**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
ÁREA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço...20.../...08.../...04...

Ass.:..... .....

**Estratégias de Controle Não-Convencional para uma
Plataforma de Stewart Acionada Hidraulicamente**

Alexandre Simião Caporali

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

DEDALUS - Acervo - EESC

31100047317

Orientador: Prof. Titular Eduardo Morgado Belo

**São Carlos
-2003-**

Class.	TESE
Con.	1316
Tombo	T193/04
Syno	139.2140

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

C246e Caporali, Alexandre Simião
Estratégias de controle não-convencional para uma
plataforma de Stewart acionada hidráulicamente /
Alexandre Simião Caporali. -- São Carlos, 2003.

Tese (Doutorado) -- Escola de Engenharia de São
Carlos-Universidade de São Paulo, 2003.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Titular Eduardo Morgado Belo.

1. Plataforma de Stewart. 2. Controle difuso. 3.
Controle neural. 4. Sistema hidráulico. 5.
Servoválvula. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Tecnólogo **ALEXANDRE SIMIÃO CAPORALI**

Tese defendida e julgada em 05-12-2003 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Assoc. **EDUARDO MORGADO BELO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

aprovado

Prof. Dr. **MARIO FRANCISCO MUCHERONI**
(Escola de Engenharia de São Carlos /USP)

aprovado

Prof. Dr. **ROBERTO HIDEAKI TSUNAKI**
(Universidade de Mogi das Cruzes/UMC)

aprovado

Prof. Dr. **HELDER BARBIERI LACERDA**
(Universidade Federal de Uberlândia/UFU)

aprovado

Prof. Dr. **EDUARDO LOBO LUSTOSA CABRAL**
(Escola Politécnica/USP)

aprovado

Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica

p/ Prof. Assoc. **MURILO ARAUJO ROMERO**
Vice-Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC, em
exercício

"As únicas pessoas que realmente mudaram a história foram os
que mudaram o pensamento dos homens a respeito de si mesmos"

Malcom X

AGRADECIMENTOS

Meu agradecimento especial ao Prof. Dr. Eduardo Morgado Belo pela orientação e apoio fornecido durante a elaboração deste trabalho.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pela bolsa de estudo concedida.

Ao Prof. Dr. Flávio Donizeti Marques, pelas discussões sobre redes neurais, lógica difusa e sistemas de controle.

Ao Doutor Roberto pelas discussões sobre dinâmica de sistemas e Plataformas de Stewart.

Ao Marcio Montezuma pela amizade, sugestões e discussões que me ajudaram na conclusão do trabalho.

Aos colegas de pós-graduação Alessandro, Cláudio, Elizangela, Daniela, Valdinei, Carlos De Marqui, Julio, Luciane, Celso, Ana Paula, Edson e em especial ao Renato Nagamine pela ajuda fornecida sobre lógica difusa.

Às secretárias de pós-graduação do Departamento de Engenharia Mecânica Ana Paula e Bete e aos estagiários Merilin, Ricardo e Diego.

Aos Engenheiros Ary e Mario Valdo da Moog pela atenção e esclarecimentos sobre sistemas hidráulicos.

Às Bibliotecárias da Biblioteca Central da EESC que muito me ajudaram na elaboração da revisão bibliográfica e bibliografia em especial a Elenise e Gisele.

Aos colegas dos laboratórios: Metrologia; Aeronaves; LTC; LAMAQ; LAMAFE; TERMO; Dinâmica; e LEE.

A Flavia pelo apoio, incentivo e compreensão ao longo desses anos de convivência.

Aos colegas de República, João e Sergio pelas discussões filosóficas.

Agradeço as pessoas que sempre acreditaram e incentivaram a minha pessoa e que de uma forma direta ou indireta contribuíram para que este trabalho se concretizasse.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	viii
LISTA DE SIMBOLOS	ix
RESUMO	xiv
ABSTRACT	xv
1 – INTRODUÇÃO	1
2 – REVISÃO DA LITERATURA	7
2.1 – AVANÇOS E ALTERNATIVAS EM TÉCNICAS DE SÍNTESE DE CONTROLE USANDO REDES NEURAIS	26
2.2 – AVANÇOS E ALTERNATIVAS EM TÉCNICAS DE SÍNTESE DE CONTROLE USANDO LÓGICA DIFUSA	28
3 – TEORIAS DE SÍNTESE DE SISTEMAS DE CONTROLE	31
3.1 – REDES NEURAIS ARTIFICIAIS	31
3.1.1 – O ALGORITMO <i>BACKPROPAGATION</i>	37
3.2 – LÓGICA DIFUSA	43
4 – A PROPOSTA DESTE TRABALHO	52
4.1 – PLATAFORMA DE STEWART ACIONADA HIDRAULICAMENTE	52
4.2 – SISTEMAS DE CONTROLE	59
5 – DESCRIÇÃO FÍSICA E MODELAGEM MATEMÁTICA DA PLATAFORMA DE STEWART	64
5.1 – CINEMÁTICA INVERSA	64
5.2 – MODELO DINÂMICO DO SISTEMA HIDRÁULICO DE ACIONAMENTO DA PLATAFORMA DE STEWART	71
5.2.1 – SERVOVÁLVULA DE DOIS ESTÁGIOS TIPO BOCAL-PALHETA	73
5.2.1.1 – ANÁLISE DA DINÂMICA DA SERVOVÁLVULA DE DOIS ESTÁGIOS	75

5.2.2 – MODELO DINÂMICO DO SERVOAMPLIFICADOR	79
5.2.3 – COMPOSIÇÃO DO MODELO FINAL DO SERVOMECANISMO	83
5.2.3.1 – CILINDRO HIDRÁULICO	83
5.2.3.2 – MODELO DINÂMICO DA SERVOVÁLVULA DE DOIS ESTÁGIOS TIPO-BOCAL-PALHETA	84
5.2.3.3 – SERVOAMPLIFICADOR E CORRENTE NO MOTOR DE TORQUE	86
5.3 – MODELAGEM DINÂMICA DA PLATAFORMA DE STEWART EM AMBIENTE MULTICORPOS ADAMS®	87
5.3.1 – ADAMS® E MSS	91
5.3.2 – TIPOS DE ANÁLISES	93
5.3.3 – MODELAGEM DA PLATAFORMA DE STEWART	95
5.3.4 – ADAMS® E MATLAB/SIMULINK®	98
6 – SIMULAÇÕES NUMÉRICAS: RESULTADOS E DISCUSSÕES	101
6.1 – SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	101
6.2 – TESTES COM DISTURBIO	145
7 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	182
BIBLIOGRAFIA	186
APÊNDICE A	197

LISTA DE FIGURAS

Capítulo 1

- 1.1 – Modelo esquemático da Plataforma de Stewart 2

Capítulo 2

- 2.1 – Máquina de testes de pneus (STEWART, 1965) 8
- 2.2 – Protótipo desenvolvido pelo INRIA (MERLET, 2000) 9
- 2.3 – Robô manipulador baseado em uma Plataforma de Stewart (NGUYEN et al., 1991b) 10
- 2.4 – Robô Puma 260 montado no Sistema Emulador de Veículo (HOOTSMANS et al., 1992a) 11
- 2.5 – Plataforma de Stewart como elemento ativo para isolamento de vibração de uma estrutura espacial. (GENG & HAYNES, 1994) 12
- 2.6 – Equipamento de posicionamento da *European Synchrotron Radiation Facility*(http://www.sop.inria.fr/coprin/equipe/merlet/Photo/section3_4.htm) 14
- 2.7 – Plataforma de Stewart experimental (KOSUGE et al. 1996) 14
- 2.8 – Plataforma de Stewart invertida (LI & SALCUDEAN, 1997) 15
- 2.9 – (a) Plataforma de Stewart SPIKE (b) Sistema de coordenadas do robô móvel PRIAMOS e da SPIKE (GRAF & DILLMAN, 1999) 16
- 2.10 – Simulador de automóvel (KIM et al., 1997) 17
- 2.11 – (a) Sistema de movimento experimental (b) Simulador de voo (KOEKEBAKKER et al., 1998) 18
- 2.13 – Plataforma de Stewart para simulação de movimento (KIM & LEE 1998) 19
- 2.14 – Diagrama de blocos do sistema de controle proposto por PARK & CHO (1998) 20
- 2.15 – (a) Arranjo experimental da Plataforma de Stewart (b) Processo de usinagem em uma trajetória circular (CHAE et al., 1998) 21

2.16 – Diagrama esquemático do controlador da Plataforma de Stewart proposto por CHAE et al. (1998)	21
2.17 – Plataforma de Stewart equipada com um difratômetro de raio X (SILFHOUT, 1999)	22
2.18 – Sistemas de posicionamento de espelhos secundários de telescópios baseados em Plataformas de Stewart (http://www.ads-int.com)	23
2.19 – Plataforma cinestática aplicada a fresagem de contorno (ABASSI et al., 2000)	24
2.20 – Resposta a uma entrada degrau usando um controlador PID (ABASSI et al., 2000)	24
2.21 – Esquema de sistema de controle de foco usando um Hexapod (WASSON, 2000)	26
 Capítulo 3	
3.1 – Modelo de estrutura de um elemento neurônio (HAYKIN, 1994)	32
3.2 – Rede <i>Feedforward</i> com camada única de neurônios	34
3.3 – Rede <i>Feedforward</i> multicamadas	34
3.4 – Rede recorrente	35
3.5 – Gráfico de fluxo de sinais para j-ésimo neurônio da camada de saída (HAYKIN, 1994)	39
3.6 – Gráfico de fluxo de sinais para os neurônios k e j (HAYKIN, 1994)	41
3.7 – Conjunto difuso	44
3.8 – Típico conjunto difuso com sete funções de pertinência	45
3.9 – Fluxograma de um algoritmo difuso	48
3.10 – Estrutura de um sistema de controle difuso	51
 Capítulo 4	
4.1 – Diagrama esquemático da Plataforma de Stewart	53
4.2 – Articulações mecânicas: a) articulação cilíndrica b) articulação universal c) articulação esférica	55
4.3 – Diagrama esquemático das interligações e do fluxo de sinais entre os sub-sistemas da Plataforma de Stewart	58

4.4 – Diagrama esquemático do sistema hidráulico de acionamento da Plataforma de Stewart	59
4.5 – Esquema da simulação da Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente implementado no MATLAB/SIMULINK®	61
4.6 – Detalhes do diagrama de simulação do sistema hidráulico	62
4.7 – Diagrama interno do controlador difuso	63
4.8 – Diagrama interno do controlador utilizando redes neurais	63
Capítulo 5	
5.1 – Designação das referências na Plataforma de Stewart	65
5.2 – Diagrama de vetores para o i-énésimo atuador	67
5.3 – As três rotações consecutivas usadas para definir os ângulos de Euler (ASADA, 1986)	70
5.4 – Configuração básica do servosistema eletro-hidráulico	71
5.5 – Servoválvula de dois estágios tipo bocal-palheta	75
5.6 – Diagrama de blocos simplificado da servoválvula bocal-palheta	76
5.7 – a) Esquema simplificado do circuito do servoamplificador; b) características do transistor	79
5.8 – Representação do desempenho do transistor	81
5.9 – Diagrama de blocos do enrolamento do motor de torque e circuito de acionamento	83
5.10 – Representação simplificada do enrolamento do motor de torque e circuito de acionamento	83
5.11 – Cilindro Hidráulico	84
5.12 – Diagrama de blocos do servomecanismo eletro-hidráulico	87
5.13 – Cilindro hidráulico na posição neutra (unidade: mm)	96
5.14 – Modelo do cilindro hidráulico e da fixação (unidade: mm)	96
5.15 – Posicionamento das juntas na Plataforma de Stewart	97
Capítulo 6	
6.1 – Funções pertinência do controlador difuso	105
6.2 – Superfície de decisão difusa	106

6.3 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau	107
6.4 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau	108
6.5 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau	109
6.6 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau	110
6.7 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa	111
6.8 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa	112
6.9 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa	113
6.10 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa	114
6.11 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno	115
6.12 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno	116
6.13 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno	117
6.14 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno	118
6.15 – Soma dos quadrados dos erros da rede para 272 épocas	119
6.16 – Superfície de decisão gerada pela Rede Neural	120
6.17 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau	121
6.18 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau	122
6.19 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau	123
6.20 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau	124
6.21 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa	125
6.22 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa	126
6.23 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa	127
6.24 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa	128

6.25 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno	129
6.26 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno	130
6.27 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno	131
6.28 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno	132
6.29 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau	133
6.30 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau	134
6.31 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau	135
6.32 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau	136
6.33 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa	137
6.34 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa	138
6.35 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa	139
6.36 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa	140
6.37 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno	141
6.38 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno	142
6.39 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno	143
6.40 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno	144
6.41 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau	145
6.42 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau	146
6.43 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau	147
6.44 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau	148
6.45 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa	149
6.46 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa	150

6.47 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa	151
6.48 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa	152
6.49 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno	153
6.50 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno	154
6.51 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno	155
6.52 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno	156
6.53 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau	157
6.54 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau	158
6.55 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau	159
6.56 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau	160
6.57 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa	161
6.58 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa	162
6.59 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa	163
6.60 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa	164
6.61 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno	165
6.62 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno	166
6.63 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno	167
6.64 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno	168
6.65 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau	169
6.66 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau	170
6.67 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau	171

6.68 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau	172
6.69 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa	173
6.70 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa	174
6.71 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa	175
6.72 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa	176
6.73 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno	177
6.74 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno	178
6.75 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno	179
6.76 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno	180

LISTA DE TABELAS

Capítulo 2	
2.1 – Amplitude de movimento do protótipo	9
2.2 – Vantagens e desvantagens dos Sistemas de Controle de Foco	25
Capítulo 3	
3.1 – Exemplos de funções de ativação $\varphi(.)$	33
Capítulo 5	
5.1 – Características do cilindro hidráulico	96
5.2 – Propriedades de inércia e massa	97
Capítulo 6	
6.1 – Parâmetros adotados para o sistema hidráulico	102
6.2 – Base de regras do controlador difuso	105
Apêndice A	
A.1 – Valores de entrada e saída para treinamento da rede neural	197

LISTA DE SÍMBOLOS

$y_j^{(2)}$	resposta do j-ésimo neurônio da camada de saída
$v_j^{(2)}$	entrada ponderada do j-ésimo neurônio da camada de saída
$w_{jk}^{(2)}$	k-ésimo peso do j-ésimo neurônio da camada de saída
$y_k^{(1)}$	resposta do k-ésimo neurônio da camada intermediária
$y_j^{(2)}$	resposta do j-ésimo neurônio da camada de saída
$v_j^{(2)}$	entrada ponderada do j-ésimo neurônio da camada de saída
$\theta_j^{(2)}$	j-ésimo peso da camada de saída referente à entrada fixa 1
$\Delta w_{jk}^{(2)}$	incremento do k-ésimo peso do j-ésimo neurônio da camada de saída
$\theta_k^{(1)}$	k-ésimo peso da camada intermediária referente a entrada fixa 1
$w_{ki}^{(1)}$	i-ésimo peso do k-ésimo neurônio da camada intermediária
$\Delta w_{ki}^{(1)}$	incremento do i-ésimo peso do k-ésimo neurônio da camada intermediária
ΔW	matriz dos incrementos de pesos do algoritmo de Levenberg-Marquart
Δu	variação da ação de controle
Δe	variação do sinal de erro
a_{ix}, a_{iy}, a_{iz}	coordenadas em x, y e z, respectivamente da i-ésima posição de fixação em relação a referência {A}
b_{ix}, b_{iy}, b_{iz}	coordenadas em x, y e z, respectivamente da i-ésima posição de fixação em relação a referência {B}
q_{ix}, q_{iy}, q_{iz}	Coordenadas em x, y e z, respectivamente da i-ésima posição do vetor de comprimento do atuador com relação a referência {B}
${}^B_A R$	matriz de transformação
ρ	densidade do fluido hidráulico
φ	função de ativação
η	taxa de aprendizagem do algoritmo <i>back-propagation</i>
α	coeficiente de <i>momentum</i>

μ	coeficiente do algoritmo de Levenberg-Marquardt
μ	função de associação
λ	grau de liberdade do espaço em que o mecanismo pode operar
τ	constante de tempo da servoválvula
α, β e γ	ângulos de Euler
β_e	<i>bulk modulus</i> efetivo
λ_i	ângulo entre AA_i e z_A
Λ_i	ângulo entre BB_i e z_B
Δi	variação da corrente de entrada no motor de torque
ω_{nf}	frequência natural da armadura/palheta
ζ_{nf}	fator de amortecimento da armadura/palheta
ΔP_n	queda de pressão no bocal
A_{a_i}	posição da junta ao ponto A_i com relação a referência $\{A\}$
A_P	área do pistão
A_S	área final do carretel
B	coeficiente de amortecimento viscoso
B_{a_i}	i -ésimo vetor comprimento entre a referência $\{B\}$ e ponto A_i
B_{b_i}	posição da junta ao ponto B_i com relação a referência $\{B\}$
B_{b_i}	i -ésimo vetor comprimento entre a referência $\{B\}$ e ponto B_i
B_d	vetor comprimento entre a referência $\{B\}$ e a referência $\{A\}$
b_f	amortecimento da armadura/palheta
B_{q_i}	vetor comprimento do i -ésimo atuador
C_d	coeficiente de descarga
C_s	coeficiente de vazão linear do carretel
d	vetor das respostas desejadas de uma rede neural
d_j	resposta desejada do j -ésimo neurônio da camada de saída
d_n	diâmetro do bocal
E	valor instantâneo da soma do quadrado dos erros de uma rede neural
e	vetor de erros na camada de saída da rede neural
e	signal de erro
e_j	erro para o j -ésimo neurônio da camada de saída

F	grau de liberdade efetivo do mecanismo
F	força arbitrária sobre o cilindro
f_i	número de graus de liberdade da i -ésima articulação
h_{fe}	ganho de corrente entre os transistores
I	matriz identidade
i	corrente de entrada na servoválvula
i_b	corrente de base do transistor
i_c	corrente do coletor do transistor
I_d	grau de liberdade passivo
i_e	corrente do emissor do transistor
I_f	massa rotacional da armadura/palheta
J	matriz Jacobiana das derivadas de cada erro com relação a cada peso
K	ganho de vazão de regime permanente da servoválvula
K_2	ganho de vazão do bocal
K_3	ganho de vazão da servoválvula
K_a	coeficiente de rigidez torsional da armadura
K_{cf}	ganho da corrente de realimentação
K_D	ganho derivativo
K_{fb}	fator de escala do transdutor
K_{fn}	coeficiente de vazão da palheta
K_{fs}	coeficiente de força da armadura do motor de torque
K_i	ganho do motor de torque
K_I	ganho integral
K_m	constante da mola magnética do motor de torque
k_m	coeficiente de rigidez associada a carga
K_p	ganho proporcional
K_{pa}	ganho do preamplificador do servoamplificador
K_v	ganho da malha aberta interna da servoválvula
K_w	ganho de realimentação da palheta
L	coeficiente de vazão total do cilindro
L_c	indutância do enrolamento do motor de torque
l_i	comprimento do i -ésimo atuador

M_t	massa total deslocada
n	número da iteração no processo de treinamento
n	número da iteração no processo de controle difuso
n_j	número de articulações
n_l	número de ligamentos
P_L	pressão de carga
P_s	pressão de alimentação
Q	Vazão de saída da servoválvula
q_f	vazão instantânea
Q_L	vazão de carga
r_A	raio da plataforma
r_B	raio da base
R_b	resistência da base do transistor
R_c	resistência equivalente do servoamplificador e motor de torque
R_c	resistência do enrolamento do motor de torque
R_{cf}	resistência de realimentação
R_d	resistência dinâmica
R_f	resistência de realimentação de amplificação do amplificador operacional
R_{in}	resistência de entrada
R_s	resistência de terra do servoamplificador
t	tempo
u	sinal de controle
v_a	tensão de saída do amplificador operacional
v_f	tensão de realimentação sobre o resistor R_{cf}
v_{in}	tensão de entrada do amplificador operacional
V_t	volume total sobre pressão
w	gradiente de área do orifício da válvula
X	matriz dos padrões de entrada para treinamento de rede neural
x_f	deslocamento da palheta
x_v	deslocamento do carretel

Y matriz das saídas de rede neural correspondendo às entradas **X**
y deslocamento da haste do cilindro

RESUMO

CAPORALI, A. S. (2003). *Estratégias de controle não-convencional para uma Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente*. São Carlos, 2003. 201p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Este trabalho apresenta técnicas de projeto de controle neural e controle difuso para uma Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente. O modelo dinâmico não linear da Plataforma de Stewart com seis graus de liberdade foi desenvolvido no ambiente de sistemas multicorpos ADAMS®. Este pacote comercial foi usado para economizar tempo e esforço na modelagem de um sistema mecânico complexo e na programação para obter a resposta no tempo do sistema. A Plataforma de Stewart é um manipulador paralelo com alta relação força-peso e acuracidade de posicionamento comparada a manipuladores seriais convencionais. As desvantagens dos mecanismos seriais é que cada articulação suporta o peso da articulação seguinte e mais o objeto a ser manipulado. A Plataforma de Stewart tem recebido recentemente considerável interesse de pesquisadores dado o sucesso de suas aplicações e potenciais vantagens sobre os manipuladores convencionais. Uma aplicação bastante popular da Plataforma de Stewart é o simulador de vôo onde a plataforma executa movimento com acelerações similares àquelas de uma aeronave. Embora muitas pesquisas na literatura tenham dedicado amplo esforço para cinemática, dinâmica e projeto mecânico de manipuladores baseados em Plataforma de Stewart, pouca atenção tem sido dada ao problema de controle deste tipo de manipulador. Um esquema de controle difuso e de redes neurais foi adotado para lidar com as não linearidades, distúrbios e incertezas dos parâmetros, e precisão necessária no posicionamento e orientação da plataforma. Redes neurais artificiais e lógica difusa fornecem um paradigma computacional característico e tem demonstrado resultado para uma faixa de problemas práticos onde a técnica computacional convencional não tem sucesso. Em particular, a habilidade do controle neural e do controle difuso para representar mapeamento não linear encoraja o estudo de controle neural e difuso para representar problemas de controle não linear. Resultados de simulação são apresentados, mostrando que as técnicas propostas podem ser usadas na Plataforma de Stewart.

Palavras-chave: Plataforma de Stewart, controle difuso, controle neural, sistema hidráulico, servoválvula

ABSTRACT

CAPORALI, A. S. (2003). *Non-conventional control strategies for a hydraulically driven Stewart Platform*. São Carlos, 2003. 201p. Tesis (Ph.D.) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

This work presents a neural and fuzzy control design technique for a hydraulically driven Stewart Platform. The non-linear dynamic model of a Stewart Platform with six degrees of freedom was developed in the multibody systems environment ADAMS[®]. This commercial package was used to save time and effort in modelling the complex mechanical system and in the programming to get the time response of the system. The Stewart Platform is a parallel manipulator with high force-to-weight ratio and position accuracy compared to conventional serial manipulators. The disadvantage of serial mechanisms is that each link has to support the weight of all the following links in addition to the object to be supported. The Stewart Platform has recently received considerable research interest due to its successful applications and potential advantages over the conventional manipulators. A quite popular application of the Stewart Platform is the flight simulator where the platform performs motion with accelerations similar to those of an airplane. Although much of the research in the literature has devoted extensive effort to the kinematics, dynamics and mechanisms design of the Stewart Platform-based manipulators, little attention has been paid to the control problem of this type of manipulators. A fuzzy and neural network control scheme was adopted to deal with the nonlinearities, disturbances and uncertainties of the parameters, and required precision in position and orientation the platform. Artificial neural networks and fuzzy logic provide a distinctive computational paradigm and have proven to be effective for a range of practical problems where conventional computation techniques have not succeeded. In particular, the ability of neural and fuzzy control techniques to represent non-linear mappings encourages the study of these techniques to be used for controlling complex non-linear control problems. Simulation results are presented, showing that the proposed technique can be used in a Stewart Platform.

Keywords: Stewart Platform, fuzzy control, neural control, hydraulic system, servovalve

Capítulo 1 - Introdução

Controle de movimento em seis graus de liberdade é um tópico que tem recebido uma grande atenção nas últimas décadas. Sistemas de controle de movimento versáteis, com múltiplos graus de liberdade, são fundamentais para pesquisa e em muitos processos de produção. Uma aplicação genérica para o controle dos movimentos numa estrutura pode ser caracterizado como um fenômeno em múltiplos graus de liberdade. Um exemplo é permitir a translação ao longo dos eixos de orientação bem como a rotação em torno dos mesmos eixos numa estrutura. Por essa razão a questão é como arranjar elementos de um mecanismo de maneira a desempenhar controle de movimento em múltiplos graus de liberdade. Atualmente, várias configurações de sistemas e mecanismos para controle com vários graus de liberdade estão sendo estudados, com destaque para o manipulador paralelo designado de Plataforma de Stewart.

Um mecanismo em paralelo, no caso a Plataforma de Stewart, possui um eixo para cada grau de liberdade e cada eixo atua diretamente sobre o objeto a ser movimentado. As forças exercidas e produzidas por cada eixo são exclusivamente de compressão ou expansão do atuador ao longo de cada eixo (Figura 1.1). Uma Plataforma de Stewart típica é mostrada na Figura 1.1 e consiste de seis atuadores, que variam no comprimento, conectando uma placa móvel (Plataforma) a uma placa base (Base). Com a variação do comprimento dos atuadores a placa móvel da Plataforma é movimentada em seis graus de liberdade com referência à placa base.

Figura 1.1 – Modelo esquemático da Plataforma de Stewart.

A Plataforma de Stewart tem várias características que fazem dela um atrativo para controle de movimentos. A Plataforma de Stewart usa o número mínimo de atuadores lineares possíveis para proporcionar movimento em 6 graus de liberdade, que é vastamente usado em simuladores de movimento e robôs com 6 graus de movimento (GENG, 1994).

A Plataforma de Stewart pode ser projetada para suportar grandes cargas e permanecer equilibrada. Estas características são úteis para resolver problemas relacionados à rigidez. Outra propriedade importante da Plataforma de Stewart para aplicações em controle de movimentos é que, os efeitos da gravidade e da inércia dos atuadores podem ser desprezados (GENG, 1994). Sendo um manipulador de cadeia fechada, a exatidão de posicionamento é melhor do que de atuadores individuais, a rigidez é alta, pois as forças são distribuídas nos 6 ligamentos na direção longitudinal e as forças necessárias de atuação são menores dada a distribuição de cargas pelos atuadores (LAZAREVIC, Z. 1997).

Plataforma de Stewart

Como apresentado no trabalho de GENG (1994), a Plataforma de Stewart tem vantagens únicas no controle convencional ativo de vibrações e movimentos de estruturas, entretanto o comportamento cinemático e dinâmico da Plataforma é bastante complexo. A dificuldade primária é que os movimentos ao longo dos eixos são fortemente acoplados e o movimento em alguma direção necessita do movimento de todos os atuadores, resultando em complexidade matemática no projeto do

sistema de controle. Como resultado de seu estudo, a configuração cúbica da Plataforma de Stewart, elimina muitos desses problemas.

Uma seleção ótima da configuração nominal da Plataforma de Stewart é especialmente importante na aplicação de controle ativo de vibrações e de movimentos. Para se chegar à configuração cúbica devem ser atendidas as seguintes características (GENG, 1994):

- 1 – Uniformidade na capacidade de controle em todas as direções da Plataforma;
- 2 – Uniformidade na rigidez em todas as direções da Plataforma;
- 3 – Mínimo efeito de acoplamento na força entre os atuadores;
- 4 – Facilidade no projeto do sistema de controle;
- 5 – Relações cinemáticas simples;
- 6 – Análise dinâmica simples;
- 7 – Projeto mecânico simples.

A configuração cúbica da Plataforma de Stewart tem várias características que são atrativas para aplicações no controle ativo de vibrações e de movimentos e são listadas a seguir:

a) os pares adjacentes dos atuadores são ortogonais uns com relação aos outros, resultando em uma característica única de uma ação de controle desacoplada nos três eixos de translação. A Ortogonalidade dos atuadores, devido a configuração cúbica da plataforma, garante que o movimento da placa móvel em X, Y e Z pode ser controlada independentemente pelo par de atuadores que define a direção, sem o envolvimento dos outros quatro atuadores.

b) o ponto de fixação de cada par de atuadores para ambas placa móvel e placa fixa é simétrica e as placas são paralelas entre si, proporcionando uma simples interface mecânica entre as estruturas das placas.

c) todos os comprimentos nominais dos atuadores são iguais, que simplifica muito a montagem dos sensores. Todos os seis atuadores mais a montagem

associada, juntas flexíveis e localização dos sensores podem ser escolhidas identicamente.

d) os sensores de movimento são montados alinhados com o eixo do atuador. O sinal de saída de um sensor para o par sensor-atuador somente reflete no movimento ao longo do eixo do atuador, dado ao fato de que os eixos dos atuadores adjacentes são ortogonais. Esta característica facilita a utilização do algoritmo de controle para o problema do controle de vibrações em múltiplos graus de liberdade.

e) a configuração cúbica tem uniformidade de controle em todas as direções, assumindo que todos os atuadores têm a mesma força máxima.

f) a ortogonalidade da configuração cúbica simplifica a relação cinemática entre o movimento de cada atuador que move a placa. Geralmente, a posição e orientação da placa móvel, representada pelos seis componentes do vetor X , pode ser expressa como uma função do vetor de comprimento L do atuador por uma equação não-linear.

Para aplicações onde a robustez do equipamento é imprescindível, torna-se necessário o desenvolvimento de um modelo matemático não linear que leva em consideração suas dinâmicas não lineares, seus acoplamentos e as variações em seus parâmetros, na análise e síntese de seu sistema de controle. Este modelo nem sempre é de fácil obtenção analítica e seus parâmetros são muitas vezes obtidos com algum grau de incerteza. Para uma Plataforma de Stewart, estas incertezas na obtenção dos parâmetros do seu modelo matemático devem-se principalmente às imperfeições da parte hidráulica de acionamento e à cinemática e dinâmica do sistema. Estes fatores, além de diversos outros, podem tornar o modelo resultante um tanto distante do sistema real. Ainda, dadas as grandes dimensões da plataforma, as não linearidades do sistema hidráulico de acionamento e os requisitos de resolução e desempenho, torna-se necessário a síntese de um sistema de controle robusto. Desta forma, tendo em vista tratar-se neste trabalho de um sistema que apresenta não linearidades, características cinemáticas e dinâmicas de difícil interpretação e requisitos de alto desempenho, propõe-se também o desenvolvimento de um sistema de controle baseado em redes neurais e lógica difusa, para efeito de comparação. Foi observado, através da literatura técnica e científica, que a utilização de redes neurais e lógica

difusa para controle de Plataforma de Stewart inexistente. Portanto pode-se identificar como contribuição deste trabalho a implementação dessas duas técnicas (redes neurais e lógica difusa) para controle de um sistema de difícil análise, como é este caso de controle de Plataforma de Stewart.

