

OK11

CONSULTA
FD-3421

São Paulo
2003

Modelagem e Controle de Veículos Submarinos Não Tripulados

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

Eric Conrado de Souza

Eric Conrado de Souza

Modelagem e Controle de Veículos Submarinos Não Tripulados

ESCOLA POLITÉCNICA DE SÃO PAULO
DIVISÃO DE BIBLIOTECA

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

Área de Concentração:
Engenharia Mecatrônica

Orientador:
Prof. Dr. Newton Maruyama

São Paulo
2003

Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador e amigo Prof. Dr. Newton Maruyama não só pela dedicação e orientação neste estudo mas, também, pela experiência e visão em temas de âmbito geral.

Gostaria de estender os meus agradecimentos aos Profs. Dr. Ettore Apolônio de Barros e Dr. José Jaime da Cruz pelas preciosas contribuições no enriquecimento deste estudo e às muitas vezes em que se dispuseram a me assistir.

Um agradecimento especial ao Prof. Fábio Gagliardi Cozman e aos colegas com quem tive a oportunidade de conviver no período em que este estudo foi realizado; aos Engenheiros: Flávio J. A. Soares, Gustavo A. N. Ferreira, Paulo T. Peres, Frederico Lima, Marko Ackermann, Fábio T. Ramos, Jaime Shinsuke Ide, Marcelo Cirelo e André Saheki.

A minha família, cujo apoio foi de inestimável valor: obrigado! Este trabalho é dedicado à todos vocês.

E finalmente, mas em maior importância, a Deus pela oportunidade e capacidade conferida em mais uma etapa percorrida.

Resumo

No emprego de técnicas de controle aos veículos submarinos várias questões de interesse prático estão relacionadas. Nesta dissertação discute-se algumas destas questões. Para isto, um modelo do veículo nos seis graus de liberdade é adotado. O sistema atuador, dimensionado para que o sistema seja totalmente controlável, é modelado com a consideração dos efeitos eletro-mecânicos do motor elétrico e hidrodinâmicos, fruto da interação fluido-propulsor. Adicionalmente, um algoritmo para o mapeamento dos esforços de controle no sistema propulsor é discutido em detalhes. O cabo umbilical, no caso particular do veículo ser operado remotamente, também é considerado no modelo com o objetivo de reproduzir os efeitos de distúrbio presentes quando operado sob condições reais. O modelo resultante foi utilizado para avaliações de desempenho do sistema submarino controlado. O estudo realizado mostrou que apesar da incerteza com relação à dinâmica do veículo submarino, sujeita a distúrbios de naturezas diversas, um controlador linear projetado de forma desacoplada (considerando os graus de liberdade independentes) pode ser capaz de garantir estabilidade de maneira robusta e até desempenho robusto. Isto, no entanto, pode ser alcançado com a limitação das condições de operação a baixas velocidades. Os resultados obtidos mostram que, na condição de baixas velocidades e sob certas condições de distúrbios, as estratégias lineares PID permitem resultados de desempenho semelhantes aos obtidos por estratégias não lineares robustas, como o *sliding mode*. Estes resultados são obtidos na presença do distúrbio do cabo umbilical, da correnteza marítima e da variação paramétrica, que na condição de baixas velocidades correspondem às perturbações mais expressivas. Na região de altas velocidades, no entanto, em que as não-linearidades dos termos de velocidade ditam o comportamento dinâmico do sistema, as estratégias lineares podem não mais apresentar resultados satisfatórios.

Abstract

When control strategies are applied to underwater vehicles many related practical issues are pertinent for consideration. This dissertation discusses some of these matters. In order to do so a six degree of freedom vehicle model is adopted. The actuator system model, designed for a totally controlled system, encloses the electrical motor mechanical dynamics as well as the hydrodynamics resulting from the interaction of the fluid with the propeller blades. In addition, a mapping algorithm used to reflect the control signal to the actuator system is also detailed. In order to reproduce the disturbance effects of real operation conditions the tether cable of remotely operated vehicles is also considered in the overall model. The resulting model is then used to evaluate the performance of a submarine controlled system. The studies show that, despite the presence of multi-source disturbances, a decoupled linear controller designed for a single operation condition may cope with the systems dynamical uncertainty, guaranteeing robust stability and even robust performance. These achievements however may be obtained by limiting the operation conditions to low velocities. Results indicate that when operation is undertaken with low velocity profiles and under certain disturbance conditions the linear PID control strategies allow for system performance similar to the obtained by nonlinear robust control strategies, such as the sliding mode technique. It is worth noting that the tether disturbance, the water current, and the systems parametric variations are all accounted for in these evaluations, which correspond to the most significant disturbance agents at low velocities. At high velocities, on the other hand, where velocity nonlinear dynamics dominates, a satisfactory performance may not be feasible with linear control strategies.

ERRATA

- Ficha Catalográfica, 4ª linha: onde se lê 146 p., leia-se 142 p.

- p.33, 14ª linha: onde se lê agrupr, leia-se agrupar

- p.33, 16ª linha: onde se lê

$$M\dot{v} + C(v_r)v_r + F_D(v_r) + G(\eta) = \tau_{cabo} + \tau_{prop},$$

leia-se

$$M\dot{v} + C(v_r)v + F_D(v_r) + G(\eta) = \tau_{cabo} + \tau_{prop}.$$

- p.38, linhas 4 e 7: onde se lê centro de massa, leia-se centro do sistema de coordenadas móvel

- pp.43 e 106: Os três esforços do cabo umbilical poderiam ser melhor definidos através

da seguinte notação:

$$\tau_c = [\tau_{c1}, \tau_{c2}, \tau_{c3}]^T.$$

- Capítulo 5: Por simplicidade as Figuras 5.1, 5.3, 5.4, 5.5 não ilustram o bloco responsável pela transformação do sinal de controle entre os sistemas de referência inercial e móvel. O procedimento de transformação do sinal de controle utilizado nestes casos segue através da Eq. 2.33 da p. 33.

- p.74: O diagrama de blocos da estratégia P-PI com estrutura *Feedforward*, Figura 5.3, e relativo ao algoritmo implementado de fato nas simulações é mostrado através da Figura 1 abaixo:

- p.86, 20ª linha: onde se lê

$$s(\eta, \dot{\eta}) = \ddot{\eta} + 2\lambda\dot{\eta} + \chi^2 \int_0^t \ddot{\eta} dr,$$

leia-se

$$s(\eta, \dot{\eta}, t) = \ddot{\eta} + 2\lambda\dot{\eta} + \chi^2 \int_0^t \ddot{\eta} dr.$$

- Capítulo 7: Os resultados do posicionamento e da velocidade do veículo submarino são relativos ao centro do sistema de coordenadas móvel.

- p.91, 9ª linha: onde se lê

$$\eta_{nominal} = [0.5m/s; 0.5m/s; 0.3m/s; 0; 0; 0.013rad/s],$$

leia-se

$$\eta_{nominal} = [0.5m/s; 0.5m/s; 0.5m/s; 0; 0; 0.013rad/s].$$

- p.101, 5ª linha: onde se lê $[5m; 5m; 2.5m; 0; 0; 0.65rad]$, leia-se $[5m; 5m; 5m; 5m; 0; 0; 0.65rad]$.
- p.101, 5ª linha: onde se lê $\tau = [\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5, \tau_6]^T$, leia-se $\tau = [\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5, \tau_6]^T$.
- p.105: A Figura 7.14(c) correta é apresentada acima:
- Lista de Referências (Bibliográficas), p.139, 24ª linha: onde se lê Lipscombr, leia-se Lipscombe

Figura 2: Rastreamento da velocidade z - Figura 7.14(c)

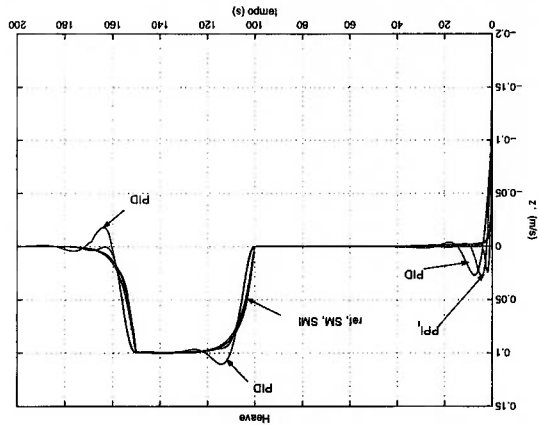
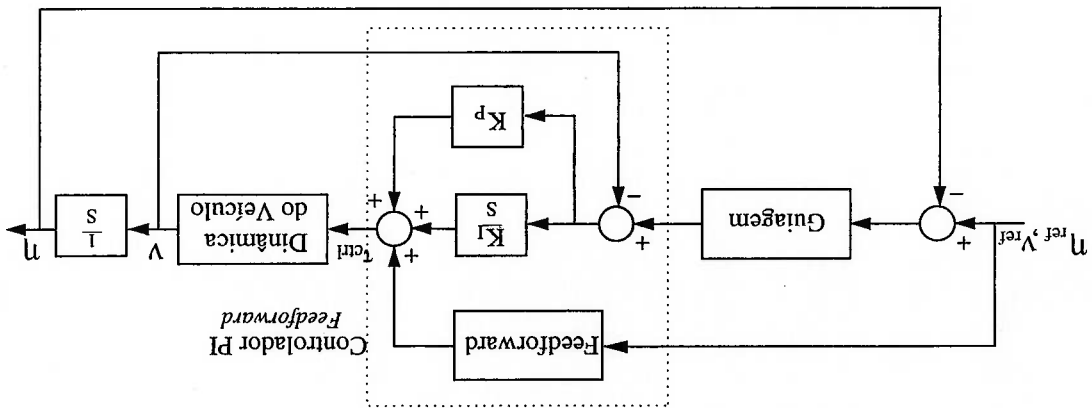


Figura 1: Diagrama de blocos do sistema de controle segundo a estratégia linear PI com *Feedforward* - Figura 5.3



Sumário

Agradecimentos	i
Resumo	ii
Abstract	iii
Sumário	v
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	x
Lista de Símbolos	xv
1 Introdução	1
1.1 Contextualização	3
1.1.1 Panorama de uma Missão Típica	3
1.1.2 Definição dos Requisitos de Controle	4
1.1.3 Revisão Bibliográfica	6
1.2 Objetivos da Dissertação	9
1.2.1 Contribuições da Dissertação	10
1.3 Apresentação da Dissertação	11
2 Modelagens Cinemática e Dinâmica	13
2.1 Introdução	13
2.2 Cinemática	14
2.3 Dinâmica do Corpo Rígido	18
2.4 Esforços Hidrodinâmicos	21
2.4.1 Massa Adicionada	22
2.4.2 Arrasto Hidrodinâmico	23
2.4.3 Esforços de Sustentação	25
2.5 Esforços Ambientais	26
2.6 Esforços Restaurativos	28
2.7 Expressão Geral	32
3 Modelagem do Cabo Umbilical	36

36	3.1	Introdução	36
38	3.2	Modelagem do Cabo Umbilical	38
39	3.2.1	Forças Internas	39
41	3.2.2	Forças Externas	41
42	3.3	Conclusão	42
45	4	Formulação Matemática dos Propulsores	45
45	4.1	Introdução	45
46	4.2	Modelagem Hidrodinâmica do Sistema Propulsor	46
47	4.2.1	Mapejamento do Hélice	47
50	4.2.2	Modelagem do Fluido	50
51	4.3	Dinâmica do Motor CC	51
53	4.4	Mapejamento Controlador - Sistema Propulsor	53
61	4.5	Malha de Controle do Propulsor	61
65	4.6	Conclusão	65
66	5	Controle Linear PID	66
66	5.1	Introdução	66
68	5.2	Controle Linear PI	68
69	5.2.1	Estratégias de Posicionamento	69
70	5.3	Controle Linear com estrutura P-PI	70
72	5.3.1	Controle P-PI com estrutura <i>Feedforward</i>	72
75	5.4	Controle Linear PID	75
77	5.5	Conclusão	77
78	6	Acompanhamento Não Linear e Controle Robusto de Estrutura Variável: <i>Sliding Mode</i>	78
78	6.1	Introdução	78
79	6.2	Acompanhamento Não Linear	79
81	6.3	Controle Robusto: <i>Sliding Mode</i>	81
87	6.4	Conclusão	87
88	7	Estudos de Casos	88
90	7.1	CASO 1	90
91	7.1.1	Resultados: Estratégias Lineares	91
92	7.1.2	Resultados: Estratégias Não Lineares	92
95	7.1.3	Simulação com o Sistema Propulsor	95
101	7.2	CASO 2	101
103	7.2.1	Resultados	103
103	7.3	Discussões	103
116	7.3.1	Considerações sobre a Robustez de Estabilidade e de Desempenho	116
119	8	Conclusões	119
120	8.1	Sugestões para Trabalhos Futuros	120

A	Expressões da Cinemática e Dinâmica para Veículos Submarinos	122
A.1	Cinemática	122
A.2	Dinâmica	123
A.2.1	Expressões do Corpo Rígido	123
A.2.2	Expressões de Esforços Hidrodinâmicos	125
A.2.3	Expressões para Dissipação Hidrodinâmica	126
A.2.4	Expressões para Esforços Restaurativos	127
A.2.5	Incorporação dos Esforços devido à Correnteza Marítima	128
A.3	Matrizes de Inércia do Cabo Umbilical	129
B	Resultados Complementares de Simulação	131
	Lista de Referências	142
A	Posicionamento com Manobras de Médio Alcance	143
B	Dados Numéricos Utilizados nas Simulações	145
B.1	Dados do Veículo Submarino	145
B.1.1	Curvas dos Coeficientes do Arrasto Hidrodinâmico	146
B.2	Dados do Sistema Propulsor	146
B.3	Dados do Cabo Umbilical	148
C	Estratégia <i>Antiwindup</i>	150

Lista de Figuras

2	1.1	Principais subsistemas relacionados ao controle de sistemas móveis.
4	1.2	Veículo submarino conectado a uma embarcação na superfície através do cabo umbilical e realizando uma missão típica: acoplamento e operação com uma instalação submarina alvo. A direção da correnteza marítima está representada através de setas.
7	1.3	Diagrama esquemático de um controlador adaptativo.
8	1.4	Diagrama esquemático do controlador ótimo LQI (Linear Quadratic com Integrador).
14	2.1	Sistemas de coordenadas Inercial $Oxyz$ e Móvel $Ox^m y^m z^m$.
16	2.2	Restrições, geralmente utilizadas, nos movimentos angulares de veículos submarinos.
20	2.3	Veículo submarino, corpo rígido, e os sistemas de coordenadas de tensor de inércia I_0 é dado em relação ao centro do sistema de coordenadas móvel.
21	2.4	Exemplos de veículos em que a massa, ou o centro de massa, pode sofrer variação.
26	2.5	Esforços de arrasto hidrodinâmico e de sustentação em um veículo totalmente submerso.
29	2.6	Forças do empuxo hidrostático e do peso representados no sistema de coordenadas móvel.
31	2.7	Posicionamento dos pontos de aplicação do peso W e do empuxo hidrostático B determinando as condições de estabilidade: estável, instável e neutra.
37	3.1	Conexão do veículo submarino com uma embarcação na superfície.
37	3.2	Elementos cilíndricos discretizados e esforços internos.
38	3.3	Forças externas consideradas em cada nó.
40	3.4	Analogia da dinâmica dos elementos discretos do cabo umbilical ao sistema massa-mola-amortecedor.
41	3.5	Projeção da velocidade do nó genéricos i e $i-1$ na direção tangente ao cabo umbilical, dada pelo versor \hat{s} .
43	3.6	Perfil do cabo umbilical no plano xz , em regime, para correnteza de $\eta_c = [-0.51; 0; 0]m/s$.

47	axial do fluxo do fluido U_a .
48	Relações geométricas dos ângulos de ataque α_e e do passo P_{prop} .
51	Diagrama de blocos representativo da hidrodinâmica do propulsor.
52	Grandezas de entrada e saída de um propulsor.
54	Parâmetro K_T mapeado nos quatro quadrantes, de acordo com o sinal da velocidade de avanço V_a e rotação do hélice n , em função do adimensional J_0 .
56	Configuração dos propulsores em um veículo genérico. A orientação para baixo e o terceiro eixo, transversal, é determinado segundo a "regra da mão direita".
57	Configuração do sistema propulsor em um veículo genérico. A referência de observação é mostrada na Fig. 4.6.
59	Binário do momento de atuação do sistema propulsor no grau de liberdade yaw , conforme o referencial da Fig. 4.6. O ponto no centro do veículo representa a posição do centro de massa C_G .
60	Diagrama de blocos mostrando o fluxo de grandezas entre o motor elétrico, a hidrodinâmica do sistema propulsor e o mapeamento dos esforços do sistema propulsor. Note a inserção do sistema atuador no contexto geral da dinâmica do veículo submarino.
61	Malha de controle de cada propulsor. Esta malha de controle in-terna tem por objetivo minimizar os efeitos de atrasos e melhorar a rejeição de distúrbios - d_q .
63	Respostas do propulsor em malhas abertas e fechada à velocidade U_0 .
64	Resposta do mapeamento dos esforços de controle no acionamento dos propulsores. Na figura $T^{prop} = [T1; T2; T3; T4; T5; T6] = [T1^{ref}; T2^{ref}; T3^{ref}; T4^{ref}; T5^{ref}; T6^{ref}]$.
64	Diagrama de blocos da representação das grandezas utilizadas no mapeamento dos esforços de controle T^{ctrl} em sinais de acionamento do sistema propulsor u .
72	Diagrama de blocos do controlador P-PI. A representação da figura é relativa aos seis graus de liberdade.
73	Localização dos pólos de malha fechada, com a estratégia P-PI, no plano complexo.
74	Diagrama de blocos do sistema de controle segundo a estratégia linear PI com <i>feedforward</i> .
74	Uma estratégia de guiagem simples composta por um ganho proporcional e um saturador de velocidades. A representação da figura é relativa aos seis graus de liberdade.
76	Diagrama de blocos do controlador linear com estrutura PID.

5.6 Localização dos polos de malha fechada no plano complexo; $5 < \sigma_{polo} < 10$ 76

6.1 Linha ou, mais genericamente, superfície de deslizamento no plano de fase. 82

6.2 Resultado do comportamento dinâmico do sistema controlado para os casos teórico (desejado) e experimental. 84

6.3 Interpolação da ação de controle τ^{ctrl} dentro da camada limite. 85

7.1 Especificação das trajetórias de velocidade. 89

7.2 Configuração do sistema de controle de dois graus de liberdade. O sinal $d(t)$ representa o distúrbio externo como função do tempo. 90

7.3 Resultados de posicionamento das estratégias lineares. 93

7.4 Resultados de velocidade das estratégias lineares. 94

7.5 Resultados de posicionamento das estratégias não lineares. 96

7.6 Resultados de velocidade das estratégias não lineares. 97

7.7 Evolução da função de acompanhamento s , da estratégia *sliding mode*, com o tempo. 98

7.8 Evolução da função de acompanhamento s , da estratégia *sliding mode* com estrutura integral, com o tempo. 98

7.9 Resultados de posicionamento com sistema propulsor. 99

7.10 Resultados de velocidade com sistema propulsor. 100

7.11 Sinal de rotação dos propulsores. 101

7.12 Esforços, ou sinais, de controle com sistema propulsor. 102

7.13 Resultados de posicionamento com o modelo do cabo umbilical. 104

7.14 Resultados de velocidade com o modelo do cabo umbilical. 105

7.15 Esforço do cabo umbilical no veículo submarino. 106

7.16 Evolução da função de acompanhamento s com o tempo, da estratégia *sliding mode* com o modelo do cabo umbilical. 107

7.17 Evolução da função de acompanhamento s com o tempo, da estratégia *sliding mode* com estrutura integral com o modelo do cabo umbilical. 107

7.18 Comparação dos resultados do propulsor em malha aberta e em malha fechada à entrada degrau. Utilizou-se inércias de $I_{prop1} = 0.01kgm^2$ (curvas "1") e $I_{prop2} = 0.1kgm^2$ (curvas "2"). 109

7.19 Diagrama de espaço, de estados do veículo submarino considerando apenas os componentes de velocidade *surge* (u) e *sway* (v). 117

A.1 Definição dos ângulos α_i e β_i com a orientação do cabo no espaço. Note que o cabo umbilical é parametrizado no sistema de coordenadas inercial. 130

B.1 Perfil de correnteza adotado no estudo de CASO I. 131

B.2 Esforços, ou sinais, de controle das estratégias lineares. 132

B.3 Esforços, ou sinais, de controle das estratégias não lineares. 133

B.4 Esforços, ou sinais, de controle com o modelo do cabo umbilical. 134

LISTA DE FIGURAS

A.1	Notação utilizada para a estratégia de "Manobra de Médio Alcance".	144
B.1	Curvas dos coeficientes de arrasto hidrodinâmico.	147
C.1	Malha interna de compensação da saturação do atuador.	151

Lista de Tabelas

2.1	Variáveis de estado para cada grau de liberdade.	17
3.1	Resultados teóricos calculados para o cabo umbilical na condição de regime.	43
7.1	Atenuação relativa do movimento vertical do extremo superior do cabo umbilical, para correnteza de $\eta_c = [-1kn; 0; 0]$. A amplitude de oscilação no extremo superior adotada é de $3m$	112
7.2	Amplitude do deslocamento do veículo submarino, conectado ao extremo inferior do cabo umbilical, induzido pelo movimento do extremo superior.	112
B.1	Constantes físicas adotadas no modelo do cabo umbilical.	149

Lista de Símbolos

Utilizados no Sistema de Coordenadas Móvel

- ν - vetor de velocidades do veículo submarino, $\nu \in \mathbb{R}^6$;
- u - componente de velocidade do veículo submarino na direção *surge* [m/s];
- v - componente de velocidade do veículo submarino na direção *sway* [m/s];
- w - componente de velocidade do veículo submarino na direção *heave* [m/s];
- p - componente de velocidade do veículo submarino na direção *roll* [rad/s];
- q - componente de velocidade do veículo submarino na direção *pitch* [rad/s];
- r - componente de velocidade do veículo submarino na direção *yaw* [rad/s];
- τ - somatória dos esforços externos ao veículo submarino, $\tau = [\tau_T^1, \tau_T^2]^T \in \mathbb{R}^6$;
- τ_1 - somatória das forças externas ao veículo submarino, $\tau_1 = [X, Y, Z]^T \in \mathbb{R}^3$;
- τ_2 - somatória dos momentos externos ao veículo submarino, $\tau_2 = [K, M, N]^T \in \mathbb{R}^3$;
- T^{ctrl} - esforços de compensação determinados pelo controlador, $T^{ctrl} \in \mathbb{R}^6$;
- T^{prop} - ação física dos propulsores, $T^{prop} \in \mathbb{R}^6$;

Utilizados no Sistema de Coordenadas Inercial

- η - vetor de posição e atitude do veículo submarino, $\eta \in \mathbb{R}^6$;
- η_1 - vetor de posição do veículo submarino, $\eta_1 = [x, y, z]^T \in \mathbb{R}^3$;
- η_2 - vetor de atitude do veículo submarino, $\eta_2 = [\phi, \theta, \psi]^T \in \mathbb{R}^3$;
- x - componente do vetor posição do veículo submarino na direção *surge* [m];
- y - componente do vetor posição do veículo submarino na direção *sway* [m];
- z - componente do vetor posição do veículo submarino na direção *heave* [m];
- ϕ - componente do vetor atitude do veículo submarino na direção *roll* [rad];
- θ - componente do vetor atitude do veículo submarino na direção *pitch* [rad];
- ψ - componente do vetor atitude do veículo submarino na direção *yaw* [rad];

Gerais

- I_d - matriz identidade de dimensão d ;
- g - aceleração da gravidade [m/s²];
- ρ - massa específica da água [kg/m³];
- A - área da seção transversal [m²];
- m - massa do corpo [kg];

I_0 - tensor de inércia do veículo com relação a origem do sistema de coordenadas móvel $0, I_0 \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ [kgm^2];

n_{gl} - número de graus de liberdade;

P_{prop} - número de propulsores no veículo;

Δ - volume de fluido deslocado pelo veículo submarino [m^3];

Δ_R - volume total do veículo submarino [m^3];

α, β, γ - ângulos de ataque, de deslocamento lateral e de ataque lateral [rad];

r - vetor posição de um ponto especificado, $r \in \mathbb{R}^3$;

W - peso do veículo submarino no ar [N];

B - empuxo hidrostático do veículo submarino [N];

Motor Elétrico

n - velocidade de rotação do eixo do motor elétrico [Hz];

ω - velocidade de rotação do eixo do motor elétrico [rad/s];

R_a - resistência de armadura do motor elétrico [Ω];

L_a - indutância de armadura do motor elétrico [H];

i_a - corrente de armadura do motor elétrico [A];

V_m - tensão de armadura do motor elétrico [V];

J_m - momento de inércia do eixo do motor elétrico [kgm^2];

K_m - constante de torque do motor elétrico [N/A];

K_{emf} - constante da força contra-eletromotriz do motor elétrico [N/V];

K_f - constante de atrito viscoso do motor elétrico [Ns/m];

Hidrodinâmica do Propulsor

ω_p - velocidade de rotação do hélice do propulsor [rad/s];

U_p - velocidade tangencial de rotação do hélice do propulsor [m/s];

U_a - velocidade de fluxo axial do fluido pelo duto do propulsor [m/s];

V_a - velocidade de avanço, velocidade do fluido no ambiente [m/s];

V - velocidade total no duto do propulsor [m/s];

w_f - coeficiente de esteira (*wake fraction number*);

K_T - coeficiente de propulsão [Ns^2/m^2];

J_0 - número de avanço;

I_{prop} - momento de inércia do motor elétrico acoplado ao hélice [kgm^2];

L - comprimento do duto que envolve o hélice do propulsor [m];

Q - torque devido ao carregamento hidrodinâmico [Nm];

T - valor de propulsão [N];

N - relação de transmissão do eixo do motor para o eixo do hélice;

R - raio do hélice do propulsor [m];

D_{helice} - diâmetro do hélice do propulsor [m];

P_{prop} - passo do hélice [rad];

$\Delta\beta$ - coeficiente de momento do propulsor;

γ - coeficiente de massa adicionada do propulsor;

D - força de arrasto do hélice [N];

L - força de sustentação do hélice [N];
 C_D - coeficiente de arrasto do hélice;
 C_L - coeficiente de sustentação do hélice;
 α_e - ângulo de ataque do hélice [rad];

Cabo Umbilical

N^{cabo} - número de elementos cilíndricos em que o cabo umbilical é discretizado;
 E - módulo de Young [N/m^2];
 d - diâmetro do cabo umbilical [m];
 l_0 - comprimento natural do elemento do cabo umbilical [m];
 r^{cabo} - ponto de conexão do cabo no veículo submarino, no sistema de coordenadas móvel [m];

C^{cabo} - constante de amortecimento interno do cabo umbilical [Ns/m];
 C_n - constante da força hidrodinâmica na direção normal [Ns/m];
 C_t - constante da força hidrodinâmica na direção tangencial [Ns/m];
 U_n - velocidade do fluido na direção normal ao cabo [m/s];
 U_t - velocidade do fluido na direção tangencial ao cabo [m/s];
 T^{cabo} - força devido a tensão axial [N];

P - força devido ao amortecimento interno [N];
 F_G - resultante das forças restaurativas no cabo [N];
 F_P - forças devido ao arrasto hidrodinâmico [N];

Estratégias Lineares

s - variável complexa introduzida pela transformada de Laplace, $s \in \mathbb{C}^o$;
 k_P - constante do termo proporcional, $k_P \in \mathbb{R}$;
 k_I - constante do termo integral, $k_I \in \mathbb{R}$;
 k_D - constante do termo derivativo, $k_D \in \mathbb{R}$;
 K^P - matriz de ganhos proporcionais, $K^P \in \mathbb{R}^{n_{gl} \times n_{gl}}$;
 K^I - matriz de ganhos integrais, $K^I \in \mathbb{R}^{n_{gl} \times n_{gl}}$;
 K^D - matriz de ganhos derivativos, $K^D \in \mathbb{R}^{n_{gl} \times n_{gl}}$;
 κ - termo de ponderação da estratégia de posicionamento $L.O.S.$;

a, k - termos constantes obtidos com a linearização de cada grau de liberdade;
 α_{polo} - fator multiplicador da parte real dos polos rápidos no plano complexo;
 b - pólo dominante da estratégia P-PI;
 c - constante auxiliar da estratégia P-PI;
 ζ - coeficiente de amortecimento;
 ω_n - frequência natural do sistema [rad/s];

Estratégias Não Lineares

s - variável de acompanhamento, $s \in \mathbb{R}^{n_{gl}}$;
 λ - banda passante do sistema de controle [rad/s];
 Φ - largura da camada limite, $\Phi \in \mathbb{R}^{n_{gl}}$;

- ϵ - estimativa da precisão de acompanhamento, $\epsilon \in \mathbb{R}^{n_{g1}}$;
 β - estimativa da incerteza dos termos inerciais, $\beta \in \mathbb{R}^{n_{g1}}$;
 M_{Δ} - Matriz de Inércia estimada apenas com os elementos da diagonal principal;
 F - estimativa máxima para incertezas no modelo dinâmico do veículo submarino;
 D - estimativa máxima para os distúrbios externos;
 K - termo de estrutura variável;

Subscritos

- c - referente à correnteza (marítima);
 $cabo$ - referente ao cabo umbilical;
 $prop$ - referente ao sistema propulsor;
 $motor$ - referente ao motor elétrico do propulsor;
 CR - referente ao equacionamento do corpo rígido;
 A - referente aos esforços de massa adicionada;
 G - referente ao centro de massa do veículo;
 B - referente ao ponto de aplicação do empuxo hidrostático;
 r - referente à velocidade relativa do veículo em relação ao fluido;
 ma - referente à expressão de malha aberta;
 mf - referente à expressão de malha fechada;
 ref - sinal de referência ou desejado;
 aux - sinal de referência auxiliar;
 $final$ - valor final;
 $nominal$ - valor nominal;

Introdução

Capítulo 1

Os Veículos Submarinos não tripulados, do inglês *Unmanned Underwater Vehicles* - UUVs, são robôs móveis utilizados na realização de uma extensa gama de atividades no ambiente aquático, sendo empregados nas áreas militar, industrial (prospecção de petróleo e atividades afins) e até em áreas científicas como na biologia marinha. Os veículos submarinos operados remotamente, *Remotely Operated Vehicles* - ROVs, e os veículos submarinos autônomos, *Autonomous Underwater Vehicles* - AUVs, são os dois principais subgrupos dos UUVs. Os primeiros caracterizam-se pela dependência dos comandos do operador humano, transmitidos ao veículo por um cabo umbilical, característica esta que está ausente nos AUVs, visto usufruírem de autonomia na geração de trajetórias. Além disso, quando da ausência de um sistema embarcado responsável pelo suprimento de energia, o cabo umbilical pode ser utilizado como meio de transmissão de energia para o veículo. Sob o ponto de vista da dinâmica e do controle de velocidade e posição, no entanto, a operação de ambos ocorre de maneira semelhante, exceto pelo cabo umbilical, presente na primeira categoria de veículos submarinos.

O sistema de controle empregado nestes veículos e, de maneira mais abrangente, nos sistemas móveis, como aviões, navios e robôs móveis, segue uma composição de blocos funcionais estruturados em camadas ou níveis que são organizados hierarquicamente no que se denomina *arquitetura de controle*. Os níveis superiores da arquitetura são responsáveis pela especificação das tarefas a serem desempenha-

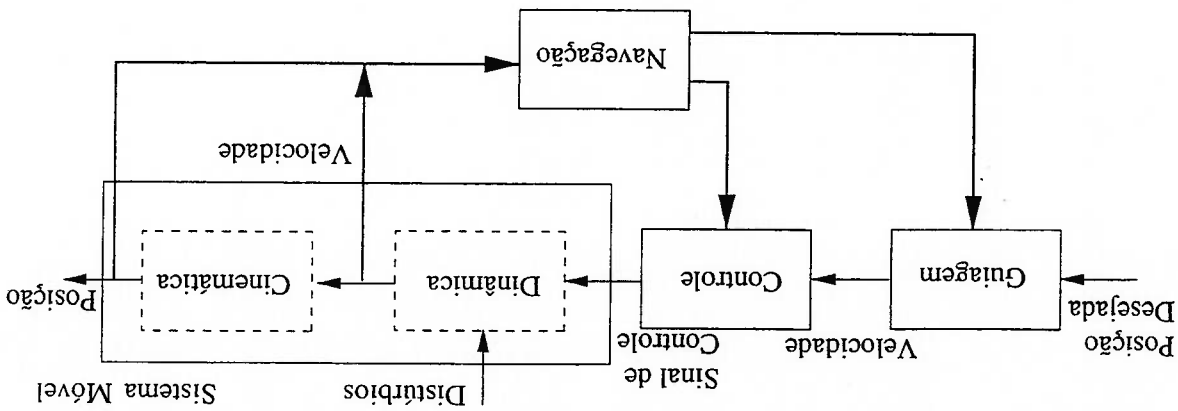


Figura 1.1: Principais subsistemas relacionados ao controle de sistemas móveis.

