text{A.38})$$

$$\ddot{x}_v = k_{em} \omega_v^2 u - \omega_v^2 x_v - 2\zeta_v \omega_v \dot{x}_v \quad (\text{A.39})$$

onde $f_1(y)$, $f_2(y)$, $g_1(p_a, \text{sgn}(x_v))$ e $g_2(p_b, \text{sgn}(x_v))$ são as funções descritas respectivamente pelas equações (A.16), (A.17), (A.28) e (A.29); k_{em} é uma constante eletromecânica (CUNHA, 2001) que representa o ganho estático entre a entrada de controle u e o deslocamento x_v do carretel da válvula e é equivalente a expressão (A.40).

$$k_{em} = \frac{K_f}{K_v R_b} \quad (\text{A.40})$$

O modelo não linear, descrito pelas equações (A.36), (A.37), (A.38) e (A.39), pode ser escrito como um sistema de equações diferenciais de 1ª ordem na forma de variáveis de estado x_i , com $i=1..6$:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_v \quad (\text{A.41})$$

$$\dot{x}_2 = \ddot{x}_v = k_{em} \omega_v^2 u - \omega_v^2 x_v - 2\zeta_v \omega_v \dot{x}_v \quad (\text{A.42})$$

$$\dot{x}_3 = \dot{p}_a = f_1(y) k_{sa} g_1(p_a, \text{sgn}(x_v)) x_v - f_1(y) A_1 \dot{y} \quad (\text{A.43})$$

$$\dot{x}_4 = \dot{p}_b = -f_2(y) k_{sb} g_2(p_b, \text{sgn}(x_v)) x_v + f_2(y) A_2 \dot{y} \quad (\text{A.44})$$

$$\dot{x}_5 = \dot{y} \quad (\text{A.45})$$

$$\dot{x}_6 = \ddot{y} = \frac{1}{M} (A_1 p_a - A_2 p_b - F_{atr} - F_L - F_G) \quad (\text{A.46})$$

O diagrama de blocos para o modelo não linear de 6ª ordem é mostrado na Figura A.6.

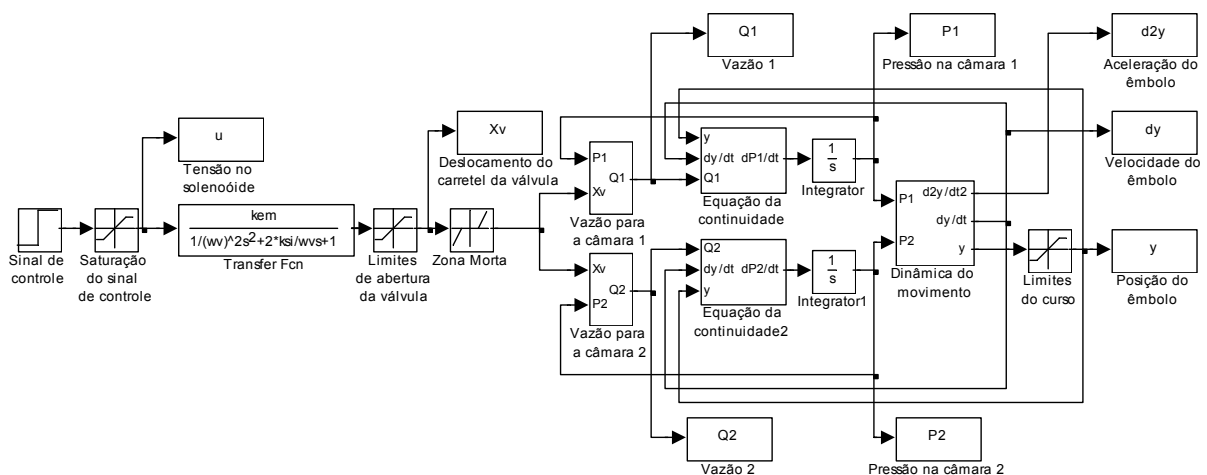


Figura A.6 - Diagrama de blocos do modelo não linear de 6ª ordem do atuador hidráulico.

Nota-se que as equações (A.43) e (A.44) são fortemente não lineares e incorporam os efeitos da vazão nos orifícios da válvula e da compressibilidade do fluido nos volumes das câmaras. Além disso, conforme pode ser observado na Figura A.6, também foram

consideradas as não linearidades de saturação dos diversos componentes do sistema e a zona morta de uma válvula de centro supercrítico. Neste modelo, considera-se uma força de atrito F_{atr} no cilindro, cujo modelo dinâmico é descrito na seção 3.3.

Os pontos de equilíbrio do sistema ocorrem quando a condição dada pela equação (A.47) é obedecida (SLOTINE e LI, 1991). E no ponto de equilíbrio, podem ser obtidas importantes conclusões sobre a estabilidade local do sistema não linear a partir das propriedades de estabilidade de sua aproximação linear, ou seja, pode-se aplicar o método de linearização da teoria de Lyapunov.