A partir destas considerações, pode-se definir os principais objetivos deste trabalho de tese como:

- (1) Situar, através de uma revisão analítica, o estado da arte em síntese de controle para Plataformas de Stewart;
- (2) Sintetizar os sistemas de controle para a Plataforma de Stewart utilizando as técnicas de redes neurais e lógica difusa;
- (3) Implementar um algoritmo de controle neural e controle por lógica difusa em um sistema de processamento de sinal;
- (4) analisar e discutir o desempenho da Plataforma de Stewart acionada hidráulicamente.

A organização da tese

Dados os objetivos anteriormente citados propõe-se, além deste capítulo introdutório, o desenvolvimento de mais sete capítulos com a seguinte estrutura:

Capítulo 2. Revisão da literatura – Na revisão da literatura são apresentados, através de uma revisão analítica, os diversos desenvolvimentos relativos a sistemas de controle aplicados a Plataformas de Stewart para simulação de movimento.

Capítulo 3. Teorias de síntese de sistemas de controle – São apresentadas duas metodologias de projeto de sistemas de controle (redes neurais e lógica difusa) para a Plataforma de Stewart proposta. As duas técnicas adotam uma abordagem cognitiva, sendo aplicados também a sistemas não lineares.

Capítulo 4. A proposta deste trabalho – É apresentada uma proposta para o desenvolvimento de uma Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente e as propostas de implementação dos sistemas de controle.

Capítulo 5. Descrição física e modelagem matemática da Plataforma de Stewart – São apresentadas a configuração física da Plataforma de Stewart, definidos os sistemas de referência e as características básicas consideradas na sua modelagem. Apresenta-se ainda uma descrição das partes constituintes da Plataforma de Stewart.

Capítulo 6. Simulações numéricas: resultados e discussões – São apresentadas as simulações e formuladas as discussões relativas ao desempenho das técnicas de projeto dos sistemas de controle.

Capítulo 7. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros – São apresentadas conclusões quanto à finalização do trabalho desenvolvido e feitas algumas sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2 – Revisão da Literatura

Apresentam-se a seguir, através de uma revisão analítica, os diversos desenvolvimentos relativos a sistemas de controle aplicados a Plataformas de Stewart e as diversas aplicações da plataforma. Neste trabalho discute-se, também, o desenvolvimento de uma Plataforma de Stewart para simulação de movimento.

As principais metas são as de revisar o conhecimento existente na área e analisar como o assunto tem sido abordado até o presente momento. Embora muitos pesquisadores na literatura tenham dedicado extenso esforço à modelagem da cinemática, da dinâmica e ao projeto de mecanismos de manipuladores de cadeia fechada, como pode-se observar na literatura em geral e nos trabalhos de ADVANI & BAARSPUL (1992); DO & YANG (1988); FICHTER (1986); GENG & HAYNES (1991); GENG et al. (1992); KOEKEBAKKER et al. (1996); KOSUGE et al. (1993); NANUA et al. (1990); NGUYEN & POORAN (1989); NGUYEN et al. (1991a); NGUYEN et al. (1991b); ZANG & SONG (1991), pouca atenção tem sido dada ao problema do controle deste tipo de mecanismo.

O primeiro a utilizar um mecanismo com seis graus de liberdade, com a configuração hoje conhecida como Plataforma de Stewart foi Gough em 1962 (STEWART, 1965), para teste em pneus (Figura 2.1). Stewart depois modificou este mecanismo e aplicou este aparato modificado em um simulador de vôo em 1965. Devido à complexidade na dinâmica e cinemática da Plataforma de Stewart o seu uso ficou restrito aos simuladores de vôo por muito tempo, o esforço computacional envolvido no controle é muito grande, graças às não-linearidades e acoplamentos apresentados pela estrutura da plataforma. Dado aos recentes avanços na tecnologia de micromputadores, microcontroladores, *softwares* e materiais as dificuldades

computacionais têm sido superadas. Agora é possível controlar estruturas paralelas em tempo real por equipamentos relativamente baratos (SILFHOUT, 1999).

FICHTER (1986) mostrou em seu trabalho, um estudo teórico das equações necessárias na formulação cinemática e dinâmica, para serem usadas em uma Plataforma de Stewart como um robô manipulador e também considerações práticas na construção de uma plataforma alocada na *Oregon State University*.

Figura 2.1 – Máquina de testes de pneus (STEWART, 1965).

MERLET (1988) realizou um controle em um protótipo de um manipulador paralelo desenvolvido pelo *INRIA (Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique)* possuindo uma configuração de Plataforma de Stewart (Figura 2.2). Esta estrutura permite obter alta capacidade de posicionamento e é adequada para controle por realimentação de força. Os atuadores possuem acionamento elétrico, os deslocamentos das pernas são medidos com um preciso potenciômetro linear e extensômetros são usados para medir a força axial em cada perna. A amplitude do movimento do protótipo é apresentado na Tabela 2.1 a seguir.

Tabela 2.1 – Amplitude de movimento do protótipo.

x	y	z	ψ	θ	ϕ
± 6 cm	± 6 cm	0-2 cm	$\pm 55^\circ$	$\pm 15^\circ$	$\pm 55^\circ$

onde x , y e z são posições do centro de massa da plataforma móvel e ψ , θ e ϕ os seus ângulos de Euler de orientação. No controle foi utilizado um sistema híbrido de força e posição e conseguiu-se uma acuracidade de 10 μ m sem carga e 60 μ m com uma carga de 6 kg, sendo a capacidade máxima de 100 Kg (MERLET, 2000). A altura do protótipo é de 51 cm e o peso é de 11 kg.

Figura 2.2 – Protótipo desenvolvido pelo INRIA (MERLET, 2000).

Um robô manipulador baseado em duas Plataformas de Stewart acionadas por motores de passo acoplados a fusos foi desenvolvida por NGUYEN et al. (1991b) (Figura 2.3), sendo acoplada à plataforma escrava uma garra manipuladora. Os dados experimentais do trabalho mostram a capacidade da plataforma escrava de descrever uma trajetória planejada, em linha reta, com um erro de regime insignificante segundo os autores. Eles não comentam o esquema de controle para cada plataforma.

Figura 2.3 – Robô manipulador baseado em uma Plataforma de Stewart (NGUYEN et al., 1991b).

O Sistema de Emulação de Veículos (*Vehicle Emulation System – VES*) desenvolvido pelo MIT (*Massachusetts Institute of Technology*), segundo DURFEE et al. (1991), é um equipamento projetado para facilitar o estudo de controle de robôs fixados em bases móveis. O controle de força e posicionamento do *end-effector* para manipuladores sob estas condições necessitava do desenvolvimento de uma nova teoria e de testes para verificação dos resultados teóricos através de experimentação. O *VES* é uma plataforma com seis graus de liberdade, com controle de posicionamento que simula os movimentos de um veículo. Na segunda versão do sistema *VES (VES I)*, um manipulador é fixado no topo da plataforma em série com um sensor de força de seis graus de liberdade (Figura 2.4). O posicionamento dos atuadores é realizado através de um sistema de controle PD que tem como entrada de referência a posição desejada do atuador. HOOTSMANS et al. (1992b) mostram que várias formas de aprimoramento foram realizadas nesse sistema, tanto na parte de sensoriamento, quanto em termos de algoritmo de controle. Na prática seria difícil o sensoriamento do *end-point* em todos os seis graus de liberdade da trajetória com grandes movimentos em todo o campo de ação. Então, dois algoritmos de controle, o *Mobile Manipulator Jacobian Transpose (MMJT)* e o *Mobile Manipulator Resolved Rate (MMRR)*, foram desenvolvidos não confiando no sensoriamento do *end-point*, mas utilizando sensores de movimento no veículo. Um sensor ultrasônico mede o movimento vertical e dois sensores de inclinação (*inclinometers*) medem os ângulos

de arfagem e rolagem. Esses algoritmos mostraram bom desempenho na simulação sendo superiores aos controladores PD.

Figura 2.4 – Robô Puma 260 montado no Sistema Emulador de Veículo (HOOTSMANS et al., 1992a).

No trabalho de NGUYEN et al. (1993) é apresentado o projeto de um controle adaptativo para um manipulador baseado na Plataforma de Stewart instalado em um robô para simular operações no espaço. Este mecanismo está montado no *Goddard Space Flight Center-NASA*, sendo a Plataforma acionada por motores elétricos de corrente contínua. O esquema de controle é composto basicamente por controladores PD cujos ganhos são ajustados por uma lei de adaptação. Este acionamento é realizado com os sinais de erro gerados pela comparação entre a trajetória desejada do manipulador e o comprimento dos atuadores. O projeto do controle adaptativo é motivado por não linearidades na dinâmica do manipulador, erros na modelagem e mudanças bruscas nos carregamentos ao qual o robô está submetido. A lei de adaptação é baseada no conceito de controle adaptativo por modelo de referência e método direto de Lyapunov. Um estudo experimental é realizado para avaliar o desempenho do esquema da lei de controle adaptativa implementada para o manipulador. Segundo os autores, os resultados apresentados mostram que o esquema de controle proporciona capacidade de seguir a trajetória desejada com desempenho melhor do que esquemas de controle com ganhos fixos, apesar do erro de regime apresentado nos ensaios.

GENG & HAYNES (1994) apresentam o estudo e os problemas de controle de uma classe de sistemas de isolamento ativo de vibração usando o conceito do mecanismo da Plataforma de Stewart como estrutura adaptativa. Neste caso a plataforma é aplicada para isolar vibrações em 6 graus de liberdade em estruturas espaciais. O projeto mostrado apresenta um prótipo de plataforma com uma configuração cúbica. Os atuadores empregados são de material magnetoestrictivo chamado de *Terfenol-D* (Figura 2.5), desenvolvido pela marinha americana. O projeto do sistema de controle é formulado com algoritmos de filtros adaptativos robustos. Os resultados discutidos pelos autores demonstram bom desempenho no controle ativo de vibração para certas frequências pré-definidas na fase experimental, demonstrando que a configuração cúbica da Plataforma de Stewart mostrou ser um dispositivo adequado na supressão de vibração.

Figura 2.5 – Plataforma de Stewart como elemento ativo para isolamento de vibração de uma estrutura espacial. (GENG & HAYNES, 1994).

Na *European Synchrotron Radiation Facility (ESRF)* FARJADO & REY-BAKAIKOA (1995) utilizam um manipulador paralelo como suporte para posicionamento e orientação na instrumentação ótica de feixes de radiação síncrotron (*synchrotron radiation beamlines*) mostrado na Figura 2.6. Essa implementação é projetada para funcionar em um ambiente multitarefa. Ela é baseada em uma central de controle de processo que é acessada e comandada assincronamente (*asynchronously*) por um processador principal que na verdade é uma interface de comando. O processador de controle é encarregado dos cálculos geométricos e do controle de *hardware*. Este recebe comandos do processador principal, executa-os e retorna os resultados. Os comandos de movimentos são completados quando o

movimento é iniciado com sucesso e um código de erro zero é retornado para o processador principal. O processador de controle governa toda a movimentação, incluindo a sincronia dos atuadores quando simultaneamente recebem novos comandos do processador principal. Apesar da maior parte dos *softwares* utilizados serem específicos para a *ESRF*, o processador de controle que é aplicável a este tipo de manipuladores paralelos é desenvolvido em linguagem C e pode ser facilmente implementado em ambiente *UNIX* ou outros sistemas operacionais que suportem compartilhamento de memória. Como este é otimizado para alta precisão de posicionamento para instrumentação ótica, inclui não somente controle de movimentos, mas também funções de calibração e alinhamento.

Figura 2.6 – Equipamento de posicionamento da *European Synchrotron Radiation Facility* (http://www-sop.inria.fr/coprin/equipe/merlet/Photo/section3_4.html).

O esquema de controle seguidor robusto (*Robust Tracking*) usado no trabalho de KANG et al. (1996), apresenta duas classes de controle robusto na presença de distúrbios para a Plataforma de Stewart. Os autores consideram o esquema de controle nas coordenadas da plataforma e outro esquema de controle nas coordenadas dos atuadores. Os esquemas mostraram características distintas um com relação ao outro. O erro de regime, mostrado pelo autor, pode ser ajustado por uma escolha

apropriada nos parâmetros do esquema de controle proposto; também é discutido uma “estabilidade prática” alcançada pelo controlador.

No trabalho de KOSUGE et al. (1996) é mostrado um esquema de controle de uma Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente (Figura 2.7), usando um algoritmo de controle de força baseado na velocidade dos atuadores da plataforma. O esquema proposto é aplicado em uma plataforma experimental e o controle é implementado sobre um sistema de operação em tempo real. Os dados experimentais apresentados pelos autores são bons, alcançando-se as posições e forças desejadas sem erro de regime mas com sobre-sinal.

Figura 2.7 – Plataforma de Stewart experimental (KOSUGE et al. 1996).

LI & SALCUDEAN (1997) desenvolveram uma Plataforma de Stewart invertida acionada hidraulicamente (Figura 2.8), para simulação de movimento em uma pessoa apenas. Uma realimentação de pressão (*link-space pressure feedback controller*) é usada para controle de força e posição e os resultados de simulação mostram que o esquema de controle adotado apresenta bom comportamento seguindo uma trajetória desejada com pequeno erro. Os autores discutem que os resultados experimentais alcançados são bons, sem mostrá-los em seu trabalho.

Figura 2.8 – Plataforma de Stewart invertida (LI & SALCUDEAN, 1997).

Transporte de um objeto em uma plataforma móvel sempre transfere acelerações para o mesmo. Em muitos casos isso é indesejável, sendo útil a compensação. Há sistemas passivos que podem amenizar os efeitos das acelerações, no entanto, GRAF & DILLMAN (1997,1999) apresentam um sistema ativo tanto para a compensação da aceleração quanto para a rápida e precisa movimentação. Para se alcançar o objetivo, uma Plataforma de Stewart foi montada sobre um robô móvel (Figura 2.9). Usualmente uma Plataforma de Stewart é usada para gerar uma aceleração como no caso dos simuladores de voo e dos simuladores de automóveis. Nesta aplicação o vetor aceleração do robô é invertido e mandado para um filtro *Washout* que determina os deslocamentos da plataforma dependendo do movimento do robô. Este filtro tem capacidade de manipular seis graus de liberdade. Então, todo movimento pode ser levado em conta se for captado pelos sensores de aceleração e inclinação. Segundo GRAF & DILLMAN (1997), a Plataforma de Stewart utilizada possui dimensão 1:4 comparada com o modelo original (WILLSSER 1997 apud GRAF & DILLMAN 1997) e é acionada por motores elétricos e fusos, ao invés de cilindros hidráulicos. Segundo os autores a plataforma alcança a acuracidade de 10 μm e é controlada por microprocessador.

Figura 2.9 – (a) Plataforma de Stewart SPIKE (b) Sistema de coordenadas do robô móvel PRIAMOS e da SPIKE (GRAF & DILLMAN, 1999).

KIM et al. (1997) desenvolveram uma Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente para simulação de movimentos de um automóvel como mostrado na Figura 2.10. O esquema de controle para acionamento da plataforma usa o algoritmo chamado de *Washout*, que é uma espécie de filtro. Os sinais provenientes do modelo dinâmico do veículo e da interação com a parte gráfica de um cenário são enviados para o filtro. Nos sinais de saída do filtro estão contidas as informações de velocidades angulares e acelerações lineares necessárias à simulação do movimento do veículo. Portanto, estes sinais são enviados à plataforma para acionamento dos atuadores hidráulicos. Os dados de simulação dos movimentos da plataforma apresentados pelos autores indicam bons resultados.

Figura 2.10 – Simulador de automóvel (KIM et al., 1997).

No trabalho de GRAF et al. (1998) é descrita uma Plataforma de Stewart para aplicações de movimento em ambientes de realidade virtual. A plataforma foi desenvolvida no centro para Arte e Mídia (ZKM) em Karlsruhe, na Alemanha, destinada a diversas aplicações. O esquema de controle é dividido em 3 partes. A primeira parte usa filtros para calcular as acelerações exigidas para a simulação de movimento. A segunda parte consiste de um regulador para o controle de posição dos atuadores, onde é calculada a cinemática inversa e direta. Na terceira parte é usado um regulador para as juntas, sendo nesta parte os comprimentos de cada atuador transformados em tensão. Os autores concluem que o controle proposto tem várias vantagens para aplicações em ambiente de multimídia, mostrando que os filtros usados têm robustez e flexibilidade.

KOEKEBAKKER et al. (1998), do *International Research Institute for Simulation, motion and navigation*, em Delft, Holanda, mostram uma Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente aplicada a um simulador de voo (Figura 2.11). Os autores apresentaram uma estrutura de controle baseado em quatro níveis (Figura 2.12), cada qual com sua especificação e relação fechada com os outros níveis, evitando um processamento pesado de informações em apenas um nível de controle ou malha de realimentação. No nível 1 está a malha de controle do sistema hidráulico. No nível 2

está o algoritmo de *Multivariable Feedback Linearization*. No nível 3 está a malha externa de estabilização de posição e no nível 4 está o controle baseado na referência do modelo (*Reference Model Based Control*). Os sistemas de controle foram implementados sobre uma placa processadora em tempo real *DSP (Digital Signal Processing)* da dSpace. A placa processadora foi conectada a um sistema de movimento protótipo usado para ensaios (Figura 2.11a). A estrutura de controle foi implementada em ambiente MATLAB/SIMULINK® e descarregada na placa DSP em código C. O desempenho do sistema de controle é discutido pelos autores. Dados experimentais colhidos da plataforma protótipo são comparados com dados gravados de uma aeronave real em voo, e o autor conclui que o esquema de controle implementado obteve bom desempenho.

Figura 2.11 – (a) Sistema de movimento experimental (b) Simulador de voo (KOEKEBAKKER et al., 1998).

Figura 2.12 – Controle do sistema de movimento do simulador de voo em vários níveis proposto por KOEKEBAKKER et al. (1998).

O esquema de controle chamado de *enhanced sliding mode control* apresentado por KIM & LEE (1998) é aplicado a uma Plataforma de Stewart (Figura 2.13), utilizada para geração de movimento para simulação de aeronaves e automóveis, acionada por servomotores de corrente alternada acoplados a fusos. Os dados experimentais mostrados no trabalho apresentam uma boa rejeição aos distúrbios em baixa frequência e também bom desempenho para seguir uma trajetória desejada com pequeno erro de regime.

Figura 2.13 – Plataforma de Stewart para simulação de movimento (KIM & LEE 1998).

Uma Plataforma de Stewart é usada como objeto de estudo de controle no trabalho de PARK & CHO (1998). Eles utilizam um esquema de controle de impedância com variação de rigidez como mostrado na Figura 2.14. O método, segundo os autores, necessita apenas das medidas dos comprimentos, velocidades dos atuadores e forças exercidas pelo meio ambiente. O modelo da plataforma é baseado na linearização da dinâmica não-linear e supondo pequenos movimentos. Os dados de simulação mostrados e comentados pelos autores, em seu trabalho, mostram que o esquema de controle tem um grande sobre-sinal quando a plataforma é enviada a uma certa posição com pequeno erro de regime.

Figura 2.14 – Diagrama de blocos do sistema de controle proposto por PARK & CHO (1998).

O esquema de controle adaptativo do modelo de referência (*MRAC-Model Reference Adaptive Control*) é abordado no trabalho de CHAE et al. (1998) para um protótipo de máquina ferramenta baseada em uma Plataforma de Stewart (Figura 2.15). O controle adaptativo (Figura 2.16) é projetado para que a plataforma siga uma determinada trajetória de usinagem, com robustez, ou seja, o sistema deve ser imune às imprecisões de modelagem e aos distúrbios externos. Para cada condição de trabalho o controlador executa uma adaptação dos parâmetros para que isto ocorra. Os autores executaram dois tipos de testes na plataforma. No primeiro teste a plataforma é levada a seguir uma trajetória circular, em um modo livre, ou seja, a plataforma não está executando uma usinagem. Os dados obtidos neste teste mostram robustez do controlador, pois a plataforma segue a trajetória desejada com erros muito pequenos. No segundo teste a plataforma é levada a executar uma usinagem em uma peça de Teflon, com uma trajetória circular. Os dados demonstram que o controlador mostrou-se estável mesmo na presença de distúrbios provocados pelo processo de usinagem e alcançou bons resultados.

Figura 2.15 – (a) Arranjo experimental da Plataforma de Stewart (b) Processo de usinagem em uma trajetória circular (CHAE et al., 1998).

Figura 2.16 – Diagrama esquemático do controlador da Plataforma de Stewart proposto por CHAE et al. (1998).

SILFHOUT (1999) apresenta um projeto de Plataforma de Stewart atuada hidraulicamente para posicionamento com alto grau de acuracidade. A plataforma é usada como suporte para uma grande variedade de instrumentos científicos que necessitam um alinhamento estável com movimento acurado como mostra a Figura 2.17. O esquema de controle adotado para o acionamento dos atuadores hidráulicos foi o PID (proporcional-integral-derivativo). A plataforma também funciona como um isolador de vibrações com atuação ativa. Os dados abordados pelo autor, realmente, mostram uma grande acuracidade no posicionamento da plataforma com relativa rapidez. É também discutido no trabalho o excelente desempenho realizado pela plataforma como suporte para um difratômetro de raios X.

Figura 2.17 – Plataforma de Stewart equipada com um difratômetro de raio X (SILFHOUT, 1999).

Um algoritmo usando redes neurais para controle, é aplicado a uma Plataforma de Stewart como mostra PERNECHELE et al. (2000) em seu trabalho. A plataforma é utilizada para corrigir o posicionamento e a orientação, devido à flexibilidade da estrutura e distorções térmicas, de um espelho secundário de um telescópio astronômico Italiano baseado na Espanha no *European Space Observatory*. A rede neural é usada para calcular a posição e orientação da plataforma a partir dos comprimentos dos atuadores. Os resultados obtidos e discutidos pelos autores mostram que a rede neural apresenta pequenos erros de posicionamento, que segundo os autores são admissíveis para a aplicação proposta. O esquema da plataforma é semelhante ao da Figura 2.18.

Figura 2.18 – Sistemas de posicionamento de espelhos secundários de telescópios baseados em Plataformas de Stewart (<http://www.ads-int.com>).

Algumas empresas têm experimentado sistemas baseados em manipuladores paralelos aplicados a fresadoras. A pesquisa de ABBASI et al. (2000) apresenta o desenvolvimento de um mecanismo paralelo especial aplicado a fresagem de contorno conforme mostra a Figura 2.19. A idéia principal do trabalho é aumentar a capacidade de um equipamento de usinagem não CNC a um custo menor do que a compra de um tradicional centro de usinagem com cinco eixos. Assim, utilizando uma metodologia de projeto cinestática paramétrica (*parametric kinestatic design methodology*) para um mecanismo paralelo especial (Plataforma Cinestática) capacita-se uma fresadora de 3 eixos não CNC a realizar operações de fresagem de contorno semelhante às de uma de cinco eixos. A vantagem de se utilizar uma Plataforma Cinestática é a possibilidade de realizar simultaneamente um controle preciso de força de contato e deslocamento na fresagem.

Figura 2.19 – Plataforma cinestática aplicada a fresagem de contorno
(ABASSI et al., 2000).

Para controlar a plataforma utilizou-se um controle PID onde os resultados obtidos para uma entrada degrau de 0,0102 mm estão mostrados na Figura 2.20. Para este teste, os ganhos do controlador foram obtidos usando-se as regras de Ziegler-Nichols para os valores iniciais. Sobre-sinal e erro de regime foram reduzidos ajustando-se o controle, porém houve um aumento no tempo de resposta. Para corrigir tal fato ABBASI et al. (2000) sugerem uma estratégia de controle adaptativa. Conclui-se, então que o controlador PID mostrou suficiente precisão no posicionamento e a partir dos dados de simulação de movimentos, mostrou que é possível seguir a trajetória com um atraso.

Figura 2.20 – Resposta a uma entrada degrau usando um controlador PID
(ABASSI et al., 2000).

WASSON (2000), na *Thiokol Propulsion*, uma divisão da *Cordant Technologies Inc.*, a partir do conceito de propulsão térmica solar (*Solar Thermal Propulsion – STP*), usou um espelho parabólico para concentrar os raios solares com uma grande lupa e com a energia obtida aquecer um fluido como o hidrogênio a alta temperatura (3000 K). O hidrogênio é então expelido através de um bocal para produzir um empuxo e movimentar uma espaçonave. Para focar a energia solar no motor vários conceitos diferentes de sistemas com 6 graus de liberdade foram usados tentando-se obter uma fina focalização por direcionamento do espelho parabólico. Estes sistemas consistiam de uma Plataforma de Stewart com atuadores lineares, um pequeno braço de robô com atuadores rotativos biaxial e um longo braço de robô com uma lente arredondada usando também atuadores rotativos biaxiais. O estudo realizado levou em conta: características cinemáticas, peso, compatibilidade térmica, custo, modos de falha, processadores e sensores requeridos, acuracidade, estabilidade e a possibilidade de se trabalhar em escala para grandes sistemas. A Tabela 2.2 mostra as vantagens e as desvantagens dos diferentes Sistemas de Controle de Foco (SCF). A Plataforma de Stewart é a mais favorável devido à sua acuracidade e rigidez (Figura 2.21).

Tabela 2.2 – Vantagens e desvantagens dos sistemas de controle de foco.

Tipo de SCF	Vantagens	Desvantagens
Plataforma de Stewart (atuadores Lineares)	<ul style="list-style-type: none"> • Alta rigidez e precisão. • Estrutura paralela (Cinemática inversa não linear com solução <i>closed form</i>). 	<ul style="list-style-type: none"> • Todos os atuadores devem ter proteção térmica.
Pequeno braço de robô (atuadores biaxiais)	<ul style="list-style-type: none"> • Atuadores menos sujeitos ao fluxo de calor 	<ul style="list-style-type: none"> • Baixa rigidez. • Estrutura serial (cinemática inversa não linear requer solução iterativa)
Longo braço de robô (atuadores biaxiais)	<ul style="list-style-type: none"> • Atuadores menos sujeitos ao fluxo de calor 	<ul style="list-style-type: none"> • Alto risco de desenvolvimento • Baixa rigidez. • Estrutura serial (cinemática inversa não linear requer solução iterativa)

O desenvolvimento desse sistema utilizou um conjunto de ferramentas que juntas realizaram uma rápida modelagem, construção, simulação e teste do protótipo. O *I-DEAS* da *EDS (Electronic Data Systems)* foi usado para modelagem em elementos finitos, o *ADAMS* da *MDI (Mechanical Dynamical Inc.)* foi usado para dinâmica multicorpos e o *MATRIXx* da *Wind River* para o projeto do sistema de controle e o teste experimental *hardware-in-the-loop*. O *MATRIXx* foi aplicado no projeto, fabricação e teste do sistema, indo do conceito ao teste de câmara de vácuo em 6 semanas.

Figura 2.21 – Esquema de sistema de controle de foco usando um Hexapod (WASSON, 2000).

2.1 – Avanços e Alternativas em Técnicas de Síntese de Controle usando Redes Neurais

Redes neurais artificiais são sistemas paralelos distribuídos compostos por unidades de processamento simples (nodos) que calculam determinadas funções matemáticas (normalmente não-lineares). Tais unidades são dispostas em uma ou mais camadas e interligadas por um grande número de conexões, geralmente

unidirecionais. Na maioria dos modelos estas conexões estão associadas a pesos, os quais armazenam o conhecimento representado no modelo e servem para ponderar a entrada recebida por cada neurônio da rede. O funcionamento destas redes é inspirado em uma estrutura física conhecida pela natureza: o cérebro humano (BRAGA, 2000).

O primeiro modelo de neurônio artificial baseado em um neurônio biológico foi apresentado no trabalho de McCulloch e Pitts em 1943 (McCULLOCH & PITTS, 1943). O trabalho de McCulloch e Pitts se concentra muito mais em descrever um modelo artificial de um neurônio e apresentar suas capacidades computacionais do que em apresentar técnicas de aprendizado (BRAGA, 2000). O texto de maior importância em redes neurais depois do trabalho de McCulloch e Pitts, até 1949, foi realizado por Hebb em seu livro intitulado *The Organization of Behavior* (HEBB, 1949). Este é o primeiro trabalho relacionado com aprendizado de redes neurais que perseguiu a idéia de que o condicionamento psicológico clássico está presente em qualquer parte dos animais pelo fato de que esta é uma propriedade de neurônios individuais (HAYKIN, 1994).

Em 1958, Rosenblatt (ROSENBLATT, 1958) demonstrou que seus modelos de rede chamados de *Perceptron* poderiam ser treinados para classificar certos tipos de padrões, com o acréscimo de sinapses ajustáveis (BRAGA, 2000). O trabalho de WIDROW & HOFF (1960), mostra o desenvolvimento de um tipo de elemento de processamento de redes neurais chamando de ADALINE (*ADaptive LINear Element*), e mais tarde propôs a sua generalização multidimensional, o MANDALINE (múltipla ADALINE). Esta rede era equipada com uma lei de aprendizado, conhecida como Regra Delta, que mais tarde foi generalizada para redes com modelos neurais mais elaborados (RUMELHART, 1986). MINSKY & PAPERT apud HUNT et al. (1992), em 1969 publicaram o livro *Perceptrons-An Introduction to Computational Geometry*, eles introduziram uma análise rigorosa do *Perceptron*, provando muitas propriedades e mostrando suas limitações para vários modelos.

Nos anos 70 a pesquisa em redes neurais ficou paralisada, apesar de alguns poucos trabalhos terem sido publicados, devido principalmente à publicação do trabalho de Minsky e Papert que desestimulou pesquisas nesta área (HAYKIN, 1994).