Esta especificação é detalhada em tarefas menores a medida que as informações passam das camadas superiores para as inferiores na arquitetura até a determinação de trajetórias de posição e/ou de velocidade pelas camadas inferiores. Uma estratégia de controle é então empregada para acionar os atuadores, sejam turbinas, rodas ou propulsores, de modo a acompanhar as trajetórias desejadas. Estas estratégias, presentes no nível inferior da arquitetura, são um conjunto de algoritmos distribuídos em blocos e que se relacionam com o sistema móvel da maneira como mostrado no diagrama da Fig. 1.1. Estes elementos se resumem nos seguintes (Lin, 1991):

- Navegação - envolve os subsistemas de sensoramento e processamento de sinais relacionados com a estimação do estado do sistema móvel, isto é, a posição, velocidade e aceleração, em um sistema de coordenadas de referência. As estimativas do estado do sistema são utilizadas pelo subsistema de Guiagem e de Controle (ver Fig. 1.1);

- Guiagem - atua de maneira que o veículo siga a trajetória desejada, comparando-a com a estimativa do subsistema de navegação através de realimentação. Este subsistema aciona o subsistema responsável pelo controle através da especificação de uma velocidade de referência a qual o sistema deve possuir para sua aproximação de um determinado alvo de forma adequada como, por exemplo, em tempo mínimo e com pequeno erro de interceptação;
- Controle ou Estratégia de Controle - garante estabilidade no acompanhamento

mento da velocidade de referência frente a ação de distúrbios, variações paramétricas da planta e em relação aos erros de medida da dinâmica do sistema.

Observe que as trajetórias de posição desejadas são especificadas pelo operador humano, quando o sistema é operado remotamente, ou pelo nível hierárquico superior da arquitetura de controle de um sistema autônomo.

1.1 Contextualização

1.1.1 Panorama de uma Missão Típica

O cabo umbilical geralmente possui seu extremo superior conectado a uma embarcação na superfície (como um navio ou uma plataforma flutuante) e sujeito à ação de ondas, correnteza e ventos. Estes efeitos ambientais, adicionados do posicionamento dinâmico da embarcação ou da plataforma na superfície, representam distúrbios ao posicionamento do UVV tendo seus efeitos "propagados" até a determinação do esforço resultante na "ponta" do cabo, conectado ao veículo submarino. Este cenário, ilustrado na Fig. 1.2, em que o cabo umbilical se encontra totalmente estendido e tensionado, exemplifica as principais fontes de distúrbios ao posicionamento dinâmico do veículo submarino.

Uma missão típica a ser realizada é o posicionamento do veículo submarino a poucos metros de uma posição alvo. No posicionamento dinâmico geralmente são considerados deslocamentos de poucos metros, tipicamente de até 10m. Os movimentos, no posicionamento dinâmico, em geral, se utilizam de todos os graus de liberdade, ou seja, não só os deslocamentos longitudinal, lateral e vertical são especificados mas, também, os deslocamentos angulares, visto a orientação final do veículo com relação ao alvo ser operacionalmente importante. A manutenção da posição e da orientação é um exemplo de posicionamento dinâmico. Os deslocamentos acima de 10m são classificadas como *manobras*, sendo especificados apenas a velocidade longitudinal, rumo e, em alguns casos, a velocidade vertical.

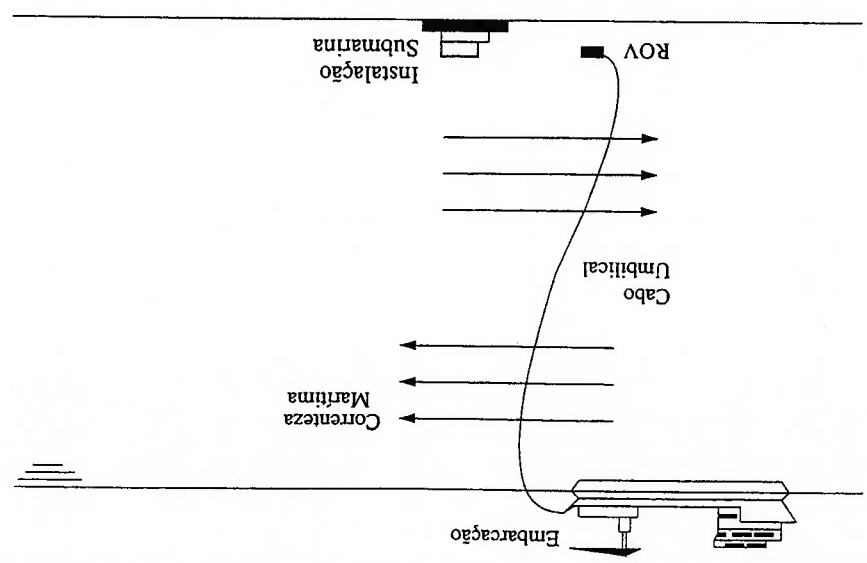


Figura 1.2: Veículo submarino conectado a uma embarcação na superfície através do cabo umbilical e realizando uma missão típica: acoplamento e operação com uma instalação submarina alvo. A direção da correnteza marítima está representada através de setas.

1.1.2 Definição dos Requisitos de Controle

Antes da definição do problema de controle a ser resolvido resume-se as principais características dos UVs.

Os veículos submarinos são sistemas não lineares e multivariáveis em que os seis graus de liberdade, três lineares e três angulares, estão acoplados. Os parâmetros, como coeficientes hidrodinâmicos e hidrostáticos, são passíveis de variação com a orientação, velocidade e aceleração. Além disso, dependendo da geometria do veículo e, conseqüentemente, dos parâmetros hidrodinâmicos, este pode apresentar um comportamento de fase não-mínima, para um determinado conjunto de manobras (Juul, McDermott, Nelson, Barnett e Williams, 1994). Adicionalmente, a hidrodinâmica dos atuadores, mesmo em regime, caracteriza-se por efeitos não lineares. O sistema atuador é passível, ainda, de saturação, não podendo desenvolver um comportamento torque-rotação diferente do projetado para o motor elétrico, por exemplo.

O comportamento dinâmico dos veículos submarinos é, essencialmente, não linear

com relação às componentes da velocidade do veículo, podendo ser estruturado de acordo com a seguinte expressão geral:

$$M\dot{v} + C(v)v + F_D(v) + G(\eta) = \tau, \quad (1.1)$$

onde:

- v corresponde à velocidade do veículo e \dot{v} , à aceleração do veículo;
- η representa a posição e a atitude do veículo;
- τ representa a somatória dos esforços externos;

- A grandeza M quantifica a inércia do veículo no ar adicionado das inércias do veículo quando no ambiente aquático e $C(v)v$ corresponde aos esforços centrífuga e de Coriolis, determinados a partir das expressões de corpo rígido;

- A dissipação hidrodinâmica não linear é considerada em $F_D(v)$;

- O peso e o empuxo hidrostático são representados pelo operador $G(\eta)$.

Note que nos esforços da Eq. 1.1 os operadores $C(v)$ e $F_D(v)$ são funções da velocidade do veículo e caracterizam esforços não lineares. Adicionalmente, estes sistemas estão sujeitos à variação paramétrica com as condições de operação, ou seja, é possível que ocorram variações dos coeficientes de arrasto hidrodinâmico em função da velocidade ou de massa adicionada em função da aceleração. Esta incerteza nos parâmetros é também chamada de incerteza estruturada, pois a estrutura do modelo que descreve o fenômeno é conhecida, como através da Eq. 1.1, sendo o grau de incerteza relativo apenas aos parâmetros.

Adicionalmente, as dinâmicas das velocidades nos diferentes graus de liberdade são acopladas, ou seja, a velocidade em uma direção ou grau de liberdade contribui para a dinâmica ou movimento do veículo em um grau de liberdade diferente. Além disso, o veículo submarino apresenta variações paramétricas, ou incertezas estruturadas, dos coeficientes dos esforços hidrodinâmicos $F_D(v)$ e da inércia M com a variação da posição, velocidade e aceleração.

A correnteza marítima e a dinâmica do cabo umbilical são dinâmicas externas ao veículo muitas vezes presentes que não são modeladas para o projeto do controlador. Estas dinâmicas não modeladas e externas ao sistema correspondem aos distúrbios em um sistema de controle¹. Ademais, o atraso e saturação do sistema propulsor e, de maneira mais ampla, os elementos desconsiderados no modelo simplificado utilizado para o projeto do controlador também representam dinâmicas não modeladas. As dinâmicas não modeladas do sistema correspondem às perturbações no sistema de controle. Estas perturbações, ao contrário da variação paramétrica, correspondem a fenômenos não considerados no modelo e, por isso, são também chamados de incerteza não estruturadas.

O problema de controle pode, então, ser definido na obtenção de um sistema controlável em todos os seis graus de liberdade, de maneira que a rejeição de distúrbios, o acompanhamento do sinal de entrada, a insensibilidade à variação paramétrica e a rejeição dos ruídos de medidas sejam atendidos de maneira a garantir robustez de estabilidade e de desempenho. O sistema de controle deve não somente compensar as não-linearidades da dinâmica do veículo mas também as dinâmicas não modeladas, ou incertezas não estruturadas, assim como distúrbios externos. Estas incertezas incluem a dinâmica do cabo umbilical, a correnteza marítima, a hidrodinâmica do sistema atuador e os atrasos dos subsistemas de controle e navegação.

1.1.3 Revisão Bibliográfica

Muitas são as estratégias de controle aplicadas ao posicionamento de veículos submarinos. A seleção de uma estratégia para implementação é dependente não somente do sistema mas, também, das condições de operação as quais está sujeito. Abaixo segue uma revisão de algumas técnicas de controle empregadas em veículos submarinos.

O controle linear PID, devido a sua estrutura simples e a facilidade de implementação, é a estratégia empregada com maior frequência no controle de veículos Uma discussão mais detalhada a respeito das diferenças entre distúrbios e perturbações pode ser encontrada em (Kwakernaak, 1985).

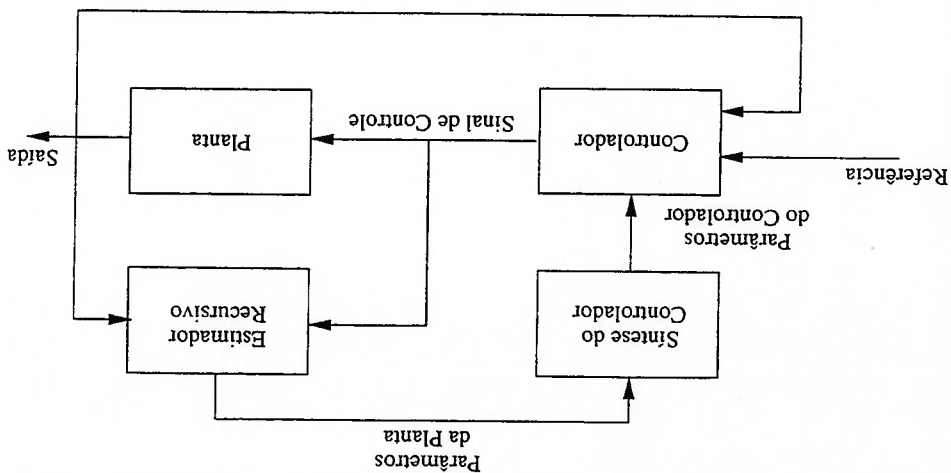


Figura 1.3: Diagrama esquemático de um controlador adaptativo.

submarinos. Muito embora o projeto de estratégias PID, assim como as demais estratégias lineares utilizadas em sistemas não lineares, possa ser válida de de aplicação local, em torno de um ponto de operação, artificiosos como o *gain scheduling* podem ser empregados na tentativa de ampliar o domínio de aplicação.

A utilização de controle adaptativo, ilustrado na Fig. 1.3, em UVs tem sido amplamente investigada. A aplicação das estratégias adaptativas é justificada frente às alterações das condições de operação do veículo e, consequentemente, dos seus parâmetros. O algoritmo de estimação pode, entretanto, ser sensível ao ruído introduzido no processo de estimação de estados pelos sensores (Fossen, 1994). Exemplos da aplicação de técnicas lineares e não lineares de controle adaptativas em veículos submarinos podem ser encontrados em (Yuh, 1990; Fossen e Balchen, 1991; Fossen e Sagatun, 1991b; Fossen e Sagatun, 1991a; Fossen, 1994; Fossen e Fjellstad, 1995).

O controle ótimo, assim como o adaptativo, tem sido bastante utilizado em aplicações para controle de veículos submarinos. As estratégias de controle ótimo, como a estratégia LQI (*Linear Quadratic with Integral*) veja Fig. 1.4, não são robustas à compensação de distúrbios como os efeitos introduzidos pelo cabo umbilical (em aplicações com ROVs), por exemplo. Neste caso, é necessária a utilização de estratégias *feedforward* em conjunto com a estratégia de controle ótimo ou optar por estratégias de controle robustas. Exemplos de aplicação de controle LQI podem ser encontrados em (Kajiwara, Kotterayama, Nakamura, Terada e

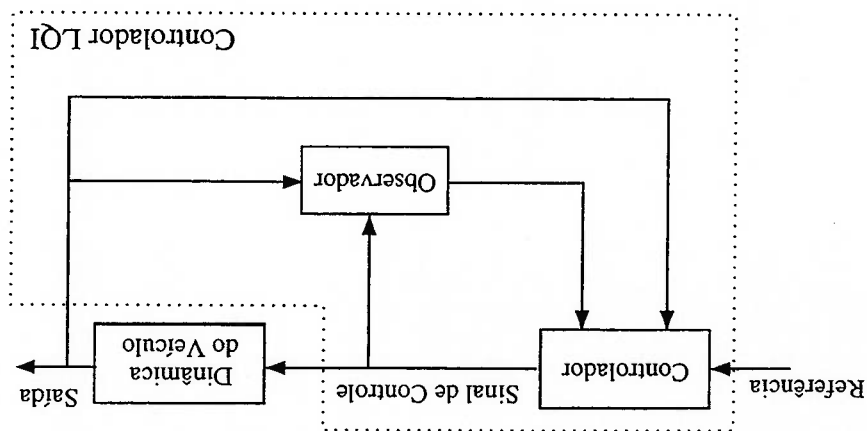


Figura 1.4: Diagrama esquemático do controlador ótimo LQI (Linear Quadrático com Integrador).

Morita, 1993; Nakamura, Kajiwara e Kotterayama, 2000).

O controle robusto é aplicado nos casos em que se deseja garantir estabilidade e desempenho quando o sistema está sujeito a distúrbios de naturezas diversas, à variação paramétrica e ao ruído de medidas dos estados de posição e velocidade. Alguns exemplos de técnicas robustas aplicadas no controle de veículos submarinos são H_∞ , μ -*synthesis*, *LQG/LTR* e *sliding mode*. A metodologia de controle μ -*synthesis* (Campa, Innocenti e Nasuti, 1998) permite a construção de um controlador onde tanto a robustez de estabilidade como de desempenho podem ser garantidas. No entanto, como o método recai em um problema de otimização não-convexa, não há garantias de obtenção de convergência da solução, o que dificulta a determinação de um controlador. A metodologia H_∞ , assim como a *LQG/LTR* (Juul et al., 1994) e a μ -*synthesis*, necessita de considerável esforço de projeto, exigindo tempo para a modelagem adequada do veículo submarino, para determinação de um **modelo de incertezas** correspondente e das funções de ponderação. Exemplos de aplicação da estratégia H_∞ em UUVs são apresentados em (Logan, 1994; Fryxell, Oliveira, Pascoal e Silvestre, 1994).

Na região de altas velocidades, no entanto, em que as não-linearidades dos termos de velocidade ditam o comportamento dinâmico do sistema, as estratégias lineares podem não mais apresentar resultados satisfatórios. Nesta situação é necessária aplicação de (i) estratégias com termos descontínuos de realimentação (*sliding mode*, por exemplo) ou (ii) através de estratégias de realimentação contínuas

com termos variantes no tempo. A interpolação dos ganhos de realimentação para diferentes regiões de operação, *gain scheduling*, pode ser considerado um exemplo do segundo grupo de estratégias acima. Entretanto, embora seja uma solução frequentemente adotada, esta alternativa pode tornar o projeto de controle bastante complexo e demorado, especialmente se o intervalo de velocidades considerado for extenso e/ou quando muitos graus de liberdade são utilizados no movimento.

A utilização da estratégia de controle *sliding mode* (Yoerger e Slotine, 1985; Slotine e Li, 1991) em veículos submarinos corresponde a uma alternativa de controle não linear em relação às estratégias comentadas acima, visto sua metodologia de implementação não exigir uma modelagem do veículo muito precisa e, por isso, permitir, relativamente, menor tempo de projeto e sintonia. Além disso, o *sliding mode* possibilita um desempenho robusto de posicionamento, bastando quantificar estimativas máximas dos distúrbios atuantes (como dinâmicas não modeladas, por exemplo), o que constitui na principal motivação para implementação em sistemas onde o grau de incerteza é considerável.

1.2 Objetivos da Dissertação

No emprego de técnicas de controle aos veículos submarinos várias questões de interesse prático estão relacionadas. Nesta dissertação discutem-se algumas destas questões.

Para isto, um simulador foi empregado nas avaliações de controle considerando as modelagens do sistema propulsor e/ou do cabo umbilical, por exemplo, que apesar de estarem ausentes nos resultados de muitos estudos baseados em simulações, podem influir na dinâmica do sistema de maneira significativa. Logo, objetiva-se adotar um modelo do veículo submarino com a consideração dos efeitos não lineares nos seis graus de liberdade. Semelhantemente, o sistema atuador deve ser modelado com os efeitos hidrodinâmicos como, também, com o seu mecanismo de acionamento. O cabo umbilical, no caso particular do veículo ser operado remotamente, também deve ser considerado no modelo com o objetivo de reproduzir

os efeitos de distúrbio presentes quando operado sob condições reais.

O modelo resultante foi utilizado em avaliações de desempenho do sistema submarino controlado. O estudo do controle da posição foi realizado com o emprego de técnicas de controle lineares PID e robusta, através da estratégia *sliding mode*. Avalia-se a implementação de metodologias de projeto de controle através da comparação dos resultados obtidos com as estratégias de controle implementadas sob certas condições de operação. As condições de operação em questão englobam a velocidade do veículo, a velocidade de correnteza e a profundidade de operação. Estes resultados de desempenho são avaliados na presença dos distúrbios relativos à correnteza e do cabo umbilical.

1.2.1 Contribuições da Dissertação

A contribuição desta dissertação se fundamenta no desenvolvimento de um simulador de veículos submarinos cujo objetivo principal se resume na prestação de auxílio no desenvolvimento de protótipos reais, através da emulação computacional de sua dinâmica e/ou com pré-avaliações do projeto de sistemas de controle. O simulador contém os modelos cinemático e dinâmico não lineares do veículo submarino, da hidrodinâmica do sistema propulsor, um algoritmo de mapeamento dos esforços de controle no sistema propulsor e do cabo umbilical.

Este simulador é, então, utilizado para realizar avaliações quantitativas dos resultados de implementação de técnicas lineares (PID) e não lineares. Os resultados obtidos mostram que, na condição de baixas velocidades, as estratégias lineares PID permitem resultados de desempenho semelhantes aos obtidos por estratégias não lineares robustas. Estes resultados são obtidos com a consideração da variação pararmétrica, da correnteza marítima e com a presença dos distúrbios do cabo umbilical, que correspondem às perturbações mais expressivas da dinâmica do veículo submarino.

Como será visto a seguir, o atraso relativo ao comando do sistema propulsor e sua resposta está, em grande parte, relacionado com a inércia do eixo do propulsor. Logo, a escolha de um propulsor com momento de inércia do eixo de pequeno

valor pode levar a menores intervalos de atraso, o que contribuiria para melhores resultados de desempenho do sistema controlado.

Adicionalmente, o movimento induzido no veículo submarino pelo distúrbio atuante na embarcação na superfície, e transmitido pelo cabo umbilical, também é considerado. Mostra-se que a atenuação relativa do movimento induzido do veículo submarino, com relação ao movimento oscilatório do extremo superior do cabo umbilical, pode ser melhorada, de maneira significativa, com a escolha da estratégia de controle.

1.3 Apresentação da Dissertação

O texto apresentado a seguir é organizado com a seguinte estrutura:

- Capítulo 2: Apresenta-se o modelo dinâmico do veículo submarino. São revisadas as equações não lineares que descrevem a dinâmica do corpo rígido no espaço e as expressões da hidrodinâmica. A introdução da correnteza marítima no equacionamento da dinâmica do veículo, também, é detalhada.
- Capítulo 3: O cabo umbilical, presente em ROVs, é modelado, em três dimensões, através de um procedimento, denominado *lumped mass*, que discretiza o cabo umbilical em pequenos elementos de massa concentrada.
- Capítulo 4: Um modelo de dois estados é implementado para representar a hidrodinâmica do propulsor. Além disso, um procedimento para realizar o mapeamento dos esforços de controle no acionamento dos propulsores e a malha de controle interna utilizada são discutidos.

- Capítulo 5: As estratégias lineares de controle são comentadas neste capítulo. Discute-se a implementação de projetos SISO através de controladores lineares PID e variantes, com *gain scheduling* e com estrutura *feedforward*.
- Capítulo 6: Nesta seção as estratégias de acompanhamento não linear e a estratégia robusta de estrutura variável *sliding mode* são consideradas. Apresenta-se uma estratégia *sliding mode* com estrutura integral.

- Capítulo 7: Estudos de Casos com implementação das estratégias de controle apresentadas nos Capítulos 5 e 6. Dois casos gerais são considerados: no CASO 1, um modelo do veículo submarino é simulado com a variação da correnteza, com o sistema propulsor e na ausência do modelo do cabo umbilical; no CASO 2, o modelo do cabo umbilical é considerado. Em seguida, uma discussão comparativa dos resultados apresentados para cada uma das estratégias de controle implementadas é realizada.
- Capítulo 8: Por fim, as principais conclusões da dissertação são resumidas e algumas sugestões para trabalhos futuros, como extensão do estudo apresentado nesta dissertação, são resumidamente comentadas.

Modelagens Cinemática e Dinâmica

Capítulo 2

2.1 Introdução

As expressões que descrevem os modelos matemáticos de veículos submarinos estão bem consolidadas e difundidas pela literatura e não representam desafios ao seu entendimento ou campo para possíveis contribuições da pesquisa científica. Os cabos umbilicais e propulsores são algumas exceções, que atualmente tem merecido maior atenção por parte da comunidade científica.

A necessidade de se levantar um modelo matemático do sistema em questão se deve primordialmente por serem considerados aqui apenas estratégias de controle que dependem de modelos matemáticos. Além disso, é evidente que uma caracterização do sistema real por expressões matemáticas pode permitir discussões sobre estabilidade e controlabilidade assim como outras asserções sobre o seu comportamento nos domínios do tempo e da frequência.

Como apresentado acima a dinâmica de veículos submarinos é não linear e multivarável, estando os graus de liberdade envolvidos dinamicamente acoplados. Este acoplamento se torna tanto mais significativo quanto maiores as componentes de velocidade. Logo, dependendo da trajetória a ser seguida pelo sistema o comportamento dinâmico para um determinado grau de liberdade (g.l.) poderia estar sendo negligenciado caso um modelo incompleto estivesse sendo adotado.

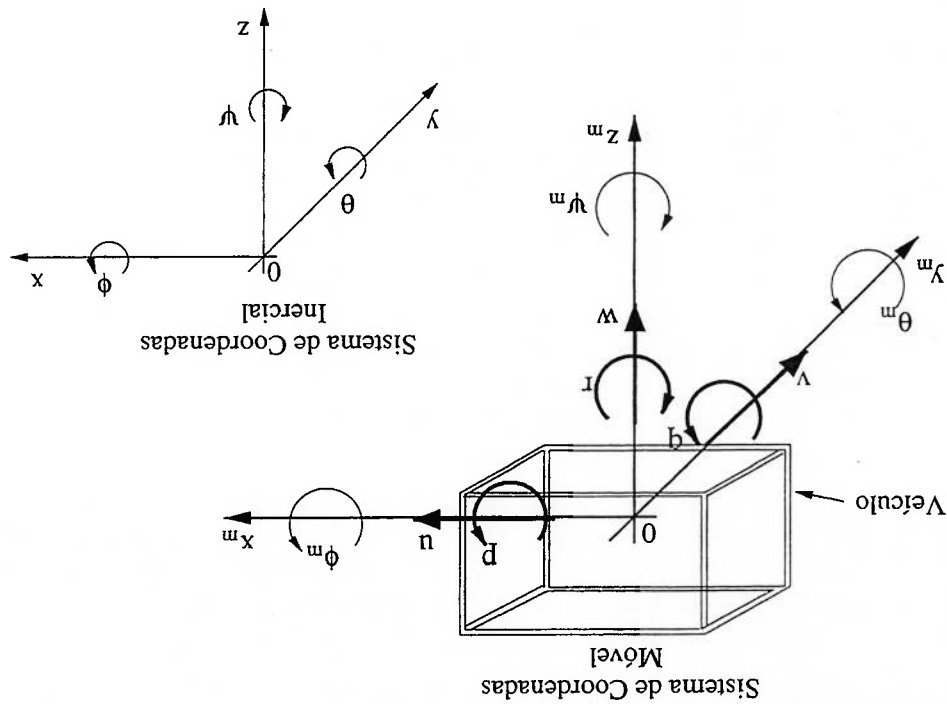


Figura 2.1: Sistemas de coordenadas Inercial $Oxyz$ e Móvel $Ox_my_mz_m$.

Por isso, faz-se necessária uma modelagem do sistema em seis graus de liberdade. Neste capítulo será feita uma apresentação dos modelos cinemático e dinâmico de veículos submarinos onde os vários aspectos qualitativos são discutidos separadamente e, então, reunidos em uma expressão geral.

2.2 Cinemática

O primeiro passo a ser tomado quando se tem interesse em caracterizar o movimento de um corpo no espaço é estabelecer as relações entre os diferentes sistemas de coordenadas. Dois sistemas de coordenadas de referência são empregados, o sistema de referência móvel $Ox_my_mz_m$ (fixo em relação ao veículo) e o sistema de referência inercial $Oxyz$ (fixo em relação à Terra), veja Fig. 2.1. Antes, no entanto, é necessário estabelecer uma notação para as grandezas associadas à movimentação de um veículo nos seis graus de liberdade¹.

¹ A notação utilizada neste texto segue a utilizada pela SNAME - Society of Naval Architects and Marine Engineers.

A posição η_1 e a orientação η_2 , ou *atitude*, do veículo, expressas no sistema de referência inercial, são respectivamente definidas através dos seguintes vetores:

$$(2.1) \quad \eta_1 = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}, \quad \eta_2 = \begin{bmatrix} \phi \\ \theta \\ \psi \end{bmatrix},$$

onde a posição do veículo no espaço é determinada segundo a especificação das cotas x , y e z e, analogamente, a orientação do veículo é definida através das grandezas ϕ , θ e ψ . O vetor posição-atitude η do corpo no espaço é definido pelo vetor:

$$(2.2) \quad \eta = \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{bmatrix} = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T.$$

Observe que a notação utilizada para a orientação η_2 e seguida no restante deste texto faz uso dos ângulos de Euler (ϕ , θ , ψ), que compreendem três variáveis, cada uma correspondente à rotação do veículo em um dos três eixos do sistema de coordenadas. No sistema de referência inercial representam-se, ainda, as velocidades de translação η_1 e de rotação η_2 como:

$$(2.3) \quad \dot{\eta}_1 = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix}, \quad \dot{\eta}_2 = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}.$$

Logo, a velocidade do veículo no espaço, e expressa no sistema referencial inercial, é dado por:

$$(2.4) \quad \dot{\eta} = \begin{bmatrix} \dot{\eta}_1 \\ \dot{\eta}_2 \end{bmatrix} = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T.$$

No sistema de coordenadas móvel a definição das grandezas é realizada de maneira análoga. Os vetores velocidade de translação v_1 e velocidade de rotação v_2 são definidos segundo:

$$(2.5) \quad v_1 = \begin{bmatrix} w \\ v \\ n \end{bmatrix}, \quad v_2 = \begin{bmatrix} r \\ q \\ p \end{bmatrix},$$

e o vetor de velocidade v é obtido da seguinte maneira:

$$(2.6) \quad v = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} = [n, v, w, p, q, r]^T.$$

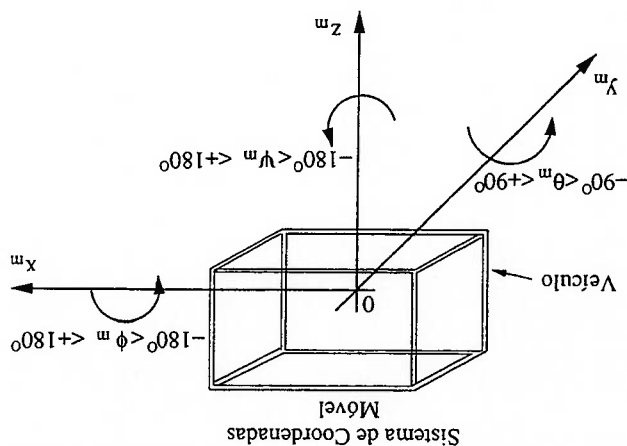


Figura 2.2: Restrições, geralmente utilizadas, nos movimentos angulares de veículos submarinos.

Neste texto as componentes de velocidade do veículo no espaço, expressas no sistema de coordenadas móvel, serão referenciadas através da seguinte correspondência², veja Fig. 2.1:

(2.7) $surge - u,$

(2.8) $sway - v,$

(2.9) $heave - w,$

(2.10) $roll - p,$

(2.11) $pitch - q,$

(2.12) $yaw - r.$

A Tabela 2.1 resume a notação utilizada.

Embora a interpretação física dos ângulos de Euler seja direta, esta representação apresenta singularidades para $\theta = \pm 90^\circ$, sendo passível das seguintes restrições:

(2.13) $-90^\circ < \theta < +90^\circ$

(2.14) $-180^\circ < \phi, \psi < +180^\circ.$

e

²Caso o deslocamento longitudinal no sistema inercial x estiver representado por *surge*, por exemplo, esta referência será feita de forma explícita.

G.T.	Nome	Ref. Inercial		Ref. Móvel	
		Pos./atit.	Veloc.	Pos./atit.	Veloc.
1	surge	x	x	x_m	u
2	sway	y	y	y_m	v
3	heave	z	z	z_m	w
4	roll	ϕ	$\dot{\phi}$	ϕ_m	p
5	pitch	θ	$\dot{\theta}$	θ_m	q
6	yaw	ψ	$\dot{\psi}$	ψ_m	r

Tabela 2.1: Variáveis de estado para cada grau de liberdade.

Sabe-se, no entanto, que para a maioria dos casos práticos de operações com veículos submarinos a região próxima dos valores que apresentam singularidades é improvável de ser atingida, como indicado pela Fig. 2.2. Uma descrição com quatro parâmetros ou quaternions (por exemplo, parâmetros de Euler $[e_1, e_2, e_3, e_4]$) possibilitaria contornar a região de restrições (Fossen, 1994; Fjellstad, 1994). Contudo, pelo fato dos ângulos de Euler apresentarem um apelo mais intuitivo estes serão considerados neste estudo.