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2 = \dot{x}_3 = \dot{x}_4 = \dot{x}_5 = \dot{x}_6 = 0 \quad (\text{A.47})$$

A aplicação da condição de equilíbrio dada pela equação (A.47) permite a determinação dos estados de equilíbrio x_{iE} e do sinal de entrada no equilíbrio u_E , os quais serão utilizados como ponto de operação i na obtenção do modelo linear apresentado na seção A.9 e são:

$$\dot{x}_{1E} = \underline{\underline{\dot{x}_v}} = 0 \quad (\text{A.48})$$

$$\dot{x}_{5E} = \underline{\underline{\dot{y}}} = 0 \quad (\text{A.49})$$

$$\dot{x}_{3E} = \underline{\underline{\dot{p}_a}} = 0 = f_1(y) k_{sa} g_1(p_a, \text{sgn}(x_v)) x_v - f_1(y) A_1 \dot{y} \Rightarrow \underline{\underline{x_v}} = 0 \quad (\text{A.50})$$

$$\dot{x}_{4E} = \underline{\underline{\dot{p}_b}} = 0 = -f_2(y) k_{sb} g_2(p_b, \text{sgn}(x_v)) x_v + f_2(y) A_2 \dot{y} \quad (\text{A.51})$$

$$\dot{x}_{2E} = \underline{\underline{\ddot{x}_v}} = 0 = k_{em} \omega_v^2 u - \omega_v^2 x_v - 2\zeta_v \omega_v \dot{x}_v \Rightarrow \underline{\underline{u_E}} = 0 \quad (\text{A.52})$$

$$\dot{x}_{6E} = \underline{\underline{\ddot{y}}} = 0 = \frac{1}{M} (A_1 p_a - A_2 p_b - F_{atr} - F_L - F_G) \Rightarrow \underline{\underline{p_a}} = \frac{1}{A_1} (A_2 p_b + F_{atr} + F_L + F_G) \quad (\text{A.53})$$

Note que existe um conjunto de pontos de equilíbrio que satisfazem a relação de pressões nas câmaras da equação (A.53). Além disso, cabe ressaltar que este ponto de equilíbrio é válido para um modelo de atuador onde são desprezados os vazamentos na válvula e no cilindro.

A.8 Modelo não linear de 4ª ordem sem a dinâmica da válvula

Considerando-se que a dinâmica da válvula é muito rápida e desprezando-a, tem-se um modelo não linear de 4ª ordem dado por:

$$\ddot{y} = \frac{1}{M}(A_1 p_a - A_2 p_b - F_{atr} - F_L - F_G) \quad (A.54)$$

$$\dot{p}_a = f_1(y) k_a g_1(p_a, \text{sgn}(u)) u - f_1(y) A_1 \dot{y} \quad (A.55)$$

$$\dot{p}_b = -f_2(y) k_b g_2(p_b, \text{sgn}(u)) u + f_2(y) A_2 \dot{y} \quad (A.56)$$

onde $f_1(y)$, $f_2(y)$, $g_1(p_a, \text{sgn}(u))$ e $g_2(p_b, \text{sgn}(u))$ são também as mesmas das respectivas equações (A.16), (A.17), (A.28) e (A.29), substituindo-se o termo $\text{sgn}(x_v)$ por $\text{sgn}(u)$ nas duas últimas; k_a e k_b são chamadas de constantes hidráulicas (CUNHA, 2001) e são equivalentes a:

$$k_a = k_{sa} \frac{K_f}{K_v R_b} = k_{sa} k_{em} \quad (A.57)$$

$$k_b = k_{sb} \frac{K_f}{K_v R_b} = k_{sb} k_{em} \quad (A.58)$$

O diagrama de blocos para o modelo não linear de 4ª ordem é mostrado na Figura A.7.

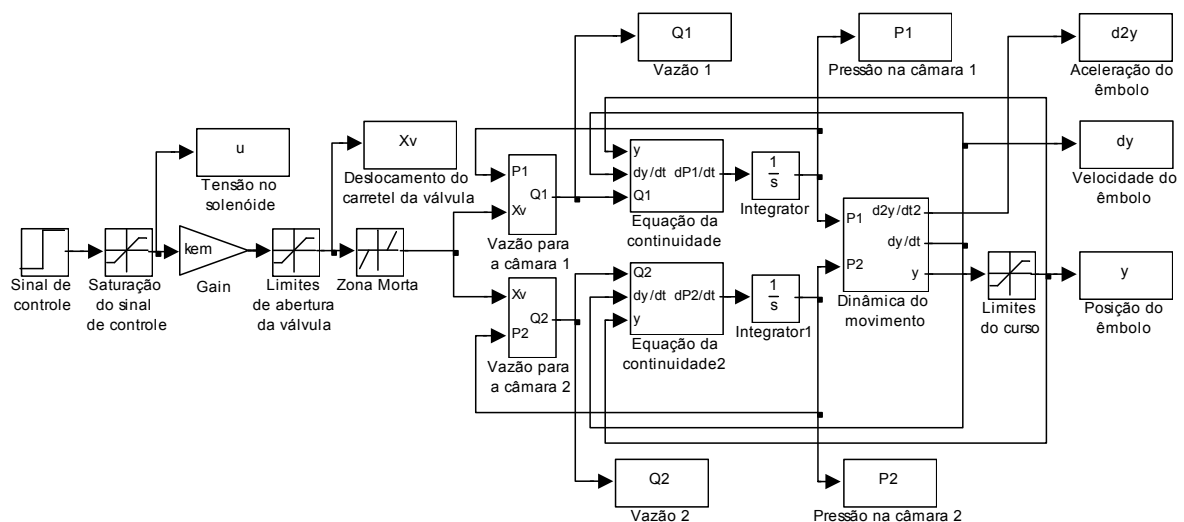


Figura A.7 - Diagrama de blocos do modelo não linear de 4ª ordem do atuador hidráulico.