Em 1982, John Hopfield publicou um trabalho que chamou a atenção para as propriedades associativas das redes neurais. Este trabalho foi responsável por parte da retomada das pesquisas na área. O grande feito de Hopfield foi, sem dúvida, mostrar a relação entre redes recorrentes auto-associativas e sistemas físicos, o que também abriu espaço para utilização de teorias correntes da Física para estudar tais modelos (BRAGA, 2000). Mas foi em 1986, com a publicação do livro escrito por RUMELHART & MCCLELLAND (1986), intitulado *Parallel distributed processing: explorations in the microstructure of cognition*, que o campo de redes neurais artificiais se expandiu. Os autores desenvolveram o algoritmo de aprendizado *backpropagation* para redes do tipo *Perceptron* com estruturas multicamadas. A partir deste momento, em diversas áreas do conhecimento humano, vários trabalhos de aplicação de redes neurais têm sido observados na literatura técnica e científica.

Na área de sistemas de controle pode-se observar um grande número de publicações em redes neurais artificiais, com as mais diversas aplicações. O escopo deste trabalho é mostrar alguns trabalhos de destaque, além daqueles trabalhos pioneiros nas áreas relacionadas com esta tese.

2.2 – Avanços e Alternativas em Técnicas de Síntese de Controle usando Lógica Difusa

O conceito de conjuntos difusos foi primeiramente introduzido por ZADEH (1965), no trabalho intitulado *Fuzzy Sets*. O trabalho de ZADEH introduziu a lógica difusa para descrever sistemas que são muito complexos e/ou mal definidos para admitir uma análise matemática precisa (BERNARD, 1998). No trabalho chamado *Outline of a New Approach to Analysis of Complex Systems and Decision Processes*, ZADEH (1973) descreve o “princípio da incompatibilidade”, onde a imprecisão e a complexidade de um sistema estão correlacionadas.

Em termos de síntese de sistemas de controle isto significa que, com o aumento da complexidade da planta, mais complicada senão impossível torna-se a definição precisa de seus parâmetros (SANTORO, 1999).

Entre as aplicações de maior sucesso da teoria da lógica difusa está a área de controle por lógica difusa (*Fuzzy Logic Control – FLC*) iniciado pelo trabalho de MANDANI & ASSILIAN (1975) segundo BERENJI (1992) e BERNARD (1988). O trabalho de Mandani e Assilian identifica que a lógica difusa fornece uma forma de comportamento ambígua que pode ser usada para derivar inferências de informações incertas. Eles concluem que o algoritmo de controle lingüístico pode ser usado para o controle de sistemas complexos, ambos, humanos e técnicos. A idéia do algoritmo de controle lingüístico foi uma generalização brilhante da experiência humana para regras lingüísticas com atributos vagos em ordem para formular ações de controle (YAGER & FILEV, 1994).

Durante os anos 70, Mandani e uma equipe de pesquisadores também propuseram os primeiros controladores difusos com capacidade de auto-organização (PROCYK & MANDANI, 1979). Durante os anos 80, uma pequena quantidade de pesquisadores continuou as pesquisas em lógica difusa no Reino Unido e EUA. Enquanto que no Japão as aplicações de controladores difusos estavam se desenvolvendo (BROWN & HARRIS, 1994). As implementações no Japão foram desde sistemas de controle de helicópteros, de trens subterrâneos e também na indústria automotiva, até mecanismos de foco automático de câmeras fotográficas e controladores de máquinas de lavar (SELF, 1990).

BERENGI (1992), BROWN & HARRIS (1994) e ROSS (1995) citam em seus trabalhos várias aplicações de sistemas de controle difuso aplicado às mais diversas áreas da engenharia. Eles comentam e destacam o controle de velocidade e o controle de parada dos trens subterrâneos da cidade de Sendai, Japão, deste Julho de 1987, usando um sistema de controle difuso que segundo ele (BERENGI, 1992) tem um desempenho superior ao controle PID.

Atualmente muitas das pesquisas em controle por lógica difusa focam as aplicações em sistemas difusos auto-organizados, sistemas difusos adaptativos e sistemas híbridos entre sistemas difusos e redes neurais artificiais, como pode ser visto nos trabalhos de BROWN & HARRIS (1994) e BERENGI (1992).

Há muitos artigos e livros referentes à lógica difusa e controle por lógica difusa; foge ao escopo deste trabalho fazer uma revisão completa sobre todas as referências já publicadas. O leitor pode consultar as seguintes referências para elucidar qualquer dúvida ou esclarecer qualquer ponto da teoria. Na aplicação de lógica difusa em controle SUTTON & TOWILL (1985) e BERNARD (1988). Há também artigos de revisão que descrevem aplicações de controles difusos como os realizados por TONG (1977), SUGENO (1985) e BERENJI (1992), que descrevem uma perspectiva histórica sobre o desenvolvimento de controladores difusos nos anos 70, 80 e 90. Uma grande coleção de artigos pode ser achada no *IEEE International Conferences on Fuzzy Systems* 1995 e 2000, nos seriados *Fuzzy Sets and Systems* e *IEEE Transactions on Fuzzy Systems* e nos livros KOSKO (1992), ROSS (1995), BROWN & HARRIS (1994), YAGER & FILEV (1994) e SHAW & SIMÕES (1999).

Capítulo 3 – Teorias de Síntese de Sistemas de Controle

Este capítulo descreve as duas metodologias de síntese de sistemas de controle aplicadas no sistema hidráulico de acionamento da Plataforma de Stewart. A primeira, baseada em redes neurais artificiais e a segunda em lógica difusa. O intuito desta secção não é descrever com detalhes estas duas metodologias, mas sim, apresentar os procedimentos utilizados nas implementações computacionais. Portanto apresenta-se apenas o procedimento básico.

3.1 – Redes Neurais Artificiais

Redes neurais artificiais são compostas por elementos simples que operam em paralelo. Os elementos das redes neurais artificiais são inspirados nos elementos de processamento humano, ou seja, neurônios biológicos. O modelo de neurônio mais simples e que engloba as principais características de uma rede neural biológica, paralelismo e alta conectividade, foi proposto por McCULLOCH & PITTS (1943). Conforme mostra a Figura 3.1, o modelo geral do neurônio artificial pode ser ilustrado por:

Figura 3.1 – Modelo de estrutura de um elemento neurônio (HAYKIN, 1994).

onde :

$x_1, x_2, \dots, x_p$ são os sinais de entrada;

$w_{k1}, w_{k2}, \dots, w_{kp}$ são os pesos ou conexões sinápticas;

θ_k é o limiar de ativação do neurônio;

u_k é a saída do combinador linear;

$\varphi(u_k)$ é a função de ativação (limita a saída do neurônio);

y_k é o sinal de saída do neurônio.

As equações que descrevem o comportamento do neurônio artificial são dadas por :

$$u = \sum_{i=1}^N w_i \cdot x_i + \theta_k \quad (3.1)$$

$$y = \varphi(u)$$

A função de ativação $\varphi(\cdot)$ processa o conjunto de entradas recebidas e o transforma em estado de ativação. Normalmente, o estado de ativação do neurônio pode assumir os seguintes valores: Binários [0 e 1]; Bipolares [-1 e 1] e reais. A função de ativação define a saída de um neurônio em termos do nível de atividade na entrada. Pode-se identificar três tipos básicos de função de ativação apresentada na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Exemplos de funções de ativação $\varphi(\cdot)$.

Nome	Fórmula	Representação Gráfica
Degrau	$\varphi(u) = \begin{cases} 1 & \text{se } u \geq 0 \\ 0 & \text{se } u < 0 \end{cases}$	
Rampa	$\varphi(u) = \begin{cases} 1 & \text{se } u \geq a \\ u & \text{se } -a < u < a \\ -1 & \text{se } u \leq -a \end{cases}$	
Tangente Sigmóide	$\varphi(u) = \tanh(u) = \frac{1 - e^{-u}}{1 + e^{-u}}$	

Os neurônios por si só não são poderosos em termos de computação ou representação, mas sua interconexão com outros neurônios permitem codificar relações entre as variáveis de entrada e saída dando poderosa capacidade de processamento (HUNT et al., 1992). Os neurônios podem ser interconectados de várias maneiras, formando diversos tipos de arquiteturas. A literatura apresenta várias formas de arquiteturas de redes neurais, aplicáveis na solução dos mais diversos tipos de problemas. Em geral, pode-se identificar três classes diferentes de arquiteturas de redes neurais.

Redes *Feedforward* com camada única: são redes neurais onde tem-se uma camada de entrada e uma única de neurônios que é a própria de saída (Figura 3.2). Suas principais aplicações são em memória associativas e no reconhecimento de padrões (WIDROW, 1988). Neste tipo de rede, tem-se o modelo do Perceptron e o Adaline.

Figura 3.2 – Rede *Feedforward* com camada única de neurônios.

Redes *Feedforward* multicamadas: Este tipo de rede distingue-se da anterior pela presença de uma ou mais camadas ocultas de neurônios (Figura 3.3). Por exemplo, os neurônios que recebem sinais de excitação do meio externo estão na camada de entrada; os neurônios que estão na saída representam a camada de saída e os neurônios intermediários estão nas camadas ocultas. Suas principais aplicações são em reconhecimento de padrões (HAYKIN, 1994), aproximador universal de funções e em controle (NARENDRA & PARTHASARATHY, 1990 e HUNT et al. 1992). Neste tipo de redes, tem-se o *Madaline* e o Perceptron Multicamadas.

Figura 3.3 – Rede *Feedforward* multicamadas.

Redes Recorrentes: são redes que contêm realimentação entre neurônios de camadas diferentes (Figura 3.4). Suas principais aplicações são em sistemas dinâmicos, memórias associativas, previsão e estimação e no controle de sistemas. Neste tipo de redes, tem-se o modelo do Hopfield e o Perceptron com realimentação.

Figura 3.4 – Rede recorrente.

Redes neurais possuem a capacidade de aprender por exemplos e fazer interpolações e extrapolações do que aprenderam (BRAGA, 2000). O aprendizado de uma rede neural é realizado através de um processo iterativo de ajustes aplicados aos pesos sinápticos (HAYKIN, 1994). Segundo MENDEL & McCLAREN apud HAYKIN (1994), uma definição geral do que vem a ser aprendizagem pode ser expressa da seguinte forma:

“Aprendizagem é o processo pelo qual os parâmetros de uma rede neural são ajustados através de uma forma continuada de estímulo pelo meio ambiente no qual a rede está operando, sendo o tipo específico de aprendizagem realizada definido pela maneira particular como ocorrem os ajustes realizados nos parâmetros.”

Um algoritmo de aprendizado é composto por um conjunto de regras bem definidas visando à solução de um problema de aprendizado. Existem muitos tipos de algoritmos de aprendizado específicos para determinados modelos de redes neurais. Estes algoritmos diferem entre si principalmente pelo modo como os pesos são modificados. Os dois paradigmas principais de aprendizado são o aprendizado supervisionado e o aprendizado não-supervisionado.

Aprendizado Supervisionado: utiliza um agente externo que indica à rede um comportamento bom ou ruim de acordo com o padrão de entrada. A rede é treinada

para fornecer a saída desejada em relação a um estímulo de entrada específico. Quando um vetor de entrada é aplicado, a saída da rede é calculada e comparada com o respectivo padrão de saída, a diferença (erro) é então propagada em sentido inverso ao fluxo de informações da rede (das saídas para as entradas) e os pesos são alterados de acordo com algum algoritmo que tende a minimizar o erro. Os vetores de entrada e saída do conjunto de treinamento são aplicados sequencialmente, e os erros são calculados para cada vetor, até que o erro para o conjunto de treinamento seja aceitável.

Aprendizado Não Supervisionado: não utiliza um agente externo indicando a resposta desejada para os padrões de entrada, utilizam-se entretanto, exemplos de coisas semelhantes para que a rede responda de maneira semelhante. A rede se auto-organiza em relação a alguns subconjuntos de entrada cujos elementos possuem características similares. Os vetores do conjunto de treinamento consistem unicamente de vetores de entrada. O algoritmo de treinamento modifica os pesos da rede para produzir vetores de saída que são consistentes, isto é, vetores do conjunto de treinamento que são similares entre si produzirão o mesmo padrão de saída. Neste tipo de aprendizagem espera-se que o sistema deva estatisticamente descobrir características e particularidades marcantes da população de entrada. Ao contrário do aprendizado supervisionado, onde não existe um conjunto à priori de categorias dentro do qual os padrões irão ser classificados, o sistema é quem deve desenvolver sua própria representação do estímulo de entrada.

Denomina-se ainda ciclo de aprendizado como sendo uma apresentação de todos os N pares (entrada e saída) do conjunto de treinamento no processo de aprendizado. A correção dos pesos num ciclo pode ser executada de duas maneiras. A padrão, onde a correção dos pesos acontece a cada apresentação à rede de um exemplo do conjunto de treinamento. Cada correção de pesos baseia-se somente no erro do exemplo apresentado naquela iteração. Assim, em cada ciclo ocorrem N correções. Um outro método para apresentação de dados de treinamento é no modo *Batch*, onde apenas uma correção é feita por ciclo. Todos os exemplos do conjunto de treinamento são

apresentados à rede, seu erro médio é calculado e a partir deste erro fazem-se as correções dos pesos.

Existem atualmente, na literatura, diversas arquiteturas de redes neurais artificiais, aplicáveis na solução dos mais diversos tipos de problemas. Considerando aplicações em controle de sistemas dinâmicos, a arquitetura geralmente utilizada é conhecida como redes neurais multicamadas do tipo *feedforward*. O ajuste adequado dos pesos, por sua vez, é realizado utilizando o algoritmo *backpropagation* do erro, originalmente criado para redes multicamadas e funções de associação deriváveis.

3.1.1 – O Algoritmo *Backpropagation*

Durante o treinamento com o algoritmo *backpropagation*, a rede opera em uma sequência de dois passos. Primeiro, um padrão é apresentado à camada de entrada da rede. A atividade flui através da rede, camada por camada, até que a resposta seja produzida pela camada de saída. No segundo passo, a saída obtida é comparada à saída desejada para esse padrão particular. Se esta não estiver correta, o erro é calculado. O erro é então propagado a partir da camada de saída até a camada de entrada, e os pesos das conexões das unidades das camadas internas vão sendo modificadas conforme o erro é retropropagado (HAYKIN, 1994). Esse processo é repetido para todos os valores de entrada da rede até que o erro quadrático médio das saídas da rede esteja num valor aceitável.

Uma rede neural multicamadas do tipo *feedforward* pode ser formada através da conexão de diversos elementos de processamento, como a estrutura apresentada na Figura 3.3. Desta forma, tem-se um conjunto de nós de entrada, uma ou mais camadas intermediárias de neurônios e uma camada de neurônios de saída como mostra a Figura 3.3. Os sinais de entrada se propagam através da rede desde os nós de entrada até a camada de saída.

Esta rede neural possui duas camadas de neurônios, sendo que estes encontram-se totalmente interconectados. Assim, um neurônio qualquer na camada intermediária

(camada 1) está conectado a todos os neurônios da camada de saída (camada 2) e com todos os nós de entrada.

Durante o processo de treinamento do modo supervisionado, na n -ésima iteração, a rede receberá um conjunto de entradas $\mathbf{X}(n)$ (padrões de treinamento) e responderá com um conjunto de saída $\mathbf{Y}(n)$. A seguir, esta saída será confrontada com a resposta desejada relativa àquele conjunto de entradas, isto é, $\mathbf{d}(n)$. O objetivo é então, fazer com que os pesos da rede sejam ajustados de forma que, na próxima iteração com as entradas $\mathbf{X}$, os valores de $\mathbf{Y}$ se aproximem dos valores de $\mathbf{d}$. Neste processo, diversos padrões de treinamento podem ser utilizados.

Os padrões de treinamento da rede neural $(\mathbf{X}, \mathbf{d})$ podem representar, por exemplo as entradas e saídas medidas de um sistema dinâmico. Desta forma, as entradas do sistema dinâmico coincidem com as entradas da rede neural sendo que sua saída resultante será confrontada com a saída desejada $\mathbf{d}$ em cada iteração, durante o processo de treinamento. A rede tem então seus pesos adaptados de forma a realizar um mapeamento do comportamento dinâmico do sistema.

De acordo com a Figura 3.5, o sinal do erro para o j -ésimo neurônio da camada de saída, n -ésima iteração, é dado por:

$$e_j(n) = d_j(n) - y_j^{(2)}(n) \quad (3.2)$$

Uma medida de desempenho para o processo de treinamento pode ser dada pelo valor instantâneo do quadrado deste erro que, para o j -ésimo neurônio na camada de saída, é definido como $(1/2) e_j^2(n)$. O valor instantâneo da soma do quadrado dos erros é dado por:

$$E(n) = (1/2) \sum_{j \in C} e_j^2(n) \quad (3.3)$$

Figura 3.5 – Gráfico de fluxo de sinais para j-ésimo neurônio da camada de saída (HAYKIN, 1994).

onde 'c' é o conjunto de todos os neurônios na camada de saída da rede. O objetivo é então, ajustar os valores dos pesos de forma a minimizar $E_{\text{total}} = \sum E(n)$. Neste processo tem-se que, de acordo com a Figura 3.5.

$$v_j^{(2)}(n) = \sum_{k=0}^p w_{jk}^{(2)}(n) y_k^{(1)}(n) \quad (3.4)$$

onde p indica o número total de entradas no j-ésimo neurônio. O peso $w_{j0}^{(2)}$ que corresponde à entrada constante +1, é fixado em $\theta_j^{(2)}$. Portanto, a saída do j-ésimo neurônio na n-ésima iteração é dada por:

$$y_j^{(2)}(n) = \phi(v_j^{(2)}(n)) \quad (3.5)$$

O algoritmo *backpropagation* permite o cálculo do incremento $\Delta w_{jk}^{(2)}(n)$ a ser dado ao peso $w_{jk}^{(2)}(n)$, na iteração (n+1). Para o procedimento chamado de passo mais

descendente (*steepest descent*) o incremento $\Delta w_{jk}^{(2)}(n)$ a ser dado ao peso $w_{jk}^{(2)}(n)$ pode ser definido por (HAYKIN, 1994):

$$\Delta w_{jk}^{(2)} = -\eta \frac{\partial E(n)}{\partial w_{jk}^{(2)}} \quad (3.6)$$

onde η é uma constante que determina a taxa de aprendizagem do algoritmo *backpropagation*. Assim, tem-se que:

$$\Delta w_{jk}^{(2)}(n) = \eta e_j(n) \phi'(v_j^{(2)}(n)) y_k^{(1)}(n) \quad (3.7)$$

e portanto, a atualização nos pesos é dada por:

$$w_{jk}^{(2)}(n+1) = w_{jk}^{(2)}(n) + \Delta w_{jk}^{(2)}(n) \quad (3.8)$$

O incremento $\Delta w_{jk}^{(2)}(n)$ depende do sinal de erro do j -ésimo neurônio de saída $e_j(n)$. Pode-se então identificar duas classes distintas que irão depender de onde o neurônio se localiza na rede, ou seja, se na camada de saída como na discussão anterior ou se na camada intermediária.

Neurônio na camada de saída: Quando o neurônio está localizado na camada de saída, pode-se aplicar diretamente a equação (3.2) para calcular o erro $e_j(n)$ associado. Tendo determinado $e_j(n)$, utiliza-se a equação (3.7) para calcular $\Delta w_{jk}^{(2)}(n)$.

Neurônio na camada intermediária: Para um neurônio na camada intermediária, uma resposta desejada não é previamente conhecida. Conseqüentemente, o erro para o neurônio na camada intermediária deve ser calculado em termos dos erros para todos os neurônios posteriores que se conectam diretamente a ele. Na figura 3.6, o neurônio k representa um neurônio na camada intermediária da rede neural.

Figura 3.6 – Gráfico de fluxo de sinais para os neurônios k e j (HAYKIN, 1994).

Novamente, o peso $w_{k0}^{(1)}(n)$ é igual a $\theta_k^{(1)}(n)$ aplicado no k-ésimo neurônio. A entrada correspondente é +1. A partir do método do passo descendente o incremento a ser dado ao peso $w_{ki}^{(1)}(n)$, na iteração $(n+1)$, é dado por:

$$\Delta w_{ki}^{(1)}(n) = \eta \sum_j e_j(n) \phi'(v_j^{(2)}(n)) w_{ki}^{(1)}(n) y_i^{(1)}(n) \quad (3.9)$$

O valor para taxa de aprendizagem η pode ser escolhido de forma a acelerar o treinamento. Quanto menor o seu valor, menor será o ajuste dado aos pesos de uma iteração para outra. Entretanto, para muitos casos, se η for selecionado como sendo muito pequeno, o número de iterações para se chegar na solução pode ser muito grande. Por outro lado, o processo de treinamento pode ser para valores grandes de η . Em alguns casos porém, a rede pode tornar-se instável. Para que a rede não se torne instável, selecionam-se valores adequados para η ($0 < \eta < 1$) e inclui-se um termo adicional chamado *momentum* α ($0 < \alpha < 1$). Este termo permite à rede ignorar pequenos mínimos locais na superfície de erro. Assim, a equação (3.9) para um neurônio na camada intermediária, resulta em:

$$\Delta w_{ki}^{(1)}(n) = \alpha \Delta w_{ki}^{(1)}(n-1) + \eta \sum_j e_j(n) \phi'(v_j^{(2)}(n)) w_{ki}^{(1)}(n) y_i^{(1)}(n) \quad (3.10)$$

A função de transferência $\varphi(*)$ a ser usada neste trabalho é a função não-linear tangente hiperbólica (HAYKIN, 1994).

$$\varphi(v) = \tanh(v) = \left[\frac{1 - \exp(-v)}{1 + \exp(-v)} \right] \quad (3.11)$$

Como anteriormente o algoritmo *backpropagation* ajusta os valores dos pesos em relação à direção oposta do gradiente da função erro quadrático. Entretanto, a utilização desse algoritmo na prática tende a convergir muito lentamente, exigindo assim um elevado esforço computacional. Para contornar este problema várias técnicas de otimização têm sido incorporadas ao algoritmo *backpropagation* a fim de reduzir o seu tempo de convergência e diminuir o esforço computacional exigido pelo mesmo. Dentre as técnicas de otimização mais utilizadas para este propósito destaca-se o algoritmo de Levenberg-Marquardt (HAGAN et al., 1996).

O algoritmo de Levenberg-Marquardt é uma técnica baseada no método dos mínimos quadrados para modelos não-lineares que pode ser incorporada ao algoritmo *backpropagation* a fim de aumentar a eficiência do processo de treinamento (HAGAN et al., 1996). A regra de aprendizagem para atualização dos pesos é dada por:

$$\Delta W = -(J^T J + \mu I)^{-1} J^T e \quad (3.12)$$

onde J é a matriz Jacobiana das derivadas de cada erro com relação a cada peso, μ é escalar e e é o vetor de erros na camada de saída (HAGAN, et al., 1996). Esta regra de aprendizagem possui a característica de que se o valor do escalar μ for selecionado como sendo muito grande, a equação (3.12) se aproxima do método do passo descendente com uma taxa de aprendizagem pequena, ou seja:

$$\Delta W = -\frac{1}{\mu} J^T e \quad (3.13)$$

Caso contrário, para valores pequenos de μ , a equação (3.12) torna-se o método de Gauss-Newton, que é mais rápido e preciso quando perto do erro mínimo (HAGAN et al., 1996). Assim, o objetivo é alterar μ de forma a trabalhar ou com Gauss-Newton ou com o método do gradiente descendente. Neste processo, quando o erro aumenta, μ é aumentado e o termo $J^T J$ torna-se desprezível. O treinamento é então realizado de acordo com o termo $(\mu^{-1} J^T e)$, que é o método do gradiente descendente. De outra forma, μ é diminuído.

3.2 – Lógica Difusa

Algumas características importantes da lógica difusa como: a utilização de variáveis lingüísticas; a caracterização de relações simples para estas variáveis definindo condições difusas; e a caracterização de relações complexas através de um mecanismo de inferência, faz com que ela seja uma técnica atrativa para o uso em sistemas de controle e modelagem de sistemas dinâmicos.

Especificamente em termos de sistemas de controle, pode-se citar como característica a facilidade de síntese e a não necessidade de desenvolvimento de um modelo matemático da planta (BROWN & HARRIS, 1994). O paradigma principal do controle difuso é que o algoritmo de controle é um algoritmo “baseado no conhecimento” (heurístico), descrito por métodos de lógica difusa. O sistema de controle por lógica difusa é uma classe de sistemas especialistas baseados em conhecimento que contém o algoritmo de controle em uma simples base de regras. O conhecimento codificado em uma base de regras é derivado da experiência humana e intuição, e de entendimento teórico e prático da dinâmica do objeto controlado (YAGER & FILEV, 1994). Dessa forma, o controle por lógica difusa consiste em emular um sistema de controle que atue na planta de forma a representar o comportamento de um operador humano experiente.

A lógica difusa utiliza a teoria de conjuntos baseada no fato de que os conjuntos existentes no mundo real não possuem limites precisos. Um conjunto difuso é um agrupamento impreciso e indefinido, onde a transição de não-pertinência para

pertinência é gradual, não abrupta (ROSS, 1995; YAGER & FILEV e IAN & SIMÕES, 1999). A Figura 3.7 ilustra um conjunto difuso onde se observa que os limites do conjunto estão definidos em termos não absolutos, ou seja, o conjunto difuso tem propriedades ambíguas e imprecisas. Um conjunto difuso A é uma coleção dos elementos definidos em um universo de discurso chamando X quando o universo é contínuo e X^d quando é discreto. Ele generaliza o conceito de um conjunto clássico por permitir que os elementos tenham associação parcial ($\in [0,1]$), e o grau com que o elemento genérico x pertence a A é caracterizado por uma função de associação $\mu_A(x)$.

Conjuntos Difusos

Figura 3.7 – Conjunto difuso.

Um conjunto difuso A é definido sobre um universo de discurso X , e a função de associação $\mu_A: X \rightarrow [0,1]$ determina para cada elemento $x \in X$ um número real $\mu_A(x)$ em um intervalo $[0,1]$. O conjunto A pode ser representado por um conjunto de pares ordenados:

$$A = \{(x, \mu_A(x)) \mid x \in X\}$$

Como $\mu_A(\cdot)$ é contínuo ele pode ser armazenado como uma relação funcional que é definida por um conjunto finito de parâmetros. Estes parâmetros são diferentes para cada função de associação difusa.

A tradução de termos numéricos em termos lingüísticos pode ser representada por um conjunto de funções de associação difusas e o conjunto de todos estes termos determina como uma variável de entrada é representada dentro de um sistema difuso. Os conjuntos difusos podem então ser usados para construir estratégias de controle na forma de termos lingüísticos. Desta forma, cada função de associação pode ser classificada por uma declaração lingüística como mostrado na Figura 3.8. Na Figura 3.8, os valores exatos λ_i , pertencentes ao universo de X têm seus valores de associação μ determinados conforme o respectivo conjunto difuso definido pela função de associação. Nesta figura estão apresentados sete funções de associação que são usadas para representar a entrada, elas definem os termos difusos como: NG = negativo grande; NM = negativo médio; NP = negativo pequeno; QZ = quase zero; PP = positivo pequeno; PM = positivo médio; e PG positivo grande.

Figura 3.8 – Típico conjunto difuso com sete funções de pertinência.

O processo de transformação de valores numéricos para valores lingüísticos utilizando a teoria de lógica difusa chama-se *difusificação*. Em sistemas físicos as variáveis de entrada geralmente são provenientes de sensores das grandezas físicas ou de dispositivos de entrada computadorizadas. Todos os conjuntos difusos que representam as diversas variáveis físicas por funções de associação, formam a base de conhecimento. A base de conhecimento contém informação imprecisa, porém significativa do modelo do sistema a ser controlado, consistindo de uma base de dados lingüísticos e uma base de regras difusas. Contudo, essa informação é completamente resolvida, na medida em que os dados de entrada e saída difusos e a estratégia de manipulação do conhecimento sejam manipulados. A produção de regras difusas é definida por termos vagos, como por exemplo, pequeno ou médio

para categorizar as variáveis de entrada e saída, e o conjunto destas regras formam um algoritmo difuso.

Um algoritmo difuso é definido para ser o conjunto das regras difusas que descrevem um mapeamento entre o estados de entrada e saída do sistema. Se o algoritmo difuso tem n entradas $(x_1, \dots, x_n)^T$ e m saídas $(y_1, \dots, y_m)^T$, ele pode equivalentemente ser escrito como m algoritmos difusos, cada um com n entradas e uma saída. Estes algoritmos difusos são compostos de regras difusas da forma:

$$\text{Se } (x_1 \text{ é } A_i^1) \text{ e } \dots \text{e } (x_n \text{ é } A_n^i) \text{ então } (y \text{ é } B^j)$$

onde A_k^i , $k = 1, \dots, n$ e B^j são variáveis lingüísticas que representam termos vagos tais como: pequeno, médio ou grande definidos sobre as variáveis de entrada e saída, respectivamente. Uma regra difusa mapeia o antecedente, formado pela interseção ("E") da declaração lingüística n ($x_k \text{ é } A_k^i$), para o conseqüente formado por uma única declaração lingüística ($y \text{ é } B^j$). Portanto a declaração acima pode ser reescrita na forma:

$$r_{ij}: \text{ SE } (x \text{ é } A^i) \text{ ENTÃO } (y \text{ é } B^j)$$

ou seja,

$$\text{SE premissa (antecedente) ENTÃO conclusão (conseqüente)}$$

onde A^i é o i -ésimo conjunto difuso formado das intersecções difusas para um conjunto difuso individual e o r_{ij} representa ij -ésima regra difusa. Por exemplo, a regra de um algoritmo difuso pode ter a forma:

$$r_{1,1}: \text{ SE } (x \text{ é } A^1) \text{ ENTÃO } (y \text{ é } B^1)$$

O procedimento de mapear os conjuntos difusos, descritos acima, também é chamado inferência. Portanto, a tomada de decisões pode gerar ações de controle – conseqüentes – inferidas a partir de conjunto de condições de entrada – antecedentes (IAN & SIMÕES, 1999).