Conforme mencionado acima, dois sistemas de coordenadas são utilizados para a representação cinemática do veículo no espaço. As componentes dos vetores de velocidade linear dos sistemas de referência móvel v_1 e inercial η_1 relacionam-se através do operador de transformação não linear J_1 definido como:

$$(2.15) \quad \eta_1 = J_1(\eta_2)v_1,$$

onde:

$$(2.16) \quad J_1(\eta_2) = \begin{bmatrix} \cos(\theta) \cos(\psi) & \sin(\theta) \sin(\psi) & \sin(\theta) \cos(\psi) & -\sin(\theta) \\ \cos(\theta) \sin(\psi) & \sin(\theta) \cos(\psi) & \sin(\theta) \sin(\psi) & -\sin(\theta) \\ \sin(\theta) \cos(\psi) & \cos(\theta) \sin(\psi) & \cos(\theta) \cos(\psi) & \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \sin(\psi) & \cos(\theta) \cos(\psi) & \sin(\theta) \cos(\psi) & \cos(\theta) \end{bmatrix}$$

Quando o veículo não sofre rotação em qualquer um dos seus eixos a matriz $J_1(\eta_2)$ simplifica-se na matriz identidade e, portanto, as velocidades são equivalentes em

ambos os sistemas. De maneira análoga, a transformação das velocidades de rotação η_2 e v_2 entre os dois sistemas de coordenadas é obtida pelo operador $J_2(\eta_2)$, através da expressão:

$$(2.17) \quad \eta_2 = J_2(\eta_2)v_2,$$

onde:

$$(2.18) \quad J_2(\eta_2) = \begin{bmatrix} 1 & \sin(\phi) \tan(\theta) & \cos(\phi) \tan(\theta) \\ 0 & \cos(\phi) & -\sin(\phi) \\ 0 & \sin(\phi) \sec(\theta) & \cos(\phi) \sec(\theta) \end{bmatrix}.$$

As matrizes $J_1(\eta_2)$ e $J_2(\eta_2)$ podem ser obtidas através da composição de movimentos de rotação do sistema móvel em relação a cada um dos eixos do sistema de coordenadas inercial, ver Anexo A. No restante do texto a matriz J será utilizada para designar transformações com vetores de dimensão igual a seis, sendo construída da seguinte maneira:

$$(2.19) \quad J(\eta) = \begin{bmatrix} J_1(\eta_2) & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & J_2(\eta_2) \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{6 \times 6}.$$

Nas expressões apresentadas a seguir o vetor representativo da somatória de esforços externos T no corpo do veículo submarino é definido por:

$$(2.20) \quad T = [T_T^1, T_T^2]^T,$$

onde o vetor $T_1 \in \mathbb{R}^3$ corresponde às forças externas e o vetor $T_2 \in \mathbb{R}^3$ corresponde aos momentos externos.

2.3 Dinâmica do Corpo Rígido

A caracterização da dinâmica consiste em estabelecer relações entre causa e efeito para o movimento de um corpo material³. Um corpo material pode ser interpretado como ponto material ou como corpo rígido, dependendo das dimensões e da sua distribuição de massa. A dinâmica de um ponto material de massa m descrevendo um movimento no espaço é regida pela seguinte expressão:

$$(2.21) \quad m\dot{\eta}_1 = T_1.$$

³ A abordagem de modelagem aqui utilizada segue a mecânica Newtoniana de acordo com segunda lei de Newton. Alternativamente, a dedução das expressões para o corpo rígido poderia ser derivada através das equações de Lagrange.

Na expressão acima a aceleração $\ddot{\eta}_1$ é resultado direto da atuação da resultante dos esforços externos T_1 .

Pelo fato do veículo submarino possuir dimensões não desprezíveis sua massa não está concentrada em um único ponto mas sim distribuída pela sua estrutura e, portanto, deve ser tratado como corpo rígido. A representação da dinâmica para um corpo rígido possui termos adicionais em relação à dinâmica do ponto material que estão relacionados com o movimento de rotação do corpo em torno dos seus eixos. Estes termos adicionais correspondem à força centrípeta e à força de Coriolis. Para fins de controle é conveniente escrever as equações da dinâmica do movimento do corpo rígido segundo uma parametrização no sistema de coordenadas móvel, visto a ação dos agentes externos e a inércia do veículo serem constantes em relação a este referencial. Logo, as expressões da dinâmica para um corpo rígido, definidos em relação ao sistema de referência móvel podem ser escritas como (Yuh, 1990; Fossen, 1994; Indiveri, 1998):

$$(2.22) \quad m[v_1 + v_2 \times v_1 + v_2 \times r_G + v_2 \times (v_2 \times r_G)] = T_1,$$

para translação e:

$$(2.23) \quad \frac{d}{dt}(I_0 v_2) + m r_G \times (v_1 + v_2 \times v_1) = \tau_2,$$

Nas expressões acima o operador \times representa o produto vetorial, para rotação. O vetor r_G corresponde à distância do centro de massa do veículo com relação ao sistema de coordenadas móvel e a matriz $I_0 \in \mathbb{R}^3$ contém os momentos e produtos de inércia do veículo com relação ao centro do sistema de coordenadas móvel $Ox_m y_m z_m$. Pretende-se manipular as equações da dinâmica de translação e rotação do corpo rígido para cada um dos seis graus de liberdade de maneira a estabelecer uma expressão matricial para dinâmica do veículo submarino. Manipulando as expressões acima e agrupando-as na forma matricial chega-se a:

$$(2.24) \quad M_{CRV} + C_{CR}(v)v = \tau,$$

onde a força de inércia é:

$$(2.25) \quad M_{CRV} = \begin{bmatrix} m v_1 + m v_2 \times r_G \\ I_0 v_2 + m r_G \times v_1 \end{bmatrix},$$

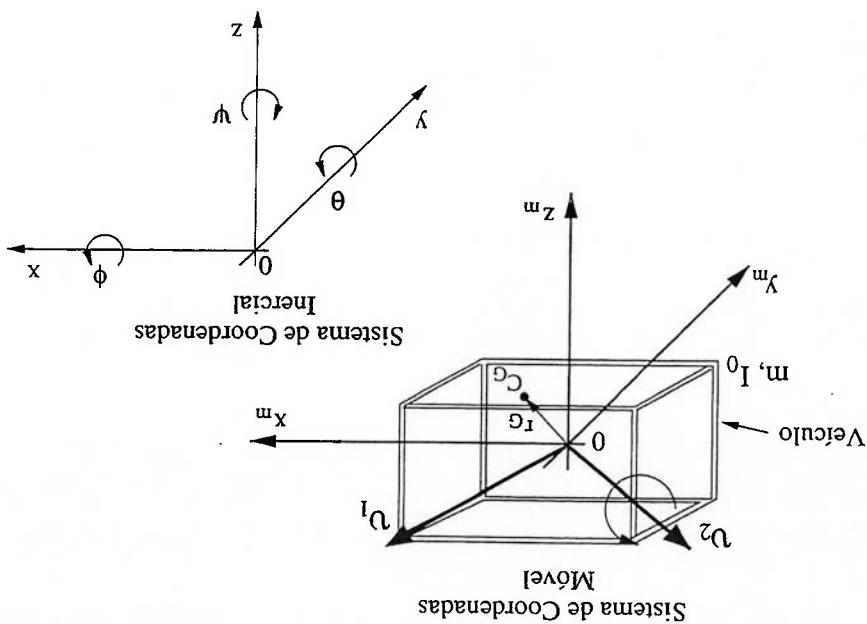


Figura 2.3: Veículo submarino, corpo rígido, e os sistemas de coordenadas. O tensor de inércia I_0 é dado em relação ao centro do sistema de coordenadas móvel.

e a força centrípeta e de Coriolis é dada por:

$$C^{CR}(v)v = \begin{bmatrix} mv_2 \times v_1 + mv_2 \times (v_2 \times r_G) \\ v_2 \times (I_0 v_2) + m r_G \times (v_2 \times v_1) \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

Nas expressões acima, a matriz M^{CR} corresponde à matriz de Inércia, contendo a massa m e os momentos e produtos de inércia do tensor I_0 , ver Anexo A. A matriz C^{CR} é denominada matriz de centrípeta e de Coriolis, contendo os termos das forças centrípeta e de Coriolis. A matriz C^{CR} , ao contrário da matriz de Inércia, pode ser parametrizada de várias maneiras, veja (Fossen, 1994) para uma discussão mais detalhada. De maneira geral tem-se que:

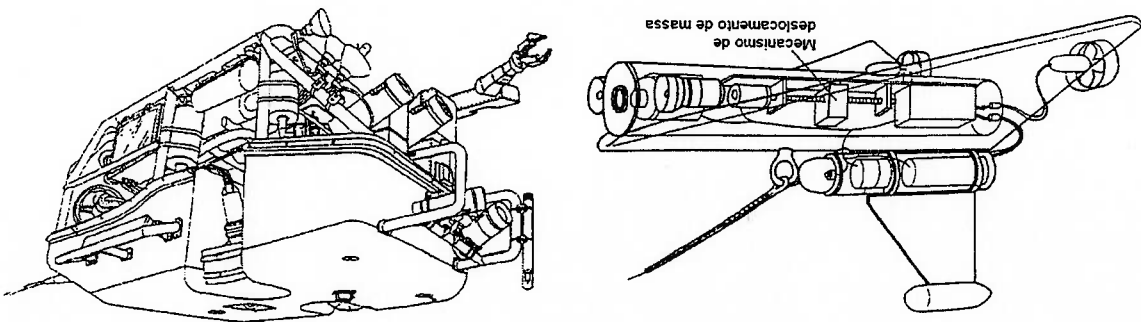
$$M^{CR} = M^{CT} > 0, \quad (2.27)$$

$$M^{CR} = 0 \quad (2.28)$$

$$C^{CR}(v) = -C^{CT}(v), \quad \forall v \in \mathbb{R}^6. \quad (2.29)$$

Vale salientar que para veículos que possuem partes internas móveis a condição $M^{CR} = 0$ não é mais verdadeira. Um veículo dotado de braços manipuladores movimentando peças ou dotado de mecanismos de deslocamento de massa interna

e



(a) Mecanismo de deslocamento de massa do veículo DELTA (Nakamura et al., 2000): alteração da posição do centro de massa e dos momentos e produtos de inércia. (b) Braço manipulador no ROV JASON (Whitcomb e Voerger, 1999a): alteração da posição do centro de massa, dos momentos e produtos de inércia e da massa do veículo.

Figura 2.4: Exemplos de veículos em que a massa, ou o centro de massa, pode sofrer variação.

são exemplos típicos, ver Fig. 2.4. Nestes casos, podem ocorrer variações dos parâmetros das matrizes do modelo de corpo rígido M_{CR} e C_{CR} .

Os esforços centrífuga e de Coriolis são dependentes de termos quadráticos dos componentes da velocidade do corpo, caracterizando dinâmicas não lineares. Estes termos quadráticos são caracterizados não só pela multiplicação dos componentes de velocidade do mesmo grau de liberdade mas, também, pelo produto de componentes de velocidade de graus de liberdade diferentes. Logo, estas forças e momentos são responsáveis pelo comportamento não linear e acoplado do corpo rígido e, portanto, do veículo submarino. Como será visto em seguida, a hidrodinâmica também contribui para a dinâmica não linear e acoplada do movimento do veículo submarino.

2.4 Esforços Hidrodinâmicos

O conjunto dos esforços hidrodinâmicos ao qual um veículo submarino totalmente submerso (condição de ausência de ondas) está sujeito quando este sofre deslocamento pelo fluido resume-se aos seguintes (Clayton e Bishop, 1982):

- Esforços devido à Massa adicionada;
- Arrasto ou dissipação hidrodinâmica (Amortecimento hidrodinâmico);
- Esforços de sustentação.

Nos instantes iniciais de aceleração de um corpo submerso os esforços "inerciais" do fluido, de massa adicionada, correspondem ao efeito hidrodinâmico mais importante. Neste intervalo inicial os fenômenos viscosos são desprezíveis uma vez que o gradiente de velocidade relativa entre o corpo submerso e o fluido é relativamente pequeno (Newman, 1977). À medida que o corpo possui sua velocidade elevada os esforços hidrodinâmicos devem-se cada vez mais aos efeitos de viscosidade, com o aparecimento de vórtices na superfície posterior do corpo, isto é, à junção do corpo. Na condição de velocidade constante existe a eliminação de vórtices (*vortex shedding*) de maneira oscilatória, o que corresponde ao mecanismo responsável pelo arrasto em regime.

2.4.1 Massa Adicionada

Os esforços de massa adicionada estão relacionados com a movimentação forçada de partículas do fluido que envolvem o corpo do veículo quando este possui aceleração. Observado pelo referencial do veículo, pode ser compreendida como sendo resultado do efeito da pressão induzida pelo fluido que envolve o veículo quando do este possui aceleração. Analogamente aos esforços do corpo rígido, o efeito devido à massa adicionada pode ser interpretado como ação de uma parte inercial e outra que corresponde à força centrípeta. Yuh (1990) apresenta as forças correspondentes à massa adicional de acordo com a seguinte expressão:

$$\tau_A = -\frac{d}{dt}M_{AV}, \quad (2.30)$$

onde M_A corresponde à matriz de inércia devido à massa adicionada. Alternativamente, Fossen (1994) utiliza as equações de Kirchhoff, que relacionam a energia cinética do fluido com as forças e momentos atuantes no veículo, para deduzir expressões que descrevem os esforços de massa adicionada. A expressão do esforço devido à massa adicionada τ_A , em função das matrizes de inércia M_A e de Coriolis

C_A , pode ser parametrizada da seguinte maneira:

$$M_A v + C_A(v)v = T_A. \quad (2.31)$$

Os elementos da matriz de inércia de massa adicionada M_A representam derivadas hidrodinâmicas com relação à aceleração do veículo. Um elemento genérico $M_{A_{ij}}$ é definido como:

$$M_{A_{ij}} \triangleq \frac{\partial T(i)}{\partial v(j)}, \quad (i, j = 1 \dots n_{gl}) \quad (2.32)$$

sendo $T(i)$ a somatória dos esforços externos do i -ésimo grau de liberdade e $v(j)$ a aceleração do veículo no j -ésimo grau de liberdade. A rigor a matriz de inércia M_A não é constante visto estar relacionada com a variação dos esforços externos e acelerações. Através de comprovação experimental tem-se observado que os coeficientes da massa adicionada são funções da frequência de oscilação ou do movimento do veículo e dependem da forma do veículo, além de serem sensíveis à profundidade de operação do veículo. A determinação dos coeficientes da massa adicionada para todos estados de operação possíveis ou mesmo em tempo real com o movimento do veículo constitui uma tarefa impraticável e, conseqüentemente, para fins práticos adotam-se $M_{A_{ij}}$ constantes. Pode-se, em geral, considerar a matriz de inércia de massa adicionada M_A como diagonal no caso do veículo possuir três planos de simetria. Adicionalmente, na maioria dos casos os elementos da matriz M_A são positivos.

A matriz C_A , assim como a matriz de esforços centrífuga e de Coriolis de corpo rígido C_{CR} , possui termos dependentes das componentes do vetor velocidade do veículo. Conseqüentemente, as forças e os momentos centrífuga e de Coriolis de massa adicionada, dada pelo produto $C_A v$ na Eq. 2.31, resulta em termos não lineares quadráticos e acoplados das componentes de velocidade do veículo, ver Anexo A.

2.4.2 Arrasto Hidrodinâmico

O esforço hidrodinâmico devido ao arrasto está relacionado a dois fenômenos principais, denominados Fricção de Superfície e Arrasto devido à pressão (ou Dissipação por formação de vórtices) (Newman, 1977; Clayton e

Bishop, 1982). De maneira simplificada, o arrasto de fricção de superfície deve-se às tensões tangenciais entre o fluido e a rugosidade da superfície do corpo o que resulta em um regime turbulento para números de Reynolds menores. Este componente do arrasto é dominante na dissipação hidrodinâmica em baixas velocidades. O segundo componente do arrasto deve-se à diferença de tensões (ou pressão) normais à superfície do corpo e portanto dependem diretamente da forma do corpo. Por isso, o arrasto devido à pressão também é conhecido como *arrasto de forma*. O aparecimento da força de arrasto surge, então, com a diferença de pressões à montante e à jusante com o movimento do veículo em relação ao fluido. Uma diferença de pressões não nula corresponde a uma força resultante, de arrasto. Para um veículo movendo-se apenas (não-nula) com a componente longitudinal de velocidade a força do arrasto hidrodinâmico possui a mesma direção e sentido contrário ao movimento. Para um movimento arbitrário os esforços de arrasto se manifestam com componentes correspondentes às componentes não-nulas do movimento.

O esforço de arrasto F_D pode ser quantificado de acordo com a seguinte expressão:

$$F_D = -0.5\rho C_d S |v|v. \quad (2.33)$$

Nesta expressão, ρ é a massa específica do fluido, C_d é uma matriz de coeficientes de arrasto hidrodinâmico e S é a área molhada. Fossen (1994) inclui adicionalmente ao termo quadrático um termo linear relativo à fricção de superfície, sendo a dissipação hidrodinâmica para cada grau de liberdade, considerando movimento com componentes velocidades de pequenas amplitudes, dada aproximadamente por uma estrutura desacoplada:

$$F^D(v) \approx D(v)v = C_{dl}v + C_{dnl}|v|v, \quad (2.34)$$

onde C_{dl} e C_{dnl} são matrizes diagonais e constantes contendo os coeficientes de arrasto linear e não linear, respectivamente. A expressão matricial mostrando os termos da Eq. 2.34 de maneira explícita é apresentada no Anexo A através da Eq. A.27.

Em geral, o arrasto hidrodinâmico possui dependência quadrática com a velocidade do veículo relativa ao fluido v_r . Pode-se, então, definir uma *velocidade* relativa v_r , como sendo a velocidade do veículo relativo ao fluido em movimento

(correnteza), expressando-a da seguinte maneira:

$$v_r = v - v_c \quad (2.35)$$

onde v_c representa a velocidade de correnteza.

Uma representação dos esforços de arrasto na qual a variação dos coeficientes é considerada pode ser expressa da seguinte forma:

$$F_D(v, v_c) \propto C_d(v, v_c) f(v, v_c), \quad (2.36)$$

onde F_D corresponde aos esforços hidrodinâmicos do arrasto, f é um vetor de funções não lineares das velocidades v e v_c . A matriz C_d compreende os coeficientes de arrasto que variam em função da variação das velocidades do veículo v e de correnteza v_c . A expressão do arrasto hidrodinâmico utilizada nas simulações é apresentada no Anexo A através da Eq. A.28.

Assim como os coeficientes de massa adicionada, os coeficientes do arrasto hidrodinâmico constituem funções da frequência do movimento e da forma do veículo. Para veículos que não possuem uma geometria definida⁴ os parâmetros são determinados através de experimentos com protótipos em tanques de prova ou túneis de vento (Ishidera, Tsusaka, Ito, Oishi, Chiba e Maki, 1986), (Nomoto e Hattori, 1986). Para veículos que possuem uma geometria bem definida existe ainda a alternativa de se estimar os parâmetros através de relações aproximadas, segundo a metodologia proposta pela "teoria das faixas", ou *strip theory*, (Newman, 1977; Fossen, 1994). Este procedimento, entretanto, é utilizado menos frequentemente.

2.4.3 Esforços de Sustentação

Além da força devido ao arrasto (viscoso) hidrodinâmico, com o deslocamento relativo de um corpo no fluido surgem esforços perpendiculares ao movimento ⁴Alguns veículos submarinos não possuem uma geometria definida caracterizando-se por uma estrutura tubular na qual são fixados os diversos sub-sistemas, sem a presença de uma superfície envolvente que conceda ao veículo um perfil hidrodinâmico que minimize o arrasto. Estes são comumente chamados de "veículos de "Invólucro aberto" (ou *open frame*).

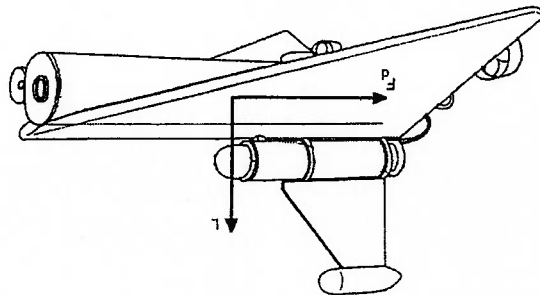


Figura 2.5: Esforços de arrasto hidrodinâmico e de sustentação em um veículo totalmente submerso.

denominados forças de sustentação. Esta força possui apenas componentes perpendiculares (laterais e verticais) ao movimento relativo, ver Fig. 2.5.

Para veículos com geometria indefinida (*open frame*), característica geralmente presente em ROVs, e na condição de baixas velocidades os esforços de sustentação são desprezíveis. Os veículos autônomos (AUVs) na grande maioria dos casos possuem o seu sistema de suprimento de energia embarcado o que exige um consumo energético eficiente para a realização de tarefas de alta autonomia. Por isso, os AUVs geralmente possuem um geometria mais definida, semelhante a forma de um folio, o que pode favorecer o aparecimento de componentes de sustentação.

2.5 Esforços Ambientais

A ação do vento e das ondas constituem agentes de distúrbios importantes quando embarcações de superfície, como navios e semi-submersíveis (plataformas marítimas, por exemplo) são considerados. Um veículo submerso, por outro lado, não está sujeito a estes distúrbios quando operado em grandes profundidades, pois o efeito destes é dissipado pela coluna d'água. No entanto, para casos em que se opera o veículo em baixa profundidade, perto da superfície, a ação das ondas sobre este não poderia mais ser desprezada.

O efeito ambiental de maior importância, salvo a exceção acima destacada, para um veículo submerso resume-se na correnteza marítima. A correnteza pode ser formada a partir de três princípios distintos. Um deles é através do vento, que

gera correnteza na camada mais próxima da superfície. Outro fator que contribui para a formação de correnteza constitui na troca de calor por convecção entre as camadas, lâminas d'água, do ambiente marinho e na superfície entre os fluidos ar-água, assim como nas alterações de salinidade (mudanças de concentração e consequentemente, do peso específico). Por fim, o efeito da maré provocado pelo satélite da Terra também influi no aparecimento da correnteza marítima.

A caracterização da correnteza marítima é realizada segundo a especificação da sua velocidade η_c , em geral definida com de coordenadas dadas no sistema inercial. Nestes casos deve-se obter suas coordenadas no sistema referencial móvel quando for necessária a sua incorporação na dinâmica do veículo. Considerando o fluido irrotacional, isto é, $\eta_{zc} = [0, 0, 0]^T$, a transformação da velocidade de correnteza v_{1c} do referencial inercial para o sistema de coordenadas do veículo segue com:

$$v_{1c} = J_1^{-1}(\eta_2)\eta_{1c} \quad (2.37)$$

A velocidade relativa do veículo no fluido, apresentada anteriormente, pode, então, ser expressa segundo a relação:

$$v_r = v - v_c. \quad (2.38)$$

A perturbação causada pela velocidade da correnteza marítima pode ser entendida como uma perturbação de baixa frequência. Logo, sua variação temporal será considerada como nula. Isto permitirá simplificar a formulação geral para a dinâmica do veículo submarino apresentado no Anexo A.

A expressão do esforço devido à correnteza τ_c , em função das matrizes de inércia M_c e de Coriolis C_c , pode ser parametrizada da seguinte maneira (Lewis, Lipscomb e Thomasson, 1984; Kalske e Haponen, 1991):

$$M_c v_c + C_c(v_c)v = \tau_c, \quad (2.39)$$

onde, para $v_{zc} = 0$ e $v_{zc} = 0$,

$$M_c v_c = \begin{bmatrix} p \Delta v_{1c} \\ p \Delta v_{2c} \times v_{1c} \\ p \Delta v_{3c} \times v_{1c} \end{bmatrix} + M_A v_c, \quad (2.40)$$

$$C_c(v_c)v = \begin{bmatrix} p \Delta v_{1c} \times v_{1c} \\ p \Delta v_{2c} \times v_{1c} \\ p \Delta v_{3c} \times v_{1c} \end{bmatrix} + C_A(v_c)v. \quad (2.41)$$

e

2.6 Esforços Restaurativos

2.6. ESFORÇOS RESTAURATIVOS

A ação gravitacional (ou peso) e o empuxo hidrostático correspondem ao que se denominam de forças restaurativas. Dada uma orientação do veículo determina-se da por $J_1(\eta_2)$ pode-se escrever uma formulação destas forças, no referencial do veículo, de acordo com:

$$T_G(\eta) = J_1^{-1}(\eta_2) \begin{bmatrix} W \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad T_B(\eta) = -J_1^{-1}(\eta_2) \begin{bmatrix} B \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (2.42)$$

onde:

$$W = mg, \quad (2.43)$$

$$B = \rho g \Delta. \quad (2.44)$$

O símbolo Δ na expressão do empuxo B representa o volume de fluido deslocado pelo veículo e g , na expressão do peso W , a aceleração da gravidade. Note que a orientação das forças, determinado pelos sinais, estão de acordo com a convenção estabelecida no começo do capítulo segundo a qual a cota vertical é crescente no sentido para baixo. A expressão geral para forças e momentos restaurativos pode ser escrita segundo:

$$G(\eta) = - \begin{bmatrix} T_G(\eta) + T_B(\eta) \\ r_G \times T_G(\eta) + r_B \times T_B(\eta) \end{bmatrix}. \quad (2.45)$$

O peso W possui ponto de aplicação no centro de massa C_G de distância r_G em relação à origem do sistema de referência do veículo. Semelhantemente, o empuxo hidrostático B atua sobre o ponto de aplicação do empuxo C_B , dado por r_B em relação à origem do sistema de coordenadas móvel, veja Fig. 2.6. O sinal negativo indica que esta expressão está representada no lado esquerdo da formulação geral da segunda lei de Newton, como pode-se observar pela Eq. 2.46.

Alguns veículos submarinos são projetados com flutuabilidade neutra, ou seja, com valores absolutos do peso e empuxo próximos; condição esta que permite maior economia de energia pois, não é necessária ação dos propulsores para manter constante a cota vertical do veículo. No entanto, na grande maioria dos casos

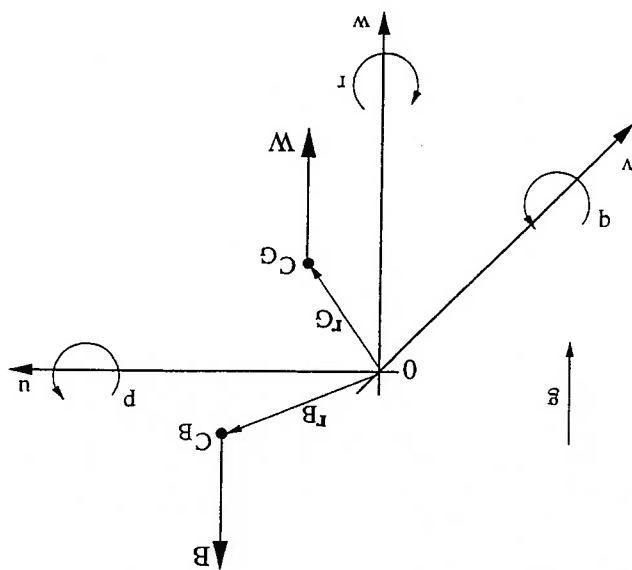


Figura 2.6: Forças do empuxo hidrostático e do peso representados no sistema de coordenadas móvel.

os veículos submarinos são projetados com peso negativo na água, ou seja, módulo de empuxo maior em relação ao peso. Isto representa um condição de segurança uma vez que, quando da existência de falhas de manobrabilidade (ou seja, operação inadequada ou inexistente nos propulsores, falha no módulo de controle ou no circuito de acionamento) o veículo "sobee" lentamente até a superfície. Uma desvantagem é relativa ao maior consumo de energia para submersão, pois além de dispender energia para o deslocamento tem de "vencer" a força restaurativa resultante que possui sentido contrário ao movimento.

Freqüentemente os movimentos de *roll* (d) e *pitch* (q) são deixados passivos, mas estabilizados sob ação da resultante restaurativa. Uma discussão mais detalhada acerca de como isto é realizado é feita a seguir.

Controle Passivo

Dependendo dos requisitos de manobrabilidade desejados pode-se deixar de controlar certos movimentos do veículo. Um mecanismo freqüentemente utilizado considera os veículos submarinos projetados para se obter *roll* (ϕ) e *pitch* (θ) estabilizados passivamente (Allmendinger ed., 1990) (ver exemplos em (Healey

e Lienard, 1993; Logan, 1994; Fossen, 1994)). Esta característica pode ser obtida através de uma distribuição adequada de massa de maneira que a posição dos centros de gravidade e de empuxo fiquem determinados estrategicamente. Isto permite uma simplificação da modelagem do veículo necessária ao projeto do controlador, reduzindo de seis para quatro a ordem do sistema controlado *ativamente*, visto a caracterização do *controlado passivo* para os dois graus de liberdade mencionados.

Através dos valores e posicionamento adequado dos centros de gravidade C_G e de empuxo hidrostático C_B consegue-se controlar passivamente o posicionamento angular de *roll* (ϕ) e *pitch* (θ). Como mostra a Fig. 2.7 é possível estabelecer estados condicionais (estável, instável e neutro) para estes graus de liberdade (Allmendinger ed., 1990). O equilíbrio estável, denominado controle passivo, permite que o veículo recupere ou restaure sua orientação original caso apresente desvios em relação aos eixos longitudinal e transversal horizontal. O equilíbrio instável, tende a distanciar o veículo da orientação desejada caso for perturbado. Na condição neutra o veículo permanece com sua orientação atual, sem ação das forças restaurativas. Vale mencionar que a condição de estabilidade pode ser realizada independentemente *roll* e *pitch*. A orientação angular de *roll* (ϕ) é garantida com o centro de empuxo C_B acima do centro de gravidade C_G . A orientação angular de *pitch* (θ) é conseguida com a localização dos dois centros numa mesma reta vertical, além do ponto de aplicação do empuxo hidrostático C_B estar acima do centro do peso C_G .

Demonstrou-se (Pettersen e Egeland, 1996) que é possível estabilizar exponencialmente um veículo submarino para os graus de liberdade *surge* (x), *roll* (ϕ), *pitch* (θ) e *yaw* (ψ), deixando os outros dois graus de liberdade não controlados e com componentes nulas para gravidade, com uma lei de realimentação periódica variante no tempo. Segundo Wichlund, Sordalen e Egeland (1995a) e Wichlund, Sordalen e Egeland (1995b) é possível provar que qualquer veículo subcontrolado (*underactuated*), sob ação de um campo gravitacional, não pode ser levado assintoticamente para uma posição de equilíbrio com uma realimentação de estado do tipo contínua C^1 quando os graus de liberdade não controlados possuem componentes nulas para ação da gravidade. Portanto, na opção de deixar alguns graus de liberdade não controlados deve-se assegurar que estes sejam estabilizados com

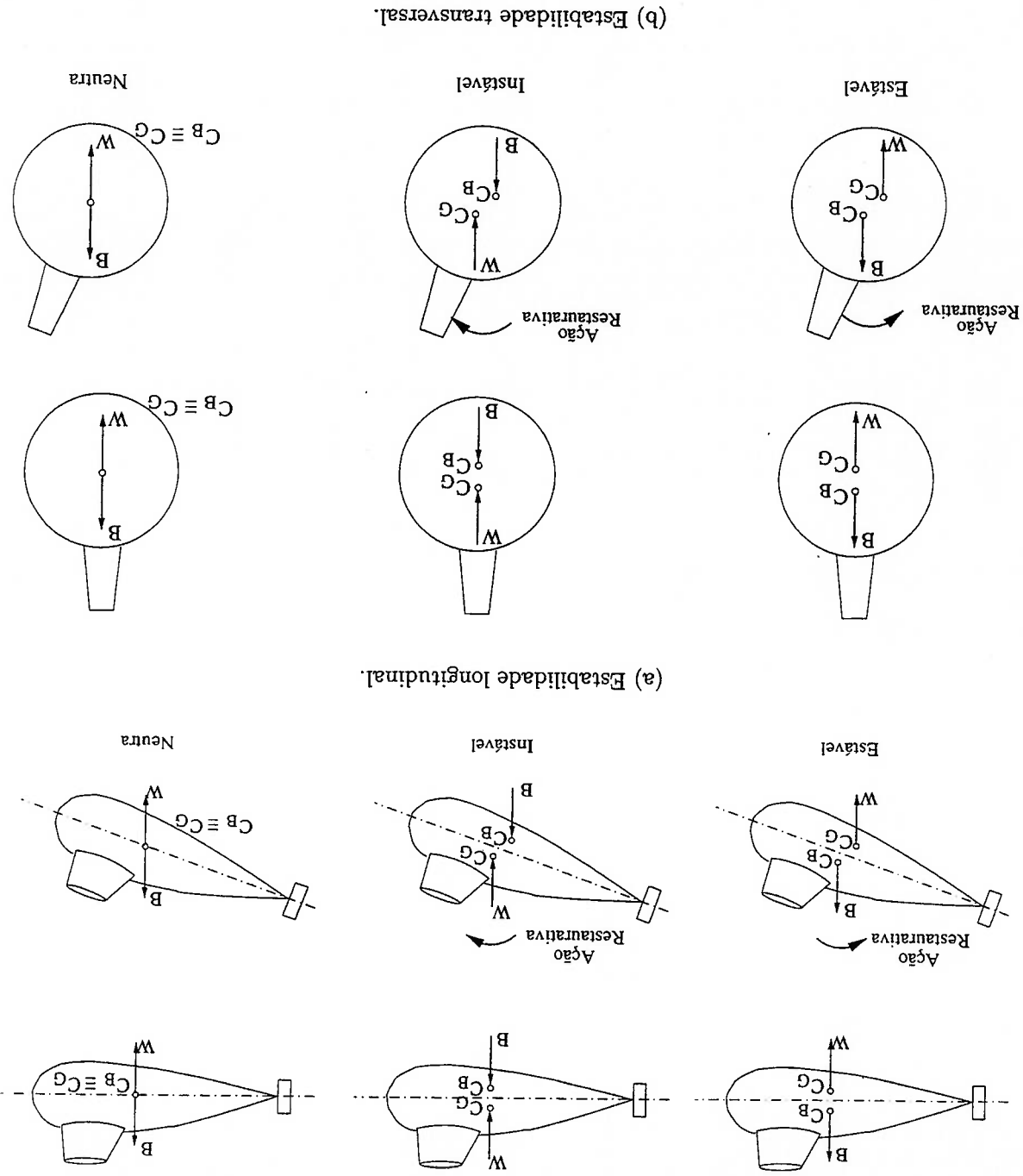


Figura 2.7: Posicionamento dos pontos de aplicação do peso W e do empuxo hidrostático B determinando as condições de estabilidade: estável, instável e neutra.

a ação restaurativa da gravidade e do empuxo hidrostático ou com a utilização de uma lei de controle contínua C^2 ou maior.