A.9 Modelo linear de 6ª ordem com dinâmica da válvula

O modelo linear é obtido a partir da linearização dos termos não lineares das equações (A.42) e (A.43), em torno de um ponto de equilíbrio, para posição $y=0$, na condição de força de carga nula ($F_L=0$) e com o atuador num plano horizontal ($F_G=0$). Considerando-se as equações (A.11) da dinâmica do movimento do carretel da válvula, (A.18) e (A.19) das vazões linearizadas, (A.30) e (A.31) da dinâmica das pressões nas câmaras linearizadas de acordo com as equações (A.32) e (A.33), e (A.35) do movimento da haste no cilindro levando em conta apenas o atrito viscoso ($F_{atr} = B \dot{y}$) e desprezando os demais fenômenos do atrito em baixa velocidade, pode-se escrever a seguinte equação matricial, na forma de variáveis de estado:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_v \\ \ddot{x}_v \\ \dot{p}_a \\ \dot{p}_b \\ \dot{y} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_v^2 & -2\zeta_v\omega_v & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\beta}{V_{10}}K_{q1} & 0 & -\frac{\beta}{V_{10}}K_{c1} & 0 & 0 & -\frac{\beta}{V_{10}}A_1 \\ -\frac{\beta}{V_{20}}K_{q2} & 0 & 0 & -\frac{\beta}{V_{20}}K_{c2} & 0 & \frac{\beta}{V_{20}}A_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{A_1}{M} & -\frac{A_2}{M} & 0 & -\frac{B}{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_v \\ \dot{x}_v \\ p_a \\ p_b \\ y \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ k_{em}\omega_v^2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (\text{A.59})$$

A função de transferência $G_6(s)$ do sistema em malha aberta é dada pela equação (A.60) e o Lugar das Raízes para o sistema em malha fechada com ganho proporcional é mostrado na Figura A.8 para os parâmetros apresentados na Tabela A.1 (adaptada para uma válvula assimétrica) e na Tabela A.2.

$$G_6(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\beta [k_{em}K_{q1}A_1(V_{20}s + \beta K_{c2}) + k_{em}K_{q2}A_2(V_{10}s + \beta K_{c1})]}{\left(\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v}{\omega_v}s + 1\right) [(Ms^2 + Bs)(V_{10}s + \beta K_{c1})(V_{20}s + \beta K_{c2}) + A_1^2\beta s(V_{20}s + \beta K_{c2}) + A_2^2\beta s(V_{10}s + \beta K_{c1})]} \quad (\text{A.60})$$

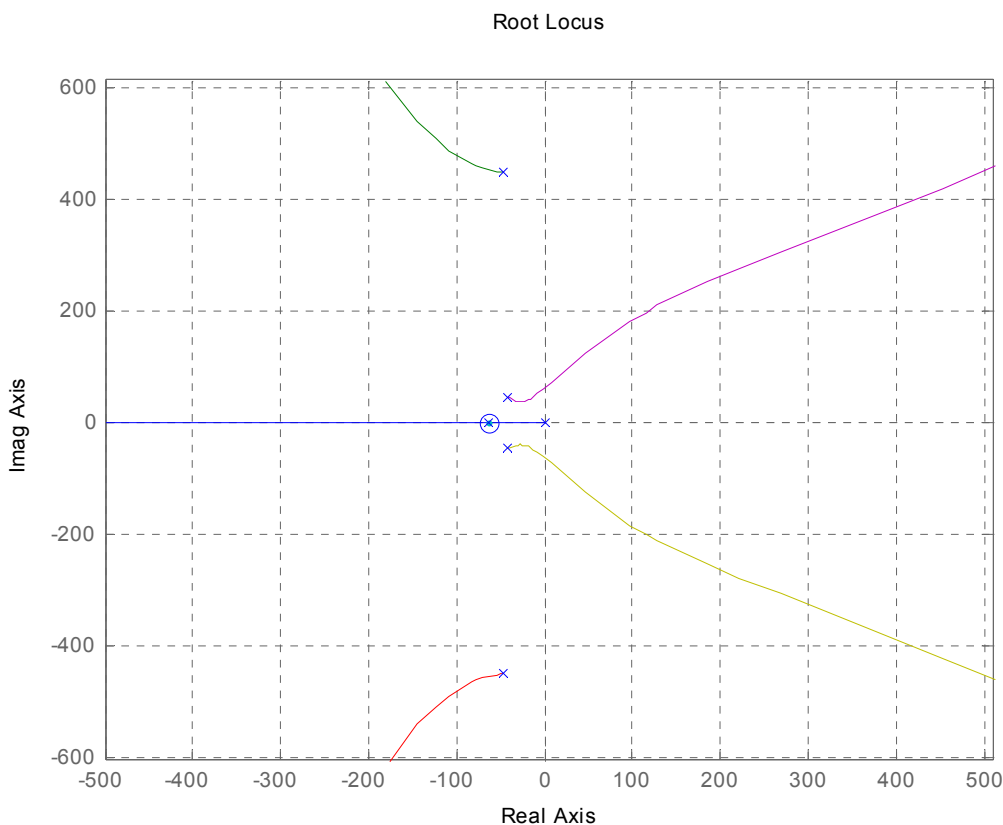


Figura A.8 - Lugar das Raízes para o sistema de atuação hidráulica de 6ª ordem em malha fechada com ganho proporcional.

$$G_6(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\beta [k_{em} K_{q1} A_1 (V_{20}s + \beta K_{c2}) + k_{em} K_{q2} A_2 (V_{10}s + \beta K_{c1})]}{\left(\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v}{\omega_v} s + 1 \right) [(Ms^2 + Bs)(V_{10}s + \beta K_{c1})(V_{20}s + \beta K_{c2}) + A_1^2 \beta s (V_{20}s + \beta K_{c2}) + A_2^2 \beta s (V_{10}s + \beta K_{c1})]} \quad (\text{A.61})$$