O processo pelo qual o valor da variável lingüística de saída inferida pelas regras difusas é transformado em um valor numérico é chamado *dedifusificação*. As ações de controle, num sistema de controle difuso, definidas em termos difusos devem ser convertidas em valores numéricos, a fim de que possam ser utilizadas pelo sistema físico real. A literatura apresenta vários métodos de *dedifusificação*, que podem ser examinados nos trabalhos de (ROSS, 1995) e YARGER & FILEV (1994). Cinco métodos são resumidos a seguir:

Princípio da Máxima Associação – ou método da altura é limitado pelos picos das funções de associação da saída;

Método da Média Ponderada – válido somente para saídas com funções de associação simétricas;

Média da Associação Máxima – intimamente relacionado ao primeiro método, diferindo nos pontos máximos que podem ser não únicos;

Centro das somas – é um dos rápidos métodos em uso e muito similar ao método da media ponderada;

Método dos centróides – ou centro de área ou gravidade, é o mais usado e com maior apelo físico (ROSS, 1995). Obtém-se o valor exato tomando-se o centróide da área determinada pela união das funções de associação da saída, ou seja:

$$y^* = \frac{\int \mu_{B_n^k}(y) y dy}{\int \mu_{B_n^k}(y) dy} \quad (3.14)$$

onde, y^* é o valor obtido pela dedifusificação, B_n^K representa o k-ésimo conjunto difuso consequente para a n-ésima regra.

A Figura 3.9 apresenta um fluxograma de sequência de passos de um algoritmo difuso.

Figura 3.9 – Fluxograma de um algoritmo difuso.

Através do controle difuso será criada uma lei de controle que é descrita por um sistema de base de conhecimento consistindo de um conjunto de regras *Se...Então* (base de regras) com argumentos vagos e um sistema de inferência difuso. A base de regras é a principal parte de um controlador difuso. Em geral, um controle difuso pode ser representado em uma forma similar à lei de controle convencional:

$$u(n) = F[e(1), e(2), e(3), \dots, u(n-2), u(n-1), u(n)] \quad (3.15)$$

onde, F é o funcional que representa a lei de controle, $e(n)$ é o sinal de erro entre um sinal de saída da planta e um sinal de referência e $u(n)$ é a ação de controle.

Controladores difusos típicos descrevem a relação entre a variação da ação de controle $\Delta u(n)=u(n)-u(n-1)$, o sinal de erro $e(n)$ e sua variação $\Delta e(n)=e(n)-e(n-1)$. Geralmente, tais tipos de estratégias de controle são chamadas de *reguladores*. Similarmente às leis de controle convencional, as leis de controle difuso podem ser relacionadas convenientemente aos controladores do tipo PI (proporcional integral), PD (proporcional derivativo) e PID (proporcional integral derivativo). Essa relação pode ajudar durante o projeto do controlador difuso, desde que se saiba o comportamento teórico de tais controladores convencionais.

Para uma formulação de um controle difuso do tipo PI, as regras difusas são descritas com a ajuda das relações entre a variação do sinal de controle $\Delta u(n)$, do sinal de erro $e(n)$ e sua variação $\Delta e(n)$, ou seja:

$$\Delta u(n) = F[e(n), \Delta e(n)] \quad (3.16)$$

Na relação (3.16) pode-se notar uma similaridade com o algoritmo de controle convencional PI, ou seja,

$$\Delta u(n) = K_p \Delta e(n) + K_I e(n) \quad (3.17)$$

onde, K_p e K_I são os parâmetros (ganhos) do controlador PI. Ambos fornecem a relação entre as variáveis $e(n)$ e $\Delta e(n)$ por um lado e $\Delta u(n)$ por outro. Porém, nos controladores convencionais a relação é linear, enquanto nos controladores difusos a relação é não linear em geral.

O controlador do tipo *PD* estabelece uma relação entre o sinal de controle $u(n)$, e o sinal de erro $e(n)$, e sua variação $\Delta e(n)$, ou seja:

$$u(n) = F[e(n), \Delta e(n)] \quad (3.18)$$

que é similar à lei de controle convencional PD, ou seja,

$$u(n) = K_D \Delta e(n) + K_P e(n) \quad (3.19)$$

onde, K_D e K_P são os parâmetros (ganhos) do controlador PD.

Finalmente, o controlador difuso do tipo PID pode ser obtido a partir do tipo *PI* considerando-se a soma dos erros $\Sigma e(n)$ como uma variável adicional, isto é,

$$\Delta u(n) = F[e(n), \Delta e(n), \Sigma e(n)] \quad (3.20)$$

o que é similar ao algoritmo de controle convencional PID, ou seja,

$$u(n) = K_D \Delta e(n) + K_P e(n) + K_I \Sigma e(n) \quad (3.21)$$

onde, K_D , K_I e K_P são os parâmetros (ganhos) do controlador PID.

Dentro do projeto de um controlador difuso os principais passos podem ser resumidos como:

1. identificar as variáveis da planta;
2. relacionar um sub-conjunto difuso (no universo de discurso) para cada variável (*base de conhecimento*);
3. determinar a função de associação para cada sub-conjunto difuso;
4. atribuir o relacionamento entre as variáveis de entrada e saída (*base de regras*);
5. *difusificar* as entradas de controle;
6. usar o raciocínio difuso para inferir sobre a contribuição da saída;
7. reunir as saídas difusas obtidas em cada regra;
8. *dedifusificar* as saídas para obter a ação de controle em valores exatos.

Na Figura 3.10 é mostrado um esquema típico de um sistema de controle difuso, sendo destacadas as etapas internas do controlador difuso.

Figura 3.10 – Estrutura de um sistema de controle difuso.

Capítulo 4 – A Proposta deste Trabalho

Tendo em vista o exposto e revisado nos capítulos anteriores, pode-se agora apresentar e enquadrar a proposta deste trabalho. Sendo o enfoque principal o estudo de estratégias de controle para uma Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente, a modelagem e estudo do sistema mecânico da Plataforma de Stewart realizado em ambiente multicorpos ADAMS[®], os sistemas de controle e o sistema hidráulico de acionamento implementados em ambiente MATLAB/SIMULINK[®], esta proposta pode ser dividida em duas secções como se segue (a plataforma e os sistemas de controle).

4.1 – Plataforma de Stewart Acionada Hidraulicamente

Nesta secção serão introduzidos os princípios do projeto cinemático e análise da Plataforma de Stewart representada na Figura 4.1. Muitas pesquisas no campo da robótica e projeto de mecanismos de múltiplos graus de liberdade podem ser aplicados diretamente para descrição dos requisitos cinemáticos da Plataforma de Stewart.

Originalmente a Plataforma de Stewart foi implementada em um simulador de voo (STEWART, 1965). Mais tarde o conceito da Plataforma de Stewart foi estendido a outras aplicações como mostrado nos trabalhos de DO & YANG (1988); NGUYEN et al. (1991); NGUYEN et al. (1993) em robótica, NGUYEN & POORAN (1989) em sistemas aeroespaciais, WENDLANDT & SASTRY (1994); LAZAREVIC, Z. (1997) na medicina, REGISTER et al. (2000); CHAE et al. (1998); REBOULET apud MERLET (2000); WANG (1999) em aplicações industriais e

KOEKEBAKKER et al. (1996); KOEKEBAKKER et al. (1998); GRAF et al. (1998); KIM et al. (1997); LI & SALCUDEAN (1997); NATALE et al. (1999). Várias versões modificadas da Plataforma de Stewart foram desenvolvidas.

Figura 4.1 – Diagrama esquemático da Plataforma de Stewart.

Manipuladores de cinemática de cadeia fechada que incluem duas plataformas acopladas por 6 atuadores lineares paralelos cuja variação do comprimento (extensão e retração), como mostrado na Figura 4.1 e produzem o movimento de uma plataforma relativa à outra são classificados como manipuladores paralelos baseados na Plataforma de Stewart (NGUYEN, 1993).

O desenvolvimento do mecanismo descrito acima foi proposto por Stewart (1965) no projeto de um simulador de vôo e foi motivado pelas desvantagens experimentadas por manipuladores antropomórficos de cadeia aberta cujas articulações e ligamentos são atuados em série.

A Plataforma de Stewart pode ser descrita cinematicamente como um sistema de articulações e *frames* rígidos, que movem-se juntos de uma tal forma que a trajetória desejada é alcançada através de um ponto dado sobre um dos *frames*. Este ponto é chamado *end-effector* ou efetuador. Mecanismos como Plataformas de Stewart são primariamente projetados para executar tarefas específicas relacionadas ao movimento de seu efetuador. Os requisitos de desempenho dos manipuladores incluem um espaço de trabalho do efetuador em termos de posição e orientação, acuracidade de posicionamento, aceleração e velocidade exigidas para o movimento desejado e a capacidade de carga. O mecanismo pode também possuir um nível especificado de estabilidade ou condicionamento ao longo do espaço de trabalho. Significando que as equações cinemáticas não venham a se tornar singulares, na realidade, o mecanismo deve ficar em uma distância razoável destas singularidades. Adicionalmente, a confiança, segurança, custo e fácil operação são também assuntos de interesse aos projetistas destes mecanismos. Ambos os parâmetros de projeto selecionados (a arquitetura), e a postura do manipulador dentro do espaço de trabalho (configuração), influenciam a habilidade para executar uma tarefa (ADAVNI, 1998).

Uma composição particular de um mecanismo é chamada de “arquitetura”, especificada por todas as articulações e elementos fixos. Quando uma articulação de um mecanismo se move, sua “postura” ou “configuração” muda. A soma integrada (ou envelope de posições alcançadas pelo efetuador) de todas as “configurações” de um mecanismo define seu espaço de trabalho total.

As articulações são classificadas como: articulação de revolução e articulação prismática, permitindo que os componentes ligados a articulação possam girar ou transladar. Quando as articulações de revolução permitem o movimento livre em 3 graus de liberdade, elas são chamadas de articulações esféricas, enquanto as

articulações universais são limitadas a dois graus de liberdade. Nota-se também que uma articulação prismática, dada ao cilindro (ou pistão), pode permitir um movimento rotacional livre sobre seu eixo, no caso, é chamada de articulação cilíndrica, Figura 4.2.

Figura 4.2 – Articulações mecânicas: a) articulação cilíndrica b) articulação universal c) articulação esférica.

Graus de Liberdade da Plataforma de Stewart

Vários fatores determinam a mobilidade de um mecanismo, e um meio primário de descrever isso é pelo chamado “grau de liberdade”. A equação (4.1) apresenta o número de graus de liberdade de um mecanismo.

$$F = \lambda(n_l - n_j - 1) + \sum f_i - I_d \quad (4.1)$$

Na equação (4.1) F é o grau de liberdade efetivo do mecanismo, λ é o grau de liberdade do espaço em que o mecanismo pode operar ($\lambda = 3$ para mecanismos planares e $\lambda = 6$ para mecanismos espaciais); n_l o número de ligamentos; n_j o número de articulações; f_i o número de graus de liberdade da i -ésima articulação; I_d o grau de liberdade passivo.

Na Figura 4.1 os pontos de conexão entre os atuadores e a plataforma móvel são articulações esféricas e os pontos de conexão entre o atuador e a base fixa são articulações universais, enquanto que os atuadores podem ser considerados como articulações cilíndricas com 1 grau de liberdade (translação). Se n define o número de pernas (atuadores), então analisando os graus de liberdade do mecanismo por um caso especial da equação (4.1) para manipuladores paralelos tem-se, (ADVANI, 1988):

$$F = 6[(2n + 2) - 3n - 1] + \sum_{i=1}^n 3 + \sum_{i=1}^n 1 + \sum_{i=1}^n 2 \quad (4.2)$$

No caso da Plataforma de Stewart, onde $n=6$, F torna-se:

$$F = 6[(12 + 2) - 18 - 1] + 18 + 6 + 12 = 6$$

Isto indica que, dada a composição das articulações, a Plataforma tem seis graus de liberdade somente quando todos as articulações são exatamente como o especificado, e quando o número de pernas é igual a seis. Não há um grau de liberdade inútil ou redundante em qualquer lugar do mecanismo, como seria o caso se as articulações inferiores fossem substituídas por articulações esféricas. Além disso, a redução de algum grau de liberdade em qualquer articulação resulta na redução do grau de liberdade do mecanismo inteiro.

Espaço de Trabalho da Plataforma de Stewart

O propósito primário da Plataforma de Stewart é proporcionar movimentos no *end-effector*, ou plataforma móvel, sobre uma especificada faixa de posições e orientações. O espaço de trabalho do efetuador é definido como a totalidade de pontos que este efetuador pode alcançar. Enquanto outras considerações são de relevância idêntica, a capacidade para alcançar movimentos em um desejado espaço de trabalho é um primeiro objetivo do mecanismo.

A determinação do espaço de trabalho necessita da descrição do manipulador e do conhecimento da faixa de trabalho das articulações. O manipulador pode ser descrito pelo comprimento do ligamento, pela revolução do ligamento, ângulo da articulação ou pela localização dos eixos da articulação e direção do ligamento em uma posição central.

A avaliação do espaço de trabalho, particularmente quando se compara o mérito das soluções candidatas, necessita que o manipulador seja normalizado com relação a uma dimensão característica, como o alcance máximo ou extensão dos atuadores. O espaço de trabalho pode, entretanto, também ser em função do deslocamento a partir do ponto médio da faixa de variação da articulação.

Muitos métodos têm sido propostos para determinação do espaço de trabalho de robôs e manipuladores de cadeia fechada. Particularmente no caso de mecanismos paralelos, isto não é uma tarefa trivial (ADVANI, 1998). Em mecanismos em paralelo, as relações do espaço de trabalho são altamente não-lineares. A interpretação física dos seis espaços dimensionais não é direta. Principalmente como limites dos ângulos, enquanto têm valores finitos e reais, existe uma dificuldade física de interpretação. Portanto, não faz parte do escopo deste trabalho, devido às dificuldades encontradas em seu dimensionamento, a análise do espaço de trabalho da Plataforma de Stewart utilizada, mas apenas a citação deste problema relevante para uma futura avaliação.

Sistema Hidráulico de Acionamento

Apresenta-se uma descrição funcional da Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente e dos subconjuntos que a compõem. A Plataforma de Stewart, segundo esquema funcional apresentado na Figura 4.3, é composta por um sistema hidráulico de atuação (subdivido em 4 partes: controlador, servoamplificador, servoválvula e cilindro hidráulico), por um sistema de detecção de posição, um sistema de processamento de sinais e um sistema planejador de trajetória. Estes elementos constituintes encontram-se interligados e apresentam objetivos funcionais

que se complementam a fim de formar a Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente.

Figura 4.3 – Diagrama esquemático das interligações e do fluxo de sinais entre os sub-sistemas da Plataforma de Stewart.

Como mostrado na Figura 4.3, o planejador de trajetória converte um caminho (cartesiano) desejado que é especificado por uma posição inicial e uma final a serem armazenadas pelo manipulador em seis trajetórias (cartesianas). Portanto, a cinemática inversa do manipulador é usada para transformar as trajetórias (cartesianas) em 6 trajetórias desejadas dos comprimentos dos atuadores, que então são comparadas com o atual comprimento das trajetórias medidas por transdutores para determinar os erros nos comprimentos.

O sistema hidráulico, Figura 4.4, para acionamento da Plataforma de Stewart é subdividido em quatro partes principais, cada elemento do sistema hidráulico foi obtido com base na consulta de catálogos e especificações técnicas disponíveis no mercado e serão detalhados no Capítulo 5. Segue-se as descrições básicas:

- Atuador de dupla haste (4); diâmetro de êmbolo de 2", diâmetro de haste de 1"1/2, curso de 500 mm, fixação por articulação esférica na haste e por articulação universal na extremidade da base do cilindro e transdutor de posição magnetostriativo;

- Servoválvula Moog G761-3005 (3); Servoamplificadores (*drives*) de corrente para acionamento das servoválvulas (5): estes drives recebem sinais de tensão entre $-10V$ e $+10V$ proporcionais aos sinais de corrente entre $-20mA$ a $+20mA$ que serão aplicados à servoválvula;
- Unidade hidráulica moto-bomba (1 e 2): sistema responsável pela geração de vazão de óleo hidráulico, vazão necessária ao acionamento dos atuadores hidráulicos da Plataforma de Stewart;
- Controlador (baseado em redes neurais e lógica difusa) utilizado para correção do erro gerado entre a posição desejada e a posição alcançada (6).

Figura 4.4 – Diagrama esquemático do sistema hidráulico de acionamento da Plataforma de Stewart.

4.2 – Sistemas de Controle

A complexidade do sistema de controle está relacionada com a planta física que está sendo controlada e com a complexidade da aplicação a que este sistema está sujeito, neste caso a Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente. Para sistemas físicos lineares normalmente adotam-se sistemas de controle linear sintetizados a partir de um modelo matemático linear. Entretanto em muitas aplicações, como no caso da Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente, os sistemas físicos apresentam comportamento não linear, tais como acoplamento entre as variáveis, não linearidades que devem ser consideradas na modelagem e incertezas na modelagem. A utilização de sistemas hidráulicos tem crescido muito nos últimos vinte anos,

principalmente na implementação de sistemas que necessitam desenvolvimento de altas quantidades de energia com um peso relativamente pequeno, ou seja, uma eficiente relação potência-massa. Sistemas hidráulicos são uma escolha para a indústria moderna dada a sua rigidez, densidade e alta capacidade de carga. Suas aplicações estão entre simuladores de voo, manipuladores industriais, máquinas ferramentas, etc. (CAPORALI, 1999). Atuadores hidráulicos são capazes de manter sua capacidade indefinidamente, algo que usualmente causa geração de calor em componentes elétricos (ALLEYNE apud NIKSEFAT, 2000). A utilização de sistemas hidráulicos, entretanto, não se dá sem um custo. Sistemas hidráulicos são complexos e têm não linearidades, que fazem a modelagem e o projeto de controladores um desafio. Para formular o modelo do sistema, a abordagem convencional é linearizar a dinâmica do sistema em um ponto de operação (equilíbrio). Na prática, o sistema é normalmente operado sobre uma vasta faixa de condições de operação, de tal maneira que a formulação convencional torna-se ineficaz podendo até mesmo causar instabilidade no sistema (CHEN, 1991).

As não linearidades são principalmente dadas pelas características de vazão, pressão da servoválvula, aberturas das áreas dos orifícios, variação do volume do fluido hidráulico sobre compressão e em parte a cavitação e atrito da vedação com as paredes do cilindro. Além das não-linearidades, sistemas hidráulicos contêm incertezas no modelo (YAO apud NIKSEFAT, 2000). As incertezas são originárias da flutuação na pressão da bomba, variação de alguns parâmetros hidráulicos como o *bulk modulus* e para as forças de trabalho, mudança na rigidez no ambiente de trabalho. Para superar estas dificuldades muitas pesquisas estão sendo realizadas. Portanto, dadas as considerações acima, para este tipo de sistemas é conveniente o uso de técnicas de controle não lineares.

Propõe-se neste trabalho, o estudo de duas técnicas de controle para Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente. São elas: lógica difusa e redes neurais artificiais. Este estudo é realizado através de simulação de duas arquiteturas de controle que serão descritas a seguir. Nestas simulações estão incluídos os blocos que representam

as partes principais do esquema funcional apresentado na Figura 4.5. Podem ser observados:

- O bloco que representa o Gerador de Trajetória, onde estão implementadas as equações da cinemática inversa descrita no Capítulo 5;
- Os blocos que representam os sistemas hidráulicos de acionamento, onde estão implementadas as equações dinâmicas do acionamento hidráulico, descritas no Capítulo 5, e os controladores, descritos com detalhes no Capítulo 6. Os detalhes destes blocos podem ser vistos na Figura 4.6;
- O bloco que representa a Plataforma de Stewart, onde são realizadas a transferência de dados e a comunicação entre o ADAMS® e o MATLAB/SIMULINK®.

Figura 4.5 – Esquema da simulação da Plataforma de Stewart acionada hidráulicamente implementado no MATLAB/SIMULINK®.

a) Diagrama interno do bloco do sistema hidráulico.

b) Diagrama interno do bloco da servoválvula.

c) Diagrama interno do bloco do cilindro hidráulico.

Figura 4.6 – Detalhes do diagrama de simulação do sistema hidráulico.

Lógica Difusa: A aplicação de um sistema de controle difuso será realizado utilizando um controlador difuso tipo PD. Um esquema da simulação realizada no ambiente MATLAB/SIMULINK® está representado na Figura 4.7. Pode-se observar

que a entrada do controlador difuso é o erro, ou seja, a diferença entre o sinal de referência e o sinal da posição alcançada pelo atuador hidráulico. A aplicação do controlador difuso será explicada com mais detalhes no Capítulo 6.

Figura 4.7 – Diagrama interno do controlador difuso.

Redes Neurais Artificiais: A aplicação de um sistema de controle utilizando redes neurais artificiais ao sistema hidráulico é mostrado na Figura 4.8. A rede foi treinada para emular a superfície de controle gerada pela lógica difusa. A rede neural treinada foi utilizada como controlador do sistema hidráulico de acionamento da Plataforma de Stewart. Como pode ser observado, a entrada do sistema utilizando redes neurais é a mesma que a utilizada pelo controlador difuso, ou seja o erro. O detalhamento da utilização da rede neural como controlador será realizado no Capítulo 6.

Figura 4.8 – Diagrama interno do controlador utilizando redes neurais.

As simulações numéricas propostas utilizando os dois esquemas anteriores, serão realizadas a fim de testar teoricamente a habilidade do sistema de controle em atingir rapidamente uma resposta em regime sem sobre-sinal, análise do comportamento dinâmico e desempenho do sistema de controle para várias condições de trabalho.

Capítulo 5 – Descrição Física e Modelagem Matemática da Plataforma de Stewart

Este capítulo tem o objetivo de apresentar o modelo cinemático da Plataforma de Stewart, o modelo dinâmico do Sistema hidráulico de acionamento e a concepção da Plataforma de Stewart no ambiente de simulação de sistemas multicorpos ADAMS®.

Para a Plataforma de Stewart acionada hidráulicamente na configuração apresentada no Capítulo 4, NGUYEN (1989) propõe um modelo cinemático obtido a partir de um sistema cartesiano de coordenadas. Baseando-se nesse modelo, é realizado um modelo da cinemática inversa para a Plataforma de Stewart.

Um modelo da Plataforma de Stewart foi construído no ambiente de simulação de multicorpos ADAMS® com o objetivo de gerar um sistema dinâmico para realização de co-simulações no SIMULINK/MATLAB®, ou seja, o ADAMS® é usado para geração das equações que descrevem o comportamento dinâmico da Plataforma de Stewart e o SIMULINK/MATLAB® é usado para implementação dos sistemas de controle, implementação do sistema hidráulico de acionamento e co-simulação.

5.1 – Cinemática Inversa

A cinemática inversa trata da determinação de um conjunto de variáveis, que lida com um conjunto de variáveis cartesianas, usualmente compostas da posição e orientação cartesiana da plataforma referente à mesma referência da base. Para

definir as variáveis cartesianas fixam-se duas referências, uma na base definida por $\{B\}$ e uma na plataforma definida por $\{A\}$. A Figura 5.1 mostra a origem da referência $\{A\}$ que é escolhida no centro do círculo formado pelos vértices do triângulo que é formado pelo pontos de junção dos atuadores. O eixo y está direcionado para cima e o eixo z passa pelo ponto da junta A_1 . O ângulo entre A_1 e A_2 é denotado por θ_A , e para obter uma distribuição simétrica das juntas na plataforma, os ângulos entre A_1 e A_3 e entre A_3 e A_5 devem ser de 120 graus. Similarmente, a referência $\{B\}$ tem a origem no centro do círculo formado pelos vértices das juntas dos atuadores.

Figura 5.1 – Designação das referências na Plataforma de Stewart.

O eixo z_B passa pelo ponto da junta B_1 e o ângulo entre B_1 e B_2 é denotado por θ_B . Também os ângulos entre B_1 e B_3 e entre B_3 e B_5 devem ser de 120 graus de forma que uma distribuição simétrica das juntas sobre a base também possa ser alcançada. As variáveis cartesianas escolhidas são relativas à posição e orientação da referência $\{A\}$ com relação à referência $\{B\}$ onde a posição da referência $\{A\}$ é especificada pela posição da origem com relação à referência $\{B\}$. O ângulo entre AA_i e z_A é

chamado de λ_i e ângulo entre BB_i e z_B é chamado de Λ_i para $i = 1, 2, \dots, 6$ e então por inspeção obtêm-se:

$$\Lambda_i = 60(i - 2)\text{graus}; \lambda_i = 60(i - 2)\text{graus} \quad (5.1)$$

para $i = 1, 3, 5$

e

$$\Lambda_i = \Lambda_{i-1} + \theta_B \text{ graus}; \lambda_i = \lambda_{i-1} + \theta_A \text{ graus} \quad (5.2)$$

para $i = 2, 4, 6$.

Além disso, se o vetor ${}^A a_i = (a_{ix}, a_{iy}, a_{iz})^T$ descreve a posição da junta no ponto A_i com relação à referência $\{A\}$, e o vetor ${}^B b_i = (b_{ix}, b_{iy}, b_{iz})^T$ a posição da junta no ponto B_i com relação à referência $\{B\}$, então eles podem ser escritos como:

$${}^A a_i = [r_A \cos(\lambda_i) \quad r_A \sin(\lambda_i) \quad 0]^T \quad (5.3)$$

e

$${}^B b_i = [r_B \cos(\Lambda_i) \quad r_B \sin(\Lambda_i) \quad 0]^T \quad (5.4)$$

para $i = 1, 2, \dots, 6$ onde r_A e r_B representam os raios da plataforma e da base, respectivamente.

Considerando o diagrama do vetor para um i -ésimo atuador dado pela Figura 5.2, o vetor comprimento ${}^B q_i = (q_{ix}, q_{iy}, q_{iz})^T$, expresso com relação à referência $\{B\}$ pode ser calculado por:

$${}^B q_i = {}^B a_i - {}^B b_i \quad (5.5)$$

Onde o vetor ${}^B a_i$ e o vetor ${}^B d$ descrevem a posição de A_i e A , respectivamente ambos em termos da referência $\{B\}$. O vetor ${}^B d$ contém as coordenadas cartesianas x, y, z da origem A da referência $\{A\}$ com relação à referência $\{B\}$ tal que:

$${}^B d = (x \ y \ z)^T \quad (5.6)$$

A orientação da referência $\{A\}$ com relação a $\{B\}$ pode ser descrita por uma matriz de transformação representada por:

Figura 5.2 – Diagrama de vetores para o i -ésimo atuador.

$${}^B_A R = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

Para $i = 1, 2, \dots, 6$ os vetores ${}^B a_i$ podem então ser computados por:

$${}^B a_i = {}^B_A R {}^A a_i + {}^B d \quad (5.8)$$

Agora substituindo a equação (5.8) na equação (5.5) tem-se:

$${}^B\mathbf{q}_i = {}^B\mathbf{R}^A \mathbf{a}_i + {}^B\mathbf{d} - {}^B\mathbf{b}_i \quad (5.9)$$

que pode ser rescrito como:

$${}^B\mathbf{q}_i = \begin{bmatrix} q_{ix} \\ q_{iy} \\ q_{iz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{11}a_{ix} + r_{12}a_{iy} + r_{13}a_{iz} + x - b_{ix} \\ r_{21}a_{ix} + r_{22}a_{iy} + r_{23}a_{iz} + y - b_{iy} \\ r_{31}a_{ix} + r_{32}a_{iy} + r_{33}a_{iz} + z - b_{iz} \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

Além disso, o comprimento do vetor ${}^B\mathbf{q}_i$, l_i pode ser calculado a partir das componentes do vetor como:

$$l_i = \sqrt{q_{ix}^2 + q_{iy}^2 + q_{iz}^2} \quad (5.11)$$

Através da equação (5.10) a equação (5.11) pode ser reescrita como:

$$\begin{aligned} l_i^2 = & x^2 + y^2 + z^2 + a_{ix}^2 (r_{11}^2 + r_{21}^2 + r_{31}^2) \\ & + a_{iy}^2 (r_{12}^2 + r_{22}^2 + r_{32}^2) \\ & + a_{iz}^2 (r_{13}^2 + r_{23}^2 + r_{33}^2) + b_{ix}^2 + b_{iy}^2 + b_{iz}^2 \\ & + 2a_{ix}a_{iy} (r_{11}r_{12} + r_{21}r_{22} + r_{31}r_{32}) \\ & + 2a_{ix}a_{iz} (r_{11}r_{13} + r_{21}r_{23} + r_{31}r_{33}) \\ & + 2(r_{11}a_{ix} + r_{12}a_{iy} + r_{13}a_{iz})(x - b_{ix}) \\ & + 2(r_{21}a_{ix} + r_{22}a_{iy} + r_{23}a_{iz})(y - b_{iy}) \\ & + 2(r_{31}a_{ix} + r_{32}a_{iy} + r_{33}a_{iz})(z - b_{iz}) \\ & - 2(xb_{ix} + yb_{iy} + zb_{iz}) \end{aligned} \quad (5.12)$$

para $i = 1, 2, \dots, 6$. Pelas propriedades da matriz de transformação tem-se:

$$r_{11}^2 + r_{21}^2 + r_{31}^2 = r_{12}^2 + r_{22}^2 + r_{32}^2 = r_{13}^2 + r_{23}^2 + r_{33}^2 = 1 \quad (5.13)$$

e

$$\begin{aligned}
r_{11}r_{12} + r_{21}r_{22} + r_{31}r_{32} &= 0 \\
r_{11}r_{13} + r_{21}r_{23} + r_{31}r_{33} &= 0 \\
r_{12}r_{13} + r_{22}r_{23} + r_{32}r_{33} &= 0
\end{aligned} \tag{5.14}$$

também da equação (5.3) e (5.4) nota-se que:

$$a_{iz} = b_{iz} = 0 \tag{5.15}$$

$$a_{ix}^2 + a_{iy}^2 + a_{iz}^2 = r_A^2 \tag{5.16}$$

$$b_{ix}^2 + b_{iy}^2 + b_{iz}^2 = r_B^2 \tag{5.17}$$

Portanto, a equação (5.12) pode ser simplificada para:

$$\begin{aligned}
l_i^2 &= x^2 + y^2 + z^2 + a_{ix}^2 (r_{11}^2 + r_{21}^2 + r_{31}^2) \\
&+ 2(r_{11}a_{ix} + r_{12}a_{iy})(x - b_{ix}) \\
&+ 2(r_{21}a_{ix} + r_{22}a_{iy})(y - b_{iy}) \\
&+ 2(r_{31}a_{ix} + r_{32}a_{iy})z - 2(xb_{ix} + yb_{iy})
\end{aligned} \tag{5.18}$$

para $i = 1, 2, \dots, 6$.