2.7. Expressão Geral

Considerando os elementos discutidos nos parágrafos acima, chega-se a uma formulação geral para a dinâmica do veículo submarino conforme:

$$M\dot{v} + C(v)v + F_D(v) + G(\eta) = \tau \quad (2.46)$$

$$\dot{\eta} = J(\eta)v. \quad (2.47)$$

Na equação geral acima as matrizes de massa de corpo rígido M_{CR} e de massa adicionada M_A são somadas em uma única matriz de inércia:

$$M = M_{CR} + M_A. \quad (2.48)$$

Analogamente, as matrizes centrífuga e de Coriolis de corpo rígido e de massa adicionada são agrupadas em uma única matriz:

$$C(v) = C_{CR}(v) + C_A(v). \quad (2.49)$$

A parcela $F_D(v)$ representa termos dos esforços referentes à dissipação hidrodinâmica. Estes podem ser parametrizados segundo uma estrutura desacoplada:

$$F_D(v) \approx D(v)v. \quad (2.50)$$

A matriz $G(\eta)$ corresponde à resultante das forças restaurativas como apresentado anteriormente.

Note que a representação da Eq. 2.46 é expressa com relação ao sistema referencial do veículo. Uma representação correspondente no sistema inercial é dada por:

$$M_{\eta}(\eta)\ddot{\eta} + C_{\eta}(v, \eta)\dot{\eta} + D_{\eta}(v, \eta)\eta + G_{\eta}(\eta) = \tau_{\eta} \quad (2.51)$$

onde:

$$M_{\eta}^{\eta}(\eta) = J^{-T}(\eta) M J^{-1}(\eta), \quad (2.52)$$

$$C_{\eta}^{\eta}(\nu, \eta) = J^{-T}(\eta) [C(\nu) - M J^{-1}(\eta) J(\eta)] J^{-1}(\eta), \quad (2.53)$$

$$D_{\eta}^{\eta}(\nu, \eta) = J^{-T}(\eta) D(\nu) J^{-1}(\eta), \quad (2.54)$$

$$G_{\eta}^{\eta}(\eta) = J^{-T}(\eta) G(\eta), \quad (2.55)$$

$$T_{\eta}^{\eta}(\eta) = J^{-T}(\eta) \tau. \quad (2.56)$$

O vetor τ incorpora os diversos esforços externos que atuam sobre o veículo:

$$\tau = \tau_c + \tau_{cabo} + \tau_{prop}, \quad (2.57)$$

onde τ_c , τ_{cabo} e τ_{prop} são os esforços devido à correnteza marítima, ao cabo umbilical e do sistema propulsor, respectivamente. Embora o sistema propulsor esteja localizado internamente ao veículo sua atuação é considerada como esforço externo. Considerando o desenvolvimento dos esforços devido à correnteza marítima no Anexo A (sob a hipótese de se ter o peso igual ao módulo do empuxo hidrotático $W = |B|$), pode-se agrupar o esforço devido à correnteza τ_c no primeiro membro da Eq. 2.46. Tem-se, portanto, que:

$$M\dot{\nu} + C(\nu_r)\nu_r + F^D(\nu_r) + G(\eta) = \tau_{cabo} + \tau_{prop}. \quad (2.58)$$

A modelagem cinemática e dinâmica de veículos submarinos apresentada acima, assim como para a maioria dos sistemas físicos, possui limitações com relação à representatividade da dinâmica da planta real, sendo válida para a região de baixas frequências de velocidade. Até mesmo a definição do intervalo de frequências em que o modelo é válido constitui uma tarefa complexa pois a medida que o sistema físico é excitado a operar com frequências mais altas aumenta a dificuldade da avaliação do acompanhamento do sinal de entrada. Isto se deve por causa dos problemas relacionados com o tempo de resposta da instrumentação necessária ou mesmo quando uma relação sinal-ruído adequada não é possível.

Como mencionado anteriormente, o veículo submarino constitui numa planta caracterizada por uma dinâmica não linear, onde a dinâmica dos seis graus de liberdade estão acoplados e sujeitos a variações paramétricas, dos coeficientes das matrizes M_A e C_A e F^D , com a velocidade e a aceleração do veículo. Adicionalmente à variação paramétrica, um veículo submarino pode sofrer variação da sua

geometria e/ou de massa. Neste caso, ocorre uma variação dos parâmetros das matrizes do modelo de corpo rígido M_{CR} e C_{CR} .

Visto o modelo geral de um veículo submarino ser caracterizado por uma dinâmica não linear e multivariável, conforme exposto acima, em muitos casos recorre-se à modelos simplificados para aplicação de controle, especialmente quando da utilização destes sobre uma ampla faixa de operação, isto é, velocidades. Quando do emprego de técnicas lineares de controle, PID por exemplo, utilizam-se modelos lineares do veículo para o projeto. O processo de linearização utilizando série de Taylor, considerando até termos de baixa ordem, necessita levar em conta vários pontos em torno dos quais esta é realizada, pois devido à natureza não linear do movimento de um veículo submarino, somente um conjunto de modelos lineares (um para cada região de operação) é representativo do caso real. Outras técnicas de controle podem ser aplicadas e sintonizadas com um modelo não linear do veículo, sem necessidade de simplificação. Para fins práticos, dois modelos do veículo submarino são considerados:

Modelo Completo

Este modelo considera a dinâmica não linear sem qualquer simplificação, como descrita pela Eq. 2.46. Os coeficientes de arrasto hidrodinâmico são variáveis com a orientação do veículo. Este modelo é empregado para simulações em malha aberta (validação do modelo matemático) e para verificação de estabilidade e desempenho do sistema controlado após determinação do controlador.

Modelo Simplificado

Este modelo é obtido com a simplificação do anterior com o fim de aplicação com uma metodologia de síntese do controlador. Os esforços devido à correnteza marítima são desprezados e apenas os principais efeitos não lineares modelados, como os esforços de corpo rígido e os esforços hidrodinâmicos, são utilizados no modelo simplificado resultante. Adicionalmente, os coeficientes de arrasto hidrodinâmico são aproximados por constantes.

A origem das incertezas do modelo utilizado para síntese dos controladores conta com pelo menos duas componentes principais: quando se aproxima o sistema real (físico) por um modelo matemático não linear, como a Eq. 2.58, e quando se simplifica este último por modelos menos complexos mas adequados à síntese de controladores. Contudo, na maioria dos casos, senão todos, os projetos de controle são conduzidos com a desconsideração do primeiro conjunto de incertezas mencionadas acima. Por causa disto, é sempre desejável realizar a simulação experimental do controlador com o sistema físico a título de verificação dos requisitos de controle.

Capítulo 3

Modelagem do Cabo Umbilical

3.1 Introdução

O cabo umbilical funciona como meio de transmissão de energia elétrica, sinais de comando e sinais de monitoramento entre o veículo submarino e a plataforma de controle localizado no navio, por exemplo, veja Fig. 3.1. O cabo umbilical é utilizado com veículos operados remotamente - ROV, tendo em vista que os veículos submarinos autônomos AUVs não possuem, de maneira geral, conexão com uma embarcação na superfície.

A modelagem do cabo umbilical utiliza o modelo de massas concentradas ou *lumped mass*¹ (Nomoto e Hattori, 1986; Yokobiki, Koterayama, Yamaguchi e Nakamura, 2000; Driscoll, Lueck e Nahon, 2000), no qual a estrutura do cabo é aproximado por um modelo discreto composto de pequenos elementos cilíndricos extensíveis. Neste procedimento as massas são consideradas localizadas nos nós, que correspondem à interface entre os vários cilindros, como ilustrado na Fig. 3.2. Os esforços do elemento superior são determinados e seus efeitos “propagados” de elemento em elemento até a determinação do esforço resultante no elemento da

¹Os métodos de modelagem geralmente empregados pertencem a três categorias principais: *métodos de elementos finitos*, *métodos diferenciais* e o *lumped mass*. Uma outra abordagem, mais recente, segue uma modelagem através de *eigenfunctions* (Yamaguchi, Koterayama e Yokobiki, 2001).

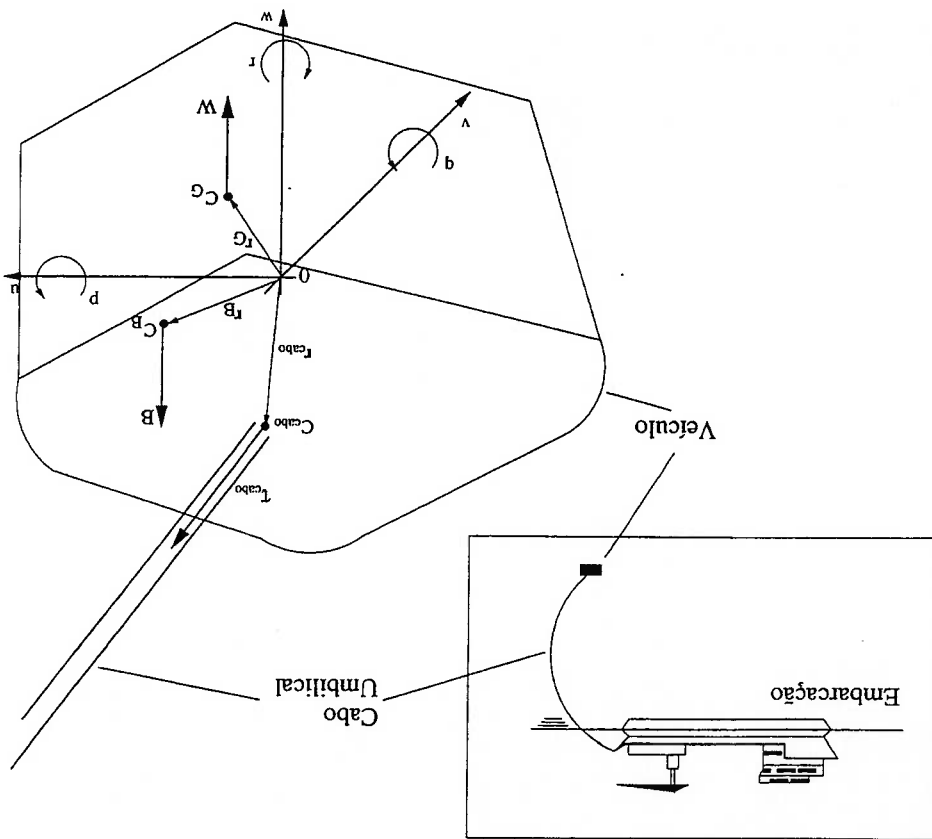


Figura 3.1: Conexão do veículo submarino com uma embarcação na superfície.

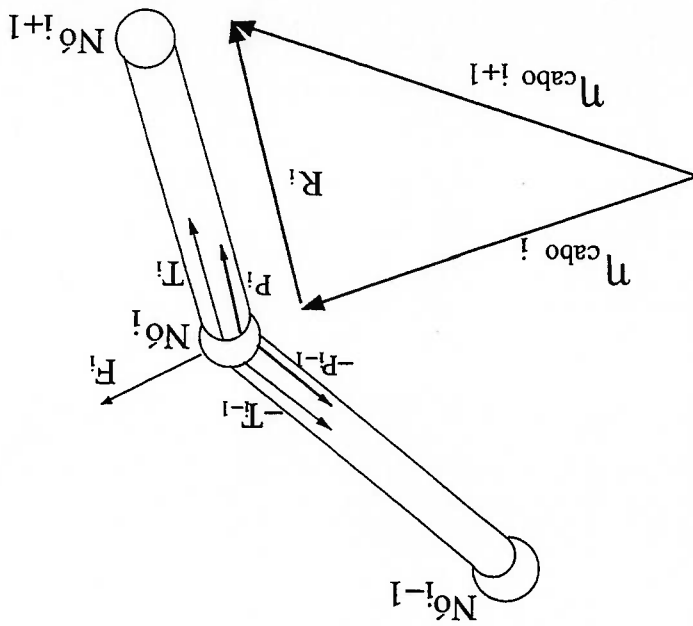
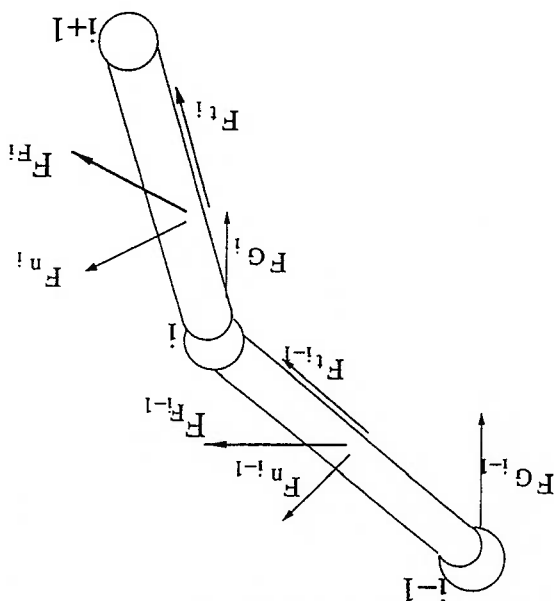


Figura 3.2: Elementos cilíndricos discretizados e esforços internos.

3.2 Modelagem do Cabo Umbilical

“ponta” do cabo, conectado ao veículo submarino, e então transformado para o sistema de coordenadas de referência móvel, obtendo-se, assim, o esforço do cabo umbilical τ_{cabo} . Em princípio, o local mais adequado onde o cabo umbilical deve se ligar ao veículo submarino é próximo ao centro de massa. Desta maneira os esforços do cabo provocados no veículo resumem-se somente às forças, evitando o aparecimento de momentos devido ao braço do ponto de conexão do cabo-veículo e o centro de massa. No entanto, muitas vezes o centro de massa não está localizado sobre a estrutura do veículo ou a existência de impedimentos físicos com outros elementos do veículo impossibilitam a adoção deste requisito.

Figura 3.3: Forças externas consideradas em cada nó.



Os principais esforços externos que atuam sobre o cabo são o arrasto hidrodinâmico F_P e as forças restaurativas F_G . As forças de arrasto hidrodinâmico são o resultado da composição das componentes tangencial F_t e normal F_n , como mostrado na Fig. 3.3. A tensão T e o amortecimento P axiais constituem os principais esforços que independem do ambiente de operação e são considerados como importantes. Os efeitos dos esforços flexionais são comparativamente menos importan-

tes em relação aos efeitos dos esforços acima, podendo-se considerá-los ausentes (Triantafyllou, 1984; Hover, Grosenbaugh e Triantafyllou, 1994; Behbahani-Nejad e Perkins, 1996). O esforço de torção não é considerado; muito embora, sob certas condições, este esforço seja responsável por efeitos de importância prática e sendo necessária uma análise prévia do carregamento dinâmico no cabo umbilical. Um exemplo típico configura-se na situação em que no cabo umbilical atuam esforços torsionais em conjunto com os esforços axiais (tensão axial). Na condição do cabo umbilical estar sob o efeito de flexão-torção e tensionado acima de um valor denominado crítico existe a possibilidade de aparecimento de "laços" (*loops*) caso a tensão varie para valores abaixo deste valor crítico. O surgimento indesejado de laços pode contribuir para dano estrutural do cabo umbilical o que comprometeria a transmissão de dados e/ou energia. Este e outros problemas relacionados são tratados nos trabalhos Coyne (1990) e Ramos Jr. (2001).

Portanto, a modelagem do cabo umbilical aqui realizada considera um modelo em três dimensões, não sendo considerados os efeitos de flexão ou torção como mencionado acima. A dinâmica, em três dimensões, de cada elemento discreto do cabo obedece a seguinte equação:

$$[M_i + M_{A_i}]^{cabo} \ddot{\eta}^{cabo}_i = (T_i + P_i)^{cabo} - (T_{i-1} + P_{i-1})^{cabo} + F_i, \quad (3.1)$$

onde η^{cabo}_i é a aceleração do i -ésimo nó e $M_i, M_{A_i} \in \mathbb{R}^3$ são as matrizes de massa e de massa adicionada do i -ésimo elemento cilíndrico, ver Anexo A para detalhes. Na expressão acima tem-se, ainda, que N^{cabo} é o número de nós utilizados e $i = 1 \dots N^{cabo} - 1$.

3.2.1 Forças Internas

Como pode ser observado pela Fig. 3.4, a ação da tensão normal e do amortecimento interno sobre cada elemento discreto pode ser modelado como um sistema massa-mola-amortecedor. Nesta configuração, T^{cabo}_i é tensão normal atuando sobre o i -ésimo nó, como pode ser observado pela Fig. 3.2, sendo expressa como:

$$T^{cabo}_i = E \frac{A^{cabo}_i}{l_0} R_i \left[1 - \frac{|R_i|}{l_0} \right]. \quad (3.2)$$

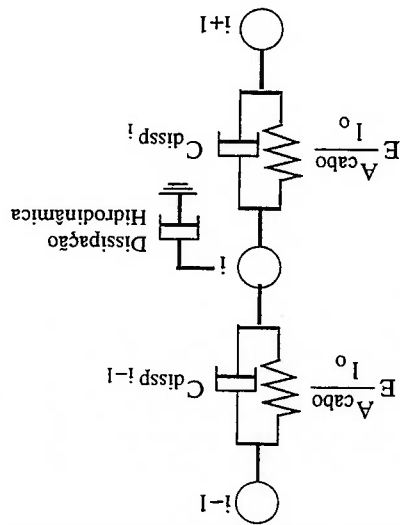


Figura 3.4: Analogia da dinâmica dos elementos discretos do cabo umbilical ao sistema massa-mola-amortecedor.

Na expressão acima, E é o módulo de Young do cabo, A_{cabo} é a seção transversal do cabo com diâmetro d_i e l_0 é o comprimento natural de cada elemento do cabo. A grandeza R_i é dada por:

$$R_i = (\eta_{cabo,i+1} - \eta_{cabo,i}) \quad (3.3)$$

onde $\eta_{cabo,i}$ é a posição do i -ésimo nó.

O atrito entre o isolamento dos fios condutores com as camadas dos materiais de proteção externos que revestem o cabo umbilical causa um efeito de amortecimento de movimento relativo de dois pontos pertencentes ao cabo. Este amortecimento é assumido como linear e modelado como proporcional a diferença de velocidades de dois nós consecutivos (Buchham, Nahon e Seto, 1999):

$$F_i = C_{cabo}(\eta_{s,i} - \eta_{s,i-1}) \quad (3.4)$$

A velocidade $\eta_{s,i}$ refere-se à velocidade do i -ésimo na direção s . Note, portanto, que a dissipação possui componente não nula somente na direção tangente aos dois nós, como mostrado na Fig. 3.5. Para transformar as componentes desta força de amortecimento interno para o sistema de coordenadas inercial, procede-se primeiramente com a projeção das velocidades dos nós na direção tangente do cabo:

$$\frac{R_i}{R_i} \text{ projeção} = \eta_{cabo,i} \frac{|R_i|}{R_i} \quad (3.5)$$

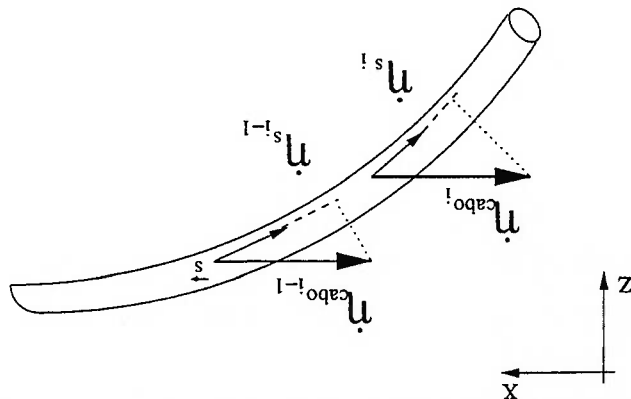


Figura 3.5: Projção da velocidade do nos genericos i e $i - 1$ na direção tangente ao cabo umbilical, dada pelo versor \hat{s} .

onde \mathbf{R}_i , mencionado acima, possui direção tangente ao cabo pois é dado pela diferença da posição de dois nós consecutivos. Em seguida, multiplica-se o número escalar *projção* pelo versor tangente, obtendo, desta maneira a componente de velocidade na direção tangente ao cabo de cada nó, ou seja:

$$F_i = C_{cabo} \left[(\eta_{cabo_i} - \eta_{cabo_{i-1}}) \frac{|\mathbf{R}_i|}{|\mathbf{R}_i|} \right] \frac{\mathbf{R}_i}{|\mathbf{R}_i|} \quad (3.6)$$

$$= C_{cabo} \frac{[(\eta_{cabo_i} - \eta_{cabo_{i-1}}) \mathbf{R}_i] \mathbf{R}_i}{|\mathbf{R}_i|^2} \quad (3.7)$$

$$= C_{cabo} (\eta_{s_i} - \eta_{s_{i-1}}) \quad (3.8)$$

3.2.2 Forças Externas

A resultante externa F é resultado da força restaurativa F_G e do esforço de arrasto hidrodinâmico F_P , sendo:

$$F_i = \frac{1}{2} (F_{P_i} + F_{P_{i-1}}) + F_{G_i} \quad (3.9)$$

A força hidrodinâmica F_P possui componentes normal e tangencial conforme a expressão:

$$F_{P_i} = F_{n_i} + F_{t_i} = \frac{1}{2} \rho d_i (C_n U_{n_i} |U_{n_i}| + C_t U_{t_i} |U_{t_i}|) |\mathbf{R}_i| \quad (3.10)$$

A constante ρ é a massa específica da água, C_n e C_t são os coeficientes de arrasto normal e tangencial, geralmente adotados constantes. Os termos restantes, U_{n_i} e

U_i , equivalentes às componentes normal e tangencial da velocidade de escoamento do fluido para cada elemento do cabo e expressas como:

$$U_i = \frac{[(\eta_c - \eta_{cabo}) \mathbf{R}_i \mathbf{R}_i + |\mathbf{R}_i|^2]}{(\eta_c - \eta_{cabo}) \mathbf{R}_i \mathbf{R}_i}, \quad (3.11)$$

$$U_{n_i} = \eta_c - \eta_{cabo} - U_i, \quad (3.12)$$

onde η_c corresponde à velocidade de correnteza, mencionada na seção anterior.

Os esforços de sustentação são aqui desprezados. Um exemplo em que estes esforços são levados em consideração pode ser encontrado em (Yamaguchi et al.,

2001).

O método de discretização *lumped mass* possui limitações numéricas quanto à convergência dos esforços internos aos nós. Verificou-se que o método numérico exige uma redução do comprimento dos elementos cilíndricos quando o cabo possui uma curvatura muito acentuada (Mullarkey, McNamara e O'Sullivan, 1999), caso contrário o modelo deixa de reproduzir a realidade. Além disso, o tempo de convergência é sensível à configuração ou condição inicial do cabo, sendo, à princípio, tanto maior quanto mais distante for a condição inicial do cabo da configuração em regime.

Os esforços em regime obtidos segundo o modelo *lumped mass* foram comparados com os resultados teóricos (esperados) dos esforços necessários para manter o cabo umbilical em uma configuração de equilíbrio. Estes resultados teóricos foram determinados através de expressões analíticas para o caso bidimensional (ver (Pode, 1951)), ou seja, na condição do cabo umbilical estar contido no plano vertical do sistema inercial. Os resultados são apresentados na Fig. 3.6 e na Tabela 3.1. Os dados utilizados são apresentados no Apêndice B.

3.3 Conclusão

Neste capítulo apresentou-se o modelo do cabo umbilical que é utilizado em conjunto com o modelo do veículo submarino. A modelagem do cabo utilizado aqui é o de *massas concentradas*, ou "*lumped mass*". Este modelo considera o cabo

Grandezas	
Resultados	
Profundidade de operação (m)	187.40
Posição horizontal de operação (m)	-97.530
Comprimento do cabo (m)	222.78
Esforço vertical (N)	457.00
Esforço horizontal (N)	122.45

Tabela 3.1: Resultados teóricos calculados para o cabo umbilical na condição de regime.

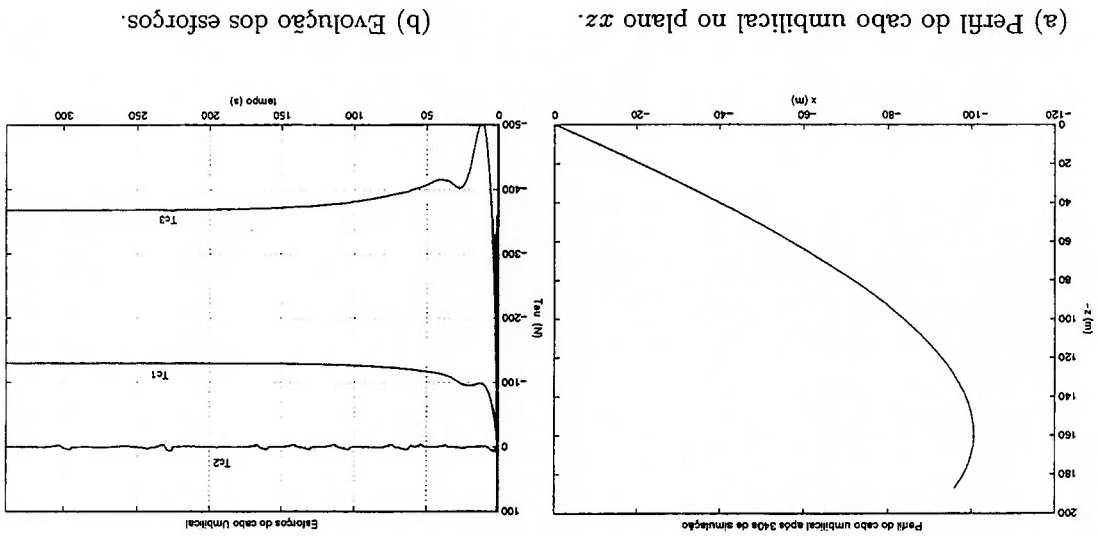


Figura 3.6: Perfil do cabo umbilical no plano xz , em regime, para correnteza de $\eta_c = [-0.51; 0; 0]m/s$.

umbilical discretizado em pequenos elementos cilíndricos extensíveis com massa concentrada nas extremidades, denominados nós. Os esforços atuantes no cabo umbilical possuem duas origens distintas: os esforços externos e os esforços internos ao cabo. Aos esforços externos atribuem-se o peso e empuxo hidrostático, representados por F_G , e o arrasto hidrodinâmico F_R . Os esforços internos resumem-se à tensão axial T_{cabo} e ao amortecimento interno P .

Capítulo 4

Formulação Matemática dos Propulsores

4.1 Introdução

A importância da modelagem do sistema propulsor reside na necessidade de se quantificar as relações que estabelecem um mapeamento adequado entre o esforço de controle exigido pelo controlador e os atuadores do veículo. Estes podem ser compostos por propulsores, superfícies de controle ou mesmo por mecanismos de deslocamento de massa, veja Fig. 2.4. O modelo para o sistema atuador aqui considerado leva em conta a existência de propulsores apenas.

A dinâmica do propulsor pode ser subdividida em duas partes: na hidrodinâmica fruto da interação entre o propulsor, o veículo e o fluido; e na dinâmica do motor elétrico que na grande maioria dos casos, é um motor CC ou *brushless*. Os efeitos eletrodinâmicos devidos ao motor são geralmente desprezíveis (Caccia e Veruggio, 2000; Caccia, Indiveri e Veruggio, 2000), pois as constantes de tempo envolvidas são, em geral, ordens de grandeza menores que a relativa aos efeitos hidrodinâmicos. A atenuação é geralmente mais voltada ao comportamento não linear dos tempos de atraso quando relacionados a sua operação em ambiente aquático. Estas características tendem a reduzir consideravelmente a banda pas-

sante do sistema controlado, o que limitaria a ação do controlador para atender requisitos de manobras com componentes de frequências altas ("manobras rápidas"). Por causa disto, é usual adotar uma malha de controle interna e individual a cada atuador com o intuito de minimizar os efeitos do atraso e contribuir na rejeição de distúrbios como, por exemplo, o relativo ao torque hidrodinâmico.

4.2 Modelagem Hidrodinâmica do Sistema Propulsor

Algumas propostas tentam em menor ou maior grau modelar os efeitos hidrodinâmicos de interesse no controle de propulsores de veículos submarinos não tripulados. Yoerger, Cooke e Slotine (1990) consideraram um modelo dinâmico de um único estado, relacionando a velocidade de rotação do hélice ω com o empuxo T . Baseado em simulações experimentais Healey, Rock, Cody, Miles e Brown (1995) e Whitcomb e Yoerger (1999a) consideraram um modelo dinâmico de dois estados, denominado de "modelo de fluxo axial". Este modelo permite uma descrição mais próxima da realidade uma vez que a velocidade de fluxo axial U_a é considerada como estado, sendo determinada através de uma expressão aproximada¹. Fossen e Blanke (2000) estabeleceram um modelo de três estados, considerando a velocidade do veículo como o terceiro estado, na qual a velocidade do fluido que passa pelo invólucro do propulsor é estimada por um observador de estados. Esta incorporação da dinâmica do veículo implícita é realizada explicitamente no modelo de dois estados, uma vez que o modelo do veículo também é considerado. Entretanto, a modelagem de três estados (Fossen e Blanke, 2000) pouco acrescenta em relação ao modelo de dois estados, proposto em (Healey et al., 1995), e por causa disto, a modelagem aqui adotada segue a abordagem de dois estados, sendo o acionamento do motor elétrico realizado através do controle de tensão.

¹Esta expressão é obtida segundo a adoção de um volume de controle do sistema fluido-duto que envolve o propulsor, veja Fig. 4.1, e realizando um balanço de fluxo de entrada e saída.

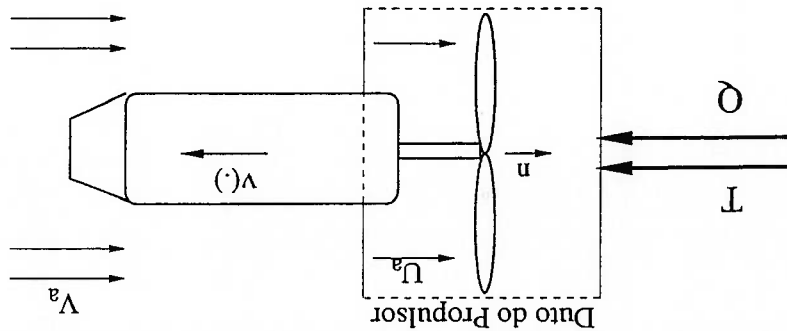


Figura 4.1: Esforços de propulsão e carregamento hidrodinâmico no hélice do propulsor. Localização da tomada das velocidades de avanço V_a e axial do fluxo do fluido U_a .