Se ambos os volumes iniciais são iguais e correspondem a metade do volume total V_i ($V_{10} = V_{20} = V_i / 2$) no ponto i da linearização e se a válvula é simétrica ($K_{c1} \cong K_{c2}$), então ocorre um cancelamento exato zero-pólo conforme pode ser observado na equação (A.61) e neste caso a função de transferência é dada pela equação (A.62) que representa a dinâmica de um sistema de 5ª ordem.

$$G_6(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\beta [k_{em} K_{q1} A_1 + k_{em} K_{q2} A_2]}{\left(\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v}{\omega_v} s + 1 \right) [(Ms^2 + Bs)(V_i/2 s + \beta K_c) + \beta s (A_1^2 + A_2^2)]} \quad (\text{A.62})$$

A.10 Modelo linear de 4ª ordem sem dinâmica da válvula

O modelo linear de 4ª ordem é obtido desprezando-se não só a dinâmica do solenóide, dada pela equação (A.9), como também a própria dinâmica do movimento do carretel, dada pela equação (A.11). Ou seja, considera-se que a transformação do sinal de controle (tensão u) em deslocamento x_v do carretel da válvula seja instantânea. Esta aproximação é válida quando se utilizam servoválvulas com frequência natural muito maior do que a do sistema e tem sido utilizada em vários trabalhos (BU e YAO, 2001; HONEGGER e CORKE, 2001; LEE e CHANG, 2001; ZHOU, 1995). Assim, pode-se escrever a seguinte equação matricial na forma de variáveis de estado:

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_a \\ \dot{p}_b \\ \dot{y} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\beta}{V_{10}}K_{c1} & 0 & 0 & -\frac{\beta}{V_{10}}A_1 \\ 0 & -\frac{\beta}{V_{20}}K_{c2} & 0 & \frac{\beta}{V_{20}}A_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{A_1}{M} & -\frac{A_2}{M} & 0 & -\frac{B}{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_a \\ p_b \\ y \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\beta}{V_{10}}K_{qu1} \\ -\frac{\beta}{V_{20}}K_{qu2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (\text{A.63})$$

onde K_{qu1} e K_{qu2} são os ganhos de vazão em função da entrada de controle u e são equivalentes a:

$$K_{qu1} = \frac{K_f}{K_v R_b} K_{q1} = k_{em} K_{q1} \quad (\text{A.64})$$

$$K_{qu2} = \frac{K_f}{K_v R_b} K_{q2} = k_{em} K_{q2} \quad (\text{A.65})$$

A função de transferência $G_4(s)$ do sistema em malha aberta é dada pela equação (A.66) e o Lugar das Raízes para o sistema em malha fechada com ganho proporcional é mostrado na Figura A.9 para os parâmetros apresentados na Tabela A.1 (adaptada para uma válvula assimétrica) e na Tabela A.2..

$$G_4(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\beta [K_{qu1}A_1(V_{20}s + \beta K_{c2}) + K_{qu2}A_2(V_{10}s + \beta K_{c1})]}{(Ms^2 + Bs)(V_{10}s + \beta K_{c1})(V_{20}s + \beta K_{c2}) + A_1^2\beta s(V_{20}s + \beta K_{c2}) + A_2^2\beta s(V_{10}s + \beta K_{c1})} \quad (\text{A.66})$$

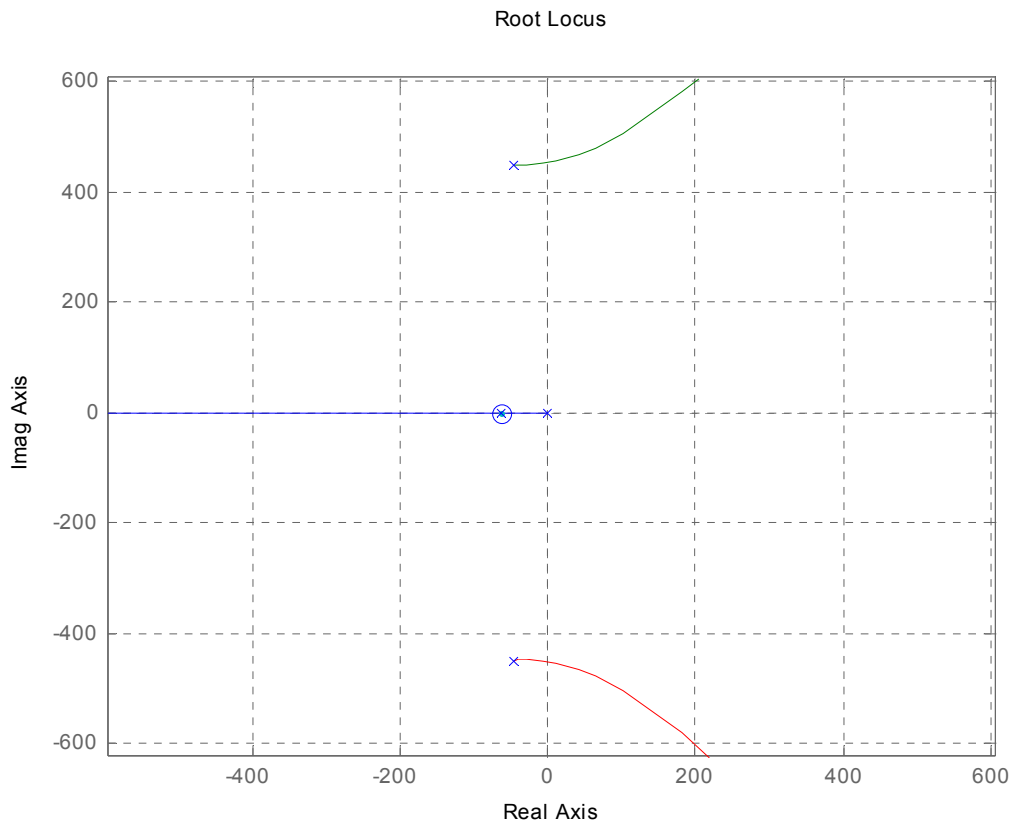


Figura A.9 - Lugar das Raízes para o sistema de atuação hidráulica de 4ª ordem em malha fechada com ganho proporcional.