A equação (5.18) apresenta a solução para o problema da cinemática inversa no sentido que para uma dada configuração cartesiana, composta da posição e orientação especificada na equação (5.6) e na equação (5.7), respectivamente, o comprimento do atuador l_i para $i = 1, 2, \dots, 6$, pode ser computado usando a equação (5.18). Observa-se que nove variáveis são necessárias para descrever a orientação da referência $\{A\}$ na equação (5.7) e seis delas são redundantes porque somente três são necessárias para especificar uma orientação (FU apud NGUYEN, 1989). Há vários modos para representar uma orientação por três variáveis. A mais comumente usada são pelos ângulos de Euler α , β e γ (ASADA, 1986), Figura 5.3, que representa a orientação da referência $\{A\}$, obtida após uma seqüência de rotações da referência $\{B\}$:

Figura 5.3 – As três rotações consecutivas usadas para definir os ângulos de Euler (ASADA & SLOTINE, 1986).

- (a) – Uma rotação de ângulo α sobre o eixo z_B ;
- (b) – Uma rotação de ângulo β sobre o novo eixo y'_B ;
- (c) – Uma rotação de ângulo γ sobre o novo eixo x''_B .

A transformação representada pelas rotações sucessivas α , β e γ é dada por:

$$R_{zyx} = \begin{bmatrix} C\alpha C\beta & C\alpha S\beta S\gamma - S\alpha C\gamma & C\alpha S\beta C\gamma - S\alpha S\gamma \\ S\alpha C\beta & S\alpha S\beta S\gamma + C\alpha C\gamma & S\alpha S\beta C\gamma - C\alpha S\gamma \\ -S\beta & C\beta S\gamma & C\beta C\gamma \end{bmatrix} \quad (5.19)$$

onde por simplificação define-se $S\alpha = \sin(\alpha)$ e $C\alpha = \cos(\alpha)$.

5.2 – Modelo Dinâmico do Sistema Hidráulico de Acionamento da Plataforma de Stewart

Aplicando-se os equacionamentos matemáticos dos modelos dos componentes eletro-hidráulicos apresentados em CAPORALI (1999), nesta seção desenvolve-se o modelo analítico não linear de um servomecanismo eletro-hidráulico para o acionamento e controle de posição da Plataforma de Stewart. Este servomecanismo é qualificado como sendo de alto desempenho operando com velocidades de resposta altas e é constituído por uma servoválvula eletro-hidráulica de dois estágios tipo bocal-palheta e por cilindro hidráulico. A configuração básica em malha fechada é mostrada na Figura 5.4.

Figura 5.4 – Configuração básica do servosistema eletro-hidráulico.

Servomecanismos eletro-hidráulicos são capazes de desempenho superior se comparados com outros tipos de servomecanismos ou esquemas de controle. Grandes inércias e torques podem ser manuseados com alta exatidão e respostas rápidas. A parte do sistema de potência destes servomecanismos consiste da servoválvula eletro-hidráulica, atuador hidráulico, servoamplificador ou controlador, transdutor e fonte de alimentação. A parte do sistema de medição e manipulação do erro da malha fechada consiste de transdutores de realimentação que medem a quantidade a ser

controlada e de amplificadores eletrônicos apropriados a fornecer um sinal à servoválvula e a fechar a malha. Os servomecanismos eletro-hidráulicos derivam sua flexibilidade da parte eletrônica.

A eletrônica da malha adiciona flexibilidade ao servomecanismo eletro-hidráulico em muitos aspectos. A vasta variedade de transdutores elétricos permitem controlar várias quantidades físicas. A versatilidade dos amplificadores eletrônicos permitem mudanças nos ganhos facilitando e permitindo o uso de redes de compensação para corrigir o ganho da malha de realimentação.

O dispositivo de medição de realimentação tem uma saída elétrica que pode ser obtida de um transdutor através da quantidade física desejada, podendo ser posição, velocidade, aceleração, força ou pressão. Os servomecanismos eletro-hidráulicos podem ser projetados para controlar algumas destas quantidades. Posição é a mais comum de ser controlada. Transdutores típicos de posição são potenciômetros e de velocidade são tacômetros, indutivos e magnetorestritivos.

Servomecanismos eletro-hidráulicos de resposta rápida e alto desempenho são usados como ferramenta de pesquisa em dinâmica experimental e estudo de controle. Os componentes dentro desses sistemas podem operar nos seus limites de capacidade e alcançar altas capacidades de resposta.

As atividades na área de sistemas de alto desempenho, como na indústria aeronáutica, aeroespacial, máquinas ferramentas e naval, relacionam-se à pesquisa e desenvolvimento de servomecanismos que buscam respostas rápidas, realização de grandes esforços e versatilidade na transmissão de sinais de controle e realimentação. O tipo de equipamento normalmente selecionado para estas aplicações é a combinação servoválvula eletro-hidráulica de dois estágios tipo bocal palheta e cilindro hidráulico.

5.2.1 – Servoválvula de dois Estágios Tipo Bocal-Palheta

Na análise ou no trabalho de síntese de servoválvulas é conveniente a utilização de uma função transferência simplificada que represente adequadamente sua dinâmica. Sendo uma representação linear, ela somente mostra uma aproximação do desempenho da servoválvula. Todavia, a utilidade da função transferência linear para aproximar a resposta da servoválvula num trabalho analítico é bem estabelecida.

A dificuldade em assumir uma função transferência para a servoválvula é devida a que muitos fatores de projeto e muitas variáveis operacionais e de meio ambiente produzem diferenças significativas na resposta dinâmica real. Considerando as variáveis do projeto da válvula, é bem conhecido que os parâmetros internos da válvula (bocal e tamanho dos orifícios, rigidez da mola, diâmetro do carretel, deslocamento do carretel, etc.) podem ser ajustados para proporcionar vasta variação na resposta dinâmica. Uma aproximação analítica que representa a resposta dinâmica para parâmetros internos da válvula é dada mais adiante (THAYER, 1965).

Uma vez construída uma servoválvula, a resposta dinâmica real dependerá das condições de operação como a pressão de alimentação, nível do sinal de entrada, temperatura do fluido hidráulico, temperatura ambiente, carga da válvula, e assim por diante. Estes efeitos são insignificantes para pequenas variações nos valores do projeto. É importante considerar o controle desses valores e de outras variáveis operacionais quando das medições de desempenho da dinâmica da servoválvula.

Outra dificuldade numa designação simplificada em funções transferência lineares para representar a resposta da servoválvula é que estas válvulas são dispositivos altamente complexos que são representadas por equações diferenciais de altas ordens e respostas não lineares. Se uma função transferência de primeira ordem, segunda ordem ou uma função transferência de terceira ordem é selecionada para representar a dinâmica da servoválvula, esta é apenas uma aproximação para a resposta real.

Para as funções transferência lineares que representam as servoválvulas, são necessárias relações empíricas que aproximam a resposta da servoválvula real no ponto de operação sem saturação. A constante de tempo, a frequência natural, e o coeficiente de amortecimento são características representativas. Contudo, estas representações são muito vantajosas para estudos analíticos e podem dar uma forma aceitável de base para um projeto de sistemas detalhado.

A resposta dinâmica de uma servoválvula pode ser aproximada, na faixa de frequência de 0 a 50 Hz, a uma expressão de primeira ordem, como (THAYER, 1965):

$$\frac{Q}{i}(s) = K \left(\frac{1}{1 + \tau s} \right) \quad (5.20)$$

onde:

Q = vazão da servoválvula [m³/s];

i = corrente de entrada na servoválvula [A];

K = ganho de vazão de regime permanente da servoválvula [(m³/s)/A];

τ = constante de tempo da servoválvula [s].

Se for necessário representar a dinâmica da servoválvula para uma vasta faixa de frequências ou para sistemas de alto desempenho, como a servoválvula de dois estágios tipo bocal palheta (Figura 5.5), deve-se usar uma expressão de segunda ordem, como:

$$\frac{Q}{i}(s) = K \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{2\zeta_n}{\omega_n} \right) s + \left(\frac{s}{\omega_n} \right)^2} \right] \quad (5.21)$$

onde:

ω_n = frequência natural [rad/s];

ξ_n = fator de amortecimento.

Figura 5.5 – Servoválvula de dois estágios tipo bocal-palhetas.

5.2.1.1 – Análise da Dinâmica da Servoválvula de dois Estágios

Servoválvulas são dispositivos complexos e têm muitas características não linearidades que são significantes em sua operação. Estas não linearidades incluem histerese elétrica do motor de torque, mudança no torque do motor de torque com o deslocamento, mudança nas características do orifício com a vazão e com as características do fluido, mudança no coeficiente de descarga do orifício com relação à pressão, atrito do carretel, e outros.

Muitas partes da servoválvula são tão pequenas que se tornam de difícil análise. Por exemplo, os orifícios têm muitas vezes 0,150 a 0,200 mm de diâmetro (THAYER, 1965). Idealmente, o comprimento do orifício deverá ser pequeno com relação ao diâmetro para permitir fluxo laminar. Portanto, o projeto prático do ponto de vista do desempenho não é necessariamente o projeto ideal do ponto de vista de análise teórica.

A experiência tem mostrado que estas não linearidades e características não ideais limitam a utilidade da análise teórica da dinâmica da servoválvula no projeto do

sistema. Em vez disso, a abordagem torna-se mais significativa usando-se uma apropriada função transferência, como será mostrado (THAYER, 1965).

A representação analítica da dinâmica é útil durante o projeto preliminar de uma nova configuração de válvula, ou quando tenta-se alterar a resposta de um projeto para a variação dos parâmetros. A análise também contribui para deixar claro o entendimento da operação da servoválvula.

Esta análise tem sido extremamente vantajosa quando dada de uma forma simples. Uma representação muito adequada da função transferência para uma servoválvula com realimentação mecânica é dada na Figura 5.6. Esta representação simplificada resulta de suposições que seguem (THAYER, 1965):

Figura 5.6 – Diagrama de blocos simplificado da servoválvula bocal-palhetas.

- a) uma fonte de corrente ideal (impedância infinita);
- b) os efeitos de vazamento são desprezíveis;
- c) a perda de carga é insignificante;
- d) todas as não linearidades podem ser aproximadas por uma dinâmica linear ou serem desprezadas;
- e) a armadura pode ser representada como um sistema simples com parâmetros agrupados;
- f) os efeitos de compressibilidade e viscosidade são desprezados;
- g) os movimentos da palheta são pequenos em relação ao movimento do carretel;
- h) as forças necessárias para mover o carretel são pequenas com relação à força de acionamento;

A última consideração implica que a pressão diferencial do carretel é insignificante durante o acionamento, sendo então considerados a massa do carretel, atrito, forças de vazão, e outros efeitos de força do carretel insignificantes.

O diagrama de blocos simplificado refere-se a um sistema de terceira ordem consistindo da massa da armadura-palheta, amortecimento e rigidez, juntos com o efeito da integração da vazão do carretel.

A massa rotacional da armadura-palheta é bastante fácil de calcular. A rigidez efetiva da armadura-palheta é composta de vários efeitos sendo os mais importantes os efeitos de centragem do tubo flexível, e o efeito de descentragem do fluxo magnético do ímã permanente. O último é estabelecido pelo nível de mudança do motor de torque, e é individualmente ajustado em cada servoválvula para encontrar os limites de resposta dinâmica determinados. O amortecimento sobre a armadura-palheta é igualmente um efeito composto. É conhecido da experiência como sendo equivalente a 0,4 (THAYER, 1965).

O orifício do amplificador hidráulico se reduz a um modelo de ganho simples (hipótese considerada anteriormente). O ganho é a diferença de vazão entre os ramos opostos do orifício, por incremento do movimento da palheta.

O ganho da malha aberta interna da servoválvula é determinado pelos parâmetros (THAYER, 1965):

$$K_v = \frac{K_2 K_w}{K_{fs} A_s} \quad (5.22)$$

onde:

K_v = ganho da malha aberta interna da servoválvula [Hz];

K_2 = ganho de vazão do bocal [(m³/s)/m];

K_3 = ganho de vazão da servoválvula [(m³/s)/m];

K_w = rigidez do fio de realimentação [(Nm)/m];

K_{fs} = rigidez da armadura e palheta [(Nm)/m];

A_s = área final do carretel [m²].

O ganho de vazão do amplificador hidráulico, K_2 , está relacionado com os parâmetros do bocal como segue:

$$K_2 = c_o \pi d_n \sqrt{\Delta P_n} \quad (5.23)$$

onde:

c_o = coeficiente de descarga do orifício do bocal;

d_n = diâmetro do bocal [m];

ΔP_n = queda de pressão no bocal [Pa].

A frequência natural e o fator de amortecimento da armadura e palheta para a servoválvula de dois estágios bocal-palheta estudada (Type 30 Nozzle-Flapper Flow Control Servovalves, sd), são dados por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_f}{I_f}} = 5112 \text{ rad/s} \quad (5.24)$$

$$\zeta_n = \frac{1}{2} \frac{b_f}{k_f} \omega_n = 0.4 \quad (5.25)$$

onde:

ω_n = frequência natural da armadura e palheta [rad/s];

ξ_n = fator de amortecimento da armadura e palheta;

I_f = massa rotacional da armadura e palheta [(N m)/m/s²];

b_f = amortecimento da armadura e palheta [(N m)/m/s];

K_{fs} = rigidez da armadura do motor de torque e palheta [(Nm)/m].

5.2.2 – Modelo Dinâmico do Servoamplificador

A função do servoamplificador é a de suprir o motor de torque com uma corrente de operação necessária a mover a palheta (MERRITT, 1967). Analiticamente o acionamento pode ser representado pelos elementos da Figura 5.7. Conforme ZELLER (1968), de forma simplificada, assume-se que as saídas combinadas dos transistores Q_1 e Q_2 têm as características idealizadas mostradas na Figura 5.7b. Usando a notação da Figura 5.7a, as equações que descrevem o funcionamento são:

Figura 5.7 – a) Esquema simplificado do circuito do servoamplificador; b) características do transistor.

$$v_a = -v_{in} \left(\frac{R_f}{R_{in}} \right) - v_f \left(\frac{R_f}{R_{cf}} \right) \quad (5.26)$$

$$v_f = R_s(i_e) \cong R_s(i_c) \quad (5.27)$$

$$v_f - v_{in} \left(\frac{R_f}{R_{in}} \right) - \left(\frac{R_f}{R_{cf}} \right) R_s(i_c) = v_a \quad (5.28)$$

$$v_a \left(\frac{1}{R_b} \right) = i_b \quad (5.29)$$

onde:

i_b = corrente de base do transistor;

i_e = corrente do emissor do transistor;

i_c = corrente do coletor do transistor;

v_a = tensão de saída do amplificador operacional;

v_{in} = tensão de entrada do amplificador operacional;

v_f = tensão de realimentação sobre o resistor R_{cf} ;

R_{cf} = resistência de realimentação;

R_{in} = resistência de entrada;

R_b = resistência da base do transistor;

R_f = resistência de realimentação de amplificação do amplificador operacional;

R_s = resistência de terra do servoamplificador;

R_d = resistência dinâmica;

R_c = resistência do enrolamento do motor de torque;

L_c = indutância do enrolamento do motor de torque.

A função de saída dos transistores Q_1 e Q_2 como amplificadores de corrente é dado pelo ganho de corrente (h_{fe}), mostrado como:

$$h_{fe} = \frac{i_c}{i_b} \quad (5.30)$$

Na Figura 5.8 considere-se uma mudança como sendo um degrau na corrente de base de $I_b(1)$ a $I_b(2)$. A intersecção do estado estacionário com a linhas de corrente de base constante $I_b(1)$ e $I_b(2)$ define, respectivamente, valores finais e iniciais (estado estacionário) do coletor e ou corrente do enrolamento $I_c(1)$ e $I_c(2)$. Estas intersecções são definidas pelos pontos A e B na Figura 5.8.

Figura 5.8 – Representação do desempenho do transistor

Devido à corrente i_c a carga indutiva não muda instantaneamente e uma pequena mudança na corrente de base resultará em um caminho inicial ($t = 0$) ao longo de uma linha constante $I_c(1)$ do ponto A ao ponto C. Deste modo o enrolamento indutivo gera uma tensão induzida inicial $V(0)$ igual a $V(A) - V(C)$. Esta é a tensão de acionamento do enrolamento para $t = 0$. Dada uma resistência do coletor do transistor R_d , a tensão induzida inicial é:

$$V(0) = V(A) - V(C) \cong (h_{fe}) (R_d) (I_b(2) - I_b(1)) \quad (5.31)$$

assumindo que $R_d \gg R_c$

Com o passar do tempo, o ponto de operação permanece sobre a curva ($I_b(2) = \text{constante}$) e move-se do ponto C ao ponto B. Quando isto ocorre, a tensão de acionamento do enrolamento é reduzida pelo aumento na corrente i_c dada pelo movimento (1) sobre a linha do estado estacionário ($R_c = \text{constante}$), e (2) sobre a característica $I_b(2)$ constante.

As equações para o ponto de operação transitório intermediário ($0 < t < \infty$) entre os pontos C e B são:

$$V(A) - V(\alpha) = R_c(I_c(x) - I_c(1)) = R_c(i_c - i_c(0)) \quad (5.32)$$

$$V(\beta) - V(C) = R_d(I_c(x) - I_c(1)) = R_d(i_c - i_c(0)) \quad (5.33)$$

$$V(\alpha) - V(\beta) = (L_c) \frac{d}{dt}(i_c) \quad (5.34)$$

Somando as equações (5.32) e (5.33) ter-se-á:

$$V(A) - V(C) - (V(\alpha) - V(\beta)) = R_c(i_c - i_c(0)) + R_d(i_c - i_c(0)) \quad (5.35)$$

Substituindo as equações (5.34) e (5.35) na equação (5.31) e reagrupando os termos, obtém-se:

$$(I_b(2) - I_b(1)u(t)(h_{fe})(R_d) - (R_d)(i_c - i_c(0))) = (L_c) \frac{d}{dt}(i_c) + R_c(i_c - i_c(0)) \quad (5.36)$$

As equações lineares (5.26), (5.29) e (5.36) descrevem analiticamente a operação do circuito de saída e enrolamento do motor de torque para pequenas mudanças a uma entrada degrau na corrente de base.

Aplicando a notação de uma função transferência nas equações e incluindo a saturação de tensão, pode-se obter uma representação por diagramas de blocos, como mostrado na Figura 5.9. O diagrama de blocos serve como uma boa representação do estágio de potência de saída e combinação com o enrolamento do motor de torque (ZELLER, 1968).

Figura 5.9 – Diagrama de blocos do enrolamento do motor de torque e circuito de acionamento.

Para este circuito, pode-se ainda usar uma representação mais simplificada e suficientemente adequada (Figura 5.10), que proporciona um modelo razoável para investigação analítica do sistema empregado com um módulo de potência de saída combinando com o motor de torque (ZELLER, 1968).

Figura 5.10 – Representação simplificada do enrolamento do motor de torque e circuito de acionamento.

5.2.3 – Composição do Modelo Final do Servomecanismo

5.2.3.1 – Cilindro Hidráulico

A Figura 5.11 representa um esquema de um cilindro hidráulico com área de coroa do pistão A_P , com coeficiente de vazamento L . V_t é o volume de óleo sob compressão nas câmaras do cilindro mais o volume de óleo contido nas linhas de pressão, β_e é o módulo de elasticidade do óleo e P_L é a diferença de pressão nas câmaras do cilindro. Aplicando-se a equação da continuidade para o cilindro (MERRITT, 1967), obtém-se:

$$Q_L = A_p \frac{dy}{dt} + LP_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (5.37)$$

Por sua vez o movimento descrito pelo cilindro é dado pela equação:

$$M_t \frac{d^2y}{dt^2} = A_p P_L - B \frac{dy}{dt} - k_m y - F \quad (5.38)$$

Figura 5.11 – Cilindro Hidráulico.

5.2.3.2 – Modelo Dinâmico da Servoválvula de dois Estágios Tipo Bocal-Palheta

Conforme já foi mencionado atrás, a servoválvula de dois estágios tipo bocal-palheta é usada em sistemas hidráulicos de alto desempenho e é mostrada na Figura 5.5. Continuando a partir do item 5.2.1 a análise da servoválvula, o deslocamento do carretel é determinado por uma ação do estágio de preamplificação da palheta. As forças necessárias a acelerar o carretel são desprezíveis e serão desconsideradas. O movimento do carretel será dependente apenas da vazão na seção final do carretel em função do deslocamento da palheta. Assim a posição do carretel pode ser definida como:

$$x_v = \frac{1}{A_s} \int q_f dt \quad (5.39)$$

onde:

A_s = Área final do carretel;

q_f = vazão instantânea.

A vazão para o carretel ocasionada pela palheta pode ser adequadamente aproximada por uma equação linear, como:

$$q_f = K_{fn} x_f \quad (5.40)$$

onde: K_{fn} = coeficiente de vazão da palheta

O movimento da palheta, que é acoplada à armadura, é proporcional à corrente aplicada à armadura do motor de torque. O torque pode ser definido como:

$$T = k_i \Delta i - k_w x_v \quad (5.41)$$

onde:

k_i = ganho do motor de torque;

k_w = ganho de realimentação da palheta.

A armadura consiste de elementos que podem ser modelados na forma de uma mola, massa e amortecedor, como mostrado anteriormente. Esse modelo é representado por uma equação diferencial de segunda ordem, dada a seguir, como:

$$T = \ddot{x}_f \frac{k_{fs}}{\omega_n^2} + \dot{x}_f \frac{2\xi_n k_{fs}}{\omega_n} + x_f k_{fs} \quad (5.42)$$

A vazão de saída da servoválvula em função do deslocamento do carretel e pressão de alimentação, como mencionado anteriormente, é dada por:

$$Q_L = C_s x_v \sqrt{P_s - P_L} \quad (5.43)$$

onde:

$$C_s = C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}} \quad (5.44)$$

5.2.3.3 – Servoamplificador e Corrente no Motor de Torque

A equação básica para a saída da fonte de tensão convencional que aciona o motor de torque é dada por (ZELLER, 1969):

$$v_a = L_c i_c + R_c i_c \quad (5.45)$$

A representação analítica do transdutor que indica a posição de saída do atuador e carga para a realimentação é dada por:

$$K_{fb} y = v_{fb} \quad (5.46)$$

A comparação da posição desejada com a posição alcançada é somada na entrada do servoamplificador, e é definida por:

$$K_{fb} x = v_{cd} \quad (5.47)$$

$$v_{cd} - v_{fb} = v_e \quad (5.48)$$

O resultado do sinal de comparação é então amplificado pelo servoamplificador, como se segue

$$K_{pa} v_e = v_{pa} \quad (4.49)$$

As equações demonstradas anteriormente podem ser colocadas em um diagrama de blocos, como mostrado na Figura 5.12, e então efetuadas a simulação e a investigação de desempenho do servomecanismo eletro-hidráulico de posição.

Figura 5.12 – Diagrama de blocos do servomecanismo eletro-hidráulico.

5.3 – Modelagem Dinâmica da Plataforma de Stewart em Ambiente Multicorpos ADAMS®

Esta seção tem o objetivo de introduzir alguns conceitos sobre modelagem matemática, bem como, apresentar a modelagem da Plataforma de Stewart utilizada neste trabalho para determinação de suas características dinâmicas, cinemáticas e de controle.

A modelagem proposta engloba todos os aspectos do movimento da Plataforma de Stewart e o controle proposto, incluindo os subsistemas de atuação, movimentação e controle. Tal modelo foi construído utilizando os *softwares* de simulação de sistemas mecânicos ou do inglês MSS (*Mechanical System Simulation*) como: MATLAB/SIMULINK® da empresa norte americana *Mathworks* que integra a capacidade de fazer cálculos, visualização gráfica e programação para computação técnica e científica; e o ADAMS® (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) da empresa norte americana *MSC SOFTWARE*, que utiliza técnicas de modelagem de sistemas multicorpos para a obtenção de equações dinâmicas do movimento.

No estudo de um problema de modelagem, vários níveis de complexidade distintas são envolvidas. A capacidade da definição apropriada dos aspectos relevantes de um

problema de modelagem é uma qualidade requerida de cientistas e engenheiros. De qualquer maneira, os seguintes passos são parte de um processo de modelagem:

1. descrever um modelo físico de um sistema o qual contém os aspectos relevantes para o estudo desejado, com suas hipóteses simplificadoras;
2. obter equações que descrevem matematicamente o comportamento do sistema;
3. resolver as equações resultantes analíticas ou numericamente com o objetivo de estimar o comportamento do sistema;
4. verificar os resultados do modelo por comparação do sistema real;
5. modificar o sistema físico, se necessário, ou usá-lo para propostas de análise e projeto.

O uso de computadores para realizar os itens 2 e 3, descritos acima, é uma prática comum atualmente, como por exemplo, os métodos dos elementos finitos, programas de geração de MBS (*Multibody Systems*), linguagem de simulação para propostas diversas, etc., e eles permitem aos cientistas e engenheiros concentrarem-se nos aspectos mais importantes do estudo, como nas tarefas 1 e 5.

No processo de projetos e análise de sistemas mecânicos complexos, um número de questões fundamentais são freqüentemente realizadas relativas ao comportamento pretendido e real do sistema sendo estudado. Quando os sistemas envolvem partes e subsistemas, que podem se articular em relação a outra parte, para permitir grande rotação e translação, muitas das questões realizadas pelos engenheiros e projetistas se focalizam nos possíveis movimentos dos sistemas (RYAN, 1989).

Estas informações são típicas no ciclo de projeto de qualquer produto que é submetido a movimentos de translação e/ou rotação significativos. Felizmente, as ferramentas de análise multicorpos (MBS), agora existentes, tais como a descrita neste trabalho, tem revolucionado o modo que engenheiros realizam análises cinemáticas, estáticas e dinâmicas de sistemas mecânicos.

MBS é definido como um sistema mecânico com vários graus de liberdade. Os movimentos de um MBS são governados pelas equações chamadas de equações dinâmicas do movimento. Estas equações incluem um conjunto de equações diferenciais e algumas algébricas. As equações diferenciais expressam leis físicas (Leis de Newton), as quais descrevem o movimento de corpos rígidos e as equações algébricas levam em conta as restrições desejadas na geometria do sistema ou no seu movimento, tais como as ligações conectando corpos adjacentes, ou características particulares do contato entre os corpos (SHABANA, 1989).

Técnicas de modelagem MBS podem ser usadas para realizar estudos de análise e projeto de qualquer sistema mecânico que possa ser modelado como um conjunto de corpos rígidos interconectados por juntas, influenciados por forças, dirigidos por movimentos prescritos e limitados por vínculos. As equações do movimento para estes sistemas são muito laboriosas e difíceis de serem geradas manualmente, até para um sistema compreendido por um número pequeno de corpos interconectados. Portanto, foi um grande progresso o fato dos formalismos serem desenvolvidos, através dos quais as equações do movimento de um MBS podem ser geradas por computador baseado em dados simples sobre os corpos (geométricos e inerciais) a suas interconexões (vínculos cinemáticos e leis de força) (SHABANA, 1989). Sistemas típicos que podem ser estudados por tais técnicas incluem mecanismos e máquinas, em geral manipuladores seriais e paralelos tais como a Plataforma de Stewart.

Tradicionalmente, no meio acadêmico e industrial constroem-se protótipos virtuais em computadores para aprender sobre sistemas complicados, possibilitando a tomada de decisões críticas de projeto. Quando se está aprendendo através de protótipo real, o processo é:

1. Projetar, construir e montar o sistema completo;
2. Instrumentá-lo com acelerômetros, extensômetros, etc.;
3. Executar um conjunto de testes;
4. Coletar e organizar os dados;

5. interpretar os dados;
6. Finalmente, tomar decisões de projeto, as quais freqüentemente envolvem mudanças no protótipo e a repetição do processo.

No caso da prototipagem virtual, o processo é:

1. Construir (modelar) o sistema;
2. Instrumentá-lo, apenas solicitando certas saídas de interesse ao programa de MSS;
3. Executar um conjunto de testes (simulações);
4. comparar visualmente a performance de várias alternativas de projeto através de animações gráficas;
5. Interpretar os dados, já automaticamente coletados, organizados e plotados;
6. Rapidamente tomar decisões de projeto.

A prototipagem virtual libera o cientista e o engenheiro para focalizar os aspectos criativos do projeto, interpretando os dados de testes, e tomando novas decisões. Assim que os testes iniciais do protótipo virtual forem avaliados, pode-se necessitar de novos dados ou de modificações substanciais de projeto do protótipo. Os programas de MSS são, em geral, adaptados para esta necessidade; rapidamente pode-se alterar o modelo, pedir novos dados de saída, e executar novamente os testes. Ao contrário, trabalhando com protótipos reais, o processo de construção e instrumentação deve ser completamente reproduzido, e o tempo reprogramado.

Deve-se atentar para o fato de que a prototipagem virtual não elimina a construção de protótipos reais. O uso desta tecnologia reduz o tempo e o custo despendidos nos inúmeros testes normalmente realizados nos protótipos reais, otimizando facilmente parâmetros críticos de projeto, com a simulação do modelo nas mais diversas condições de operação. Assim, pode-se construir o protótipo real, sabendo-se que será necessário executar poucos testes, apenas para confirmar e validar os resultados das simulações.

Os programas de MSS (*Mechanical System Simulation*) também complementam outros programas usados na Engenharia Mecânica Auxiliada por Computador (MCAE – *Mechanical Computer Aided Engineering*), trocando dados entre si. Assim, outros programas podem usar a saída dos programas de MSS, fornecer dados para uma análise da MSS, ou ambos. Um exemplo importante da aplicação MCAE, consiste da dificuldade de se obter os esforços atuantes em determinado componente de um sistema complexo, para a análise por elementos finitos (*FEA- Finite Element Analysis*). Com uso de programas de MSS pode-se modelar tal sistema e obter os esforços atuantes em qualquer ponto de qualquer componente, importante então tais informações para o programa de FEA.

5.3.1 – ADAMS® e MSS

O ADAMS® é um *software* que consiste de um número integrado de programas que auxiliam um analista na execução de análise de sistemas mecânicos cumprindo as seguintes tarefas: análise da cinemática tridimensional; análise estática; análise quase-estática; e análise dinâmica. O sistema mecânico pode compreender qualquer número de corpos rígidos ou corpos flexíveis que são interconectados por juntas permitindo movimentos de rotação e translação arbitrários que estão sujeitos a qualquer variedade de forças externas e internas ou movimentos pré-estabelecidos.