4.2.1 Mapeamento do Hélice

Como citado acima, a modelagem do sistema propulsor envolve a determinação da dinâmica do motor e das relações hidrodinâmicas relacionando os efeitos do fluido no hélice, responsáveis pela introdução de não linearidades e atrasos. A seguir, descreve-se resumidamente o "modelo de fluxo axial" de dois estados em-pregado nos estudos (Healey et al., 1995; Whitcomb e Voerger, 1999a; Whitcomb e Voerger, 1999b).

Dois esforços surgem da ação de um propulsor: a força de propulsão T , ou empuxo, responsável pela propulsão do veículo, e o torque Q , relativo ao carregamento hidrodinâmico sobre o hélice do propulsor. Ambos esforços atuam na direção longitudinal ao eixo de rotação do hélice, como mostrado na Fig. 4.1.

O empuxo T desenvolvido pelo propulsor é dependente de vários fatores que englobam desde as características do meio fluido até a geometria do hélice. A velocidade do fluxo do fluido pelo invólucro do hélice U_a , o passo do hélice p^{prop} e o ângulo de ataque do hélice em relação ao fluxo do fluido α_e representam alguns destes fatores. Estas grandezas determinam o regime de operação do propulsor, sendo caracterizado por um comportamento de quatro quadrantes que é determinado pelos sinais da rotação do hélice e da velocidade de avanço. Dependendo do regime de operação (quadrante) do propulsor estabelece-se um mapeamento do valor de força atingido com respeito ao módulo das grandezas envolvidas.

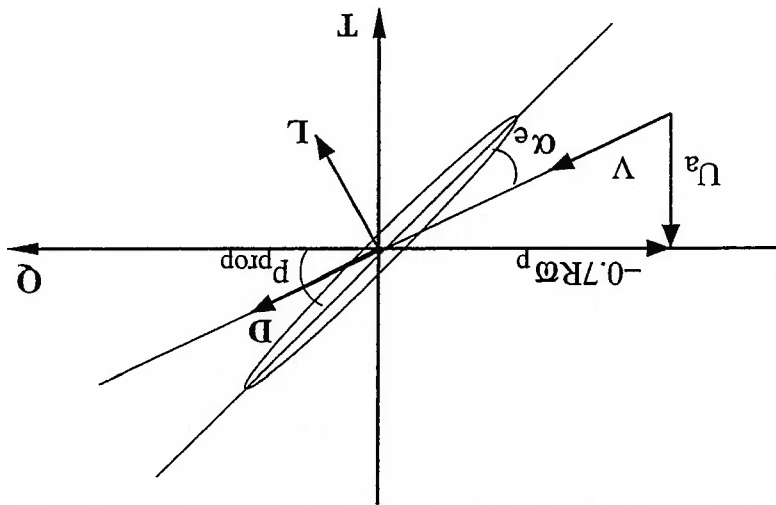


Figura 4.2: Relações geométricas dos ângulos de ataque α_e e do passo p^{prop} .

Algumas definições são primeiramente estabelecidas e, então, relacionadas com expressões para propulsão. Como pode ser observado na Fig. 4.1, além da velocidade do veículo $v(\cdot)$, define-se a velocidade de avanço V_a como sendo a velocidade ambiente do fluido. Esta grandeza é utilizada nas relações de mapeamento dos esforços de controle, sendo sua utilização detalhada na próxima seção. Adicionalmente, define-se a velocidade axial do fluxo do fluido U_a como a velocidade do fluido interior ao duto do propulsor. A velocidade tangencial efetiva do hélice é tomada a $0.7R$ através da relação:

$$U_p = 0.7R\omega_p, \tag{4.1}$$

onde R corresponde ao raio do hélice. Define-se o ângulo de ataque do hélice com o fluxo α_e , veja Fig. 4.2, determinado segundo a relação:

$$\alpha_e = p^{prop} - \arctan(U_a/U_p), \tag{4.2}$$

onde p^{prop} é o ângulo de passo ou passo do hélice, considerado constante para aplicações com veículos submarinos não tripulados. A velocidade resultante da rotação do hélice com o fluxo U_a é dada pela soma vetorial das componentes logo:

$$V^2 = U_p^2 + U_a^2. \tag{4.3}$$

Distância aproximada do centro de rotação onde se verifica maior componente de sustentação L , ver (Lewis, ed., 1988).

Na interação do hélice com o fluido desenvolvem-se forças de sustentação e arrasto. Sabe-se que estas forças são funções da velocidade resultante V e do ângulo de ataque do fluxo em relação ao hélice α_e . Healey et al. (1995) propõem uma representação das forças de sustentação L e de arrasto D através dos primeiros termos da série de Fourier dos coeficientes C_L e C_D em função do ângulo α_e através de:

$$L = 0.5\rho V^2 A_{prop} C_L, \quad (4.4)$$

$$D = 0.5\rho V^2 A_{prop} C_D, \quad (4.5)$$

onde:

$$C_L = C_{Lmax} \sin(2\alpha_e), \quad (4.6)$$

$$C_D = C_{Dmax} (1 - \cos(2\alpha_e)). \quad (4.7)$$

Nas expressões acima C_{Lmax} e C_{Dmax} indicam os valores máximos para os coeficientes de arrasto e sustentação³. A constante A_{prop} representa a área da seção transversal do duto que envolve o hélice. As forças de arrasto e sustentação são responsáveis pelo surgimento dos esforços de propulsão T e Q , veja Fig. 4.2. Considerando as relações acima chega-se à expressão para o empuxo T e para o torque devido ao carregamento hidrodinâmico Q de acordo com:

$$T = L \cos(\theta) - D \sin(\theta), \quad (4.8)$$

$$Q = 0.7R[L \sin(\theta) + D \cos(\theta)], \quad (4.9)$$

onde:

$$\theta = P_{prop} - \alpha_e. \quad (4.10)$$

Um aspecto de importância relativo a hidrodinâmica do sistema propulsor é a utilização de um envoltório ou duto ao redor do hélice. Existe comprovação experimental que a presença do duto envoltório resulta em tempos de atraso menores para resposta hidrodinâmica da propulsão T , em relação aos modelos e simulações apresentadas a seguir a presença do duto do propulsor é considerada.

³ A aproximação dos coeficientes C_L e C_D utilizando somente os termos de Fourier de baixa ordem ou senóides "puras" é, em geral, inadequada com respeito à representatividade da variação dos coeficientes com o ângulo α_e que se verifica na realidade (Bachmayer, Whitcomb e Grosenbaugh, 1999).

4.2.2 Modelagem do Fluido

A obtenção do valor da velocidade do fluxo U_q no propulsor não representa uma tarefa trivial. Uma possibilidade é medir a velocidade do fluxo instrumentando o propulsor com velocímetros Doppler (acústicos ou com tecnologia a laser) ou através da monitoração óptica do particulado em suspensão no ambiente marinho. Entretanto, o alto custo destes equipamentos e o aumento da complexidade do projeto representam desvantagens consideráveis nestas implementações. Mais recentemente, Fossen e Blanke (2000) provaram a existência de um observador não linear capaz de estabilização exponencial global - *GES** para estimação de U_a . No entanto, uma solução que tem apresentado resultados satisfatórios consiste no emprego da expressão do momento linear do fluido para um volume de controle em volta do propulsor, relacionando U_a com o valor do empuxo T desejado:

$$U_a = -K_4 K_3^{-1} U_a |U_a| + K_3^{-1} T, \quad (4.11)$$

onde:

$$K_3 = \rho A_{prop} L \gamma, \quad (4.12)$$

$$K_4 = \rho A_{prop} \Delta \beta, \quad (4.13)$$

onde $\Delta \beta$ representa o coeficiente do momento de fluxo em regime, L é comprimento do duto que envolve o hélice, γ corresponde ao coeficiente de massa adicionada e A_{prop} é a área da seção transversal do duto envoltório. Tem-se, ainda, que:

$$\underline{U}_a = U_a - U_o, \quad (4.14)$$

sendo U_o a velocidade do veículo v em m/s . Entretanto, a expressão acima considera a velocidade do fluido que envolve o propulsor como nula (Whitcomb e Voerger, 1999a). Portanto, para os casos em que a velocidade de correnteza marítima não é nula U_o representa a velocidade relativa v_r do veículo em relação ao fluido. Considerando o que foi discutido acima e para melhor elucidar como a hidrodinâmica do propulsor foi implementada apresenta-se o diagrama de blocos da Fig. 4.3.

Fazendo uso desta representação e considerando o hélice do propulsor conectado pode ser utilizado para expressar a velocidade angular em rad/s, onde $\omega = 2\pi n$. Acima, a velocidade de rotação do eixo n é dada em Hz. Alternativamente, ω carga devido aos esforços hidrodinâmicos é representado por Q . Na expressão da força contra-eletromotriz e K_f é o coeficiente de atrito viscoso do motor. A torque e J_m , o momento de inércia do eixo do motor. O fator K_{emf} é o constante de armadura e i_a é a corrente de armadura. O termo K_t representa a constante de onde L_a é a indutância da armadura, R_a é a resistência da armadura, V_m é a tensão

$$2\pi J_m \frac{dn}{dt} = K_{ti} i_a - 2\pi K_{fn} - Q(n, \bar{U}_a), \quad (4.16)$$

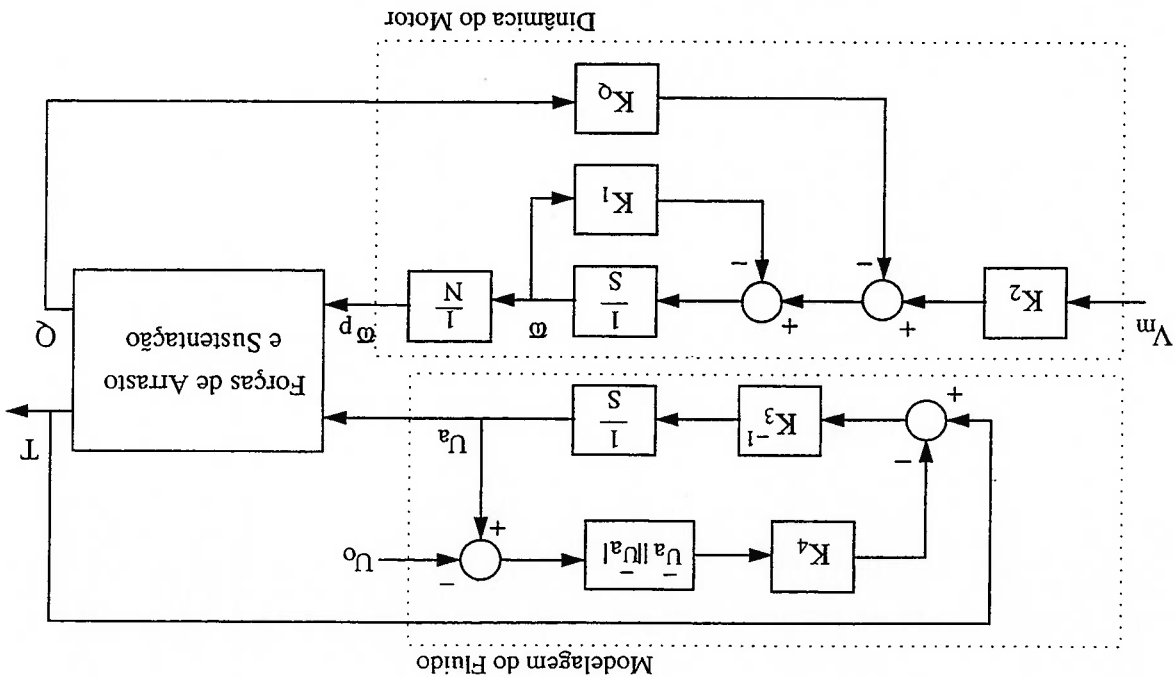
$$L_a \frac{di_a}{dt} = -R_a i_a - 2\pi K_{emf} n + V_m, \quad (4.15)$$

são dados por:

As expressões eletro-mecânicas do motor CC controlado por tensão de armadura

4.3 Dinâmica do Motor CC

Figura 4.3: Diagrama de blocos representativo da hidrodinâmica do propulsor.



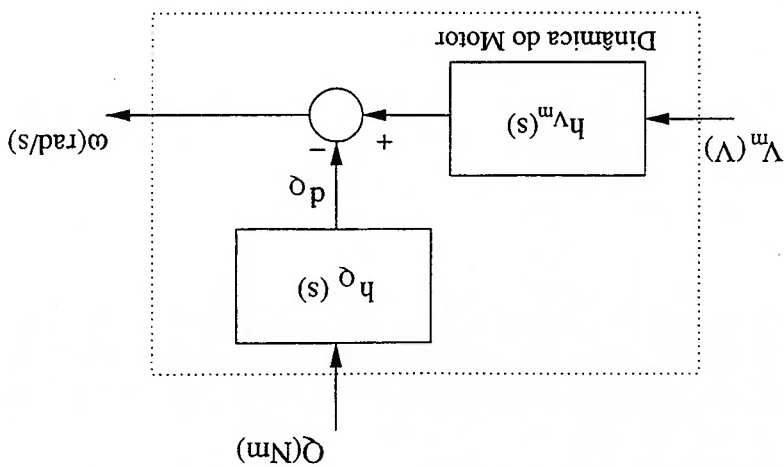


Figura 4.4: Grandezas de entrada e saída de um propulsor.

ao eixo do motor e o efeito indutivo desprezível, isto é $L_a \approx 0$, segue:

$$(4.17) \quad \dot{\omega} = -K_1\omega + K_2V_m - K_\vartheta\dot{\vartheta},$$

$$(4.18) \quad \omega_p = \omega/N,$$

onde:

$$(4.19) \quad K_1 = I^{-1}_{prop} [R_a^{-1} K_t K_{emf} + K_f],$$

$$(4.20) \quad K_2 = I^{-1}_{prop} [R_a^{-1} K_t],$$

$$(4.21) \quad K_\vartheta = I^{-1}_{prop}.$$

Nas relações acima, I_{prop} corresponde à inércia resultante do rotor do motor elétrico e do hélice. A relação de transmissão N corresponde à redução da velocidade do eixo do motor ω para a velocidade do eixo do hélice ω_p . Uma representação alternativa da dinâmica do motor elétrico CC, considerando o carregamento hidrodinâmico como perturbação da velocidade angular, é utilizada em (Fossen, 1994). O modelo acima pode ser expandido para incorporar a dinâmica do motor utilizado. Desenvolvendo as relações da Eq. 4.15 e empregando transformada de Laplace chega-se a:

$$(4.22) \quad \omega(s) = \frac{1}{L_a J_m s^2 + R_a J_m s + K_t} V_m(s) - \frac{R_a [L_a s + 1]}{L_a J_m s^2 + R_a J_m s + K_t} \dot{\vartheta}(s).$$

De maneira compacta, tem-se:

$$(4.23) \quad \omega(s) = h_{V_m}(s) V_m(s) - h_{\dot{\vartheta}}(s) \dot{\vartheta}(s).$$

A parcela devido ao torque $Q(\cdot)$ corresponde à carga hidrodinâmica atuando sobre o hélice do propulsor e pode ser entendida como perturbação. O diagrama esquemático, mostrando as grandezas de entrada e saída, é dado pela Fig. 4.4.

Para que o mapeamento dos esforços de controle no sistema propulsor possa ser realizado é necessário utilizar expressões que relacionem as saídas do controlador, ou especificação de controle T^{ctrl} , em sinais de acionamento a cada um das atuadores. Para isto, empregam-se modelos quasi-estáticos que aproximam a relação entre propulsão e velocidade de rotação do hélice.

Como comentado acima, dois esforços tem origem na ação do propulsor do ambiente aquático, o empuxo T e o torque Q relativo ao carregamento hidrodinâmico sobre o hélice; ambos na direção longitudinal ao eixo de rotação do hélice. O valor do empuxo T em regime, considerando termos até a primeira ordem, pode ser aproximado por:

$$T = \rho D^4_{helice} K_T (J_O) n |n| = b (J_O) n |n|, \quad (4.24)$$

onde ρ é a densidade do fluido, D_{helice} é o diâmetro do hélice e K_T é denominado coeficiente de propulsão. Este coeficiente é função de uma grandeza adimensional denominada número de avanço J_O e expressa como:

$$J_O = V_a / (n D_{helice}), \quad (4.25)$$

onde V_a é a velocidade de avanço, ou seja, a velocidade com que o fluido passa pelo propulsor. A grandeza denominada velocidade de avanço V_a , velocidade do fluido no ambiente, pode ser determinada a partir da componente de velocidade do veículo. Na modelagem do propulsor utiliza-se a relação:

$$V_a = (1 - w_f) v(i), \quad i = 1..n_{gl}, \quad (4.26)$$

onde w_f é o coeficiente de esteira, um fator relacionado com a "perda" de eficiência do fluxo de fluido pelo propulsor⁵ (sendo função da geometria do veículo próximo à ⁵Pode-se ter os propulsores orientados na direção diagonal aos eixos de simetria do veículo

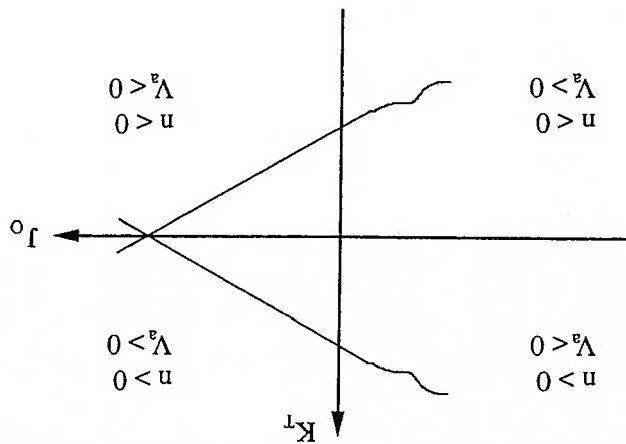


Figura 4.5: Parâmetro K_T mapeado nos quatro quadrantes, de acordo com o sinal da velocidade de avanço V_a e rotação do hélice n , em função do adimensional J_0 . Tipicamente, adota-se valores de w_f no intervalo 0.1-0.4.

A expressão Eq. 4.24 será aqui utilizada para estabelecer uma relação de mapeamento entre o empuxo T e a rotação do hélice n , bastando, para isto, obter uma estimativa do coeficiente de propulsão K_T . Geralmente o coeficiente de propulsão K_T é uma função não linear do número de avanço J_0 e pode ser mapeada nos quatro quadrantes, como mostra a Fig. 4.5. Nos casos práticos, no entanto, considera-se a propulsão em ambos sentidos, *para frente e para trás*, como simétricos. Além disso, K_T pode ser aproximado por um comportamento linear:

$$K_T = \alpha_1 + \alpha_2 J_0 = \alpha_1 + \alpha_2 \frac{n D_{hélice}^4}{V_a} \quad (4.27)$$

Nesta expressão α_1 e α_2 são determinados experimentalmente a partir de um diagrama semelhante ao da Fig. 4.5 que é construída a partir do ensaio do propulsor sob várias condições de operação.

O modelo hidrodinâmico não linear do propulsor, como apresentado nos parágrafos acima, é dependente da rotação do hélice n , da velocidade do veículo submarino v e do estado do fluido no interior do duto do propulsor, sendo caracterizado para obter um valor de w_f pequeno, o que diminuiria as perdas com a passagem do fluido pelo corpo do veículo antes de chegar ao duto do propulsor e aumentado a eficiência. Ver (Caccia e Veruggio, 2000).

pela seguinte configuração multivariável geral:

$$T_{prop} = B(\nu, n). \tag{4.28}$$

Na expressão acima, B é um operador matricial não linear caracterizado por uma complexa interdependência de grandezas físicas que englobam desde a geometria do hélice, a forma do duto que envolve o hélice e até variáveis que descrevem o estado do fluido ao redor do propulsor. Pode-se decompor a Eq. 4.28 como a combinação não linear dos vetores \mathbf{n} e ν como se segue:

$$T_{prop} = B_1 \mathbf{n} - B_2(\mathbf{n}) \nu, \tag{4.29}$$

onde B_1 e B_2 são matrizes de dimensões apropriadas e

$$\mathbf{n}_j = n_j |n_j|, j = 1 \dots p_{prop}. \tag{4.30}$$

Entretanto, para casos práticos utiliza-se um modelo linear alm (*affine*), isto é, um sistema de entradas lineares, e dado por:

$$T_{prop} = B \mathbf{u}, \quad B \in \mathbb{R}^{n_{gl} \times p_{prop}}, \tag{4.31}$$

onde p_{prop} é o número total de propulsores e n_{gl} o número de grau de liberdade a serem controlados. Esta expressão é utilizada para mapear o esforço de controle determinado pelo controlador T_{ctrl} para o acionamento dos propulsores, ou seja:

$$T_{ctrl} = B \mathbf{u}, \tag{4.32}$$

bastando isolar \mathbf{u} para se determinar um sinal de acionamento para o sistema propulsor. Este procedimento é comentado com detalhes mais adiante.

A matriz B é o resultado da composição da hidrodinâmica aproximada de cada atuador, presente em B_{prop}^6 , com uma configuração da distribuição dos atuadores na estrutura do veículo, especificado por B_{config}^7 . Dada uma configuração para a distribuição dos atuadores na estrutura do veículo a matriz B é construída de maneira que o acionamento de cada atuador seja independente, possibilitando, no entanto, a utilização de um atuador para a movimentação do veículo em dois graus de liberdade simultaneamente, caso seja solicitado. Ou seja, o mapeamento

⁶ $B_{prop} \in \mathbb{R}^{p_{prop} \times p_{prop}}$.
⁷ $B_{config} \in \mathbb{R}^{n_{gl} \times p_{prop}}$.

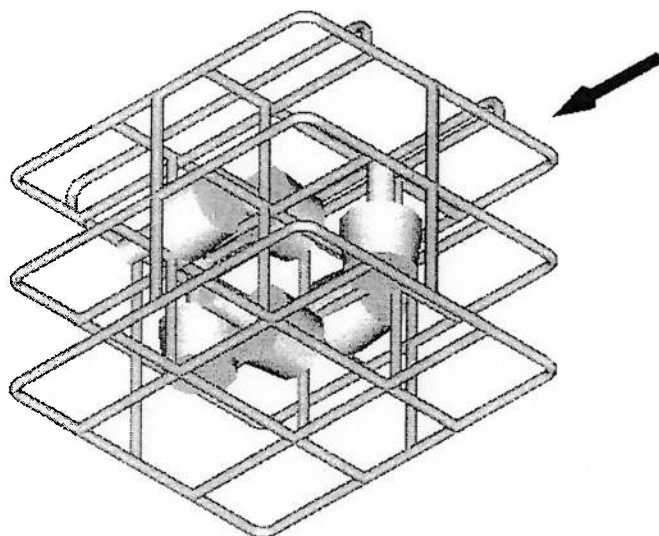


Figura 4.6: Configuração dos propulsores em um veículo genérico. A orientação da seta indica a direção de observação. Esta orientação coincide com a direção do eixo longitudinal do veículo, o eixo vertical é orientado para baixo e o terceiro eixo, transversal, é determinado segundo a “regra da mão direita”.

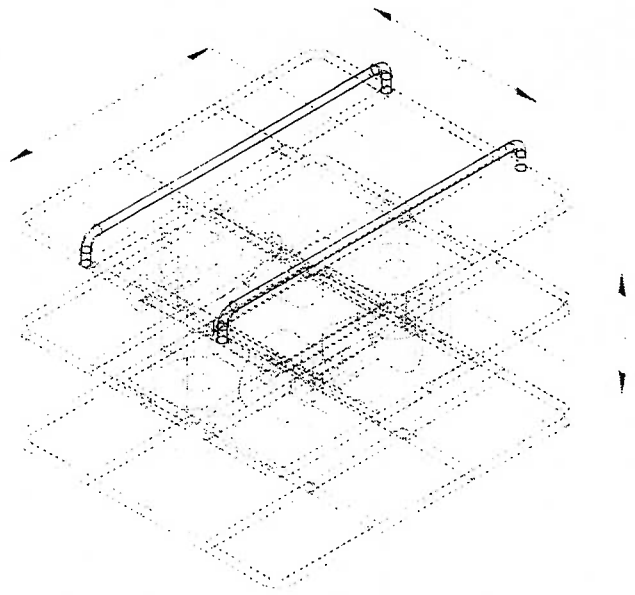
B permite que um movimento acoplado em mais de um grau de liberdade seja atendido por um mesmo propulsor. Para atender estes requisitos, faz-se:

$$B = B_{config} B_{prop} \tag{4.33}$$

A matriz B_{prop} possui estrutura diagonal e construída como $B_{prop} = B_{prop,j,j} = b_j(J_0)$. Para o veículo das Figs. 4.6 e 4.7, em que seis propulsores são utilizados ($p_{prop} = 6$), orientados dois a dois colineares com os eixos do sistema de coordenadas do veículo e considerando os seis graus de liberdade ($n_{gl} = 6$), tem-se:

$$B_{prop} = \begin{bmatrix} b_1(J_0) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_2(J_0) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_3(J_0) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_4(J_0) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_5(J_0) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_6(J_0) \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{6 \times 6}, \tag{4.34}$$

onde $b_j(J_0)$, para $j = 1..p_{prop}$, é dado pela Eq. 4.24. Por outro lado, a matriz B_{config} relaciona quais atuadores são utilizados para o movimento do veículo em



(a) Vista Isométrica da estrutura do veículo. As distâncias entre os propulsores são indicadas por a, b e c.

(b) Projção ortogonal no plano xy .
 (c) Projção ortogonal no plano yz .

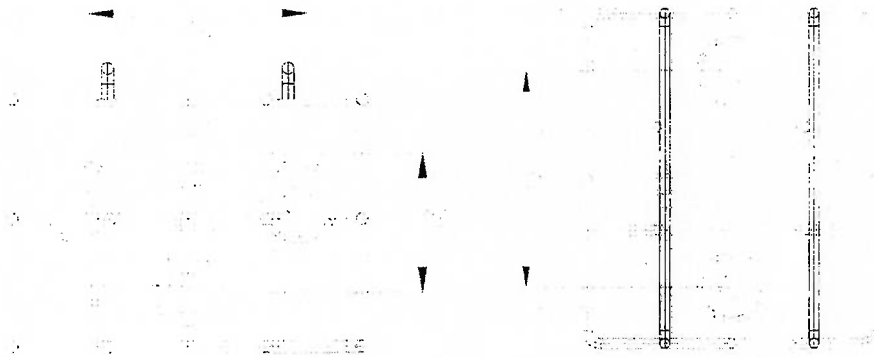


Figura 4.7: Configuração do sistema propulsor em um veículo genérico. A referência de observação é mostrada na Fig. 4.6.

cada grau de liberdade. Para o veículo das Figs. 4.6 e 4.7, tem-se:

$$B^{config} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -b & b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c \\ a & -a & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{6 \times 6} \quad (4.35)$$

Utilizando a matriz B^{config} , dada como exemplo, calcula-se a matriz de mapeamento B :

$$B = B^{config} B^{prop} = \begin{bmatrix} b_1(J_0) & b_2(J_0) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -b_3(J_0)b & b_4(J_0)b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_5(J_0)c \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

Note que a , b e c correspondem aos "braços" dos momentos de propulsão, dos três graus de liberdade de rotação. Os sinais nos elementos da matriz B^{config} indicam que o propulsor correspondente, caso solicitado através do vetor T^{ctrl} , será acionado com sentido contrário, resultando no binário, como mostrado na Fig. 4.8.

Fossen (1994) utiliza uma configuração ótima para a distribuição dos esforços a cada propulsor, dada por:

$$B^*W = W^{-1}B^T(BW^{-1}B^T)^{-1}, \quad (4.37)$$

onde W é uma matriz de pesos que redistribui os esforços de controle, podendo-se priorizar o uso de superfícies de controle aos propulsores, por exemplo. A matriz B na expressão acima é dada pela Eq. 4.33. Note que se $W = I$, ou seja, quando não há priorização na utilização dos atuadores, pode-se escrever:

$$B^*I = B^T(BB^T)^{-1}, \quad (4.38)$$

⁸ Expressão também utilizada na distribuição de esforços nos atuadores de robôs manipuladores (Asada e Slotine, 1986).

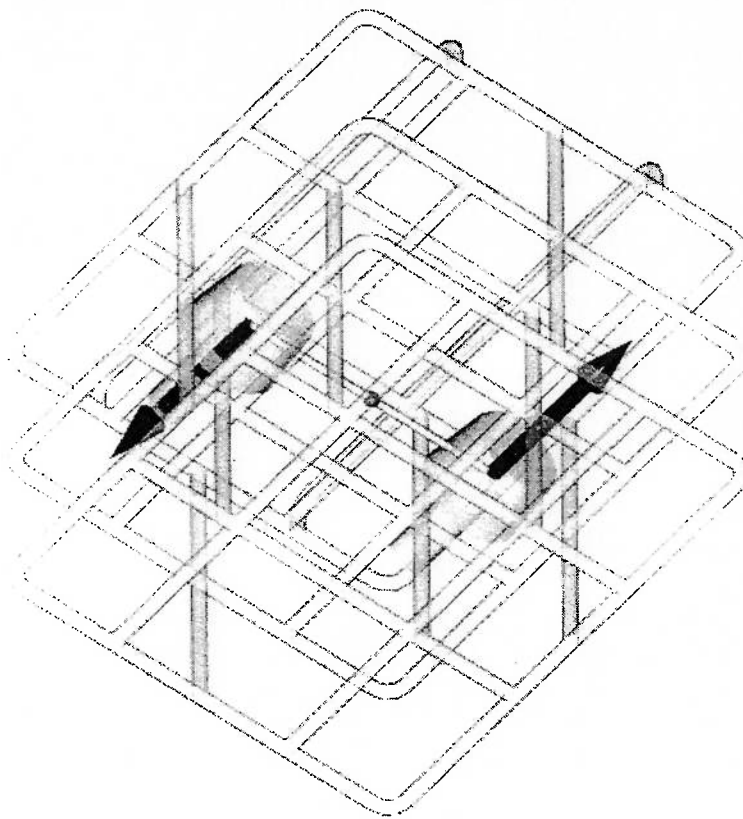


Figura 4.8: Binário do momento de atuação do sistema propulsor no grau de liberdade *yaw*, conforme o referencial da Fig. 4.6. O ponto no centro do veículo representa a posição do centro de massa C_G .

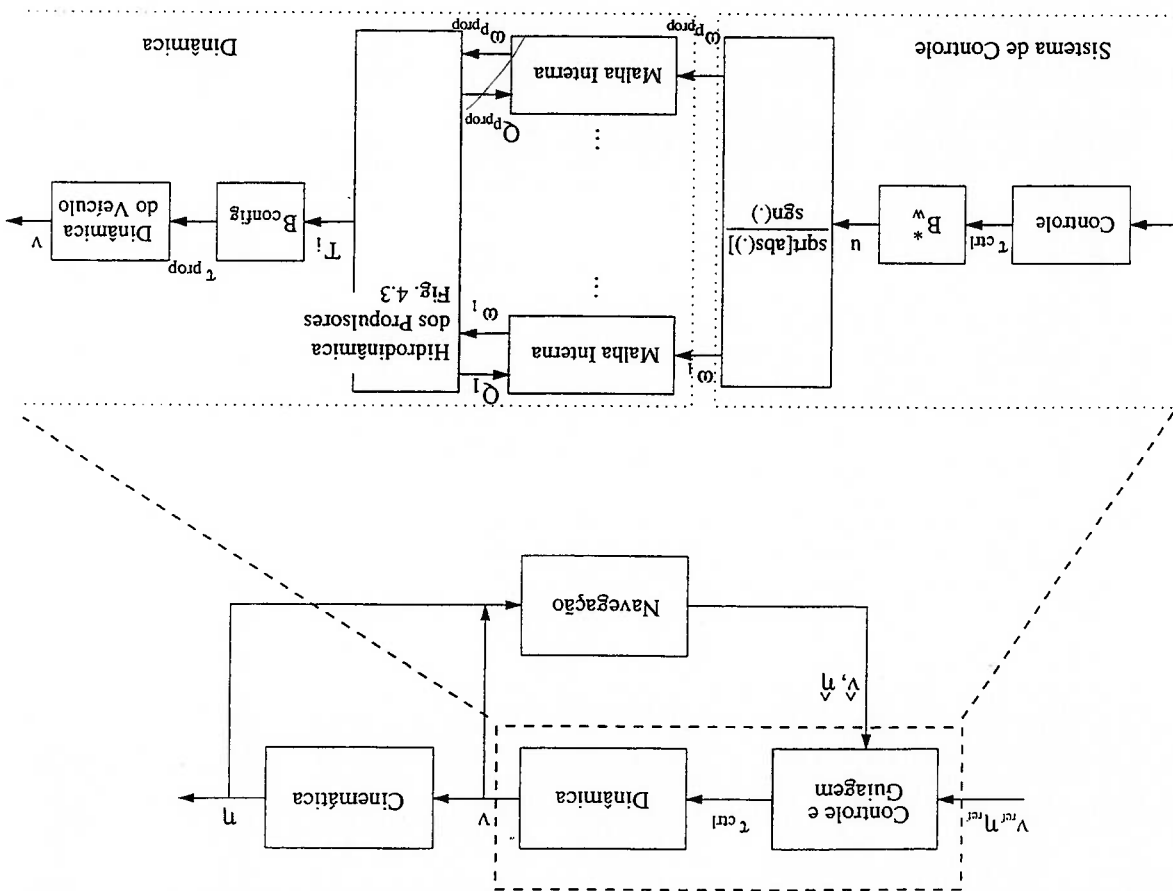


Figura 4.9: Diagrama de blocos mostrando o fluxo de grandezas entre o motor

elétrico, a hidrodinâmica do sistema propulsor e o mapeamento dos esforços do sistema propulsor. Note a inserção do sistema atuador no contexto geral da dinâmica do veículo submarino.

que é a expressão conhecida como *pseudo inversa de Moore-Penrose*. Tem-se ainda, que $B_I = B^{-1}$ caso o número de propulsores seja igual ao número de graus de liberdade a serem controlados.