Se $V_{10} = V_{20}$ no ponto i da linearização, então ocorre um cancelamento exato zero-pólo conforme os comentários da seção anterior, e neste caso a função de transferência é dada pela equação (A.67) que representa a dinâmica de um sistema de 3ª ordem.

$$G_4(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\beta [K_{qu1}A_1 + K_{qu2}A_2]}{(Ms^2 + Bs)(V_i/2s + \beta K_c) + \beta s(A_1^2 + A_2^2)} \quad (\text{A.67})$$

A.11 Determinação dos parâmetros do sistema

Os parâmetros do sistema de atuação hidráulica podem ser obtidos através de catálogos, publicações e a partir de testes experimentais. Nesta seção, discute-se os aspectos relacionados à determinação dos parâmetros de um servoposicionador hidráulico. Muitas questões discutidas nesta seção estão embasadas nos resultados experimentais (VALDIERO, 2001; ESPÍNDOLA, 2001; RODRIGUES et al., 2003) obtidos para uma válvula proporcional direcional simétrica, disponível na bancada de testes do LASHIP/UFSC.

Os parâmetros da válvula podem ser estimados a partir de ensaios de acordo com a norma ISO10770-1 (1998). A Figura A.10 mostra o resultado do teste das características da vazão de controle $Q_c (=Q_a=Q_b)$ versus sinal de controle u , onde podem ser estimados os valores das zonas mortas (direita, zmd , e esquerda, zme) e o ganho de vazão K_{qu} . Note que os valores das zonas mortas, zmd e zme , são expressos em volts e correspondem aos valores de tensão de entrada necessários para vencer o atrito estático e a sobreposição entre o carretel e o pórtilo (válvula de centro supercrítico) até que ocorra a passagem de uma significativa vazão volumétrica de fluido.

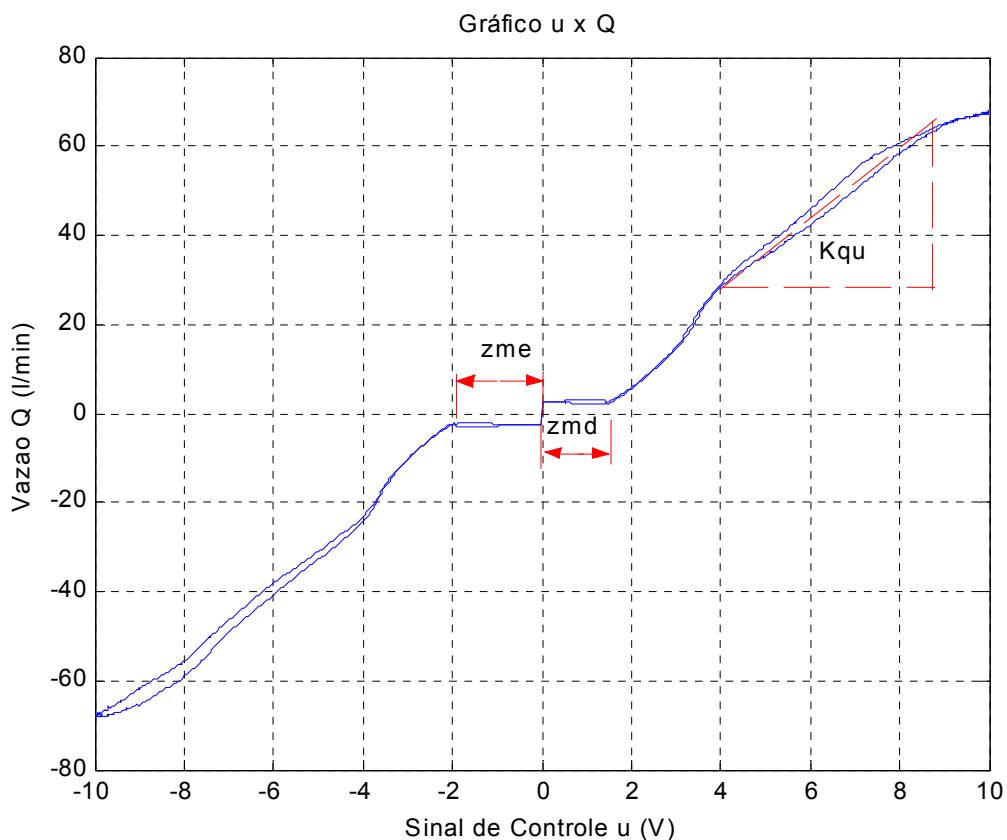


Figura A.10 – Resultados do teste da vazão de controle Q_c versus sinal de controle u para uma válvula direcional proporcional simétrica.

O ganho de pressão em função da entrada de controle u , K_{pu} , é obtido através de um ensaio com as portas de controle bloqueadas e os resultados são representados na Figura A.11. O coeficiente de vazão-pressão K_c é obtido da equação (A.20) a partir dos valores de K_{qu} e K_{pu} .