A entrada para o programa consiste da geometria e propriedades de massa de cada parte, definição do sistema de eixos de referência, tipos de corpos, descrição da flexibilidade do corpo, restrições analíticas e de topologia, força e atuadores de movimento e modelos de sensores, restrições elásticas e conectores, leis de controle e entidades gráficas. As saídas típicas incluem a variação da posição, velocidades, acelerações, forças, e variáveis definidas pelo o usuário. Estas saídas podem ser apresentadas em planilhas, gráficos em duas dimensões, animação do sistema em movimento, etc.

Durante uma simulação, o ADAMS® descreve a posição e orientação de todas as partes do sistema mecânico em termos de seis coordenadas, três translacionais, e três

angulares. Armazena os deslocamentos, velocidades e acelerações, translacionais e angulares, dependentes do tempo, no vetor de estado. O vetor de estado também contém os valores correntes das relações e das forças aplicadas em cada uma das partes nas posições inerciais e nos vínculos. Assim, o vetor de estado fornece uma descrição completa do sistema mecânico para a simulação dos mesmos. Com base nos resultados da simulação, pode-se ajustar os parâmetros de projeto para melhorar o desempenho do sistema (RYAN, 1989).

As leis da física formam a base para o campo de MSS. As ferramentas de simulação MSS implementam as Leis de Newton do movimento, ou uma formulação equivalente dos princípios físicos. O ADAMS® usa o sistema de equações Euler-Lagrange de movimento. Este sistema, composto de equações algébricas e diferenciais de segunda ordem, requer métodos numéricos sofisticados para sua solução.

O ADAMS® define o seguinte, para especificar o modelo mecânico para uma simulação:

1. Características inerciais das partes;
2. Relacionamentos entre as partes;
3. Movimentos e forças.

O modelo pode também incluir equações diferenciais (de primeira ordem) e algébricas adicionais acopladas ao, ou independentes do, sistema mecânico.

Os dados de entrada para uma simulação incluem as seguintes entidades:

1. Massa e inércia dos corpos rígidos ou partes;
2. Definição dos aspectos geométricos do sistema incluindo os centros de massa para as partes, as posições nas partes das juntas que unem os elementos do sistema, e os pontos nos quais as funções de movimento específicas e forças se aplicam;

3. Conectividade do sistema (o mecanismo de conexão das partes) definidas em termos das juntas mecânicas, e outros vínculos e elementos elásticos;
4. Descrição das forças externas e excitações agindo no sistema;
5. Atributos gráficos que possibilitam a animação e a visualização do comportamento do sistema.

Uma biblioteca de juntas padrões simplifica a tarefa da definição das conexões entre as partes do sistema.

Cada simulação começa com uma análise dos dados de entrada para verificar se a descrição do sistema mecânico é completa, correta e consistente.

O processo de verificação é minucioso. Um conjunto completo de mensagens identificarão quaisquer erros de consistência que poderão ocorrer nos dados de entrada. A montagem das equações diferenciais e algébricas para a simulação real do problema apenas acontecerá após os dados de entrada passarem pelos padrões listados acima.

5.3.2 – Tipos de Análises

Pode-se realizar seis diferentes tipos de análises dependendo das características do problema e do interesse que se tem. Cada um destes tipos de análises é útil em um contexto apropriado. As várias análises e diferentes informações sobre o sistema são descritas a seguir:

1. O ADAMS[®] realiza uma análise de condições iniciais (o processo de montagem) antes das análises estática, quase-estática e dinâmica. Após processar os dados de entrada e antes da simulação começar, o ADAMS[®] requer um consistente conjunto de valores para o estado do sistema. Isto é, os deslocamentos e velocidades têm que satisfazer as equações de vínculo que definem o sistema.

Em sistemas complexos, os valores que são especificados para deslocamentos e velocidades freqüentemente violam as equações de vínculo. A análise das condições iniciais modifica os dados de entrada de deslocamentos e de velocidades necessários para satisfazer os vínculos do sistema enquanto minimiza a mudança dos dados. Freqüentemente é conveniente especificar apenas pequenos deslocamentos e velocidades iniciais, e permitir que a análise das condições iniciais monte o resto para o sistema de forma adequada.

2. Uma análise cinemática simula o movimento do sistema. Ela permite ao engenheiro determinar a faixa de valores possíveis para o deslocamento, velocidades e aceleração de qualquer ponto de interesse em um equipamento mecânico. Especificando-se as propriedades de massa e de inércia de uma parte, o ADAMS® também calcula as correspondentes forças aplicadas e de reação requeridas para gerar os movimentos prescritos.

Uma aplicação típica desta análise é a avaliação preliminar de um modelo complicado para posterior análise dinâmica.

3. A análise de equilíbrio estático determina um estado para o sistema para balancear todas as forças internas e externas na ausência de quaisquer movimentos ou forças inerciais. Todas as velocidades e acelerações do sistema são ajustadas para zero.

Freqüentemente, acha-se um ponto de partida para uma análise dinâmica pelo uso de uma análise estática para remover transientes indesejados no início da simulação.

4. Uma análise quase-estática é uma seqüência de análises estáticas realizadas para diferentes configurações do sistema, tipicamente, em intervalos fixos de tempo por todo um movimento prescrito para o sistema.

5. O tipo mais complexo de análise é a análise dinâmica. Vários integradores diferentes estão disponíveis para achar a solução para um sistema completo de equações diferenciais e algébricas.

A análise dinâmica fornece solução no tempo para todos os deslocamentos, velocidades, acelerações, forças de reação interna em um sistema mecânico dirigido por um conjunto de forças e excitações externas.

6. Na análise linear, o ADAMS® lineariza o sistema de equações não-lineares do modelo em um ponto de operação. Isto resulta em um conjunto de equações lineares invariantes no tempo na forma:

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = F$$

onde x representa uma perturbação do estado de seu ponto de operação; M , C e K são matrizes de massa, de amortecimento e de rigidez, respectivamente; F é a matriz coluna de termos de força.

5.3.3 – Modelagem da Plataforma de Stewart

O modelo de Plataforma de Stewart utilizado refere-se a uma plataforma com configuração 3-3, com duas plataformas triangulares iguais. sendo os atuadores ligados à plataforma móvel através de seis juntas esféricas e à estacionária por seis juntas universais. Esta configuração é conhecida como plataforma cúbica, pois os atuadores ficam posicionados nas arestas de um cubo. As dimensões da plataforma e os pontos de fixação das juntas dependem do comprimento dos atuadores na posição neutra. Utilizam-se seis cilindros hidráulicos de dupla haste acionados por seis servoválvulas para realizar os movimentos desejados.

O modelo foi construído através do módulo ADAMS/View™ com características geométricas e inerciais aproximadas da configuração real que se deseja simular. As características de inércia e massa do modelo foram calculadas pelo próprio ADAMS® através da geometria das peças, considerando que o material utilizado é o

aço carbono com densidade de 7801 kg/m^3 e o comprimento do cilindro hidráulico na posição neutra igual a 1705 mm como mostra a Figura 5.13. O cilindro hidráulico que se tomou como modelo possui as características listadas na Tabela 5.1:

Figura 5.13 – Cilindro hidráulico na posição neutra (unidade: mm).

Tabela 5.1 – Características do cilindro hidráulico.

Curso	500 mm
Pressão máxima de alimentação	200 bar
Pressão de trabalho	125 bar
Diâmetro do êmbolo	50 mm
Diâmetro da haste	36 mm
Força	11,35 kN
Velocidade de Atuação	0,5 m/s
Vazão	28,38 l/min (7,5 gpm)
Obs.: Com sistema de medição de posição	

Adota-se, no entanto, um modelo geométrico aproximado de cilindro hidráulico e dos dispositivos de fixação como mostra a Figura 5.14.

Figura 5.14 – Modelo do cilindro hidráulico e da fixação (unidade: mm).

A plataforma móvel é um prisma de base triangular com lado igual a $l\sqrt{2} = 2411,2341$ mm e espessura de 30 mm. As características de inércia em relação aos eixos baricentrais e massa dos componentes da Plataforma de Stewart estão apresentados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Propriedades de inércia e massa.

	I_{xx} [kg.mm ²]	I_{yy} [kg.mm ²]	I_{zz} [kg.mm ²]	m [kg]
Haste	$1,7153 \times 10^6$	1868,3411	$1,7153 \times 10^6$	11,1262
Corpo e suporte de fixação	$1,1247 \times 10^6$	4397,28	$1,1247 \times 10^6$	7,0826
Plataforma móvel	$1,4278 \times 10^8$	$2,8546 \times 10^8$	$1,4278 \times 10^8$	589,1839

As juntas de translação unem as hastes dos cilindros hidráulicos aos corpos permitindo um grau de liberdade de translação entre eles, as juntas esféricas unem as hastes à plataforma móvel e permitem três graus de liberdade de rotação, enquanto que as juntas universais unem os corpos dos cilindros à plataforma estacionária (base) permitindo que se movimentem com dois graus de rotação (Figura 5.15).

Figura 5.15 – Posicionamento das juntas na Plataforma de Stewart.

Cada haste possui uma força que atua em uma única direção fixada a mesma, e a cada força se associa uma variável que altera o valor da força para cada instante de acordo com os valores de saída do sistema de controle. O controle altera a força a partir das diferenças entre os valores dos deslocamentos dos atuadores e dos valores desejados.

Os deslocamentos dos atuadores são medidos utilizando dois sistemas de coordenadas, sendo um da haste e outro do corpo do cilindro e os deslocamentos relativos são associados a seis variáveis cujos valores são calculados e atualizados a cada passo de integração. Utilizam-se também as derivadas desses deslocamentos associadas às suas respectivas variáveis. Com as variáveis estabelecidas pode-se defini-las como as saídas do modelo dinâmico.

5.3.4 – ADAMS® e MATLAB/SIMULINK®

O ADAMS/Controls™ é um módulo da MSC que trabalha em conjunto com o ADAMS/Solver™ no auxílio de projeto de sistemas de controle para uso em modelos feitos no ADAMS®. O ADAMS/Controls™ permite a conexão do modelo feito com sistemas de diagramas de blocos e desenvolvimentos de aplicações de controle tal como o MATLAB/SIMULINK®. Esta conexão permite a simulação interativa do sistema modelado no ADAMS® com o sistema de controle implementado no MATLAB/SIMULINK®, ou seja, os resultados obtidos das simulações podem ser processados tanto no ADAMS® quanto no MATLAB/SIMULINK®.

O MATLAB® é uma linguagem de alto desempenho para computação técnica que integra computação, visualização e programação em meio ambiente de uso fácil e de notação matemática. O uso típico inclui:

- 1-Computação e Matemática;
- 2-Desenvolvimento de algoritmos;
- 3-Modelagem, Simulação e prototipagem;

- 4-Aquisição de dados, visualização;
- 5-Gráficos;
- 6-Desenvolvimento de aplicações na construção de interfaces gráficas.

O MATLAB® inclui uma família de aplicações e soluções específicas chamadas de *toolboxes*. Os *toolboxes* permitem a solução de problemas específicos, tais como, na área de controle há um *toolbox* dedicado que confere soluções para estes problemas. Há outros *toolboxes* que incluem processamento de sinais, redes neurais, lógica difusa, simulação, etc.

O SIMULINK® é um *software* para modelagem, simulação e análise de sistemas dinâmicos, suportando sistemas lineares e não lineares, modelados em tempo contínuo ou amostrado, ou um híbrido entre os dois. Para modelagem de sistemas dinâmicos o SIMULINK® proporciona uma interface gráfica com o usuário para construção de modelos como diagramas de blocos que incluem uma biblioteca de blocos de visualizadores de sinais, fontes de sinais, componentes lineares e não lineares, podendo-se também implementar e criar blocos com novas funções.

No projeto de sistemas mecânicos, tal como veículos, máquinas ou robôs, é costume o uso de simulação em computadores para observar a resposta dinâmica do sistema que está sendo projetado. Esta forma de projeto auxiliado por computador reduz a necessidade de construção e testes de protótipos reais para algumas aplicações específicas.

O modelo dinâmico de sistemas multicorpos é primariamente caracterizado por suas equações lineares/não lineares de movimento. Combinando as ferramentas de simulação de sistemas mecânicos e ferramentas de projeto de controle, pode-se:

- 1-Adicionar um sistema de controle sofisticado a um modelo do ADAMS® e realizar uma simulação combinada, ou seja, uma co-simulação;

2-Gerar uma simulação do sistema mecânico diretamente do ADAMS® sem a necessidade de escrever as equações do sistema simulado;

3-Análise dos resultados de simulação no ambiente do ADAMS® ou no ambiente do MATLAB/SIMULINK® (ambiente de aplicação de controle).

Capítulo 6 – Simulações Numéricas: Resultados e Discussões

Neste Capítulo, são apresentados os resultados relativos às simulações e testes numéricos. As simulações utilizaram três estruturas de controle, ou seja, as duas estruturas propostas no Capítulo 4 (redes neurais e lógica difusa) e mais a estrutura do próprio servomecanismo eletro-hidráulico. Teve-se como principal objetivo avaliar teoricamente a habilidade dos sistemas de controle em controlar a posição e orientação de uma Plataforma de Stewart através do acionamento hidráulico, a análise do comportamento dinâmico e desempenho dos sistemas de controle para várias condições de trabalho. Foram ainda feitas discussões acerca do desempenho dos sistemas de controle simulados.

6.1 – Simulações Numéricas

A simulação numérica do comportamento dinâmico da Plataforma de Stewart é utilizada como ferramenta de projeto e desenvolvimento, mostrando grande importância, devido à complexidade crescente dos parâmetros agregados e à necessidade de otimização dos parâmetros do sistema mecânico, do sistema hidráulico e do sistema de controle. O modelo matemático que representa satisfatoriamente as características dinâmicas desses sistemas é de extrema importância, pois serve de apoio à visualização do comportamento dinâmico e à decisão pela mudança dos parâmetros ou utilização de outras técnicas de controle que atendam as necessidades do projeto. As simulações permitiram avaliar o

desempenho dos sistemas de controle (características transitórias e de regime dos deslocamentos da Plataforma de Stewart).

Os testes de simulação buscaram estimar as condições reais de funcionamento da Plataforma de Stewart para posicionamento e orientação da plataforma móvel. Os parâmetros utilizados no ambiente MATLAB/SIMULINK® foram: subrotina de integração Runge-Kutta 5; passo de integração variável. Os parâmetros utilizados no ambiente ADAMS® foram: GSTIFF. Os valores utilizados para o sistema hidráulico de acionamento são mostrados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Parâmetros adotados para o sistema hidráulico.

Parâmetro	Descrição	Valor
ρ	densidade do fluido hidráulico	881,1 [Kg/m ³]
β_e	<i>bulk modulus</i> efetivo	1,45.10 ⁹ [Pa]
ω_n	frequência natural da armadura/palheta	5114,51 [rad/s]
ζ_n	fator de amortecimento da armadura/palheta	0,4 [adim]
A_p	área do pistão	9,4562.10 ⁻⁴ [m ²]
A_s	área final do carretel	1,6774.10 ⁻⁵ [m ²]
B	coeficiente de amortecimento viscoso	8000 [Ns/m]
C_d	coeficiente de descarga	0,61 [adim]
C_s	coeficiente de vazão linear do carretel	8,9962.10 ⁻⁴ (m ³ /s)/ $\sqrt{N}$
K_a	coeficiente de rigidez torsional da armadura	50 [N/m]
K_{cf}	ganho da corrente de realimentação	188 [V/A]
K_{fb}	fator de escala do transdutor	10 [V/m]
K_{fn}	coeficiente de vazão da palheta	0,0968 [(m ³ /s)/m]
K_{fs}	coeficiente de força da armadura do motor de torque	511,55 [(Nm)/m]
K_i	ganho do motor de torque	2,8246 [Nm/A]
K_m	constante da mola magnética do motor de torque	2000 [Nm]

Tabela 6.1 – Parâmetros adotados para o sistema hidráulico (continuação).

Parâmetro	Descrição	Valor
K_{pa}	ganho do preamplificador do servoamplificador	0,46 [V/V]
K_w	ganho de realimentação da palheta	74,29 [Nm/m]
L	coeficiente de vazão total do cilindro	$8,56 \cdot 10^{-12}$ [(m ³ /s)Pa]
L_c	indutância do enrolamento do motor de torque	0,57 [H]
P_s	pressão de alimentação	$21 \cdot 10^6$ [Pa]
R_c	resistência equivalente do servoamplificador e motor de torque	600 [Ohms]
V_t	volume total sobre pressão	$4,7281 \cdot 10^{-4}$ [m ³]
w	gradiente de área do orifício da válvula	$2,54 \cdot 10^{-2}$ [m ² /m]
x_f	deslocamento da palheta	$\pm 3,05 \cdot 10^{-5}$ [m]
x_v	deslocamento do carretel	$\pm 0,000381$ [m]

Para as simulações utilizam-se três tipos de entradas padrão:

Entrada Degrau:

$$\delta(t) = \begin{cases} 0, & \text{para } 0 \leq t < 1 \\ 1, & \text{para } t \geq 1 \end{cases}$$

Entrada Rampa:

$$\delta(t) = \begin{cases} 0, & \text{para } 0 \leq t < 1 \\ t-1, & \text{para } 1 \leq t < 2 \\ 1, & \text{para } t \geq 2 \end{cases}$$

Entrada Senoidal:

$$\delta(t) = \{ \sin(2t), \text{ para } t \geq 0$$

que multiplicam o vetor posição e orientação $(x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma)^T$. Sendo os valores adotados:

$$x = 0 \text{ mm}; y = 30 \text{ mm}; z = 0 \text{ mm}$$

$$\alpha = \pi / 60; \beta = \pi / 60; \gamma = \pi / 18$$

que resultam nos seguintes deslocamentos dos atuadores hidráulicos calculados através da cinemática inversa. Estes valores serão usados como entrada de referência para cada cilindro hidráulico:

$$\begin{aligned} \mathbf{r} &= [l_1 \ l_2 \ \dots \ l_6]^T \\ &= [46,4425 \quad -77,1581 \quad 215,1399 \\ &\quad 107,0298 \quad -39,9325 \quad -137,5990]^T. \end{aligned}$$

Lógica Difusa:

O sistema de controle difuso considerado neste trabalho envolve a aplicação de conjuntos difusos apresentados na Tabela 6.2. Esta Tabela corresponde a uma matriz para representar a forma quantitativa dos valores para as declarações lingüísticas, para interpretar o conjunto difuso como NG = negativo grande, N = negativo, Z = zero, P = positivo e PG = positivo grande. A inferência lingüística difusa é realizada usando-se uma base de regras difusas constituídas de um conjunto de regras SE-ENTÃO descritas na Tabela 6.2, onde o antecedente é representado pela cor amarela (entradas) e o conseqüente pela cor verde (saída). As funções de pertinência dos conjuntos difusos são definidas como mostrado na Figura 6.1. Para a presente aplicação, as entradas serão dadas pelo erro de posição (erro), ou seja, a diferença entre a posição desejada para o atuador hidráulico e a posição alcançada pelo atuador hidráulico e pela variação do erro (Δ erro), como explicado no capítulo 3. A saída é o sinal de controle que é aplicado ao sistema hidráulico.

Para implementação do controle difuso foi utilizado o *Fuzzy Logic Toolbox* em ambiente MATLAB[®], seguindo o procedimento apresentado no capítulo 3. A sua

implementação foi baseada no diagrama de blocos apresentado na Figura 4.6, que apresenta a estrutura de um sistema de controle difuso. A partir deste diagrama e considerando o esquema de realimentação para a Plataforma de Stewart apresentado na Figura 4.5.

Tabela 6.2 – Base de regras do controlador difuso.

		Erro				
		NG	N	Z	P	PG
Δ Erro	NG	NG	NG	NG	N	Z
	N	NG	N	N	Z	P
	Z	NG	N	Z	P	PG
	P	N	Z	P	P	PG
	PG	Z	P	PG	PG	PG

Figura 6.1 – Funções pertinência do controlador difuso.

A partir dos valores de erro, Δ erro e saída, pode-se traçar um gráfico tridimensional que representa a superfície de decisão do controlador difuso, como pode ser visto pela Figura 6.2.

Figura 6.2 – Superfície de decisão difusa.

Uma vez definido as funções de pertinência, as regras, as declarações lingüísticas e a base de regras, o controlador difuso pode ser utilizado nas co-simulações utilizando os ambientes ADAMS® e MATLAB/SIMULINK®.

A Figura 6.3 ilustra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva em cor vermelha representa a referência e a curva em cor azul mostra o deslocamento do respectivo atuador hidráulico. Pode-se notar, visualizando os gráficos, que todos os atuadores alcançaram as respectivas referências em aproximadamente 0,7 segundos, após a entrada degrau. Pode-se verificar que quanto maior o deslocamento do atuador maior é o erro de regime.

Figura 6.3 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.4 apresenta a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.3.

Figura 6.4 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.5 mostra a força que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.3. Pode-se verificar picos na força desenvolvida por cada atuador, isto é devido à entrada degrau, que exige um grande esforço do sistema hidráulico para que o atuador alcance a referência desejada.

Figura 6.5 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.6 exibe os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.3. Pode-se notar os picos de pressão no início da operação, devido às forças resistivas.

Figura 6.6 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.7 apresenta as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva em cor vermelha representa a entrada referência, neste caso uma rampa e a curva em cor azul o respectivo deslocamento do atuador. Nota-se um erro de regime maior para os maiores deslocamentos dos atuadores hidráulicos, fenômeno semelhante ao apresentado na Figura 6.3.

Figura 6.7 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.8 mostra a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.7.

Figura 6.8 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.9 exibe a força que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.7. Notar-se que nos começos das operações ocorrem picos na força, devido às forças resistivas. Percebe-se também um comportamento dinâmico análogo ao da Figura 6.5.

Figura 6.9 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.10 ilustra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.7.

Figura 6.10 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.11 exibe as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso um seno, e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador. Pode-se notar que os atuadores apresentam um comportamento dinâmico muito bom, pois seguem a referência com pequeno erro de regime.

Figura 6.11 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.12 ilustra a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.11.

Figura 6.12 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.13 mostra a força que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.11. Pode-se verificar picos na força desenvolvida por cada atuador. Isto ocorre na mudança de direção do atuador.

Figura 6.13 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno.

A Figura 6.14 ilustra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.11.

Figura 6.14 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno.

Redes Neurais Artificiais:

A abordagem usada para o controlador neural utiliza uma tabela de consulta para o erro e a variação do erro como entradas e o sinal de controle como saída. Os valores da Tabela foram calculados utilizando o sistema difuso implementado anteriormente e são mostrados na Tabela A.1 no Apêndice A. Este procedimento foi

utilizado para “suavizar” a curva de decisão difusa, e assim obter um melhor resultado tanto na resposta dos atuadores hidráulicos como na melhoria da velocidade de processamento dos dados de entrada e saída, ou seja, a possibilidade de mapear uma tabela de consulta é mais rápida do que o processamento de um algoritmo de controle que precisa realizar vários cálculos.

A implementação e treinamento da rede foram feitos em ambiente MATLAB[®] utilizando o *toolbox* de Redes Neurais. A topologia da rede neural foi definida com tendo uma camada de entrada com dois nós de entrada uma entrada para o erro e uma entrada para a variação do erro, duas camadas intermediárias com 25 neurônios por cada, cada neurônio da camada intermediária tem uma função de ativação tangente sigmoidal, uma camada de saída com função de ativação linear. A rede recebe valores de erro e Δ erro e responde com valores de sinal de controle. Este valor de saída é confrontado com o valor correspondente do sinal de controle dado pela Tabela B.1 no Apêndice B e, a partir da diferença obtida, os pesos são ajustados como descrito no Capítulo 3. A rede foi treinada usando o *backpropagation* com o algoritmo de Levenberg-Marquart para calcular o valor do sinal de controle para os pares de valores de entrada (erro, Δ erro). Obteve-se então, o comportamento para a soma dos quadrados dos erros mostrado na Figura 6.15.

Figura 6.15 – Soma dos quadrados dos erros da rede para 272 épocas.

O valor deste erro para o treinamento alcança o valor desejado de 10^{-10} após 272 épocas. Após o treinamento, os pesos da rede neural foram congelados e esta foi usada para co-simulação em ambiente MATLAB/SIMULINK® e ambiente ADAMS® como mostrado na Figura 4.5. A Figura 6.16 apresenta a resposta simulada da rede neural para os valores de entrada contidos na Tabela A.1 no Apêndice A. A partir dos dados de entrada e saída obtidos pela Rede Neural é possível montar a superfície de decisão a ser aplicada em cada atuador hidráulico. Pode-se observar que, com relação à superfície gerada pelo sistema difuso, Figura 6.2, esta resposta mostrou-se semelhante.

Figura 6.16 – Superfície de decisão gerada pela Rede Neural.

A Figura 6.17 ilustra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva em cor vermelha representa a referência (entrada degrau) e a curva em cor azul mostra o deslocamento do respectivo atuador hidráulico. Pode-se notar que todos os atuadores alcançaram as respectivas referências em tempos diferentes (conforme visualização dos gráficos): atuador 1- 0,85 s; atuador 2-1,0 s; atuador 3-1,3 s; atuador 4-0,8 s; atuador 5-1,0 s e atuador 6-0,8 s após a entrada degrau, pode-se verificar que quanto maior o deslocamento do atuador maior é o erro de regime como o apresentado no Controlador Difuso.

Figura 6.17 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.18 ilustra a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1a 6 para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.17.

Figura 6.18 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.19 mostra as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.17. Pode-se verificar picos na força desenvolvida por cada atuador, comportamento similar ao da Figura 6.5.

Figura 6.19 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.20 ilustra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.17. Nota-se picos de pressão no início da operação.

Figura 6.20 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.21 ilustra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso uma rampa e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador. O erro de regime é maior para os maiores deslocamentos dos atuadores hidráulicos. Comparando-se as Figuras 6.7 e 6.21, pode-se notar comportamentos dinâmicos similares.

Figura 6.21 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.22 apresenta a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.21.

Figura 6.22 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.23 apresenta as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.21. Pode-se notar picos na força no começo da operação, que ocorre devido às forças resistivas, nota-se comportamento análogo na Figura 6.9.

Figura 6.23 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.24 ilustra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.21.

Figura 6.24 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.25 mostra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva em cor vermelha representa a entrada referência, neste caso um seno e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador.

Figura 6.25 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.26 apresenta a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.25.

Figura 6.26 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.27 exibe as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.25.

Figura 6.27 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno.

A Figura 6.28 mostra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.25.

Figura 6.28 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno.

Sistema Hidráulico com Servoamplificador:

A abordagem utilizando servoamplificadores é explicada com detalhes no Capítulo 5. Nas simulações é utilizado o diagrama de blocos apresentado na Figura 5.10. A Figura 6.29 ilustra o comportamento no tempo dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde as servoválvulas são acionadas pelos servoamplificadores, a curva na cor vermelha representa a referência (entrada degrau) e a curva na cor azul mostra o deslocamento do respectivo atuador hidráulico. Nota-se que quanto maior o deslocamento da referência maior é o erro de regime, os resultados são semelhantes ao do sistema usando o controlador difuso, porém os atuadores demoram mais para entrar em regime.

Figura 6.29 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.30 exibe a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6 para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.29.

Figura 6.30 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.31 mostra as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.29. Pode-se verificar picos na força desenvolvida por cada atuador, isto é devido à entrada degrau, que exige um grande esforço do sistema hidráulico para que o atuador alcance a referência desejada. Comparando-se as Figuras 6.31 e 6.37, nota-se, praticamente o mesmo comportamento dinâmico.

Figura 6.31 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.32 ilustra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.29. Nota-se picos de pressão no início da operação.

Figura 6.32 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.33 ilustra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso uma rampa e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador. Nota-se um erro de regime maior para os maiores deslocamentos dos atuadores hidráulicos, comportamento similar pode ser observado na Figura 6.7.

Figura 6.33 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.34 apresenta a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.33.

Figura 6.34 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.35 apresenta as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.33. Segundo a Figura 6.35, há picos na força no começo da operação, isso pode ser explicado devido às forças resistivas.

Figura 6.35 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.36 apresenta os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.33.

Figura 6.36 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.37 ilustra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso um seno e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador. Comparando-se as Figuras 6.37 e 6.11, observa-se que a velocidade de resposta dos atuadores para o controlador difuso é maior.

Figura 6.37 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.38 mostra a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.37.

Figura 6.38 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.39 apresenta as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.37. Nota-se que na Figura 6.39 não há picos na força quando o cilindro muda de direção.

Figura 6.39 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno.

A Figura 6.40 exibe os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.37.

Figura 6.40 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno.

Os resultados obtidos nas simulações mostram diferentes atitudes para cada técnica estudada. Como requisitos de desempenho, pode-se colocar os seguintes quesitos a serem cumpridos pelos atuadores hidráulicos: deslocamento sem sobre-sinal; erro de regime menor que 0,001 m e tempo de resposta não maior a 1 s (dados referentes a uma entrada degrau). Como visto pelos resultados obtidos, a técnica de controle que obteve melhor desempenho foi a técnica utilizando a lógica difusa.

6.2 – Testes com Distúrbio

Nesta seção são mostrados os resultados obtidos com a introdução de uma força de distúrbio aleatória, que varia entre -200 N e 200 N, em cada atuador hidráulico, conforme o diagrama da Figura 4.6c.

Lógica Difusa:

A Figura 6.41 ilustra a resposta no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6 onde a curva na cor vermelha representa a referência (entrada degrau) e a curva na cor azul mostra o deslocamento do respectivo atuador hidráulico. Pode-se notar vibrações nos deslocamentos dos atuadores.

Figura 6.41 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.42 apresenta a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6 para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.41. Nota-se variações bruscas nas velocidades dos atuadores.

Figura 6.42 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.43 mostra a força que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.41. Observa-se que a força, para cada atuador, varia rapidamente, até que o atuador entre em regime.

Figura 6.43 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.44 exibe os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.41. A pressão de carga apresenta variação durante o deslocamento do atuador.

Figura 6.44 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.45 ilustra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso uma rampa e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador.

Figura 6.45 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.46 mostra a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.45. Observa-se variações nas velocidades, devido ao distúrbios.