Para o caso geral, tem-se que o mapeamento dos esforços de controle T^{ctrl} para o valor da rotação de referência ω_{ref} do hélice para cada propulsor, como mostrado na Fig. 4.9, segue de acordo com⁹:

$$n_{ref} = \text{sign}(B^* W^T T^{ctrl}) \sqrt{B^* W^T T^{ctrl} = \frac{\omega_{ref}}{2\pi}} \quad (4.39)$$

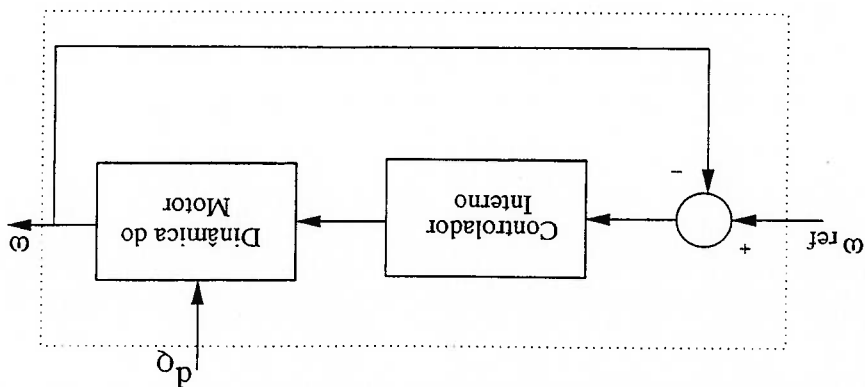
⁹Retomando a Eq. 4.30, pode-se escrever $u_i = n_i |n_i| \Leftrightarrow n_i = \text{sign}(u_i) \sqrt{|u_i|}$. Esta relação é utilizada para determinar a rotação de referência a qual a malha interna do propulsor deve acompanhar.

4.5 Malha de Controle do Propulsor

Este sinal da rotação do hélice é utilizado como sinal de referência na malha de controle interna do propulsor, discutido a seguir, podendo ser convertido em tensão ou corrente elétrica ou torque de referência.

- d_q .

tem por objetivo minimizar os efeitos de atrasos e melhorar a rejeição de distúrbios



Como mencionado acima, emprega-se uma malha de controle, interna à malha de controle da dinâmica do veículo, para cada propulsor com a finalidade de rejeitar o distúrbio devido ao carregamento hidrodinâmico no hélice Q , entre outros. A malha de controle interna adotada é mostrada no diagrama da Fig. 4.10. Note, através da figura acima, que o valor do empuxo T , referente a cada propulsor, não é realimentado. O controle do empuxo T é, portanto, caracterizado por um controle em malha aberta¹⁰. Ao invés, a velocidade de rotação do eixo do motor n é utilizado para realimentação (Fossen, 1994; Fossen e Sagatun, 1991a). Para isto, muitos dos propulsores comerciais disponíveis incorporam um tacômetro para realimentação do sinal de rotação do rotor do motor n . Este sinal é enviado ao controlador digital do propulsor, sendo condicionado, comparado com o valor ao controle da propulsão em malha fechada poderia ser realizado através de um observador para estimar o empuxo desenvolvido em (Denielou, Gallou, Gourmelin e Deube, 1998).

de referência n_{ref} e ajustado para acionar o propulsor.

Um controlador PI foi utilizado na malha de controle interna de cada propulsor. Os parâmetros do controlador PI são ajustados de forma que a malha do propulsor tenha ganho unitário e tempos de respostas adequados. Os resultados de simulação¹¹ para rejeição do distúrbio hidrodinâmico \mathcal{Q} são mostrados na Fig. 4.11. Observa-se que em malha aberta (ma) a velocidade de rotação ω aumenta apesar da diminuição de \mathcal{Q} quando da velocidade relativa $U_o > 0$, Figs. 4.11(a) e 4.11(c). Utilizando a curva de desempenho do motor elétrico ($\mathcal{Q}_{motor} \times n$), ver Fig. 4.11(e), o propulsor, inicialmente com rotação máxima determinada pela curva da carga hidrodinâmica $\mathcal{Q}(U_o = 0)$, passa a operar em um novo ponto de equilíbrio determinada pela curva da carga hidrodinâmica $\mathcal{Q}(U_o > 0)$. Em contraste, em malha fechada (mf) existe a manutenção do valor da velocidade de rotação ω , para $\mathcal{Q} = 0$, apesar da diminuição de \mathcal{Q} com a velocidade relativa $U_o > 0$, Figs. 4.11(b) e 4.11(d). Pela Fig. 4.11(f), a malha de controle possibilita uma nova dinâmica para o motor elétrico, curva de desempenho tracejada mf , estabelecendo um novo ponto de equilíbrio com a carga hidrodinâmica $\mathcal{Q}(U_o > 0)$ de maneira que o rastreamento da velocidade desejada seja satisfeito.

Observa-se, pela Fig. 4.12, uma discreta diferença entre a especificação de controle T_{ctrl} , determinada pelo controlador do veículo, e o esforço de controle real, ou empuxo desenvolvido T_{prop} e que a despeito da perturbação \mathcal{Q} o propulsor controlado acompanha satisfatoriamente o sinal de referência. A diferença entre os valores da especificação de controle T_{ctrl} e da ação de propulsão T_{prop} é creditada ao cálculo aproximado da velocidade de rotação de referência n_{ref} , através da curva $K_T(J_O)$ (condição de regime), utilizada no mapeamento dos esforços de controle no sistema propulsor. Esta diferença pode ser minimizada quando o sistema opera em malha fechada.

¹¹Considerando a condição hipotética de ensaio *open-water*, isto é, desconsiderando a influência da geometria do veículo e de outros propulsores no escoamento do fluido pelo propulsor.

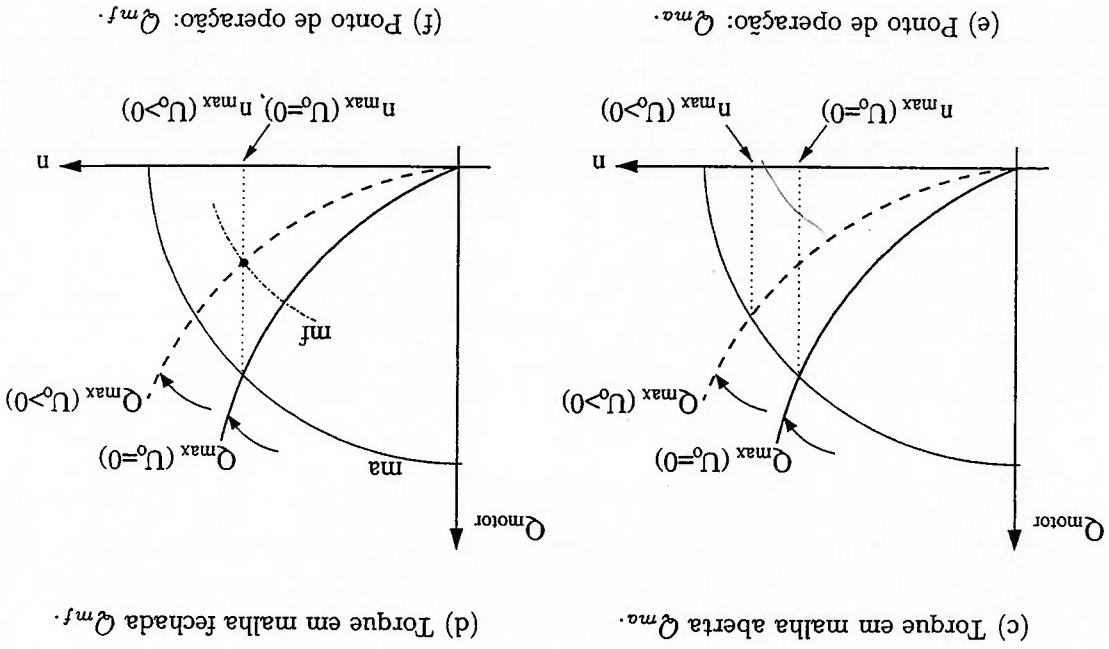
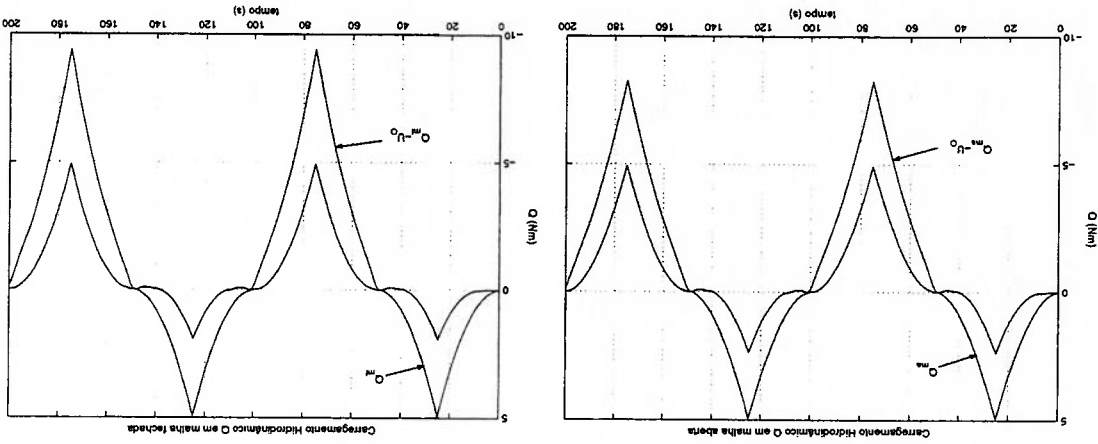
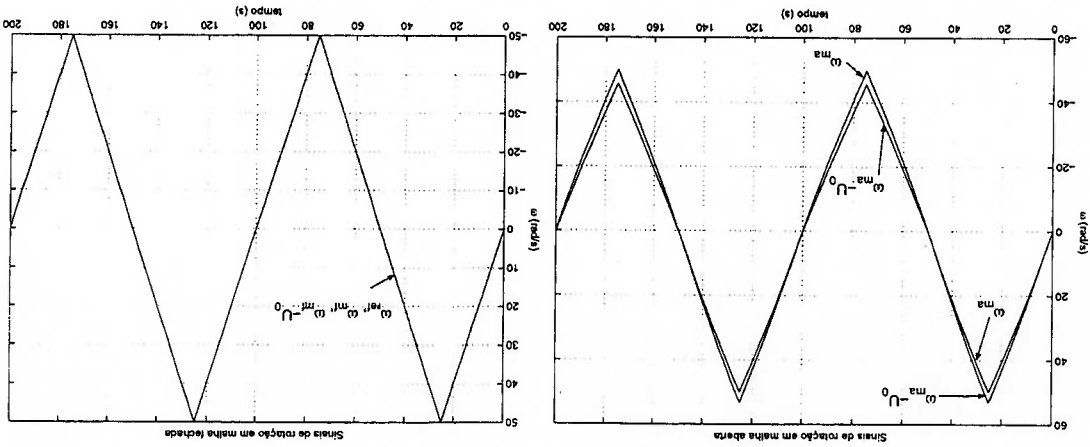


Figura 4.11: Respostas do propulsor em malhas aberta e fechada à velocidade U_0 .

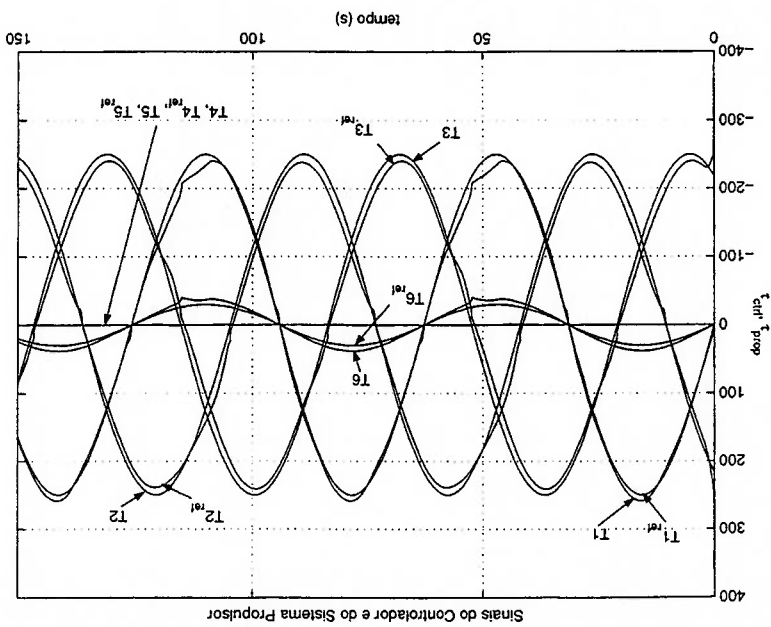


Figura 4.12: Resposta do mapeamento dos esforços de controle no acionamento dos propulsores. Na figura $T_{prop} = [T1; T2; T3; T4; T5; T6] = [T1_{ref}; T2_{ref}; T3_{ref}; T4_{ref}; T5_{ref}; T6_{ref}]$.

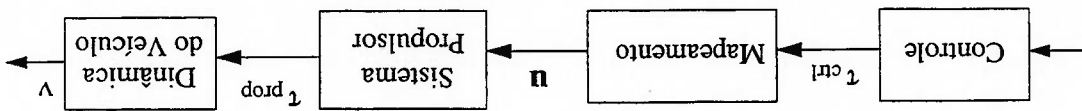


Figura 4.13: Diagrama de blocos da representação das grandezas utilizadas no mapeamento dos esforços de controle T_{ctrl} em sinais de acionamento do sistema propulsor u .

4.6 Conclusão

4.6. CONCLUSÃO

Neste capítulo foi apresentado um modelo para o sistema propulsor. O modelo de cada propulsor é formado pela composição do modelo do motor CC, pela modelagem do fluido considerando um volume de controle que contém o hélice do propulsor e pela hidrodinâmica de propulsão através de relações de sustentação e arrasto do hélice. Estas relações, por sua vez, são consideradas funções senoidais do ângulo de ataque α_e , o que, em suma, é pouco representativo da realidade.

Mostrou-se, de igual modo, como o mapeamento do esforço de controle T^{ctrl} em sinais de acionamento do sistema propulsor \mathbf{u} pode ser realizada através do conhecimento da configuração (distribuição) dos propulsores na estrutura do veículo. No mapeamento os sinais de controle T^{ctrl} transformam-se em propulsão T^{prop} como mostrado, de maneira simplificada, através da Fig. 4.13. As relações de mapeamento utilizam expressões aproximadas do empuxo T , onde T é proporcional ao produto do coeficiente de propulsão $K_T(v_1)$ (função apenas da velocidade linear do veículo) com o termo quadrático da velocidade de rotação do hélice do propulsor $\mathbf{u} = n|n|$.

Finalmente, para cada propulsor utilizou-se uma malha de controle com a finalidade de rejeitar os distúrbios do torque hidrodinâmico \mathcal{Q} e para diminuir o tempo de resposta.

Assim como na maioria das aplicações industriais a estratégia de controle PID corresponde à estratégia utilizada na maioria dos veículos submarinos (Fossen, 1994). Pode-se justificar o emprego de estratégias de controle linear PID devido à facilidade de implementação e de sintonia dos parâmetros do controlador. Em certos casos, no entanto, o controle linear PID não é adequado para aplicações em controle de veículos submarinos. Devido à natureza não linear do movimento de veículos submarinos um controlador linear não permite um desempenho satisfatório para condições de operação muito diferentes das quais foi projetado. Nestes casos é necessário o projeto de vários controladores, um para cada região de operação, ou intervalo de velocidade. Considerando uma combinação de movimentos e magnitudes de velocidade, utilizando os seis graus de liberdade, fica evidente o aumento de complexidade de projeto, exigindo considerável quantidade de tempo para projeto e simulações. Mesmo considerando um veículo submarino atuando em apenas um grau de liberdade, muitas vezes a utilização de um controlador PID não é adequada pois a operação do UVV pode não se limitar a uma pequena extensão ou intervalo de velocidades. Adicionalmente, uma estimativa próxima dos parâmetros da dinâmica do veículo seria indispensável para

5.1 Introdução

Controle Linear PID

Capítulo 5

a determinação dos ganhos do controlador.

Um procedimento frequentemente utilizado no controle de veículos submarinos, e de sistemas multivariáveis em geral, é considerar que o sistema possui uma dinâmica desacoplada. Feita esta hipótese, decompõe-se a equação matricial da dinâmica do sistema, Eq. 2.46, em seis equações diferenciais desacopladas¹ (Cunha, Lizarralde, Costa, Hsu, Smith Jr., Wollmann Jr. e Sant'Anna, 1994) (Fossen, 1994; Caccia e Veruggio, 2000) (Caccia, Bruzzone e Veruggio, 2001). O projeto do controlador utiliza a teoria de controle clássica, alocando-se os pólos do sistema, através do projeto pelo método do "Lugar das Raízes" ou sintonizando-se os ganhos do controlador de maneira a atender especificações no domínio da frequência.

Neste capítulo algumas estruturas PID são apresentadas e discutidas. O capítulo começa apresentando uma proposta P-PI na qual o sistema de controle é composto por uma malha interna com estrutura PI, para o controle de velocidade, e uma malha externa, de posição, com termo integral. Em seguida, como forma de compensar a dinâmica não linear sobre uma região de operação mais extensa utiliza-se uma estratégia P-PI em conjunto com uma estrutura *feed-forward*. Esta estratégia requer um algoritmo para guiar a malha de posição, como explicado adiante, uma vez que o projeto do controlador para a compensação da dinâmica do veículo submarino se restringe à especificação dos ganhos da malha de velocidade. Por último, uma estratégia PID é aplicada. Nestas duas últimas estratégias não existe necessidade de um algoritmo de guagem, visto que a metodologia de projeto possibilita a sintonia dos ganhos do controlador das malhas de velocidade e de posição simultaneamente. Faz-se importante salientar que o projeto de controle das estratégias apresentadas abaixo considerou apenas um único ponto de sintonia, não sendo necessária a realização de interpolação dos ganhos do controlador PID.

As estratégias mencionadas acima podem ser sintonizadas em mais de um ponto ¹Ao invés de se utilizar termo "desacoplado" poderia ser empregado o termo descentralizado ou SISO, *single-input single-output*, para designar que a dinâmica de um grau de liberdade não influi na dinâmica de outro grau de liberdade. Por causa disto, o sinal de entrada do i -ésimo grau de liberdade atua somente na dinâmica correspondente.

de operação, obtendo-se um conjunto de coeficientes do controlador, que podem ser interpolados em regiões intermediárias entre dois pontos de operação. No entanto, este procedimento pode levar à perda de estabilidade do sistema de controle (Voerger e Slotine, 1985; Stilwell e Rugh, 2000). No texto a seguir discute-se brevemente uma solução para contornar este problema de maneira eficaz.

5.2 Controle Linear PI

O projeto do controlador PI é realizado de forma descentralizada. O projeto de controle de maneira descentralizada é justificável quando o acoplamento entre os graus de liberdade, que no caso da dinâmica de veículos submarinos, está presente através de não-linearidades, pouco influencia a dinâmica da planta, podendo ser caracterizado por uma dinâmica de comportamento linear. Na condição de baixas velocidades, situação frequentemente presente quando do posicionamento dinâmico, um veículo submarino pode apresentar comportamento aproximadamente linear. O problema de controle pode então ser reformulado na determinação da faixa de operação em que as não-linearidades podem ser desprezadas. Tarefa esta, entretanto, que muitas vezes está aquém da trivialidade, principalmente quando plantas com vários graus de liberdade acoplados estão em questão. Em geral, todavia, esta determinação se resume em um procedimento empírico através de simulações ou implementações experimentais. Portanto, adota-se a hipótese de operação do veículo submarino em baixas velocidades, na condição de um posicionamento dinâmico.

Considerando o **modelo simplificado** da Seção 2.7, para cada uma das seis equações da dinâmica do veículo submarino os termos não lineares acoplados são considerados nulos. A resultante restaurativa $G(\eta)$, por ser também não linear, não é utilizada na sintonização dos ganhos de controlador linear, sendo, por ora, desprezada. As equações da dinâmica do veículo são, então, linearizadas utilizando uma série de Taylor em torno de um ponto de equilíbrio v^* , ou componente de velocidade $v^*(\cdot)$ para cada grau de liberdade, tendo como resultado, a representação da dinâmica na forma de espaço de estados. Utilizando, por exemplo, a

equação da dinâmica para o movimento longitudinal surge (u) obtêm-se:

$$u = \frac{X_n}{X_n} \frac{(m - X_n)}{X_n} u + \frac{(m - X_n)}{X_n} u + \frac{(m - X_n)}{1} \tau, \quad (5.1)$$

onde τ representa a somatória dos esforços externos, m é a massa do veículo e X_n são os parâmetros hidrodinâmicos do veículo, ver Anexo A. Linearizando a expressão acima e escrevendo-a na forma de espaço de estados segue:

$$\dot{u}_s = a(u^*)u_s + k\tau_s \quad (5.2)$$

$$u_y = 1u_s, \quad (5.3)$$

onde:

$$a(u^*) = \frac{X_n + 2X_n|u^*}{X_n + 2X_n|u^*}, \quad (5.4)$$

$$k = \frac{1}{(m - X_n)}. \quad (5.5)$$

Nas expressões acima u^* representa o ponto de operação, ou velocidade, em torno do qual a linearização foi realizada. A variável τ_s corresponde à entrada do sistema, u_s representa o estado e u_y , a saída. Utilizando a transformada de Laplace para cada uma das seis expressões resultantes da linearização, Eq. 5.2, obtêm-se as funções de transferência da planta. Para o grau de liberdade surge,

tem-se:

$$G^{planta}(s) = \frac{s - a(u^*)}{k}. \quad (5.6)$$

Com a Eq. 5.6 pode-se projetar um controlador PI para cada grau de liberdade, alocando-se os polos de maneira que atendam requisitos de projeto no domínio do tempo ou da frequência.

5.2.1 Estratégias de Posicionamento

As estratégias utilizadas para a realização da guiação contam com vários exemplos. Healey, Marco, McGhee, Brutzman, Cristi, Papoulias e Kwak (1994) utilizaram um ganho e um saturador do sinal como algoritmo de guiação, gerando deste modo, o sinal de velocidades de referência, como mostra a Fig. 5.4. Este método, no entanto, mostrou-se bastante ineficiente devido à velocidade de referência ser diretamente proporcional ao erro da posição, não sendo possível

especificar velocidades de referência independentemente da distância do veículo ao alvo, o que limita seu escopo de aplicação.

Uma outra estratégia para guiação, utilizada frequentemente, é o LOS - *Line Of Site* (Lin, 1991; Fossen, 1994). Este algoritmo é implementado para orientar o curso do veículo quando manobrado para grandes distâncias, especificando o valor do rumo ψ_{ref} de acordo com:

$$\psi_{ref} = \arctan \left[\frac{y_K - y(t)}{x_K - x(t)} \right], \quad (5.7)$$

onde $[x_K, y_K, z_K]$ são as coordenadas dos pontos ou *waypoints* por onde o veículo deve passar. A decisão sobre a passagem do veículo pelo ponto é feita com base em uma "esfera de aceitação", definida por um raio ρ_0 em volta do ponto no espaço por onde o veículo submarino é esperado passar, sendo feita a verificação:

$$\rho^2(t) = [x_K - x(t)]^2 + [y_K - y(t)]^2 + \kappa[z_K - z(t)]^2 > \rho_0^2, \quad 0 < \kappa < 1, \quad (5.8)$$

onde κ é um fator de ponderação da distância vertical, visto a estratégia LOS fornecer um valor de referência para o rumo ψ_{ref} em função do desvio de trajetória no plano horizontal apenas. Caso a distância $\rho(t)$ do veículo ao ponto seja menor que o raio especificado ρ_0 então o resultado é considerado válido.

Como alternativas, apresentam-se (Caccia et al., 2001) estratégias de manobras para grandes distâncias - LRM, médias distâncias - MRM e pequenas distâncias - SRM. Os resultados experimentais da aplicação da MRM, para acompanhamento de trajetória, se mostraram satisfatórios em contraste com a aplicação da estratégia LOS (*Line Of Site*) que permite pequenos erros em regime estacionário. As relações utilizadas para o MRM podem ser encontradas no Apêndice A.

5.3 Controle Linear com estrutura P-PI

Nesta implementação duas malhas de controle são empregadas, como mostra a Fig. 5.1, uma para controle de velocidade e outra, responsável pelo posicionamento do veículo. A malha interna consiste de um algoritmo PI e a malha externa, apenas por um ganho proporcional². A alocação de polos de ambas as malhas

² A estratégia de controle utilizado no ROV Tatu do COPPE-UFRJ.

é realizada simultaneamente e necessita de simulações para escolha dos valores finais (Cunha, Costa e Hsu, 1995).

O modelo dinâmico de cada grau de liberdade do veículo, relacionando posição com propulsão, pode ser escrito da seguinte maneira aproximada (Yoerger e Slo-tine, 1985):

$$\ddot{\eta} = k[u(t) - \delta t] + d(t), \quad (5.9)$$

em que η representa uma coordenada genérica, k é o ganho do veículo, δt é o tempo de retardo entre o sinal de comando e a ação esperada pelos propulsores e $d(t)$ corresponde à perturbação, englobando dinâmicas não modeladas.

A lei de controle linear PI possui a seguinte estrutura:

$$T^{linear}(s) = \left[k_{PI} + \frac{s}{k_I} \right] (u_{ref} - u), \quad (5.10)$$

que determina, com a Eq. 5.6, a função de transferência de malha fechada:

$$T^{mf}(s) = \frac{k(k_{PI}s + k_I)}{s^2 + (k k_{PI} - a(u^*))s + k k_I}. \quad (5.11)$$

Logo, a equação característica da função de transferência de malha fechada da velocidade, para cada grau de liberdade, é dada por:

$$s^2 + k k_{PI}s + k k_I = 0. \quad (5.12)$$

A alocação de polos para a malha interna é feita de maneira que os polos localizam-se em $\sigma_{vel} = cb$, onde b é o pólo dominante do sistema controlado, ver Fig. 5.2, e c é uma constante maior que 1. Considera-se nulas as parcelas de perturbação e do atraso. Igualando-se os termos do polinômio característico desejado Eq. 5.19 com os termos do denominador da Eq. 5.11 obtêm-se as constantes proporcionais e integral, sendo determinadas pelas relações:

$$k_{PI} = -(2cb - a)/k, \quad (5.13)$$

$$k_I = c^2 b^2 / k, \quad (5.14)$$

³ A notação adotada para representação os ganhos do controlador, seguida no restante deste texto, se resume a: os ganhos do controlador para o caso SISO são representados em minúsculo por um escalar $k(\cdot) \in \mathbb{R}$; os ganhos matriciais, correspondentes ao caso multivariável para os seis graus de liberdade, são representados em minúsculo por $K(\cdot) \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$.

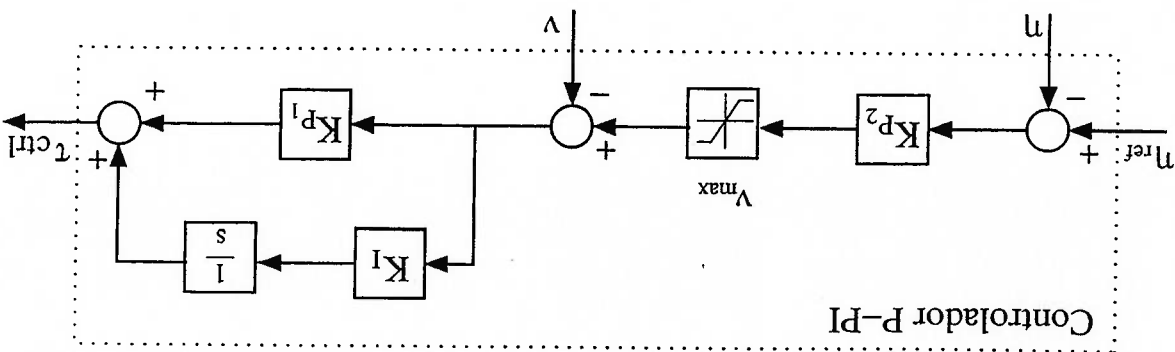


Figura 5.1: Diagrama de blocos do controlador P-PI. A representação da figura é relativa aos seis graus de liberdade.

onde $a = a(v^*(\cdot))$ é o pólo natural do veículo em malha aberta, correspondente à dinâmica de velocidade, ver Eq. 5.4. Integrando e fechando a malha de velocidade com controlador proporcional tem-se a função de transferência de malha fechada para posição, com a equação característica dada por:

$$s^3 + (kk_{P1} - a)s^2 + k(k_I + k_{P1}k_{P2})s + kk_Ik_{P2} = 0. \quad (5.15)$$

Para que esta possua um pólo dominante b usa-se:

$$k_{P2} = b^2 \frac{(1 - 2c + c^2)}{(2cb - a - bc^2)} \quad (5.16)$$

A lei de controle, considerando os seis graus de liberdade, fica determinada segundo:

$$T^{ctrl}(s) = J^T(\eta) \left(\frac{K_{P1}s + K_I}{s} \right) [K_{P2}(\eta_{ref} - \eta) - \eta], \quad (5.17)$$

onde as matrizes K_{P1} , K_{P2} , $K_I \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ são diagonais. Observa-se que o sinal de controle está parametrizado no sistema de coordenadas inercial, sendo necessária a utilização do operador $J(\eta)$ para transformá-lo no sistema de coordenadas móvel, como indicado na Eq. 2.56.

5.3.1 Controle P-PI com estrutura *Feedforward*

Esta estratégia implementa um controlador que combina uma estrutura linear PI com o *feedforward* de termos não lineares (Khalil, 1996)⁴. O projeto do controlador

⁴Estratégia implementada no controle de ROV Romeo (Caccia e Veruggio, 2000; Caccia et al., 2001).

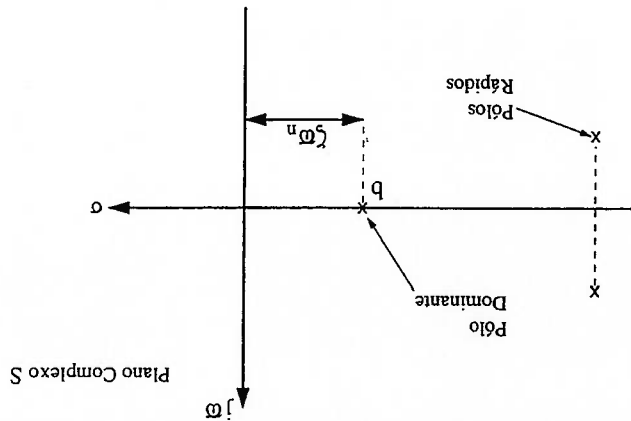


Figura 5.2: Localização dos polos de malha fechada, com a estratégia P-PI, no plano complexo.

dor, como no caso anterior, é realizado de forma descentralizada, sendo descon- siderados os termos não lineares que acoplam a dinâmica dos graus de liberdade planta.