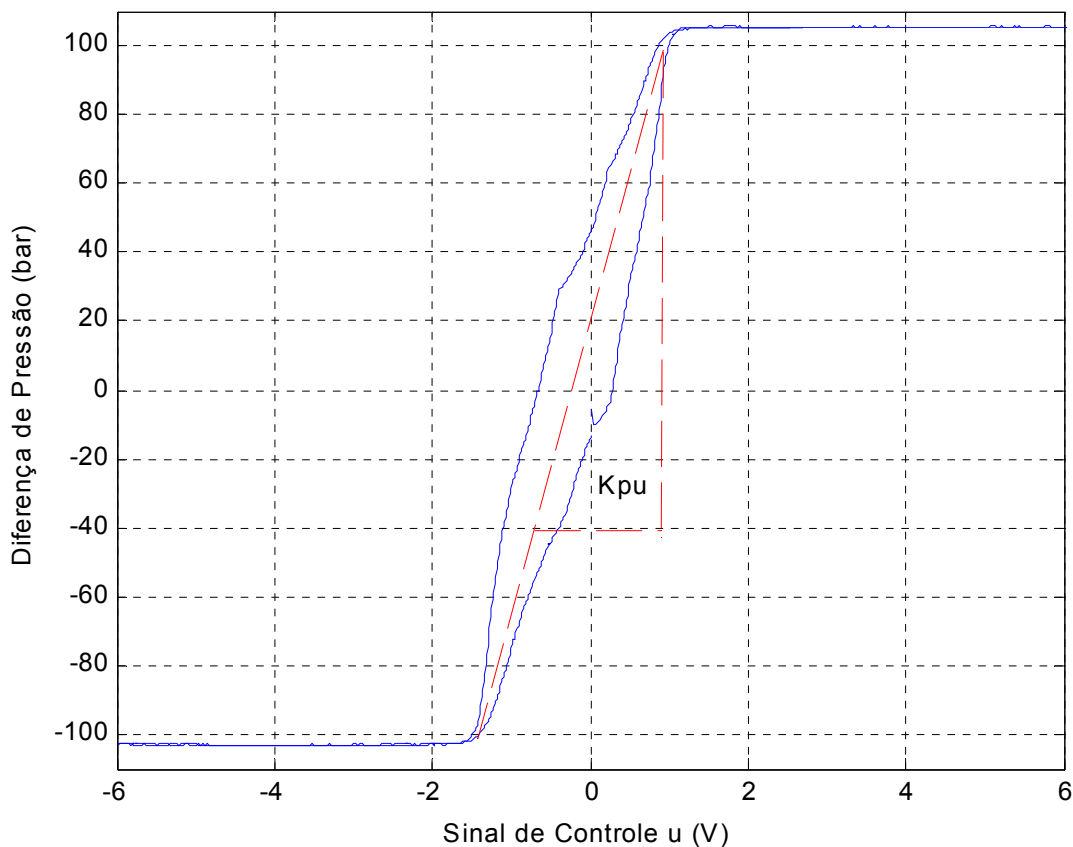


Figura A.11 - Resultados do ensaio de ganho de pressão para uma válvula direcional proporcional simétrica.

O coeficiente de vazão k_{su} da válvula, utilizada no modelo não linear, foi obtida substituindo-se os valores medidos da vazão de controle Q_c , da pressão de suprimento p_s , da pressão de carga $p_c (= p_a - p_b)$ e do sinal de controle u na expressão (A.62). A Figura A.12 mostra os valores adquiridos num trecho do experimento e utilizados para o cálculo de k_{su} .

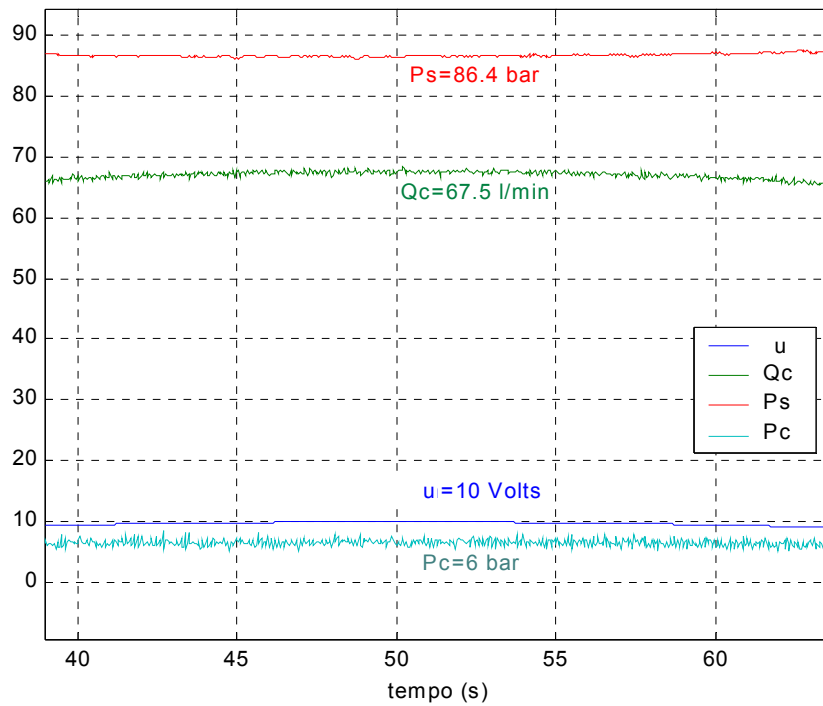


Figura A.12 - Os valores medidos de Q_c , p_s , p_c e u para cálculo de k_{su} .