Figura 6.46 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.47 apresenta a força que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.45. Pode-se notar a variação nas forças desenvolvidas pelos atuados, isso ocorre devido a perturbação.

Figura 6.47 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.48 apresenta os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.45.

Figura 6.48 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.49 exibe as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso um seno e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador. Nota-se que os atuadores seguem a referência, sem que haja uma grande variação em torno do deslocamento.

Figura 6.49 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.50 apresenta a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.49. Observa-se que as velocidades variam pouco.

Figura 6.50 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.51 exibe a força que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.49. Nota-se a variação na força desenvolvida por cada atuador, devido ao distúrbio.

Figura 6.51 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno.

A Figura 6.52 mostra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.49.

Figura 6.52 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno.

Redes Neurais Artificiais:

A Figura 6.53 ilustra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a referência (entrada degrau) e a curva na cor azul mostra o deslocamento do respectivo atuador hidráulico. Como apresentado na Figura 6.41, pode-se observar que os deslocamentos dos atuadores variam devido à força de distúrbio.

Figura 6.53 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.54 exibe a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1a 6 para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.53. Nota-se variações bruscas nas velocidades dos atuadores.

Figura 6.54 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.55 mostra as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.53. Pode-se notar a variação na forças desenvolvidas pelos atuadores.

Figura 6.55 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.56 mostra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.53. Observa-se a variação na Pressão de carga, mesmo depois de o atuador entrar em regime, isso ocorre, pois o sistema hidráulico está tentando manter os atuadores na mesma posição, mesmo com o distúrbio. Fenômeno análogo ocorre nas Figuras 6.44, 6.48 e 6.52.

Figura 6.56 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.57 mostra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso uma rampa e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador.

Figura 6.57 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.58 exibe a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.57.

Figura 6.58 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.59 apresenta as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.57. Observa-se grandes variações nas forças desenvolvidas pelos atuadores, inclusive uma variação negativa no começo da operação.

Figura 6.59 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.60 exibe os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.57. Pode-se notar grandes variações nas Pressões de carga no início e durante a operação.

Figura 6.60 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.61 apresenta as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso um seno e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador.

Figura 6.61 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.62 apresenta a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.61. Nota-se variações na velocidade durante a operação do sistema.

Figura 6.62 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.63 apresenta as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.61. Pode-se observar a variação nas forças desenvolvidas pelos atuadores devido aos distúrbios.

Figura 6.63 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno.

A Figura 6.64 mostra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.61.

Figura 6.64 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno.

Sistema Hidráulico com Servoamplificador:

A Figura 6.65 ilustra o comportamento no tempo dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde as servoválvulas são acionadas pelos servoamplificadores, a curva na cor vermelha representa a referência (entrada degrau) e a curva na cor azul mostra o deslocamento do respectivo atuador hidráulico. Nota-se a variação no deslocamento dos atuadores.

Figura 6.65 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.66 apresenta a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1a 6 para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.65.

Figura 6.66 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.67 apresenta as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.65.

Figura 6.67 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.68 exibe os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.65.

Figura 6.68 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência degrau.

A Figura 6.69 ilustra as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso uma rampa e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador.

Figura 6.69 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.70 mostra a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.69.

Figura 6.70 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.71 apresenta as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.69.

Figura 6.71 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.72 apresenta os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.69. O comportamento dinâmico apresentado pela Figura 6.72 é semelhante aos comportamentos dinâmicos apresentados pelas Figuras 6.44, 6.48 e 5.52.

Figura 6.72 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência rampa.

A Figura 6.73 exibe as respostas no tempo para os deslocamentos dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, onde a curva na cor vermelha representa a entrada referência, neste caso um seno e a curva na cor azul o respectivo deslocamento do atuador.

Figura 6.73 – Deslocamento dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.74 apresenta a resposta no tempo para as velocidades dos atuadores hidráulicos de 1 a 6, para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.73. Comparando com a Figura 6.50, nota-se que a amplitude na variação do deslocamento devido ao distúrbio é menor.

Figura 6.74 – Velocidades dos atuadores para uma entrada referência seno.

A Figura 6.75 exibe as forças que cada atuador desenvolve para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.73. Observa-se as variações na forças desenvolvidas pelos atuadores devido as perturbações.

Figura 6.75 – Forças desenvolvidas pelos atuadores hidráulicos para uma entrada referência seno.

A Figura 6.76 mostra os respectivos comportamentos da pressão de carga P_L , para as mesmas condições de entrada referência ilustrada na Figura 6.73. Pode-se observar que devido às forças de distúrbio a uma variação na Pressão de Carga.

Figura 6.76 – Comportamento da Pressão de carga P_L dos atuadores para uma entrada referência seno.

Nesta seção foi mostrado um conjunto de gráficos onde se introduziu uma força de distúrbio para cada atuador. Analisando-se os resultados obtidos, pode-se concluir que o controlador difuso é menos sensível aos distúrbios introduzidos, pois o

comportamento dinâmico foi mais satisfatório se comparado com os dados obtidos através das outras técnicas de controle.

Capítulo 7 – Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

Este trabalho apresentou o desenvolvimento e aplicação de diversas técnicas de controle para Plataforma de Stewart acionada hidraulicamente. A Plataforma de Stewart foi configurada para servir de base a experimentos de aplicação de sistemas de controle não convencional: Controle Difuso e Redes Neurais.

Como descrito nos capítulos anteriores, a primeira aplicação da Plataforma de Stewart foi feita por Stewart. Ele modificou um dispositivo hidráulico usado para teste em pneus projetado por Gough em uma plataforma para simuladores de voo.

Após vários anos de utilização da Plataforma de Stewart somente em simuladores de voo, os pesquisadores começaram a aplicar esta filosofia de movimento e posicionamento em outras áreas da engenharia, tais como: aplicações médicas, robôs, geradores de movimento, dispositivos de posicionamento, máquinas ferramentas, entretenimento, etc. Isso se deve principalmente às características que se destacam na Plataforma de Stewart, apontadas a seguir (MERLET, 2000):

- ▶ Alta acuracidade;
- ▶ Alta Rigidez;
- ▶ Velocidade de movimento;
- ▶ Capacidade de manejar grandes cargas.

A utilização de sistemas hidráulicos de acionamento, há muito tempo, vem desempenhando um papel fundamental nos processos produtivos, pois estes sistemas

apresentam grande desempenho, flexibilidade e confiabilidade. Com a crescente utilização de computadores e sistemas de controle modernos os sistemas eletro-hidráulicos estão ganhando grande espaço na indústria em geral (CAPORALI, 1999).

A abordagem do assunto referente a sistemas hidráulicos, atualmente é muito importante dados o desenvolvimento e a integração de várias tecnologias que tornaram estes sistemas de baixo custo e fácil utilização, além de outras vantagens inerentes (CAPORALI, 1999).

A aplicação de sistemas hidráulicos para acionamento da Plataforma de Stewart é justificada pelas suas qualidades e características, como dito anteriormente, mas também podem ser destacadas mais algumas características:

- ▶ Sistemas compactos para aplicações em sistemas que exigem grandes potências;
- ▶ Grandes velocidades e acelerações de atuação;
- ▶ Grande capacidade de mover grandes inércias;
- ▶ Pouca manutenção;
- ▶ Trabalhos repetitivos.

Através da literatura consultada, como mostrado no capítulo dois, observa-se que há poucos trabalhos referentes a estudos sobre a dinâmica da Plataforma de Stewart, e como comentado pelos autores descritos neste texto, isso se deve a inúmeras razões. Este fato mostra-se ser de muita relevância, pois um modelo completo que descreva a dinâmica da Plataforma de Stewart é muito difícil de ser obtido, desta forma o pacote de modelagem e simulação dinâmica ADAMS® foi de extrema importância para dar flexibilidade, rapidez e confiança na obtenção do modelo dinâmico com tal grau de complexidade. Verificou-se que é importante a utilização de sistemas de softwares combinados, neste caso o ADAMS® e o MATLAB/SIMULINK®, para simulação dinâmica de sistemas complexos.

Considerando os sistemas de controle estudados, implementados e os dados obtidos através das simulações computacionais neste trabalho, as seguintes observações podem ser feitas:

A utilização do sistema de controle difuso na Plataforma de Stewart foi considerada satisfatória, pois observando-se os resultados obtidos chega-se à conclusão que para certas condições de trabalho os atuadores hidráulicos seguiram a referência com um erro de regime relativamente pequeno e sem sobre sinal. A grande dificuldade encontrada foi na obtenção das regras, funções de pertinência e determinação do universo de discurso.

A rede neural utilizada teve o intuito de mapear a tabela de consulta difusa e “aprender” as não linearidades da superfície de controle de decisão gerada através da utilização da lógica difusa. Este procedimento é justificado levando-se em conta que para a implementação da tabela de consulta do controlador difuso, é necessário à programação de rotinas de busca e interpolação, sendo esta uma das principais desvantagens do uso de controladores difusos (SANTORO, 1999). Observando os dados obtidos na utilização da rede neural como controlador, conclui-se que os resultados não são satisfatórios, como pode ser visto nos erros de regime alcançados e transitórios.

Na utilização do servoamplificador observou-se pelos dados obtidos que os atuadores hidráulicos seguiram as referências desejadas, mas comparando-se com as curvas obtidas para o controlador difuso observa-se que o sistema hidráulico responde mais lentamente, portanto pode-se concluir que o desempenho do sistema de acionamento utilizando o controlador difuso teve os melhores resultados.

O objetivo principal deste trabalho foi servir de base para um projeto maior, neste caso um simulador de voo. Aqui pretendeu-se dar os primeiros passos para o estudo do sistema de controle que poderá ser implementado em um sistema real. Também pretende-se que este texto inspire novos trabalhos na área de controle para

Plataforma de Stewart e que de alguma forma ele possa ser continuado, com as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

A partir dos resultados apresentados e analisados do Capítulo 6 verifica-se que vários testes e análises ainda devem ser desenvolvidos. Entre eles pode-se destacar a utilização e investigação de outras técnicas de controle como: controle ótimo, H_∞ e *Neuro-fuzzy*;

Projeto e construção de uma Plataforma de Stewart para servir como protótipo de uma bancada de teste experimental para validação dos modelos teóricos e aplicação das técnicas de controle estudadas;

Investigação e identificação dos parâmetros do sistema hidráulico de acionamento por meio de uma bancada de testes experimental;

Análise e modelagem de um acumulador hidráulico para supressão de picos de pressão;

Modelagem do sistema completo no ambiente computacional multicorpos ADAMS[®] (sistema de controle, sistema hidráulico e Plataforma de Stewart);

Descrição analítica das equações que governam o movimento da Plataforma de Stewart para efeito de comparação com os dados obtidos pelo ADAMS[®];

Análise da estabilidade para diferentes entradas e análise de diferentes condições iniciais.

BIBLIOGRAFIA

ABBASI, W.A. et al. (2000). Investigation os a special 6-6 parallel platform for contour milling. *Asme Journal of Manufacturing Science and Engineering*, v. 122, p. 132-139.

ADVANI, S.K. (1998). *The kinematic design of flight simulator motion-bases*. Delft: Delft University Press.

ADVANI, S.K.; BAARSPUL, M. (1992). Design philosophies of the basic research simulator. In: CONGRESS OF THE INTERNATIONAL COUNCIL OF THE AERONAUTICAL SCIENCES, 18., 1992, Beijing. *Proceedings...* China: 1992. p. 2134-43.

ASADA, H.; SLOTINE, J.J.E. (1986). *Robot analysis and control*. New York: John Wiley & Sons.

BERENJI, H.R. (1992). Fuzzy logic controllers. In: YAGER, R.R.; ZADEH, L.A. *An introduction to fuzzy logic applications in intelligent systems*. Boston: Kluwer Academic Publishers. Cap. 4, p.69-96.

BERNARD, J.A. (1988). Use of a rule-based system for processes control. *IEEE Control System Magazine*, v.8, n. 5, p.3-13, Oct.

BRAGA, A.P.; CARVALHO, A.P.L.F.; LURDEMIR, T.B. (2000). *Redes neurais artificiais: teoria e aplicações*. Rio de Janeiro: LTC Editora.

BROWN, M.; HARRIS, C. (1994). *Neurofuzzy adaptive modelling and control*, London: Prentice Hall International (UK).

CAPORALI, A.S. (1999). *Modelagem, Simulação e Análise de Servomecanismo Eletro-Hidráulico*. 93p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.

CHAE, S. et al. (1998). Adaptive control of a 6 d.o.f. Stewart Platform based machine tool. In: MOVIC 98- INTERNATIONAL CONFERENCE ON MOTION AND VIBRATION CONTROL, 4., 1998, Zurich. *Proceedings...* Swetzerland.

CHEN, P.C.; SHIH, M.C. (1991). An Experimental Study on the Position Control of a Hydraulic Cylinder Using a Fuzzy Logic Controller. *JSME International Journal*, Série 3, v. 34, n. 4, p. 481-489.

CHEONG, M.S.; CHO, D.W. (1997). A new vibration isolation of a hydraulic system using a heterosynaptic neural network. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.11, n.6, p.887-901, Nov.

CHOU, C.H.; LU, H.C. (1993). Design of a Real-Time Fuzzy Controller for Hydraulic Servo Systems. *Computers in Industry*, n. 22, p. 129-142.

DALEY, S. (1987). Application of a fast self-tunning control algorithm to a hydraulic test rig. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Mechanical Engineering Science*, Parte C, v. 201, n. C4, p. 285-95.

DASGUPTA, B.; MRUTHYUNJAYA, T.S. (2000). The Stewart Platform manipulator: a review. *Mechanism and Machine Theory*, v. 35, p. 15-40.

DO, W.Q.D.; YANG, D.C.H. (1988). Inverse dynamics analysis and Simulation of a platform type of robot. *Journal of Robotic Systems*, v. 5, n. 3, p. 209-27.

DONNE, M.S.; TILLEY, D.G.; RICHARDS, W. (1995). The use of multi-objective parallel genetic algorithms to aid fluid power system design. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering*, Part 1, v.209, n.11, p.53-61.

DURFEE, W.K.; IDRIS, H.R.; DUBOWSKY, S. (1991). Real time control of the MIT vehicle emulator system. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE. 1991, Boston. *Proceedings...* Evanston: American Automatic Control Council.

EDGE, K.A. (1997). The control of fluid power systems – responding to the challengers. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering*, Part 1, v. 211, p. 91-110.

EDGE, K.A.; ALMEIDA, F.G. (1995). Decentralised adaptive control of a directly driven hydraulic manipulator. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering*, Part 1, v.209, n.13, p.191-205.

EDGE, K.A.; FIQUEREDO, K.R.A. (1987). An adaptively controlled electrohydraulic servo-mechanism. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering*, Part B, v.201, n.B3, p.175-89.

FAJARDO, P.; BAKAIKOA, V.R. (1995). Control of six degree-of-freedom parallel manipulators for synchrotron radiation application. *Review of Scientific Instruments*, v.66, n. 2, p.1758-61, Feb.

FICHTER, E.F. (1986). A Stewart Platform-Based manipulator: general theory and practical construction. *International Journal of Robotics and Research*, v.5, n.2, p.157-82.

GENG, Z.J.; HAYNES, L.S. (1994). Six degree-of-freedom active vibration control using the Stewart Platforms. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v.2, n.1, p.45-53, Mar.

GENG, Z.; HAYNES, L. (1991). Neural network solution for the forward kinematics problem of a Stewart Platform. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1991, Sacramento. *Proceedings...* California: IEEE, p 2650-55.

GENG, Z.; HAYNES, L.S.; LEE, J.D.; CARROLL, R.L. (1992). On the dynamics model and kinematic analysis of a class of Stewart Platform. *Robotics and Autonomous Systems*, v.9, p.237-54.

GRAF, R.; VIERLING, R.; DILLMAN, R. (1997). Active acceleration compensation using a Stewart-platform on a mobile robot. In: **EUROMICRO WORKSHOP ON A ADVANCED MOBILE ROBOTS**, 2., 1997, Brescia. **Proceedings...** Los Alamitos/CA: IEEE Computer Society Press, p. 59-64.

GRAF, R.; VIERLING, R.; DILLMAN, R. (1998). A flexible controller for a Stewart Platform. In: **INTERNATIONAL CONFERENCE ON KNOWLEDGE-BASED INTELLIGENT ELECTRONIC SYSTEMS**, 2., 1998, Adelaide. **Proceedings...** Piscataway: IEE, p. 52-9.

GRAF, R.; VIERLING, R.; DILLMAN, R. (1999) Acceleration compensation using a Stewart-platform on a mobile robot. In: **EUROMICRO WORKSHOP ON A ADVANCED MOBILE ROBOTS-EUROBOT 99**. 2., 1999, Zurich. **Proceedings...** Switzerland: IEE Computer Society Press, p. 17-24.

HAUGE, G.S.; CAMPBELL, M.E. (1999). Shaping the transmissibility for six-axis active vibration isolators. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*. AIAA-99-1287.

HAYKIN, S. (1994). *Neural networks: a comprehensive foundation*. New Jersey: Prentice Hall.

HEBB, D.O. (1949). *The organization of behaviour*. New York: New York Wiley.

HUNT, K.J. et al. (1992). Neural networks for control systems: a survey. *Automatica*, v.28, n.6, p.1083-1112.

KANG, J.Y.; KIM, D.H.; LEE, K.I. (1996). Robust tracking control of Stewart Platform. In: **CONFERENCE ON DECISION AND CONTROL**, 35., 1996, Kobe. **Proceedings...** Japão: IEEE Computer Society Press, v.3, p. 3014-19.

KIM, J.H. et al. (1997). A design and characteristic analysis of the motion base for vehicle driving simulator. In: **IEEE INTERNATIONAL WORKSHOP ON ROBOT AND HUMAN COMMUNICATION**, 6., 1997, Sendai. **Proceedings...** Japan: IEE Computer Society Press, p. 290-94.

KIM, N.I.; LEE, C.W. (1998). High speed tracking control of Stewart Platform manipulator via enhance sliding mode control. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1998, Leuven. **Proceedings...** Belgium: IEEE Computer Society Press, p. 2716-21.

KINGSLEY, J.S.; MARTIN, R.N.; GASHO, V.L. (1999). A hexapod 12 m antenna design concept for the MMA. MMA Memo 263.

KOBAYASHI, K.; SATO, S. (1993). A study on acceleration waveform control of an electrohydraulic servo system using linear-model-following control. In: JHPS INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLUID POWER. 2., 1993, Japão. **Proceedings...** p. 619-24.

KOEKEBAKKER, S.H.; TEERHUIS, P.C.; Van der WEIDEN, A.J.J. (1996). Alternative parametrization in modelling and analysis of a Stewart Platform. **SELECT TOPICS IN IDENTIFICATION, MODELING AND CONTROL-DELFT UNIVERSITY, DELFT, HOLANDA.** v. 9, p. 59-68, Dec.

KOEKEBAKKER, S.H.; TEERHUIS, P.C.; Van der WEIDEN, A.J.J. (1998). Multiple level control of a hydraulic driven flight simulator motion system. In: IEEE SYSTEMS, MAN AND CYBERNETICS IMACS CONFERENCE, 2., 1998, Hammamet. **Proceedings...** Túnisia: IEE Computer Society Press, p 43-49.

KOSKO, B. (1992). *Neural networks and fuzzy systems*. Englewood Cliffs: Prentice-Hall

KOSUGE, K. et al. (1993). Computation of parallel link manipulator dynamics. In: INTERNATIONAL CONFERENCE. ON INDUSTRIAL ELECTRONICS CONTROL AND INSTRUMENTATION IECON'1993, 1993, Maui. **Proceedings...** USA: IEEE, v.3, p. 1672-77.

KOSUGE, K. et al. (1996). Force control of parallel link manipulator with hydraulic actuators. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1996, Minneapolis. **Proceedings...** Minnesota: IEEE, p 305-10.

LAZAREVIC, Z. (1997). *Feasibility of a Stewart Platform with fixed actuators as a Platform for CABG surgery device*. Columbia. 44 p. Master's Thesis – Department of Bioengineering. Columbia University.

LEBRET, G.; LIU, K.; LEWIS, L. (1993). Dynamic analysis and control of a Stewart Platform Manipulator. *Journal of Robotic Systems*, v.10, n.5, p.629-55.

LENNEVI, J.; PALMBERG, J.O. (1995). Application and implementation of LQ design method for the velocity control of hydrostatic transmissions. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering*, Parte 1, v. 209, n 14, p. 255-68.

LI, D.; SALCUDECAN, S.E. (1997) Modeling, simulation, and control of a hydraulic Stewart Platform. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1997, Albuquerque. **Proceedings...** New Mexico: IEEE, p.3360-3366.

LIU, G.P. (1999). Optimal-Tuning PID Controller Design in the Frequency Domain with Application to a rotary Hydraulic System. *Control Engineering Practice*, n. 7, p. 821-830.

MANDANI, E.H. (1974). Application of fuzzy algorithms for control of a simple dynamic plant. *Proceedings of the IEEE*, v. 121, p.1585-88.

MARQUES, F.D.; NAGAMINE, R.K. (2001). Non-Conventional Control Approach for Intelligent Structures. In: AIAA/ASME/ASCE/AHS/ACE STRUCTURES, STRUCTURAL DYNAMICS AND MATERIALS CONFERENCE AND EXHIBIT. 42., 2001, Seattle. **Proceedings...** Seattle.

McCULLOCH, W.S.; PITTS, W. (1943). A logical calculus of the ideas immanent in the nervous activity. *Bulletin of Mathematics Biophysics*. v.5, p.115-133.

MERLET, J.P. (1998). Force-feedback control of parallel manipulators. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1998, Philadelphia. **Proceedings...** Philadelphia: IEEE Computer Society Press, p. 1484-1489.

MERLET, J.P. (2000). *Paralell robots*. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers.

MERRITT, H.E. (1967). *Hydraulic Control Systems*. New York/USA: John Wiley & Sons, 358p.

NAGAMINE, R.K. (2001). Lógica Difusa para o Controle não Convencional de uma Viga Inteligente. 2001. 117 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

NANUA, P.; WALDRON, K.J.; MURTHY, V. (1990). Direct kinematic solution of a Stewart Platform. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, v.6, n.4, p. 483-43, Aug.

NARENDRA, K.S.; PARTHASARATHY, K. (1990). Identification and control of dynamic systems using neural networks. *IEEE Transaction on Neural Networks*, v.1, n.1, p.4-27.

NATALE, M.D. et al. (1999). The design and analysis of the MORIS simulator. In: IEEE REAL-TIME TECHNOLOGY AND APPLICATIONS SYMPOSIUM WORK-IN-PROGRESS SESSION. 50., 1999, Vancouver. **Proceedings...** Vancouver: IEEE/British Columbia.

NGUYEN, C.C. et al. (1993). Adaptive control of a Stewart Platform-Based manipulator. *Journal of Robotic Systems*, v.10, n.5, p.657-87.

NGUYEN, C.C. et al. (1991b) Experimental study of motion control and trajectory planning for a Stewart Platform robot manipulator. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1991, Sacramento. **Proceedings...** Califórnia: IEEE Computer Society Press, p. 1873-78.

NGUYEN, C.C.; POORAN, F. (1989). Dynamic analysis of a 6 dof CKCM robot end-effector for dual-arm telerobot systems. *Robotics and autonomous systems*, v. 5, p. 377-94.

NGUYEN, C.C. et al. (1991a). Efficient computation of forward kinematic and Jacobian matrix of a Stewart platform-based manipulator. In: IEEE SOUTHEASTCON'1991, 1991, Williamsburg. **Proceedings...** Virginia: IEEE Computer Society Press, p. 869-874.

- NIKIFORUK, P.N.; UKRAINETZ, P.R.; ZHANG, H. (1993). Adaptive of MIMO electrohydraulic servosystem. In: JHPS INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLUID POWER, 1993, Japão. *Proceedings...* p.315-20.
- NIKSEFAT, N.; SEPEHRI, N. (2000). Design and Experimental Evaluation of a Robust Force Controller for a electro-hydraulic actuator via Quantitative Feedback Theory. *Control Engineering Practice*, n. 8, p. 1335-1345.
- PARK, J.H.; CHO, H.C. (1998). Impedance control with varying stiffness for parallel link manipulators. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 1998, Philadelphia. *Proceedings...* 1998, Pennsylvania p 478-82.
- PERNECHELE, C.; BORTOLETO, F.; GIRO, E. (2000). Neural network algorithm controlling a hexapod platform. In: IEEE-INNS-ENNS INTERNATIONAL JOINT CONFERENCE ON NEURAL NETWORKS AND NEURAL COMPUTING, 2000, Como. *Proceedings...* Como/Italy: IEEE, v. 4, p. 349-352.
- PICHÉ, R.; POHJOLAINEN, S.; VIRVALO, T. (1991). Design of robust controllers for position servos using H-infinity theory. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering*, Parte 1, v.205, n.14, p.299-306.
- PROCYK, T.J.; MAMDANI, E.H. (1979). A linguistic self-organization processes controller. *Automatica*, v.15, p.15-30.
- REGISTER, R.B.; MASON, P.A.C.; WIENS, G.J. (2000). Identification of PKM strut friction an extended kalman filter. In: CONFERENCE ON RECENT ADVANCES IN ROBOTICS, 2000, Boca Raton. *Proceedings...* Flórida: 2000.
- ROSENBLATT, F. (1958). O perceptron: a propabilistic model for information storage and organization in the brain. *Psychological Review*, v.65, p.386-408.
- ROSS, J.R. (1995). *Fuzzy logic with engineering application*: McGraw-Hill.

RUMELHART, D.E.; MCCLELLAND J.L. (1986). *Parallel distributed processing: explorations in the microstructure of cognition*. Cambridge: MIT Press. (Computational models of cognition and perception series).

RYAN, R.R. (1990). ADAMS – Multibody systems analysis software, In: SCHIEHLEN, W. (Ed.). *Multibody systems handbook*. Berlin: New York: Springer-Verlag.

SANTORO, F.G. (1999). *Estudo de estratégias de controle para uma estação de rastreamento a laser*. 219p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

SASAKI, Y.; MIKI, K.; SUHARA, M. (1993). Application of digital electro-hydraulic control system. In: JHPS INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLUID POWER, 1993, Japão. *Proceedings...* p.285-90.

SCHUBERT, D.W.; RUZICKA, J.E. (1969). Theoretical and experimental investigation of electrohydraulic vibration isolation systems. *Journal of Engineering for Industry*, n.91, p.981-90, Nov.

SELF, K. (1990). Fuzzy systems come to life in Japan. *IEEE Spectrum*, p.42-4, Nov.

SHABANA, A.A. (1951). *Dynamics of multibody systems*. New York : Wiley, 1989.

SHAW, I.S.; SIMÕES, M.G. (1999). *Controle e modelagem fuzzy*. São Paulo: Edgard Blücher; FAPESP.

SHIH, M.C.; WU, M.C. (1996). Position control of servo hydraulic cylinder using a Neuro-Fuzzy controller with on-line searched parameters. *JSME International Journal*, Série C, v. 39, n. 3, p.534-540.

SILFHOUT, R.G.V. (1999). High-precision hydraulic Stewart Platform. *Review of Scientific Instruments*, v.70, n. 8, p.3488-94, Aug.

STEWART, D. (1965). A platform with six degrees of freedom. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers*, Part 1, v.180, n.15, p.371-86.

SUGENO, M. (1985a). An introductory survey of fuzzy control. *Information Sciences*, v.36.

SUGENO, M. (1985b). *Industrial application of fuzzy control*. New York: North-Holland.

SUTTON, R.; TOWILL, D.R. (1985). An introduction to the use of fuzzy sets in the implementation of control algorithms. *Journal of the Institute of Electronic Radio Engineering*, v.55, n.10, p.357-67.

THAYER, D.; CAMPBELL, M.; VAGNERS, J. (1998). Six axis vibration isolation using modern control techniques. In: ANNUAL AMERICAN ASTRONAUTICAL SOCIETY GUIDANCE AND CONTROL CONFERENCE, 21., 1998, Breckenridge. **Proceedings...** Colorado: AAS.

THAYER, W.J. (1965). *Transfer functions for moog servovalves*. East Aurora: MOOG. (Technical Bulletin, 103).

THAYLER, D.G. (1998). *Multi-sensor control for 6-axis active vibration isolation*. 128 p. Phd (Thesis) – Department of Aeronautics on Astronautics. University of Washington, Washington.

TONG, R.M. (1977). A control engineering review of fuzzy systems. *Automatica*, v.13, p.359-69.

WANG, Y. (1999). *Workspace analysis of a novel closed-chain manipulator*, 81 p. Master's Thesis – Department of Electrical Engineering and Computer Science. Case Western Reserve University, Cleveland.

WASSON, S.R. (2000). Focus control system for solar thermal propulsion. In: 2000 INTERNATIONAL ADAMS USER CONFERENCE, 2000, **Proceedings...**

WENDLANT, J.M.; SASTRY, S.S. (1994). Design and control of a simplified Stewart Platform for endoscopy. In: CONFERENCE ON DECISION AND CONTROL, 33., 1994, Lake Buena Vista. **Proceedings...** IEEE Computer Society Press, p. 14-19.

WIDROW, G.; HOFF, M.E. (1960). Adaptive switching circuit. *IRE Western Electronic Show and Convention: Convention Record, Part 4*, p.96-104.

WU, H. W.; LEE, C. B. (1995). Self-tuning adaptive speed control of a pump/inverter-controlled hydraulic motor system. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers: Journal of Systems and Control Engineering, Parte 1*, v. 209, n 12, p. 101-14.

YAGER, R.R.; FILEV, D.P. (1994). *Essentials of fuzzy modeling and control*. New York: John Wiley & Sons.

YOU, Z.; BURTON, R.T.; UKRAINETZ, P.R. (1993). Feasibility study of sliding mode control in the operation of a variable displacement axial piston pump. In: JHPS INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLUID POWER., 2., 1993, Japão *Proceedings...* p.267-72.

ZADEH, L.A. (1965). Fuzzy sets. *Information and control*, v.8, p338-53.

ZADEH, L.A. (1973). Outline of a new approach to the analysis of complex systems and decision processes. *IEEE Transaction on Systems, Man, and Cybernetics*, v.SMC-3, n.1, p.28-44.