Considerando novamente a dinâmica do veículo submarino na direção longitu- dinal, surge, para cada ponto de operação, velocidade u^* , o controlador fornece um sinal de controle composto por duas componentes: uma, responsável pela compensação da dinâmica não linear, através de uma estrutura *feedforward*:

$$T_{feedforward} = X_n u_{ref} + X_n |u_{ref}| u_{ref}, \quad (5.18)$$

onde u_{ref} corresponde à entrada do sistema, e outra relativa à estrutura linear PI, determinada com a alocação dos polos do sistema linearizado segundo o polinômio característico desejado:

$$s^2 + 2\sigma s + \omega_n^2 \quad (5.19)$$

Na expressão acima $\sigma = \zeta \omega_n$, onde ζ é o coeficiente de amortecimento e ω_n repre- senta a frequência natural correspondente a cada grau de liberdade considerado.

A lei de controle resultante é, veja Fig. 5.3:

$$T_{ctrl} = T_{feedforward} + T_{linear}. \quad (5.20)$$

Para o controlador discutido acima utilizou-se uma estratégia de posicionamento simples, composto de um ganho proporcional e um saturador de velocidades, como

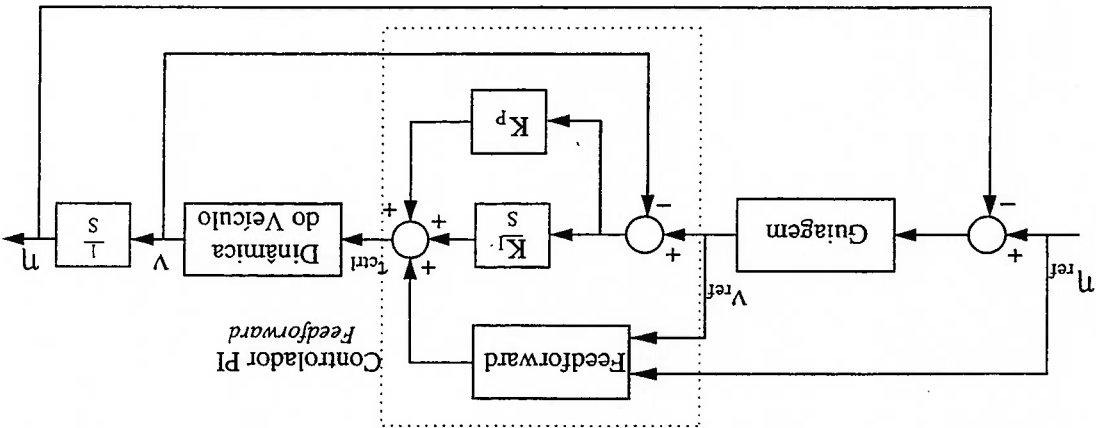


Figura 5.3: Diagrama de blocos do sistema de controle segundo a estratégia linear PI com *feedforward*.

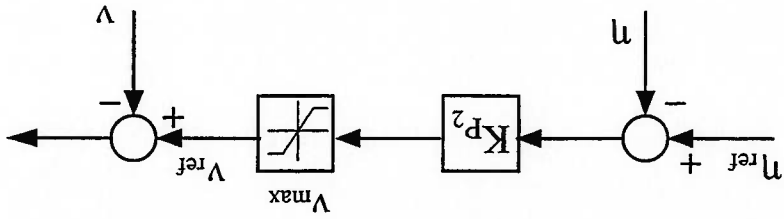


Figura 5.4: Uma estratégia de guiagem simples composta por um ganho proporcional e um saturador de velocidades. A representação da figura é relativa aos seis graus de liberdade.

ilustra a Fig. 5.4. Neste caso, a estrutura de controle de realimentação linear corresponde à utilizada na estratégia P-PI. Portanto, os ganhos de realimentação proporcionais (k_{p1} e k_{p2}) e integral (k_I), da estratégia controle linear T_{linear} , foram sintonizadas da maneira descrita para a estratégia P-PI linear.

5.4 Controle Linear PID

O controlador PID linear considerado nesta Seção possui uma estrutura de acordo com a apresentada na Fig. 5.5. O projeto do controlador PID, assim como para o controlador PI, é realizado de forma descentralizada. Nesta implementação conta-se com a presença de um termo integrador, de maneira a garantir erro nulo em regime para o posicionamento, mesmo em relação aos distúrbios ou à variação paramétrica da planta.

Os coeficientes proporcional k_p , integral k_I e derivativo k_D do controlador PID foram sintonizados através da alocação de pólos da função de transferência de malha fechada de cada grau de liberdade. Para isto, adotou-se um procedimento ao qual os coeficientes do denominador da função de transferência de malha fechada:

$$G_{mf}(s) = \frac{k k_D (k_{ps} + k_I)}{s^3 + (a + k k_D) s^2 + k k_p k_{Ds} + k k_I k_D} \quad (5.21)$$

são iguais aos termos do polinômio característico desejado, especificado através do coeficiente de amortecimento ζ , da frequência natural ω_n e da constante α_{polo} . Estes parâmetros são escolhidos de maneira que o sistema em malha fechada seja caracterizado por dois pólos complexos dominantes, como ilustra a Fig. 5.6. As constantes $a(v^*(\cdot))$ e k são dadas pela função de transferência de malha aberta da Eq. 5.6. Resolvendo o sistema determinado para os coeficientes k_p , k_I e k_D , chega-se às expressões que relacionam os parâmetros do controlador e as especificações de controle:

$$k_D = (\alpha_{polo} \zeta \omega_n + 2 \zeta \omega_n - a) / k, \quad (5.22)$$

$$k_p = (2 \alpha_{polo} (\zeta \omega_n)^2 + \omega_n^2) / (k k_D), \quad (5.23)$$

$$k_I = (\alpha_{polo} \zeta \omega_n^3) / (k k_D). \quad (5.24)$$

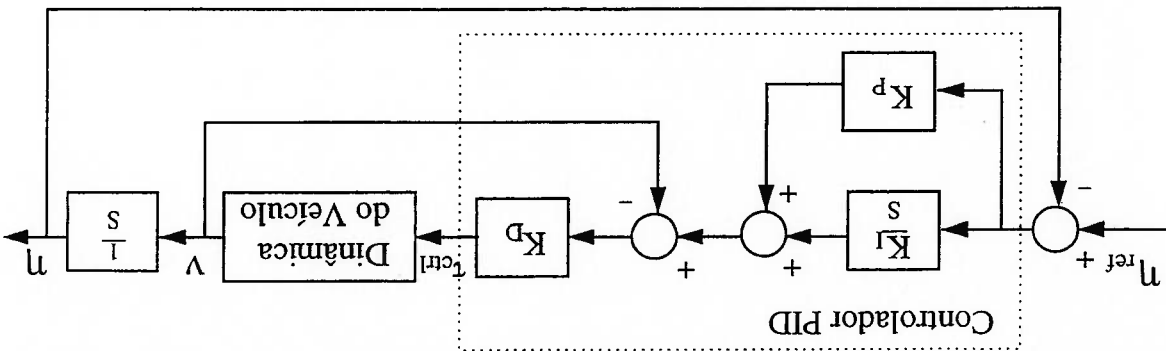


Figura 5.5: Diagrama de blocos do controlador linear com estrutura PID.

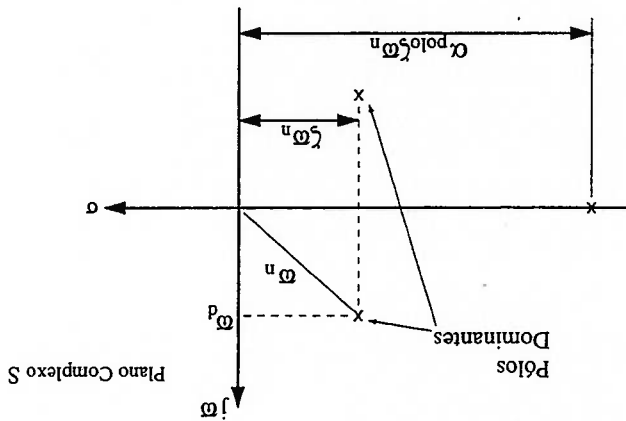


Figura 5.6: Localização dos pólos de malha fechada no plano complexo; $\alpha_{polo} > 10$.

Logo, a lei de controle, considerando os seis graus de liberdade, fica determinada segundo:

$$T^{ctrl}(s) = f^T(\eta) K_D \left(\frac{K_P s + K_I}{s} (\eta^{ref} - \eta) - \dot{\eta} \right), \quad (5.25)$$

onde as matrizes $K_P, K_I, K_D \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ são diagonais. Os elementos da diagonal principal de cada matriz correspondem aos coeficientes do controlador PID sintetizado para cada grau de liberdade. Voltando à Fig. 5.5 é possível notar que o resultado do sub-bloco PI corresponde à velocidade desejada da planta η^{ref} , sendo comparada com a velocidade real η . Observe a utilização do operador $f(\eta)$ para transformar o sinal de controle no sistema de coordenadas móvel, como indicado na Eq. 2.56.

Controle PID com *Gain Scheduling*

Vários trabalhos têm feito uso do chaveamento dos ganhos do controlador através da interpolação ou *gain scheduling* para compensar a dinâmica não linear da planta. A interpolação dos ganhos de realimentação, ou dos polos a serem alocados, constitui numa prática geralmente utilizada (Fryxell et al., 1994; Juul et al., 1994). Entretanto, tem-se observado que este procedimento nem sempre garante um sistema de controle com desempenho desejado, podendo, até mesmo, comprometer sua estabilidade nas regiões de interpolação (Voerger e Slotine, 1985; Stilwell e Rugh, 2000). Uma alternativa, como forma de garantir estabilidade do sistema controlado quando uma interpolação de ganhos é realizada, é através da utilização de fatorização coprima (Stilwell e Rugh, 2000). Neste procedimento uma família de controladores estáveis é definida através da fatorização em função do modelo nominal da planta. Isto permitiria obter, através de interpolação, um controlador pertencente à família de controladores estáveis que compensasse uma planta real possivelmente instável. A teoria relativa a esta técnica está amplamente difundida, veja (Francis, 1987; Mustafa, 1995) por exemplo, e, por representar importância secundária neste texto, não será aqui detalhada.

5.5 Conclusão

Neste capítulo foram apresentadas as estratégias de controle PID lineares que serão implementadas a seguir. A metodologia de controle adotada para aplicação destas estratégias, e para as estratégias lineares em geral, se fundamenta na hipótese de operação em baixas velocidades, o que possibilita aproximar a dinâmica do sistema como linear. Além disso, a restrição de operação em baixas velocidades permite um menor acoplamento das dinâmicas dos graus de liberdade, o que facilita o projeto do controlador visto possibilitar um projeto SISO para cada grau de liberdade envolvido.

Capítulo 6

Acompanhamento Não Linear e Controle Robusto de Estrutura Variável: *Sliding Mode*

6.1 Introdução

O controlador de estrutura variável (*variable structure control* - VSC) tem por característica principal a compensação da dinâmica do sistema controlado através do acompanhamento de uma determinada trajetória no diagrama de espaço-estado. Isto é garantido através da variação da estrutura da lei de controle em função do estado do sistema. Um exemplo de aplicação do controlador VSC em veículos submarinos pode ser encontrado em (Cunha et al., 1995).

O controlador de modo deslizante, *Sliding Mode*, constitui um tipo especial do controle de estrutura variável, na qual a dinâmica do sistema é atraída a um hiperplano no espaço de estados. Este hiperplano, também conhecido como *superfície de deslizamento*, constitui em uma trajetória especificada a qual se deseja que o sistema acompanhe. Uma vez que a dinâmica do sistema "atinge" a superfície de deslizamento, o controlador passa a variar sua estrutura de modo que trajetória da dinâmica do sistema a acompanhe. Esta variação da estrutura ocorre através

do chaveamento dos termos do controlador, caracterizando uma ação de controle não linear.

Pelo fato desta técnica ser capaz de lidar com dinâmicas não lineares diretamente esta, ao contrário das convencionais, permite desempenho satisfatório mesmo quando se considera uma extensa faixa de pontos de operação, pois procedimentos de linearização não são necessários. Isto possibilita que o projeto do controlador seja relativamente rápido, se comparado com a implementação de técnicas robustas lineares em que, caso necessário, precisam ter seus ganhos interpolados no caso de vários pontos operação serem considerados. Além disso, o controlador permite que o acompanhamento das trajetórias ocorra de maneira robusta (robustez de desempenho), ou seja, mesmo em vista da variação paramétrica da planta e sob ação de distúrbios, e exigindo apenas um modelo simplificado da planta (Slotine e Li, 1991).

Recentemente, vários trabalhos tem implementado o controle *Sliding Mode* em veículos submarinos (Yoerger e Slotine, 1985; Slotine e Li, 1991; Logan, 1994) segundo uma metodologia SISO, abordagem adotada neste trabalho. Uma implementação multivariável é apresentada em (Healey e Lienard, 1993).

6.2 Acompanhamento Não Linear

A idéia por trás do "acompanhamento não linear" (*nonlinear tracking*) é implementar uma lei de controle que imponha ao veículo trajetórias desejadas (ou de referência) para posição, velocidade e aceleração.

Para isto, define-se uma função de acompanhamento s como:

$$s(\eta, \dot{\eta}, t) = \dot{\eta} + \lambda \eta, \quad s \in \mathbb{R}^{n_s}, \quad (6.1)$$

onde $\eta = \eta - \eta^{ref}$ e $\lambda \in \mathbb{R}^{n_s}$ é um vetor constante em que cada elemento pode ser considerado. Não deve ser confundida com a variável complexa s introduzida pela transformada de Laplace no capítulo anterior.

ser interpretado como a banda do sistema de controle para o grau de liberdade em questão. Reescrevendo s em função de um vetor auxiliar η_{aux} tem-se:

$$(6.2) \quad s = \dot{\eta} + \lambda\eta = \eta - (\eta_{ref} - \lambda\eta) = \eta - \eta_{aux}.$$

Deseja-se, de maneira geral, que η convirja para zero, o que garante acompanhamento da trajetória do veículo em relação à trajetória desejada. Para compensação dos esforços é necessário utilizar os vetores de velocidade e aceleração de referência em relação ao sistema de coordenadas móvel, sendo dados pelas seguintes expressões:

$$(6.3) \quad v_{aux} = J^{-1}(\eta)\eta_{aux}$$

e

$$(6.4) \quad v_{aux} = J^{-1}(\eta)[\dot{\eta}_{aux} - \dot{J}(\eta)J^{-1}(\eta)\eta_{aux}].$$

A estrutura da lei de controle, implementada segundo uma versão não adaptativa (Fossen, 1994), é simples e constituida da ação de duas partes: uma relativa a compensação da dinâmica do veículo submarino e outra, responsável pela correção dos desvios de trajetória, ou controle "fino". O primeiro termo corresponde aos termos do modelo dinâmico do sistema com dependência em relação ao estado atual do veículo assim como em relação à velocidade desejada, sendo caracterizada pela expressão:

$$(6.5) \quad T_{comp} = Mv_{aux} + C(v)v_{aux} + D(v)v_{aux} + G(\eta).$$

A outra parte consiste no controle "fino" de maneira que o veículo acompanhe as trajetórias de referência. O sinal de controle é dado por²:

$$(6.6) \quad T_{ctrl} = T_{comp} - J^T(\eta)K_{ds}, \quad K_d \in \mathbb{R}^{n_{gi} \times n_{gi}}.$$

O operador J é utilizado para transformar o sinal de controle T_{ctrl} para o referencial móvel. A matriz de ganhos K_d especifica o quanto de propulsão deve ser fornecido para corrigir erros de posição e/ou velocidade. Esta é, em geral, diagonal e sintonizada através de simulações computacionais ou experimentais.

²Uma verificação formal da estabilidade, segundo a teoria de estabilidade de Lyapunov, do sistema de controle pode ser encontrada em (Fjellstad, 1994).

6.3 Controle Robusto: Sliding Mode

Considerando a equação de movimento de um veículo submarino, dada pela Eq. 2.46, e isolando o vetor aceleração, tem-se:

$$\dot{v} = M^{-1}[-C(v)v - D(v)v - G(\eta) + \tau + d(t)], \quad (6.7)$$

onde $d(t)$ corresponde às dinâmicas não modeladas (perturbação e/ou distúrbios).

Defini-se um vetor $f(v, \eta, t)$ como:

$$f(v, \eta, t) = -C(v)v - D(v)v - G(\eta). \quad (6.8)$$

Este, por sua vez, geralmente é o resultado de uma parcela estimada e uma incerteza associada:

$$f(v, \eta, t) = \hat{f}(v, \eta, t) + \Delta f(v, \eta, t). \quad (6.9)$$

Assume-se que as incertezas em f e em d sejam limitadas, ou seja:

$$|\Delta f(v, \eta, t)| \leq F(v, \eta, t), \quad F(v, \eta, t) \in \mathbb{R}^{n_{gi}} \quad (6.10)$$

$$|d(t)| \leq D(t), \quad D(t) \in \mathbb{R}^{n_{gi}}. \quad (6.11)$$

A incerteza com relação à inércia do veículo é considerada em β , chamada de margem de ganho, podendo ser expressa por³:

$$1/\beta_i \leq M_{zi}/M_{zi} \leq \beta_i, \quad \beta \in \mathbb{R}^{n_{gi}}. \quad (6.12)$$

O símbolo M_{zi} representa o valor de inércia estimado para cada grau de liberdade.

Como mencionado anteriormente, deseja-se que a dinâmica do sistema siga uma "nova" trajetória definida pela "superfície de deslizamento". Esta superfície pode ser representada por uma curva no plano de fase, com coeficiente angular λ , mostrado na Fig. 6.1. Considerando uma posição inicial arbitrária no plano de fase a trajetória da dinâmica do sistema é atraída pela superfície de deslizamento, definida por $s(t) = 0$, onde a função s é dada pela Eq. 6.1⁴. Quando a superfície de

³Neste capítulo a multiplicação e/ou divisão de vetores deve ser entendida como uma operação termo a termo, ou seja, como operação dos elementos correspondentes aos vetores.

⁴Para sistemas de segunda ordem.

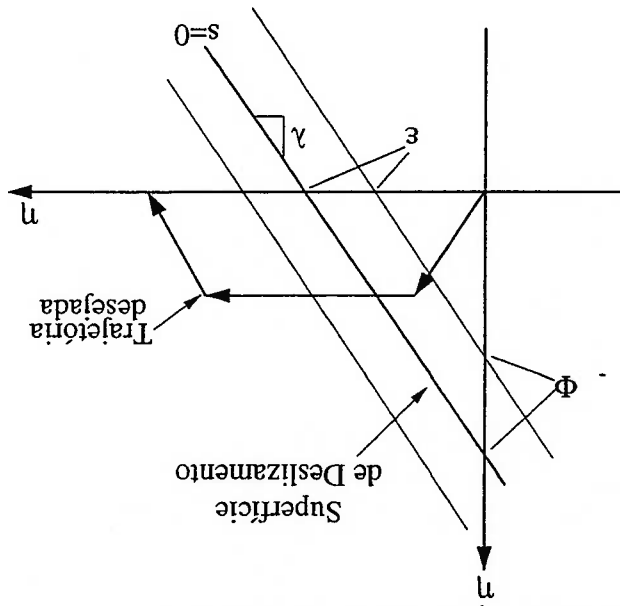


Figura 6.1: Linha ou, mais genericamente, superfície de deslizamento no plano de fase.

deslizamento é atingida inicia-se o modo de deslizamento, onde a trajetória da dinâmica do sistema controlado passa a convergir exponencialmente, com constante de tempo⁵ igual a $1/\lambda$, até a trajetória de referência definida por $[\eta_{ref}(t); \eta_{ref}(t)]$, ver Fig. 6.2(a).

O parâmetro λ está relacionado com o sinal com o qual se deseja excitar o sistema, ou seja, é função da frequência da trajetória que se deseja impor ao sistema. A escolha do parâmetro λ é feita de maneira que seja menor que a frequência do primeiro modo não modelado do sistema, como será comentado mais adiante.

A convergência de s para zero implica na convergência de η para zero caso a dinâmica do veículo permaneça na superfície e pode ser garantida com a escolha de uma lei de controle que satisfaça a seguinte condição de deslizamento:

$$(6.13) \quad \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\mu |s|,$$

onde μ é um constante positiva. É interessante notar que esta convergência é garantida, de acordo com a Eq. 6.13, mesmo em relação a incertezas na dinâmica do sistema e aos distúrbios externos, o que confere a estratégia características de

robustez.

⁵Para sistemas de segunda ordem.

A lei de controle implementada é semelhante à utilizada na estratégia da Seção anterior, incluindo termos relacionados com a compensação da dinâmica do sistema, com a adição de um termo descontínuo. A lei de controle pode ser estruturada na seguinte expressão:

$$T^{ctrl} = -f(v, \eta, t) - M_{\Delta}[\lambda\dot{\eta} - \ddot{\eta}_{ref}] - K(v, \eta, t)sgn(s), \quad (6.14)$$

onde:

$$K(v, \eta, t) = (\beta - 1)M_{\Delta}[\lambda\dot{\eta} - \ddot{\eta}_{ref}] + F(v, \eta, t) + D(t), \quad (6.15)$$

e:

$$sgn(s) = \begin{cases} +1, & se \ s \geq 0 \\ -1, & se \ s < 0 \end{cases} \quad (6.16)$$

O símbolo M_{Δ} corresponde à matriz de inércia estimada considerando apenas os elementos da diagonal principal. Note que o termo K inclui as estimativas de incerteza do modelo da dinâmica do veículo submarino, incluindo as incertezas de inércia quantificados em β , Eq. 6.12.

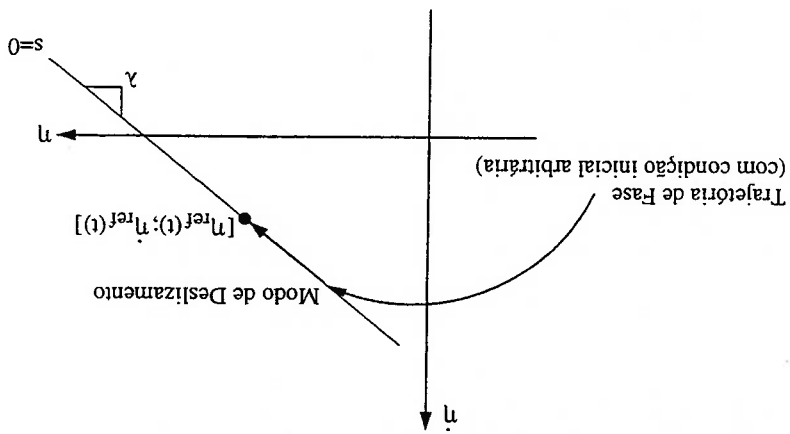
Devido à impossibilidade do controlador digital chavear os termos da lei de controle de maneira instantânea, como na Fig. 6.2(a), por ser um procedimento discreto, o efeito prático resultante do chaveamento se configura no comportamento ilustrado na Fig. 6.2(b) e conhecido como *chattering*. Este fenômeno, no entanto, é indesejável pois exige uma atividade excessiva por parte do controlador, o que pode implicar em um maior consumo de energia, além de poder excitar dinâmicas não modeladas de alta frequência⁶. Na tentativa de se evitar este comportamento "excessivo", ou *chattering*, adota-se uma camada (limite) de largura $\Phi > 0$ em torno da superfície $s = 0$. A lei de controle passa a ser:

$$T^{ctrl} = -f(v, \eta, t) - M_{\Delta}[\lambda\dot{\eta} - \ddot{\eta}_{ref}] - K(v, \eta, t)sat(s/\Phi), \quad (6.17)$$

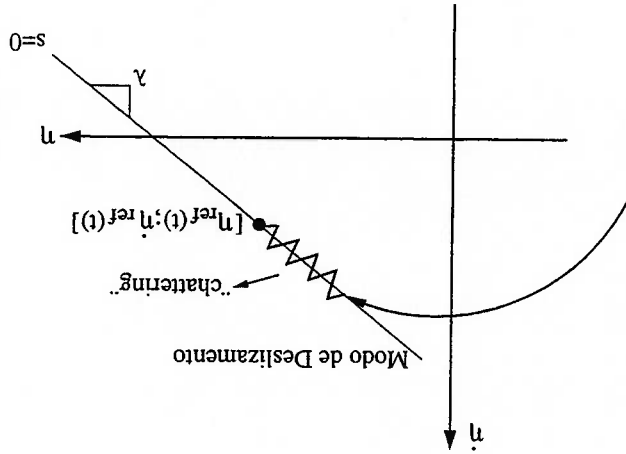
onde:

$$sat(s/\Phi) = \begin{cases} sgn(s/\Phi), & se \ |s/\Phi| \geq 1 \\ s/\Phi, & se \ |s/\Phi| < 1 \end{cases} \quad (6.18)$$

Note que uma vez dentro desta camada limite o chaveamento não é mais realizado através da função $sgn(s)$, mas interpolado linearmente, como mostra a Fig. 6.3. Note também que, dentro da camada limite, a interpolação da ação de controle



(a) Trajetória da dinâmica, partindo de uma condição inicial arbitrária, no plano de fase. Observe que a trajetória é atraída pela superfície de deslizamento, possuindo, então, convergência exponencial, com constante de tempo $1/\lambda$, até a trajetória de referência.



(b) Efeito de *chattering* ou chaveamento excessivo.

Figura 6.2: Resultado do comportamento dinâmico do sistema controlado para os casos teórico (desejado) e experimental.

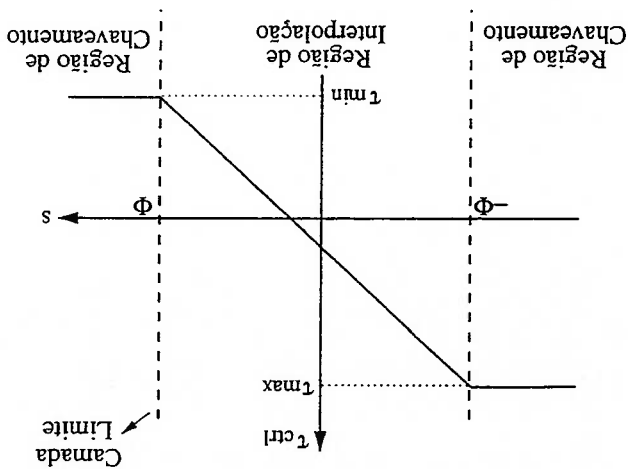


Figura 6.3: Interpolação da ação de controle T_{ctrl} dentro da camada limite.

T_{ctrl} é realizada segundo uma reta com coeficiente angular Φ^{-1} . Uma escolha adequada da largura da camada limite Φ confere ao sistema controlado uma dinâmica característica passa-baixas, o que é interessante, sob do ponto de vista prático, pois contribui na atenuação das componentes de alta frequência introduzidas na estimação do estado do sistema, por exemplo. Uma estimativa inicial de projeto para Φ pode ser feita através da seguinte relação:

$$\Phi = \left[\beta K(\nu, \eta, t) \frac{M \Delta \lambda}{\lambda} \right]^{max} \quad (6.19)$$

Uma consequência direta da realização de interpolação da lei de controle dentro da camada limite (em torno da superfície $s = 0$) resume-se na verificação de um erro de rastreamento (ou acompanhamento) associado. Este erro de rastreamento é limitado a um valor de precisão ϵ que, por sua vez, pode ser entendido como uma relação de compromisso entre desempenho desejado e modelagem do veículo submarino. A precisão de acompanhamento do sinal de referência ϵ , Fig. 6.1, é função da largura da camada limite Φ e do valor de banda do sistema controlado λ , sendo quantificado através da relação⁷:

$$\epsilon = \Phi / \lambda \quad (6.20)$$

Segundo esta relação, uma modelagem pouco precisa determinaria valores iniciais para Φ elevados, pois o grau de incerteza da dinâmica do veículo é considerado ⁶Efeito observado nos sistemas em geral. Não observado em veículos submarinos visto serem caracterizados por uma dinâmica passa baixas.

⁷Para sistemas de segunda ordem.

nos termos F e D das Eqs. 6.10 e 6.11, é refletido no fator de chaveamento K . Um fator K elevado prejudica o acompanhamento das trajetórias de referência, pois, de acordo com a Eq. 6.19, implica em um ϵ elevado, para um valor de λ constante. Conseqüentemente, os erros em regime podem se tornar consideráveis o que pode levar à não satisfação dos requisitos de projeto. Logo, verifica-se que um acompanhamento suficientemente preciso, ou seja, que atenda os requisitos de projeto, está diretamente relacionado com a obtenção de um modelo do veículo submarino bastante acurado, o que muitas vezes não é possível devido às incertezas paramétricas e aos distúrbios.

Uma solução para diminuir o grau de incerteza do sistema seria estimar os distúrbios externos. Neste caso, o esforço do cabo umbilical poderia ser obtido através de células de carga e a obtenção de uma estimativa da velocidade de correnteza seria realizada através da fusão sensorial dos sinais provenientes dos sensores de velocidade e velocidade relativa (Riedel e Healey, 1998), por exemplo. Muitas vezes, no entanto, por aumentar os custos do projeto de maneira significativa, esta solução não é adotada. Uma alternativa, ao aperfeiçoamento do sistema sensorial, consiste na adoção de uma estrutura integral para a dinâmica do sliding mode, o que possibilitaria erro nulo em regime, empregando uma função de acompanhamento s da forma:

$$s(\eta, \dot{\eta}) = \dot{\eta} + 2\lambda\eta + \lambda^2 \int_0^t \eta dr. \quad (6.21)$$

A lei de controle, com a nova variável de controle, é:

$$\tau^{ctrl} = -f(v, \eta, t) - M_{\Delta}[\lambda^2\ddot{\eta} + 2\lambda\dot{\eta} - \ddot{\eta}_{ref}] - K(v, \eta, t)sat(s/\Phi), \quad (6.22)$$

onde:

$$K(v, \eta, t) = (\beta - 1)M_{\Delta}[\lambda^2\ddot{\eta} + 2\lambda\dot{\eta} - \ddot{\eta}_{ref}] + F(v, \eta, t) + D(t) \quad (6.23)$$

e β é determinado segundo a Eq. 6.12.

A largura da camada limite Φ pode ser, ainda, variável; expandindo quando as incertezas do sistema de controle forem grandes e diminuindo quando as incertezas são pequenas. A avaliação da magnitude destas incertezas é feita com relação aos parâmetros λ , $\Phi(t)$ e com a estimativa do erro de modelagem K . O algoritmo

utilizado para a variação da largura da camada é expresso de acordo com:

$$(6.24) \quad \dot{\Phi}(t) + \lambda\Phi(t) = \beta M_{\Delta} K(v, \eta, t), \text{ se } K(v, \eta, t) \geq \lambda\Phi/[\beta M_{\Delta}]$$

$$(6.25) \quad \dot{\Phi}(t) + \lambda\Phi(t)/\beta^2 = \beta M_{\Delta} K(v, \eta, t)/\beta, \text{ se } K(v, \eta, t) \leq \lambda\Phi/[\beta M_{\Delta}]$$

A lei de controle resultante, no caso multivariável, passa a ser:

$$(6.26) \quad \tau_{ctrl} = -f(v, \eta, t) - M_{\Delta}[\lambda\dot{\eta} - \ddot{\eta}_{ref}] - \underline{K}(v, t) \text{sat}(s/\Phi),$$

onde:

$$(6.27) \quad \underline{K}(v, \eta, t) = K(v, \eta, t) - K(v_{ref}, \eta_{ref}, t) + \lambda\Phi(t)/[\beta M_{\Delta}].$$

6.4 Conclusão

Neste capítulo foram apresentadas duas estratégias de controle não lineares. A estratégia de Acompanhamento Não Linear combina termos de compensação da dinâmica não linear do sistema em conjunto com um termo responsável pela correção dos desvios de trajetória em função da função de acompanhamento s . A estratégia *sliding mode* possui uma estrutura na qual um dos termos é chaveado de acordo com a região de operação. Esta região de operação é definida segundo a função de acompanhamento s , através da qual se impõem uma dinâmica desejada ao sistema controlado, sendo definida pela superfície de deslizamento $s = 0$. Sob algumas circunstâncias este chaveamento pode-se tornar excessivo, *chattering*, sendo adotado uma região em torno da superfície $s = 0$ em que a lei de controle é interpolada. Neste caso o sistema de controle está sujeito a uma precisão de rastreamento ϵ , sendo, no entanto, possível garantir erro nulo em regime com a adoção de uma estrutura integral para a lei de controle.