Na Figura A. 13, pode-se observar o gráfico resultante da equação (A.62), para todo o ciclo do teste, onde nota-se que a consideração de k_{su} constante é válida para faixas de abertura da válvula maiores que 40% e que existe uma faixa de 20 a 40% de abertura cujo modelo não representa perfeitamente o comportamento dinâmico.

$$k_{su} = \frac{Q_c}{u\sqrt{p_s - \text{sgn}(u)p_c}} \quad (\text{A.62})$$

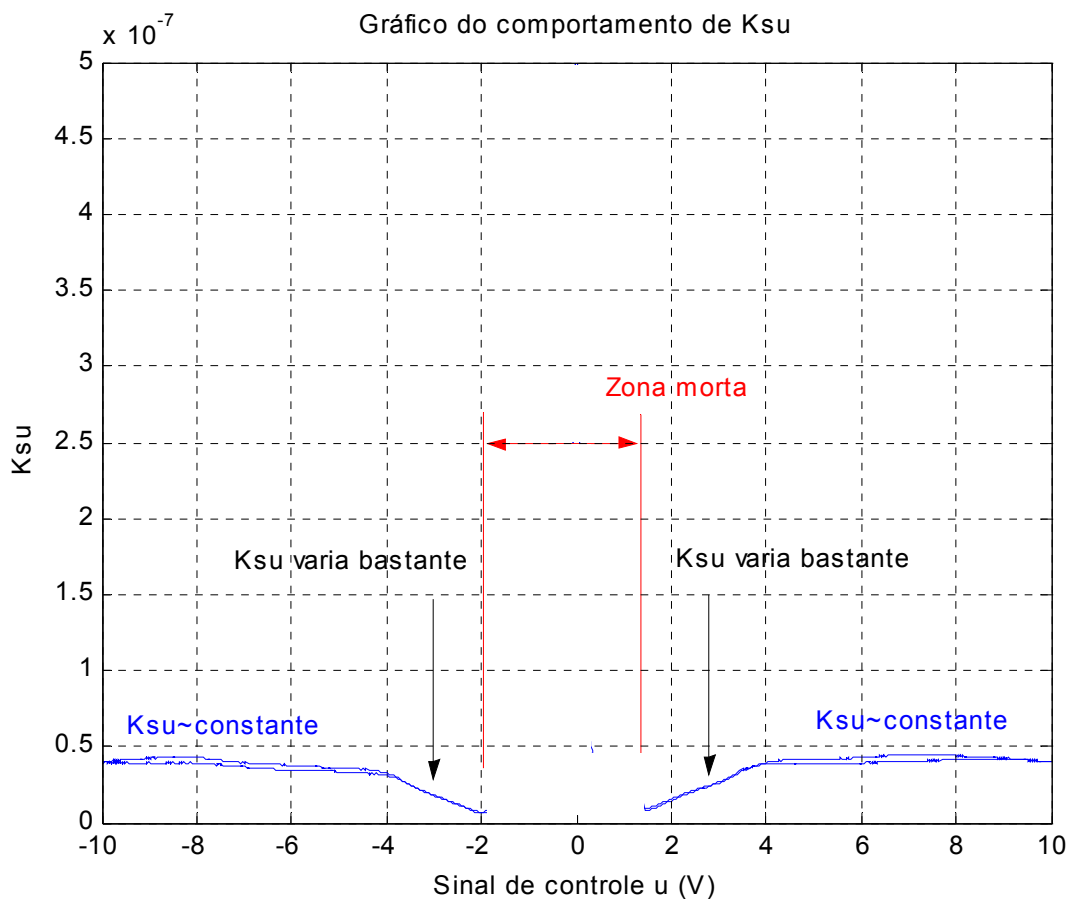


Figura A. 13 - Gráfico do comportamento de k_{su} versus sinal de controle para uma dada pressão de carga numa válvula direcional proporcional simétrica.

A partir do teste de resposta em frequência, vide Figura A.14, pode-se obter a frequência natural da válvula ω_v e do fator de amortecimento ζ_v . Os testes foram realizados em ESPÍNDOLA (2001) e são analisados neste trabalho. Para um sistema de segunda ordem, a frequência angular ocorre para um ângulo de fase de 90 graus (ver Figura 6.2, p. 342, FRANKLIN et al., 1994). Nesta frequência, pode-se utilizar uma relação aproximada entre a magnitude do ganho $|G(j\omega)|$ e o fator de amortecimento dados pela equação (A.63), quando o fator de amortecimento é pequeno ($\zeta_v < 0.5$). A largura de banda da válvula ω_{bw} , definida como a máxima frequência na qual a saída do sistema seguirá de maneira satisfatória uma entrada senoidal, corresponde por convenção a uma atenuação tal que a saída seja de 0.707 vezes a entrada. Observa-se na Figura A.14 que a dinâmica do sistema depende da amplitude máxima da entrada (sinal de controle), e para cada uma das amplitudes de 10V, 5V e 2.5V, ajustou-se um modelo de 2ª ordem.

$$|G(j\omega)| = \frac{1}{2\zeta_v} \quad em \quad \omega = \omega_v \quad (A.63)$$