ZANG, C.D.; SONG, S.M. (1991). Forward kinematic of a class of parallel (Stewart) Platform with closed-form solutions. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1991, Sacramento. *Proceedings...* Califórnia: IEEE, p. 2676-81.

ZELLER, J.R. (1968). *Design and analysis of a modular servoamplifier for fast-response electrohydraulic control system*. Washington: NASA. (NASA TN D-4898).

Apêndice A

Tabela A.1 – Valores de entrada e saída para treinamento da rede neural.

	erro											
	-5	-4,8	-4,6	-4,4	-4,2	-4	-3,8	-3,6	-3,4	-3,2	-3	-2,8
-1	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0185	-0,0183	-0,0181
-0,96	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0185	-0,0183	-0,0181
-0,92	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0185	-0,0183	-0,0181
-0,88	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0185	-0,0183	-0,0181
-0,84	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0185	-0,0183	-0,0181
-0,8	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0185	-0,0183	-0,0181
-0,76	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0185	-0,0183	-0,0181
-0,72	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0185	-0,0183	-0,0181
-0,68	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0185	-0,0183	-0,0181
-0,64	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0178	-0,0175	-0,0172
-0,6	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0175	-0,0166	-0,0162
-0,56	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0172	-0,0162	-0,0154
-0,52	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0169	-0,0157	-0,0148
-0,48	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0179	-0,0169	-0,0157	-0,0148
-0,44	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0181	-0,0172	-0,0162	-0,0154
-0,4	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0183	-0,0175	-0,0165	-0,0154
-0,36	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0185	-0,0178	-0,0165	-0,0154
-0,32	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0178	-0,0165	-0,0154
-0,28	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0176	-0,0165	-0,0154
-0,24	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0173	-0,0163	-0,0154
-0,2	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,017	-0,0159	-0,015
-0,16	-0,0178	-0,0178	-0,0178	-0,0178	-0,0178	-0,0178	-0,0178	-0,0178	-0,0178	-0,0168	-0,0155	-0,0146
-0,12	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,0171	-0,016	-0,0152
-0,08	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0182	-0,0174	-0,0164	-0,0154
-0,04	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0184	-0,0177	-0,0165	-0,0154
0	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0186	-0,0178	-0,0165	-0,0154
0,04	-0,0174	-0,0174	-0,0174	-0,0174	-0,0174	-0,0174	-0,0174	-0,0174	-0,0174	-0,0163	-0,0151	-0,0139
0,08	-0,0161	-0,0161	-0,0161	-0,0161	-0,0161	-0,0161	-0,0161	-0,0161	-0,0161	-0,0151	-0,0138	-0,0128
0,12	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,015	-0,014	-0,0128	-0,0118
0,16	-0,0138	-0,0138	-0,0138	-0,0138	-0,0138	-0,0138	-0,0138	-0,0138	-0,0138	-0,0129	-0,0117	-0,0107
0,2	-0,0127	-0,0127	-0,0127	-0,0127	-0,0127	-0,0127	-0,0127	-0,0127	-0,0127	-0,0117	-0,0106	-0,0097
0,24	-0,0115	-0,0115	-0,0115	-0,0115	-0,0115	-0,0115	-0,0115	-0,0115	-0,0115	-0,0106	-0,0094	-0,0086
0,28	-0,0102	-0,0102	-0,0102	-0,0102	-0,0102	-0,0102	-0,0102	-0,0102	-0,0102	-0,0093	-0,0082	-0,0073
0,32	-0,0088	-0,0088	-0,0088	-0,0088	-0,0088	-0,0088	-0,0088	-0,0088	-0,0088	-0,0079	-0,0068	-0,0059
0,36	-0,0074	-0,0074	-0,0074	-0,0074	-0,0074	-0,0074	-0,0074	-0,0074	-0,0074	-0,0061	-0,0051	-0,0043
0,4	-0,0063	-0,0063	-0,0063	-0,0063	-0,0063	-0,0063	-0,0063	-0,0063	-0,0063	-0,0051	-0,0037	-0,003
0,44	-0,0054	-0,0054	-0,0054	-0,0054	-0,0054	-0,0054	-0,0054	-0,0054	-0,0054	-0,0043	-0,003	-0,0019
0,48	-0,0046	-0,0046	-0,0046	-0,0046	-0,0046	-0,0046	-0,0046	-0,0046	-0,0046	-0,0036	-0,0023	-0,0014
0,52	-0,0038	-0,0038	-0,0038	-0,0038	-0,0038	-0,0038	-0,0038	-0,0038	-0,0038	-0,0028	-0,0016	-0,0007
0,56	-0,003	-0,003	-0,003	-0,003	-0,003	-0,003	-0,003	-0,003	-0,003	-0,002	-0,0009	0
0,6	-0,002	-0,002	-0,002	-0,002	-0,002	-0,002	-0,002	-0,002	-0,002	-0,0011	0	0,0009
0,64	-0,0009	-0,0009	-0,0009	-0,0009	-0,0009	-0,0009	-0,0009	-0,0009	-0,0009	0	0,0011	0,002
0,68	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0009	0,002	0,003
0,72	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0009	0,002	0,003
0,76	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0009	0,002	0,003
0,8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0009	0,002	0,003
0,84	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0009	0,002	0,003
0,88	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0009	0,002	0,003
0,92	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0009	0,002	0,003
0,96	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0009	0,002	0,003
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0009	0,002	0,003

Tabela A.1 – Valores de entrada e saída para treinamento da rede neural (continuação).

	erro											
	-2,6	-2,4	-2,2	-2	-1,8	-1,6	-1,4	-1,2	-1	-0,8	-0,6	-0,4
-1	-0,0179	-0,0179	-0,0181	-0,0183	-0,0185	-0,0186	-0,0184	-0,0182	-0,018	-0,0178	-0,018	-0,0182
-0,96	-0,0179	-0,0179	-0,0181	-0,0183	-0,0185	-0,0186	-0,0184	-0,0182	-0,018	-0,0178	-0,018	-0,0182
-0,92	-0,0179	-0,0179	-0,0181	-0,0183	-0,0185	-0,0186	-0,0184	-0,0182	-0,018	-0,0178	-0,018	-0,0182
-0,88	-0,0179	-0,0179	-0,0181	-0,0183	-0,0185	-0,0186	-0,0184	-0,0182	-0,018	-0,0178	-0,018	-0,0182
-0,84	-0,0179	-0,0179	-0,0181	-0,0183	-0,0185	-0,0186	-0,0184	-0,0182	-0,018	-0,0178	-0,018	-0,0182
-0,8	-0,0179	-0,0179	-0,0181	-0,0183	-0,0185	-0,0186	-0,0184	-0,0182	-0,018	-0,0178	-0,018	-0,0182
-0,76	-0,0179	-0,0179	-0,0181	-0,0183	-0,0185	-0,0186	-0,0184	-0,0182	-0,018	-0,0178	-0,018	-0,0182
-0,72	-0,0179	-0,0179	-0,0181	-0,0183	-0,0185	-0,0186	-0,0184	-0,0182	-0,018	-0,0178	-0,018	-0,0182
-0,68	-0,0179	-0,0179	-0,0181	-0,0183	-0,0185	-0,0186	-0,0184	-0,0182	-0,018	-0,0178	-0,018	-0,0182
-0,64	-0,0169	-0,0169	-0,0172	-0,0175	-0,0178	-0,0178	-0,0176	-0,0173	-0,017	-0,0168	-0,0171	-0,0174
-0,6	-0,0157	-0,0157	-0,0162	-0,0166	-0,0166	-0,0166	-0,0166	-0,0163	-0,0159	-0,0155	-0,016	-0,0164
-0,56	-0,0148	-0,0148	-0,0154	-0,0154	-0,0154	-0,0154	-0,0154	-0,0154	-0,015	-0,0146	-0,0152	-0,0154
-0,52	-0,0142	-0,0142	-0,0142	-0,0142	-0,0142	-0,0142	-0,0142	-0,0142	-0,0142	-0,014	-0,0142	-0,0142
-0,48	-0,0142	-0,0131	-0,0131	-0,0131	-0,0131	-0,0131	-0,0131	-0,0131	-0,0131	-0,0132	-0,0131	-0,0131
-0,44	-0,0142	-0,0131	-0,0119	-0,0119	-0,0119	-0,0119	-0,0119	-0,0119	-0,012	-0,0123	-0,012	-0,0119
-0,4	-0,0142	-0,0131	-0,0119	-0,0107	-0,0107	-0,0107	-0,0107	-0,0107	-0,0109	-0,0111	-0,0108	-0,0107
-0,36	-0,0142	-0,0131	-0,0119	-0,0107	-0,0093	-0,0093	-0,0093	-0,0094	-0,0095	-0,0096	-0,0094	-0,0094
-0,32	-0,0142	-0,0131	-0,0119	-0,0107	-0,0093	-0,0079	-0,0078	-0,0078	-0,0078	-0,0077	-0,0078	-0,0078
-0,28	-0,0142	-0,0131	-0,0119	-0,0107	-0,0093	-0,0079	-0,0067	-0,0066	-0,0064	-0,0063	-0,0065	-0,0066
-0,24	-0,0142	-0,0131	-0,0119	-0,0107	-0,0094	-0,0078	-0,0066	-0,0057	-0,0055	-0,0053	-0,0056	-0,0057
-0,2	-0,0142	-0,0131	-0,0121	-0,0109	-0,0095	-0,0078	-0,0065	-0,0055	-0,0049	-0,0046	-0,0049	-0,0049
-0,16	-0,014	-0,0132	-0,0123	-0,0111	-0,0096	-0,0077	-0,0063	-0,0053	-0,0047	-0,0041	-0,0041	-0,0041
-0,12	-0,0142	-0,0131	-0,012	-0,0109	-0,0095	-0,0078	-0,0065	-0,0056	-0,0049	-0,0041	-0,0032	-0,0032
-0,08	-0,0142	-0,0131	-0,0119	-0,0107	-0,0094	-0,0078	-0,0066	-0,0057	-0,0049	-0,0041	-0,0032	-0,0024
-0,04	-0,0142	-0,0131	-0,0119	-0,0107	-0,0093	-0,0079	-0,0067	-0,0057	-0,0049	-0,0041	-0,0032	-0,0024
0	-0,0142	-0,0131	-0,0119	-0,0107	-0,0093	-0,0079	-0,0067	-0,0057	-0,0049	-0,0041	-0,0032	-0,0024
0,04	-0,0128	-0,0117	-0,0106	-0,0094	-0,008	-0,0064	-0,0049	-0,0041	-0,0034	-0,0026	-0,0019	-0,001
0,08	-0,0117	-0,0106	-0,0095	-0,0083	-0,007	-0,0054	-0,0039	-0,0028	-0,0022	-0,0015	-0,0008	0
0,12	-0,0108	-0,0098	-0,0087	-0,0075	-0,0062	-0,0046	-0,0032	-0,0021	-0,0013	-0,0007	0	0,0008
0,16	-0,01	-0,0091	-0,008	-0,0068	-0,0054	-0,0038	-0,0025	-0,0014	-0,0006	0	0,0007	0,0015
0,2	-0,009	-0,0084	-0,0075	-0,0061	-0,0046	-0,003	-0,0018	-0,0008	0	0,0006	0,0013	0,0022
0,24	-0,0079	-0,0072	-0,0066	-0,0055	-0,0039	-0,0022	-0,001	0	0,0008	0,0014	0,0021	0,0028
0,28	-0,0066	-0,0059	-0,0052	-0,0045	-0,003	-0,0012	0	0,0009	0,0017	0,0025	0,0032	0,0039
0,32	-0,0051	-0,0043	-0,0036	-0,0027	-0,0017	0	0,0012	0,0022	0,003	0,0038	0,0046	0,0054
0,36	-0,0036	-0,0028	-0,002	-0,0011	0	0,0017	0,003	0,0039	0,0046	0,0054	0,0061	0,007
0,4	-0,0023	-0,0016	-0,0009	0	0,0011	0,0027	0,0045	0,0055	0,0061	0,0068	0,0075	0,0083
0,44	-0,0014	-0,0007	0	0,0009	0,002	0,0035	0,0052	0,0066	0,0074	0,008	0,0087	0,0095
0,48	-0,0006	0	0,0007	0,0016	0,0028	0,0043	0,0059	0,0072	0,0084	0,0091	0,0098	0,0106
0,52	0	0,0006	0,0014	0,0023	0,0036	0,0051	0,0066	0,0079	0,009	0,01	0,0108	0,0117
0,56	0,0007	0,0014	0,0019	0,003	0,0043	0,0059	0,0073	0,0086	0,0097	0,0107	0,0118	0,0128
0,6	0,0016	0,0023	0,003	0,0037	0,0051	0,0068	0,0082	0,0094	0,0106	0,0117	0,0128	0,0139
0,64	0,0028	0,0036	0,0043	0,0051	0,0061	0,0079	0,0093	0,0106	0,0117	0,0129	0,014	0,0151
0,68	0,0038	0,0046	0,0054	0,0063	0,0074	0,0088	0,0102	0,0115	0,0127	0,0138	0,015	0,0161
0,72	0,0038	0,0046	0,0054	0,0063	0,0074	0,0088	0,0102	0,0115	0,0127	0,0138	0,015	0,0161
0,76	0,0038	0,0046	0,0054	0,0063	0,0074	0,0088	0,0102	0,0115	0,0127	0,0138	0,015	0,0161
0,8	0,0038	0,0046	0,0054	0,0063	0,0074	0,0088	0,0102	0,0115	0,0127	0,0138	0,015	0,0161
0,84	0,0038	0,0046	0,0054	0,0063	0,0074	0,0088	0,0102	0,0115	0,0127	0,0138	0,015	0,0161
0,88	0,0038	0,0046	0,0054	0,0063	0,0074	0,0088	0,0102	0,0115	0,0127	0,0138	0,015	0,0161
0,92	0,0038	0,0046	0,0054	0,0063	0,0074	0,0088	0,0102	0,0115	0,0127	0,0138	0,015	0,0161
0,96	0,0038	0,0046	0,0054	0,0063	0,0074	0,0088	0,0102	0,0115	0,0127	0,0138	0,015	0,0161
1	0,0038	0,0046	0,0054	0,0063	0,0074	0,0088	0,0102	0,0115	0,0127	0,0138	0,015	0,0161

Tabela A.1 – Valores de entrada e saída para treinamento da rede neural (continuação).

	erro											
	-0,2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
-1	-0,0184	-0,0186	-0,0174	-0,0161	-0,015	-0,0138	-0,0127	-0,0115	-0,0102	-0,0088	-0,0074	-0,0063
-0,96	-0,0184	-0,0186	-0,0174	-0,0161	-0,015	-0,0138	-0,0127	-0,0115	-0,0102	-0,0088	-0,0074	-0,0063
-0,92	-0,0184	-0,0186	-0,0174	-0,0161	-0,015	-0,0138	-0,0127	-0,0115	-0,0102	-0,0088	-0,0074	-0,0063
-0,88	-0,0184	-0,0186	-0,0174	-0,0161	-0,015	-0,0138	-0,0127	-0,0115	-0,0102	-0,0088	-0,0074	-0,0063
-0,84	-0,0184	-0,0186	-0,0174	-0,0161	-0,015	-0,0138	-0,0127	-0,0115	-0,0102	-0,0088	-0,0074	-0,0063
-0,8	-0,0184	-0,0186	-0,0174	-0,0161	-0,015	-0,0138	-0,0127	-0,0115	-0,0102	-0,0088	-0,0074	-0,0063
-0,76	-0,0184	-0,0186	-0,0174	-0,0161	-0,015	-0,0138	-0,0127	-0,0115	-0,0102	-0,0088	-0,0074	-0,0063
-0,72	-0,0184	-0,0186	-0,0174	-0,0161	-0,015	-0,0138	-0,0127	-0,0115	-0,0102	-0,0088	-0,0074	-0,0063
-0,68	-0,0184	-0,0186	-0,0174	-0,0161	-0,015	-0,0138	-0,0127	-0,0115	-0,0102	-0,0088	-0,0074	-0,0063
-0,64	-0,0177	-0,0178	-0,0163	-0,0151	-0,014	-0,0129	-0,0117	-0,0106	-0,0093	-0,0079	-0,0061	-0,0051
-0,6	-0,0166	-0,0166	-0,0151	-0,0139	-0,0128	-0,0117	-0,0106	-0,0094	-0,0082	-0,0068	-0,0051	-0,0037
-0,56	-0,0154	-0,0154	-0,0139	-0,0128	-0,0118	-0,0107	-0,0097	-0,0086	-0,0073	-0,0059	-0,0043	-0,003
-0,52	-0,0142	-0,0142	-0,0128	-0,0117	-0,0108	-0,01	-0,009	-0,0079	-0,0066	-0,0051	-0,0036	-0,0023
-0,48	-0,0131	-0,0131	-0,0117	-0,0106	-0,0098	-0,0091	-0,0084	-0,0072	-0,0059	-0,0043	-0,0028	-0,0016
-0,44	-0,0119	-0,0119	-0,0106	-0,0095	-0,0087	-0,008	-0,0074	-0,0066	-0,0052	-0,0035	-0,002	-0,0009
-0,4	-0,0107	-0,0107	-0,0093	-0,0083	-0,0075	-0,0068	-0,0061	-0,0055	-0,0045	-0,0027	-0,0011	0
-0,36	-0,0093	-0,0093	-0,008	-0,007	-0,0061	-0,0054	-0,0046	-0,0039	-0,003	-0,0017	0	0,0011
-0,32	-0,0078	-0,0079	-0,0064	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,0022	-0,0012	0	0,0017	0,0027
-0,28	-0,0067	-0,0067	-0,0049	-0,0039	-0,0032	-0,0025	-0,0017	-0,0009	0	0,0012	0,003	0,0045
-0,24	-0,0057	-0,0057	-0,0041	-0,0028	-0,0021	-0,0014	-0,0008	0	0,001	0,0022	0,0039	0,0055
-0,2	-0,0049	-0,0049	-0,0034	-0,0022	-0,0013	-0,0006	0	0,0008	0,0018	0,003	0,0046	0,0061
-0,16	-0,0041	-0,0041	-0,0026	-0,0015	-0,0007	0	0,0006	0,0014	0,0025	0,0038	0,0054	0,0068
-0,12	-0,0032	-0,0032	-0,0019	-0,0008	0	0,0007	0,0013	0,0021	0,0032	0,0046	0,0062	0,0075
-0,08	-0,0024	-0,0024	0	0,0008	0,0015	0,0022	0,0028	0,0039	0,0054	0,007	0,0083	
-0,04	-0,0013	-0,0013	0	0,001	0,0019	0,0026	0,0034	0,0041	0,0049	0,0064	0,008	0,0094
0	-0,0013	0	0,0013	0,0024	0,0032	0,0041	0,0049	0,0057	0,0067	0,0079	0,0093	0,0107
0,04	0	0,0013	0,0013	0,0024	0,0032	0,0041	0,0049	0,0057	0,0067	0,0079	0,0093	0,0107
0,08	0,001	0,0024	0,0024	0,0024	0,0032	0,0041	0,0049	0,0057	0,0066	0,0078	0,0094	0,0107
0,12	0,0019	0,0032	0,0032	0,0032	0,0032	0,0041	0,0049	0,0056	0,0065	0,0078	0,0095	0,0109
0,16	0,0026	0,0041	0,0041	0,0041	0,0041	0,0041	0,0047	0,0053	0,0063	0,0077	0,0096	0,0111
0,2	0,0034	0,0049	0,0049	0,0049	0,0049	0,0046	0,0049	0,0055	0,0065	0,0078	0,0095	0,0109
0,24	0,0041	0,0057	0,0057	0,0057	0,0056	0,0053	0,0055	0,0057	0,0066	0,0078	0,0094	0,0107
0,28	0,0049	0,0067	0,0067	0,0066	0,0065	0,0063	0,0064	0,0066	0,0067	0,0079	0,0093	0,0107
0,32	0,0064	0,0079	0,0078	0,0078	0,0078	0,0077	0,0078	0,0078	0,0078	0,0079	0,0093	0,0107
0,36	0,008	0,0093	0,0093	0,0094	0,0094	0,0096	0,0095	0,0094	0,0093	0,0093	0,0093	0,0107
0,4	0,0093	0,0107	0,0107	0,0107	0,0108	0,0111	0,0109	0,0107	0,0107	0,0107	0,0107	0,0107
0,44	0,0106	0,0119	0,0119	0,0119	0,012	0,0123	0,012	0,0119	0,0119	0,0119	0,0119	0,0119
0,48	0,0117	0,0131	0,0131	0,0131	0,0131	0,0132	0,0131	0,0131	0,0131	0,0131	0,0131	0,0131
0,52	0,0128	0,0142	0,0142	0,0142	0,0142	0,014	0,0142	0,0142	0,0142	0,0142	0,0142	0,0142
0,56	0,0139	0,0154	0,0154	0,0154	0,0152	0,0146	0,015	0,0154	0,0154	0,0154	0,0154	0,0154
0,6	0,0151	0,0166	0,0166	0,0164	0,016	0,0155	0,0159	0,0163	0,0166	0,0166	0,0166	0,0166
0,64	0,0163	0,0178	0,0177	0,0174	0,0171	0,0168	0,017	0,0173	0,0176	0,0178	0,0178	0,0175
0,68	0,0174	0,0186	0,0184	0,0182	0,018	0,0178	0,018	0,0182	0,0184	0,0186	0,0185	0,0183
0,72	0,0174	0,0186	0,0184	0,0182	0,018	0,0178	0,018	0,0182	0,0184	0,0186	0,0185	0,0183
0,76	0,0174	0,0186	0,0184	0,0182	0,018	0,0178	0,018	0,0182	0,0184	0,0186	0,0185	0,0183
0,8	0,0174	0,0186	0,0184	0,0182	0,018	0,0178	0,018	0,0182	0,0184	0,0186	0,0185	0,0183
0,84	0,0174	0,0186	0,0184	0,0182	0,018	0,0178	0,018	0,0182	0,0184	0,0186	0,0185	0,0183
0,88	0,0174	0,0186	0,0184	0,0182	0,018	0,0178	0,018	0,0182	0,0184	0,0186	0,0185	0,0183
0,92	0,0174	0,0186	0,0184	0,0182	0,018	0,0178	0,018	0,0182	0,0184	0,0186	0,0185	0,0183
0,96	0,0174	0,0186	0,0184	0,0182	0,018	0,0178	0,018	0,0182	0,0184	0,0186	0,0185	0,0183
1	0,0174	0,0186	0,0184	0,0182	0,018	0,0178	0,018	0,0182	0,0184	0,0186	0,0185	0,0183

Tabela A.1 – Valores de entrada e saída para treinamento da rede neural (continuação).

	Entrada											
	2,2	2,4	2,6	2,8	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4	4,2	4,4
-1	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,002	-0,0009	0	0	0	0	0	0
-0,96	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,002	-0,0009	0	0	0	0	0	0
-0,92	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,002	-0,0009	0	0	0	0	0	0
-0,88	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,002	-0,0009	0	0	0	0	0	0
-0,84	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,002	-0,0009	0	0	0	0	0	0
-0,8	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,002	-0,0009	0	0	0	0	0	0
-0,76	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,002	-0,0009	0	0	0	0	0	0
-0,72	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,002	-0,0009	0	0	0	0	0	0
-0,68	-0,0054	-0,0046	-0,0038	-0,003	-0,002	-0,0009	0	0	0	0	0	0
-0,64	-0,0043	-0,0036	-0,0028	-0,002	-0,0011	0	0,0009	0,0009	0,0009	0,0009	0,0009	0,0009
-0,6	-0,003	-0,0023	-0,0016	-0,0009	0	0,0011	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
-0,56	-0,0019	-0,0014	-0,0007	0	0,0009	0,002	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
-0,52	-0,0014	-0,0006	0	0,0007	0,0016	0,0028	0,0038	0,0038	0,0038	0,0038	0,0038	0,0038
-0,48	-0,0007	0	0,0006	0,0014	0,0023	0,0036	0,0046	0,0046	0,0046	0,0046	0,0046	0,0046
-0,44	0	0,0007	0,0014	0,0019	0,003	0,0043	0,0054	0,0054	0,0054	0,0054	0,0054	0,0054
-0,4	0,0009	0,0016	0,0023	0,003	0,0037	0,0051	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063
-0,36	0,002	0,0028	0,0036	0,0043	0,0051	0,0061	0,0074	0,0074	0,0074	0,0074	0,0074	0,0074
-0,32	0,0036	0,0043	0,0051	0,0059	0,0068	0,0079	0,0088	0,0088	0,0088	0,0088	0,0088	0,0088
-0,28	0,0052	0,0059	0,0066	0,0073	0,0082	0,0093	0,0102	0,0102	0,0102	0,0102	0,0102	0,0102
-0,24	0,0066	0,0072	0,0079	0,0086	0,0094	0,0106	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115	0,0115
-0,2	0,0075	0,0084	0,009	0,0097	0,0106	0,0117	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127
-0,16	0,008	0,0091	0,01	0,0107	0,0117	0,0129	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138
-0,12	0,0087	0,0098	0,0108	0,0118	0,0128	0,014	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
-0,08	0,0095	0,0106	0,0117	0,0128	0,0138	0,0151	0,0161	0,0161	0,0161	0,0161	0,0161	0,0161
-0,04	0,0106	0,0117	0,0128	0,0139	0,0151	0,0163	0,0174	0,0174	0,0174	0,0174	0,0174	0,0174
0	0,0119	0,0131	0,0142	0,0154	0,0165	0,0178	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
0,04	0,0119	0,0131	0,0142	0,0154	0,0165	0,0177	0,0184	0,0184	0,0184	0,0184	0,0184	0,0184
0,08	0,0119	0,0131	0,0142	0,0154	0,0164	0,0174	0,0182	0,0182	0,0182	0,0182	0,0182	0,0182
0,12	0,012	0,0131	0,0142	0,0152	0,016	0,0171	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
0,16	0,0123	0,0132	0,014	0,0146	0,0155	0,0168	0,0178	0,0178	0,0178	0,0178	0,0178	0,0178
0,2	0,0121	0,0131	0,0142	0,015	0,0159	0,017	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
0,24	0,0119	0,0131	0,0142	0,0154	0,0163	0,0173	0,0182	0,0182	0,0182	0,0182	0,0182	0,0182
0,28	0,0119	0,0131	0,0142	0,0154	0,0165	0,0176	0,0184	0,0184	0,0184	0,0184	0,0184	0,0184
0,32	0,0119	0,0131	0,0142	0,0154	0,0165	0,0178	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
0,36	0,0119	0,0131	0,0142	0,0154	0,0165	0,0178	0,0185	0,0185	0,0185	0,0185	0,0185	0,0185
0,4	0,0119	0,0131	0,0142	0,0154	0,0165	0,0175	0,0183	0,0183	0,0183	0,0183	0,0183	0,0183
0,44	0,0119	0,0131	0,0142	0,0154	0,0162	0,0172	0,0181	0,0181	0,0181	0,0181	0,0181	0,0181
0,48	0,0131	0,0131	0,0142	0,0148	0,0157	0,0169	0,0179	0,0179	0,0179	0,0179	0,0179	0,0179
0,52	0,0142	0,0142	0,0142	0,0148	0,0157	0,0169	0,0179	0,0179	0,0179	0,0179	0,0179	0,0179
0,56	0,0154	0,0148	0,0148	0,0154	0,0162	0,0172	0,0181	0,0181	0,0181	0,0181	0,0181	0,0181
0,6	0,0162	0,0157	0,0157	0,0162	0,0166	0,0175	0,0183	0,0183	0,0183	0,0183	0,0183	0,0183
0,64	0,0172	0,0169	0,0169	0,0172	0,0175	0,0178	0,0185	0,0185	0,0185	0,0185	0,0185	0,0185
0,68	0,0181	0,0179	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
0,72	0,0181	0,0179	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
0,76	0,0181	0,0179	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
0,8	0,0181	0,0179	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
0,84	0,0181	0,0179	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
0,88	0,0181	0,0179	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
0,92	0,0181	0,0179	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
0,96	0,0181	0,0179	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186
1	0,0181	0,0179	0,0179	0,0181	0,0183	0,0185	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186	0,0186

Tabela A.1 – Valores de entrada e saída para treinamento da rede neural (continuação).

	erro		
	4,6	4,8	5
-1	0	0	0
-0,96	0	0	0
-0,92	0	0	0
-0,88	0	0	0
-0,84	0	0	0
-0,8	0	0	0
-0,76	0	0	0
-0,72	0	0	0
-0,68	0	0	0
-0,64	0,0009	0,0009	0,0009
-0,6	0,002	0,002	0,002
-0,56	0,003	0,003	0,003
-0,52	0,0038	0,0038	0,0038
-0,48	0,0046	0,0046	0,0046
-0,44	0,0054	0,0054	0,0054
-0,4	0,0063	0,0063	0,0063
-0,36	0,0074	0,0074	0,0074
-0,32	0,0088	0,0088	0,0088
-0,28	0,0102	0,0102	0,0102
-0,24	0,0115	0,0115	0,0115
-0,2	0,0127	0,0127	0,0127
-0,16	0,0138	0,0138	0,0138
-0,12	0,015	0,015	0,015
-0,08	0,0161	0,0161	0,0161
-0,04	0,0174	0,0174	0,0174
0	0,0186	0,0186	0,0186
0,04	0,0184	0,0184	0,0184
0,08	0,0182	0,0182	0,0182
0,12	0,018	0,018	0,018
0,16	0,0178	0,0178	0,0178
0,2	0,018	0,018	0,018
0,24	0,0182	0,0182	0,0182
0,28	0,0184	0,0184	0,0184
0,32	0,0186	0,0186	0,0186
0,36	0,0185	0,0185	0,0185
0,4	0,0183	0,0183	0,0183
0,44	0,0181	0,0181	0,0181
0,48	0,0179	0,0179	0,0179
0,52	0,0179	0,0179	0,0179
0,56	0,0181	0,0181	0,0181
0,6	0,0183	0,0183	0,0183
0,64	0,0185	0,0185	0,0185
0,68	0,0186	0,0186	0,0186
0,72	0,0186	0,0186	0,0186
0,76	0,0186	0,0186	0,0186
0,8	0,0186	0,0186	0,0186
0,84	0,0186	0,0186	0,0186
0,88	0,0186	0,0186	0,0186
0,92	0,0186	0,0186	0,0186
0,96	0,0186	0,0186	0,0186
1	0,0186	0,0186	0,0186