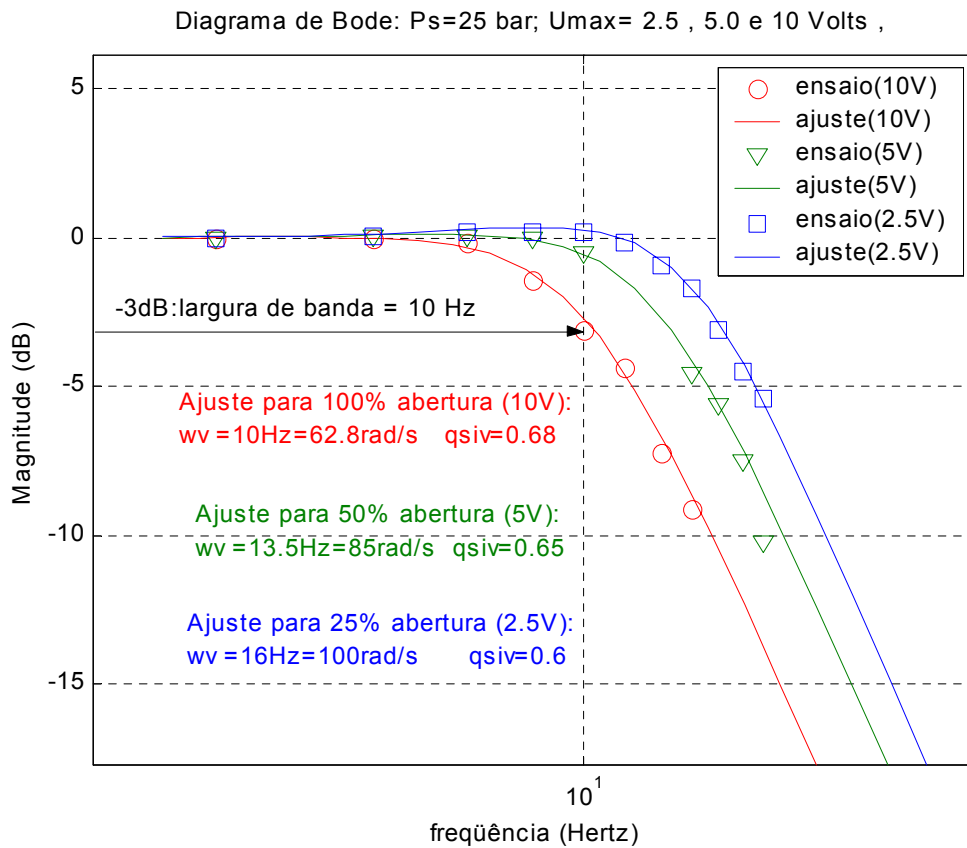


Figura A.14 - Diagrama de Bode da válvula obtido por experimentos.

A Tabela A.1 apresenta os valores dos parâmetros da válvula determinados conforme discutido anteriormente. Note que os parâmetros R_b (resistência equivalente do amplificador e solenóide), K_f (ganho de força no solenóide) e K_v (constante de mola do carretel) já estão acoplados nos parâmetros K_{qu} (modelo linear) e k_{su} (modelo não linear) obtidos experimentalmente e que por isso são considerados com valores unitários nas simulações dos modelos.

Tabela A.1 - Parâmetros da válvula tipo carretel de 4 vias.

Parâmetros	Valores	Unidades	Comentários
R_b	1		embutido no ganho da válvula
τ_s	0.001	s	estimado
ω_v	62.8	rad/s	obtido do ensaio de resposta em frequência
ζ_v	0.68		obtido do ensaio de resposta em frequência
K_f	1		embutido no ganho da válvula
K_v	1		embutido no ganho da válvula
k_{em}	0.8		ganho estático igual a $K_f/K_v/R_b$, (para x_v em volts)
K_{qu}	1.167×10^{-4}	$m^3/s/V$	acopla a relação de ganhos $K_f/K_v/R_b$ no linear
K_{pu}	8×10^{-6}	Pa/V	
K_c	$1,46 \times 10^{-11}$	$m^3/s/Pa$	
K_{su}	3.97×10^{-8}	$m^3/s/V/\sqrt{Pa}$	acopla a relação de ganhos $K_f/K_v/R_b$ no não linear
zmd	1.5	Volts	obtido experimentalmente
zme	-2	Volts	obtido experimentalmente
$U_{m\acute{a}x}$	10	Volts	catálogo do fabricante
$U_{m\acute{i}n}$	-10	Volts	catálogo do fabricante

A Tabela A.2 apresenta os parâmetros do cilindro, do fluido hidráulico e da carga do sistema. Note que V_{10} e V_{20} considera respectivamente os volumes de fluido nas câmaras 1 e 2 do cilindro e nas tubulações que ligam estas câmaras às portas de controle da válvula. A massa efetiva M engloba toda a inércia do sistema, inclusive o volume de fluido deslocado.

Tabela A.2 - Parâmetros de um cilindro diferencial, do fluido fornecido e da carga.

Parâmetros	Valores	Unidades	Comentários
β	10^9	N/m^2	obtido da literatura
A_1	7.6576×10^{-4}	m^2	calculado a partir de dados do catálogo
A_2	2.7489×10^{-4}	m^2	calculado a partir de dados do catálogo
V_{10}	1.75×10^{-4}	m^3	considera o volume da tubulação e câmara
V_{20}	0.89×10^{-4}	m^3	considera o volume da tubulação e câmara
M	20.66	kg	considera massa da haste + êmbolo + fluido
B	316	N.s/m	obtido experimentalmente
p_s	100×10^5	Pa	especificada e considerada constante
$y_{m\acute{a}x}$	0.175	m	
$y_{m\acute{i}n}$	-0.175	m	