Capítulo 7

Estudos de Casos

O modelo do veículo submarino utilizado para as implementações a seguir possui seis propulsores distribuídos de tal maneira que o controle dos seis graus de liberdade seja possível. O modelo do veículo utilizado nas simulações abaixo é do ROV MURS 300 Mark II (Ishidara et al., 1986). Os dados e parâmetros dinâmicos dos veículos MURS 300 Mark II são apresentados no Apêndice B.

Tendo em vista a avaliação do desempenho do controlador as simulações realizadas seguem através de dois estudos de casos, utilizando **modelo completo** das condições de simulação são, no entanto, gerais aos dois casos considerados.

O posicionamento considerou movimentos acoplados, isto é, manobras em que o movimento em todos os graus de liberdade ocorre simultaneamente. Isto permitiu avaliar o desempenho do sistema controlado frente a um cenário próximo do real, em que os movimentos não se restringem a certos componentes de velocidade.

Considera-se, também, que o veículo possui resultante nã nula para as forças restaurativas. Uma resultante restaurativa nula poderia ser adotada sem perda de generalidade dos resultados, visto que a sua compensação poderia ser realizada de maneira independente ao projeto do controlador linear, como comentado nos capítulos anteriores.

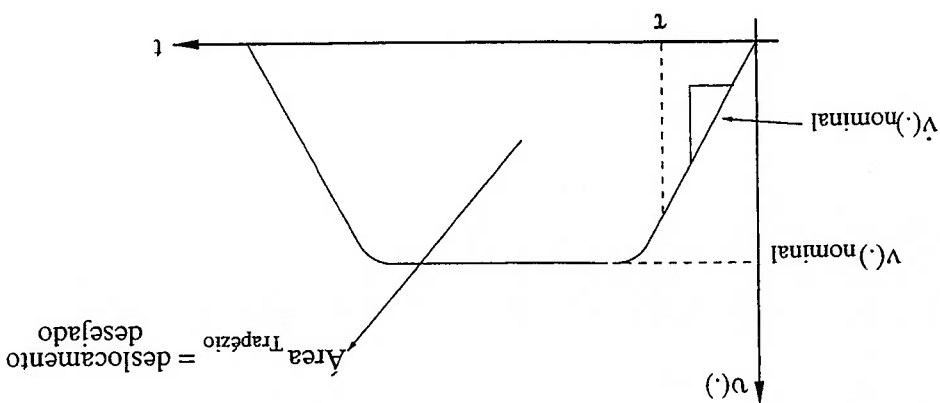


Figura 7.1: Especificação das trajetórias de velocidade.

Os sinais de referência (de entrada) do sistema de controle são especificados através de trajetórias desejadas ou, de maneira equivalente, através da ponderação dos *set-point*. As trajetórias de velocidade escolhidas correspondem a funções de primeira ordem com constante de tempo superior ao tempo de reposta do sistema controlado para cada grau de liberdade. O ganho destas funções correspondem aos valores de velocidade nominais, como mostra a Fig. 7.1. As trajetórias de velocidade/orientação são determinadas através da integração das trajetórias de velocidade. Analogamente, as trajetórias de aceleração do veículo são especificadas através da diferenciação das trajetórias de velocidade. Estas trajetórias seriam determinadas por um nível hierárquico superior na arquitetura de controle em-volvida e de acordo com os objetivos² de uma "missão" hipotética. O escopo do controle de posicionamento, correspondente a um nível inferior na hierarquia de controle, não envolve, contudo, o mecanismo de geração de trajetórias, cabendo apenas garantir a regulação ou acompanhamento do sinal de referência de forma robusta.

Nas implementações práticas com veículos submarinos utilizam-se taxas de amostragem do controlador de 5 – 10 Hz, se considerado um sistema de medição acústico (Yoerger e Slotine, 1985; Fossen e Balchen, 1991; Whitcomb e Yoerger, 1999b). Logo, a taxa de amostragem do controlador adotada foi de 10 Hz e o modelo do veículo submarino foi simulado com um passo de integração de 0.001 s. Uma regra prática constitui na utilização de uma taxa de amostragem do sinal (do estado

¹Esta medida visa evitar a saturação do atuador, veja Apêndice C

²Estabelecidos pelo operador humano.

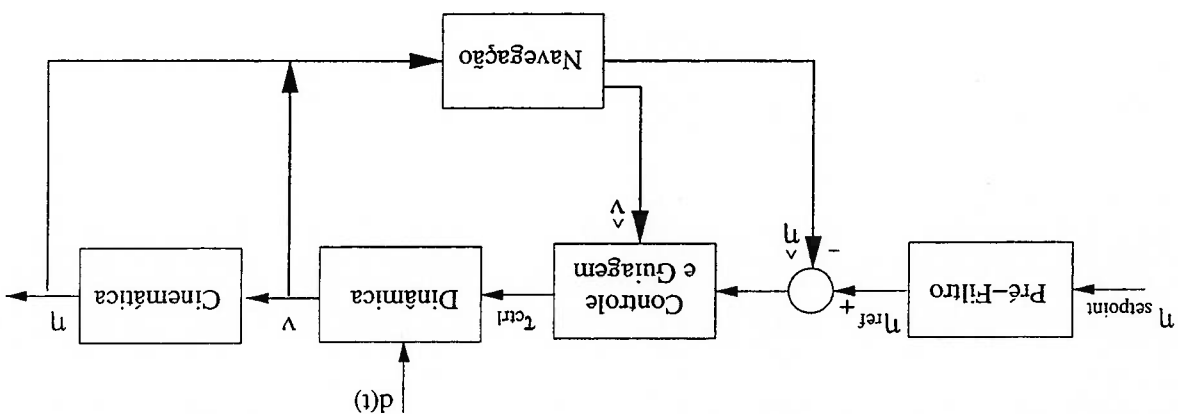


Figura 7.2: Configuração do sistema de controle de dois graus de liberdade. O sinal $d(t)$ representa o distúrbio externo como função do tempo.

da planta) dez vezes mais rápida que a componente de frequência de interesse do sinal (Aström e Hägglund, 1988). Com esta taxa de amostragem do controlador pode-se utilizar trajetórias de até 1 Hz .

O sistema é considerado totalmente observável com relação ao posicionamento, ou seja, os sinais de posição e atitude e de velocidade são disponíveis para realimentação³, ver Fig. 7.2. Os requisitos de projeto para o posicionamento dinâmico considerados resumem-se nos seguintes:

- Erro nulo em regime permanente;
- Tolerância máxima de desvio com relação às trajetórias de posição de 0.1m para distâncias percorridas de até 50m , e tolerância de 0.1745rad (ou 10°) para deslocamentos angulares.

7.1 CASO 1

Neste primeiro caso, o modelo do veículo submarino não conta com a ação do cabo umbilical ou com a dinâmica do sistema propulsor.

³Esta configuração possibilita robustez de desempenho: garantindo acompanhamento do sinal de referência, insensibilidade à variação paramétrica da dinâmica do veículo e rejeição a distúrbios externos (Skogestad e Postlethwaite, 1996)

As trajetórias de referência, a serem seguidas pelo veículo, são dadas em relação ao referencial inercial de acordo com:

$$\eta_{ref}(t) = [x_{ref}(t), y_{ref}(t), z_{ref}(t), \phi_{ref}(t), \theta_{ref}(t), \psi_{ref}(t)]^T, \quad (7.1)$$

$$\dot{\eta}_{ref}(t) = \frac{d}{dt} \eta_{ref}(t), \quad (7.2)$$

$$\ddot{\eta}_{ref}(t) = \frac{d^2}{dt^2} \eta_{ref}(t). \quad (7.3)$$

O veículo foi posicionado nas cotas $\eta_{1_{final}} = [50; 50; 30]m$ e atitude $\eta_{2_{final}} = [0; 0; 1.3]rad$, partindo da origem, segundo a especificação de trajetórias definidas pelas velocidades de referência, veja Fig. 7.1. As velocidades nominais para as seis direções são dadas por $\eta^{nominal} = [0.5m/s; 0.5m/s; 0.5m/s; 0; 0; 0.013rad/s]$. Note que o movimento considerado todos os graus de liberdade simultaneamente, como proposto acima, implica em um acoplamento da dinâmica dos graus de liberdade. Um acoplamento muitas vezes pode comprometer a estabilidade do sistema, como se observa nos movimentos que utilizam os graus de liberdade *sway* (v) e *yaw* (r) ao mesmo tempo (Faltinsen, 1990; Logan, 1994).

Adotou-se uma velocidade de correnteza nas três direções lineares de $\eta_c = [-0.5; -0.4; -0.1]m/s$, ver perfil de velocidades da Fig. B.1. O fluido é considerado irrotacional, isto é, sem componentes de velocidade de rotação.

7.1.1 Resultados: Estratégias Lineares

Como mencionado no Capítulo 5 a malha de controle linear da estratégia P-PI com estrutura *Feedforward* foi sintonizada de acordo com o procedimento utilizado para a determinação da estratégia P-PI. Os controladores lineares P-PI e PID aqui implementados foram projetados de forma que os polos dominantes de malha fechada tivessem parte real igual a -0.5 . Na determinação do polo dominante da estratégia P-PI utilizou-se $c = 5$, na expressão da Eq. 5.13. A estratégia PID considerou um valor $\alpha_{polo} = 5$, veja Eq. 5.22, para determinação do polo rápido. Os polos de malha fechada da estratégia P-PI são alocados em:

$$-0.500; -2.50 \pm 1.06i, \quad (7.4)$$

ao passo que os polos de malha fechada da estratégia PID são alocados em:

$$(7.5) \quad -0.500 \pm 0.242i; -2.50.$$

Os resultados do acompanhamento das trajetórias de posição das estratégias lineares são apresentados na Fig. 7.3. Os resultados para a velocidade das estratégias lineares são apresentados na Fig. 7.4. Os resultados dos sinais de controle das estratégias lineares são apresentados na Fig. B.2 do Anexo B. Os anagramas "PPP", "PPI" e "PID", utilizados nas figuras, correspondem às estratégias P-PI, P-PI com *Feedforward* e PID, respectivamente.

7.1.2 Resultados: Estratégias Não Lineares

Para a estratégia de acompanhamento não linear sintonizou-se a matriz de ganhos K_D , Eq. 6.6, com elementos apenas na diagonal principal e iguais a:

$$(7.6) \quad K_D = [700; 700; 700; 440; 300; 500].$$

Utilizou-se, ainda, $\lambda = \pi \text{ rad/s}$.

Na estratégia *sliding mode* a incerteza com relação à inércia do veículo β da Eq. 6.12 é calculada considerando apenas a incerteza com relação à massa adicionada (variação máxima de 30%) e determinada segundo a expressão:

$$(7.7) \quad \beta(i) = M_{zi}/M_{zi} = 1 + \frac{M(i, z)}{0.3}, \quad z = 1..n_{gl},$$

$$(7.8) \quad \beta = [1.0013; 1.0011; 1.0011; 1.0110; 1, 0063; 1.0061].$$

Uma estimativa da largura para a camada limite Φ é obtida em função das estimativas máximas de perturbação da dinâmica do veículo submarino $F(v, \eta, t)$ assim como da correnteza e distúrbios externos $D(t)_{max}$. Para a estratégia *sliding mode* utilizou-se $\lambda = \pi \text{ rad/s}$ e:

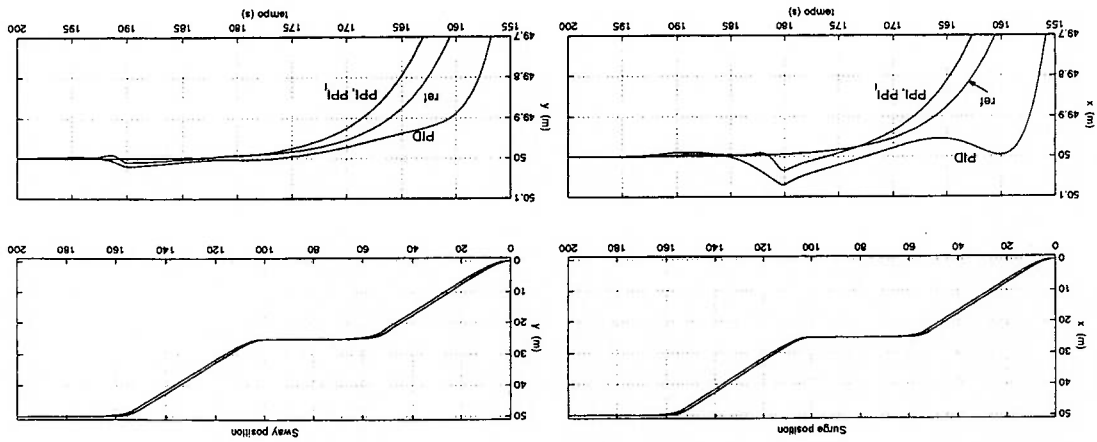
$$(7.9) \quad D_{max} = [450; 350; 410; 100; 100; 100],$$

$$(7.10) \quad \epsilon = [0.2661; 0.1961; 0.1580; 0.3772; 0.2580; 0.2986].$$

Para a estratégia *sliding mode* integral utilizou-se $\lambda = 0.7\pi \text{ rad/s}$ e:

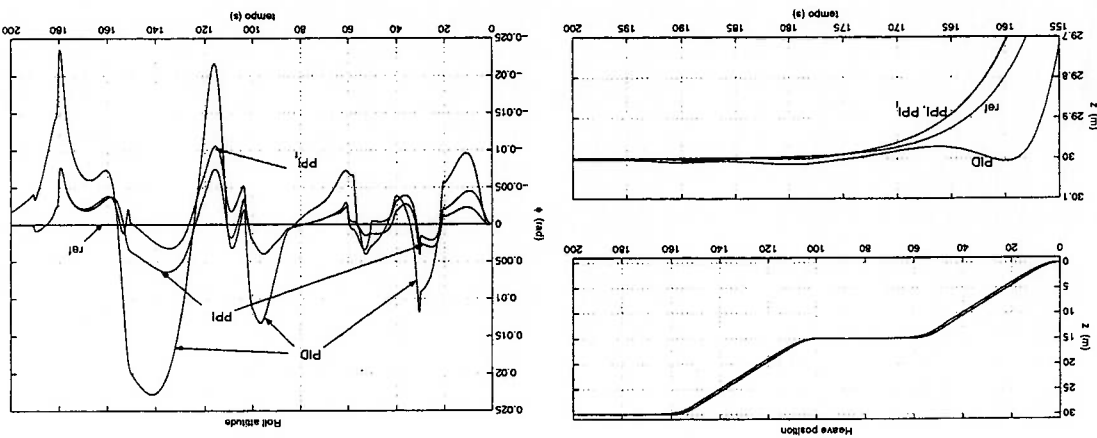
$$(7.11) \quad D_{max} = [500; 500; 400; 100; 100; 100],$$

$$(7.12) \quad \epsilon = [0.5881; 0.5111; 0.3150; 0.7697; 0.5264; 0.6093].$$



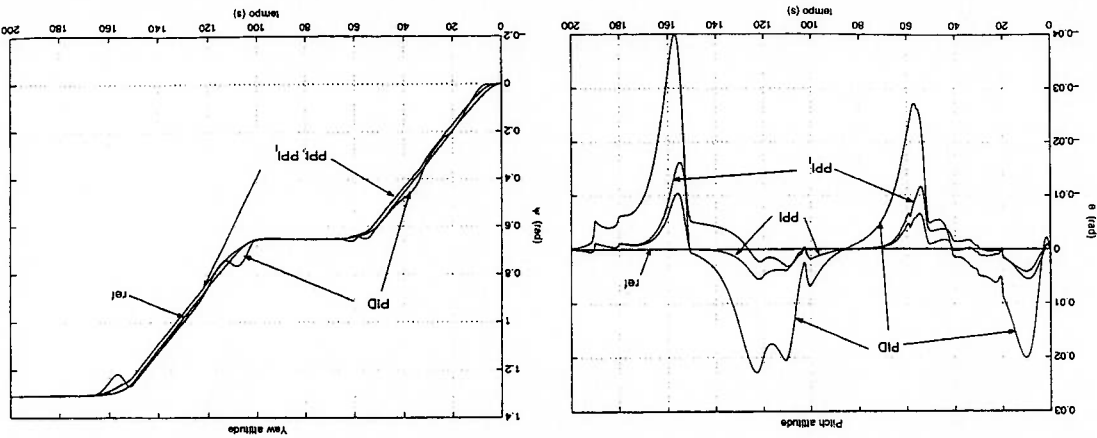
(a) Rastreamento da posição x.

(b) Rastreamento da posição y.



(c) Rastreamento da posição z.

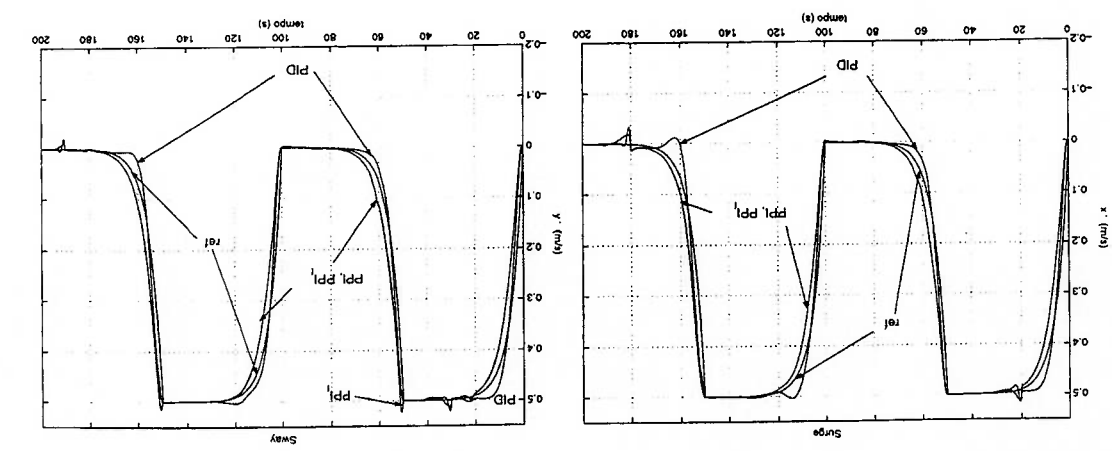
(d) Rastreamento da orientação ϕ .



(e) Rastreamento da posição θ .

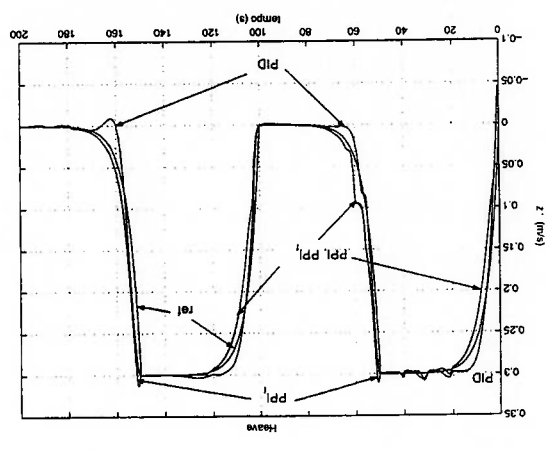
(f) Rastreamento da posição ψ .

Figura 7.3: Resultados de posicionamento das estratégias lineares.

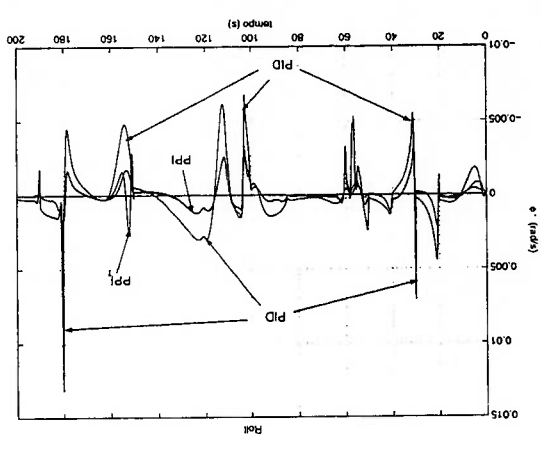


(a) Rastreamento da velocidade x .

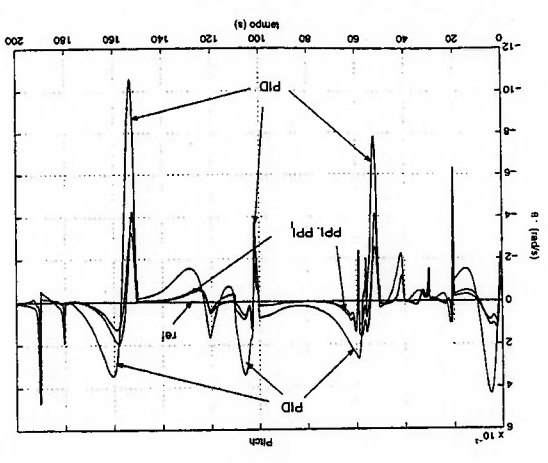
(b) Rastreamento da velocidade y .



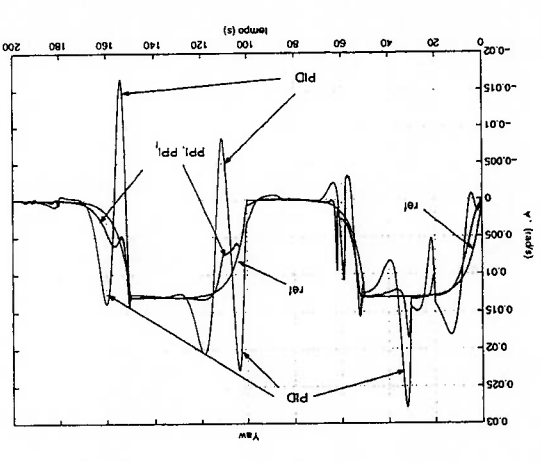
(c) Rastreamento da velocidade z .



(d) Rastreamento da velocidade ϕ .



(e) Rastreamento da velocidade θ .



(f) Rastreamento da velocidade ψ .

Figura 7.4: Resultados de velocidade de estratégias lineares.

Todos os parâmetros foram determinados em função da dinâmica do sinal de referência utilizado e a partir das estimativas do distúrbio do cabo umbilical e ajustados para um melhor desempenho.

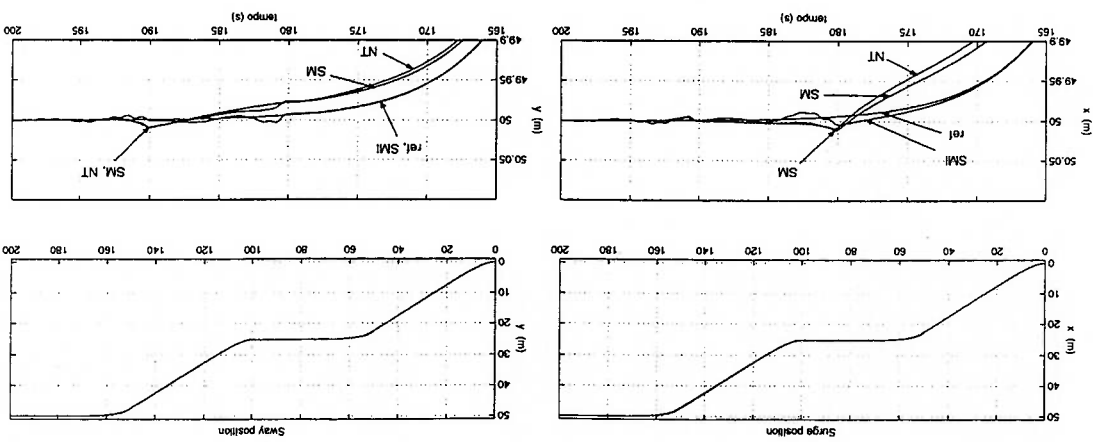
Os resultados do acompanhamento das trajetórias de posição com as estratégias não lineares são apresentados na Fig. 7.5. Os resultados para a velocidade das estratégias não lineares são apresentados na Fig. 7.6. Os resultados dos sinais de controle das estratégias não lineares são apresentados na Fig. B.3 do Anexo B. Os anagramas "NT", "SM" e "SMT", utilizados nas figuras, correspondem às estratégias de acompanhamento não linear (*Nonlinear Tracking*), *Sliding Mode* e *Sliding Mode* com estrutura integral, respectivamente.

7.1.3 Simulação com o Sistema Propulsor

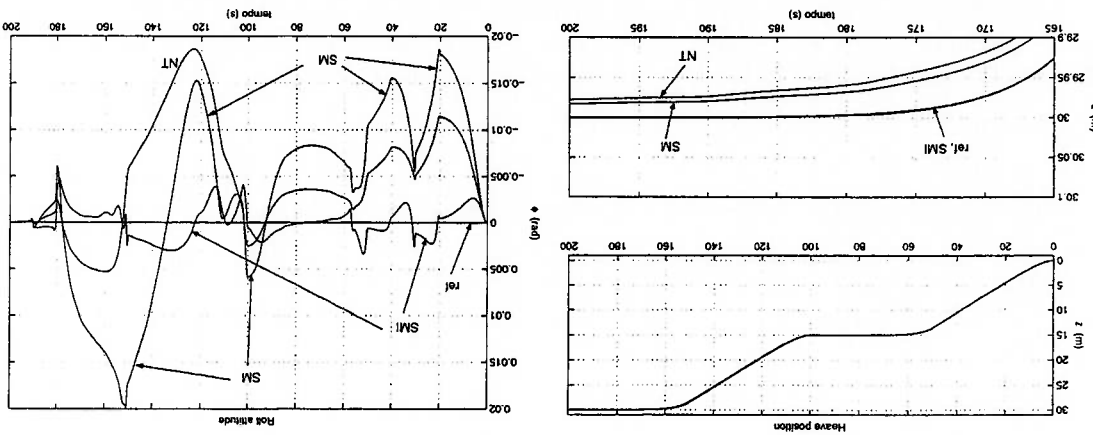
Nas simulações em que o sistema propulsor foi considerado, modelado de acordo com o apresentado no Capítulo 4, procurou-se posicionar o veículo submarino nas cotas $\eta_{1^{nom}} = [12.5; 12.5; 12.5]m$ e atitude $\eta_{2^{nom}} = [0; 0; 0.65]rad$ com velocidades nominais iguais a:

$$\eta^{nominal} = [0.25m/s; 0.25m/s; 0.25m/s; 0; 0; 0.013rad/s]. \quad (7.13)$$

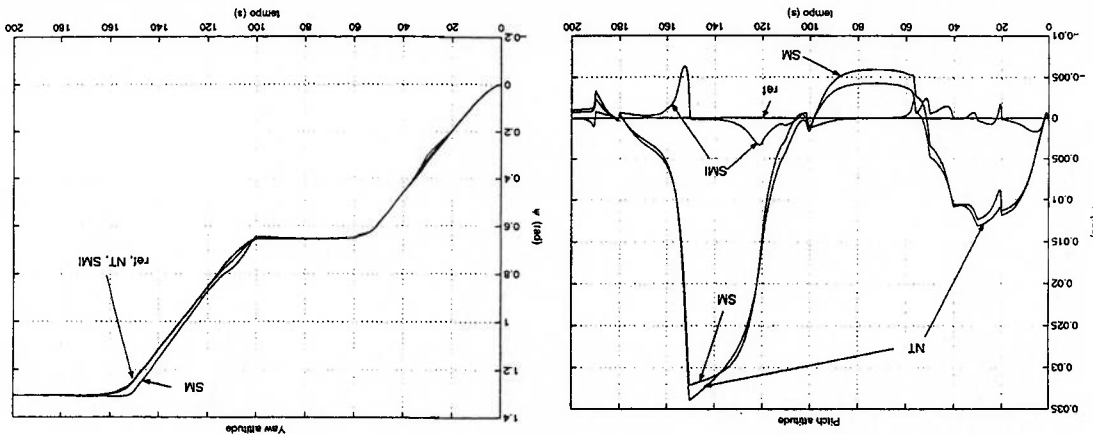
Adotou-se velocidade de correnteza $\eta_{1c} = [-0.5; -0.5; -0.5; -0.1]m/s$. O sistema propulsor utilizado possui uma distribuição dos propulsores segundo a Fig. 4.7. Os resultados do acompanhamento das trajetórias de posição com as estratégias lineares são apresentados na Fig. 7.9. Os resultados para a velocidade das estratégias lineares são mostrados na Fig. 7.11 e os resultados dos sinais de controle dos propulsores são apresentados na Fig. 7.12. Apenas a estratégia de controle PID foi utilizada nas simulações.



(a) Rastreamento da posição x . (b) Rastreamento da posição y .

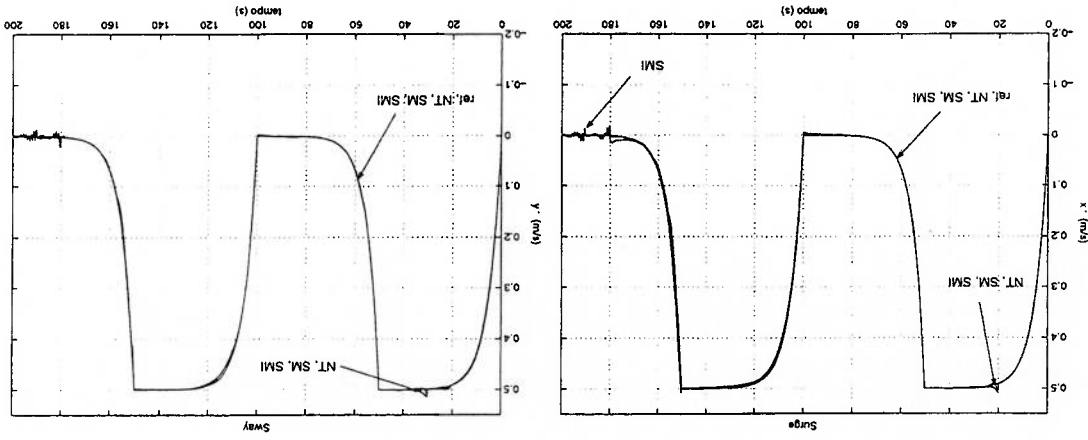


(c) Rastreamento da posição z . (d) Rastreamento da posição ϕ .



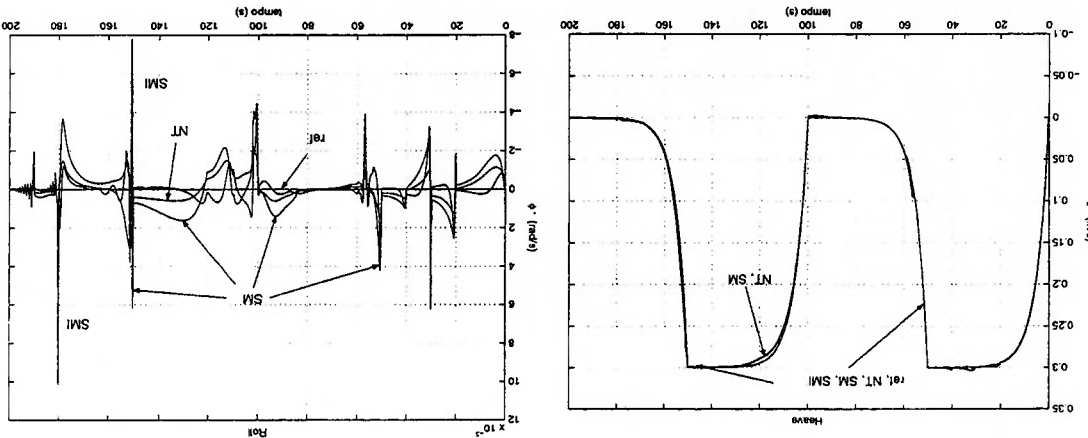
(e) Rastreamento da posição θ . (f) Rastreamento da posição ψ .

Figura 7.5: Resultados de posicionamento das estratégias não lineares.



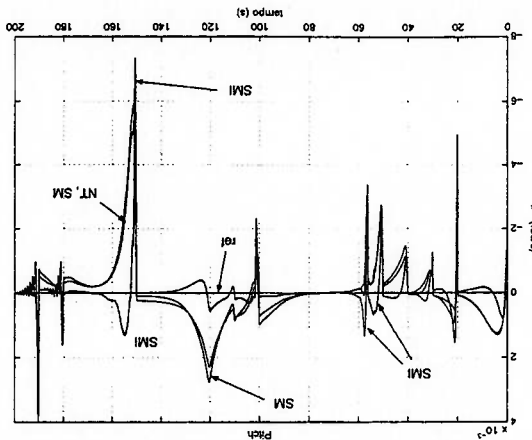
(a) Rastreamento da velocidade x .

(b) Rastreamento da velocidade y .

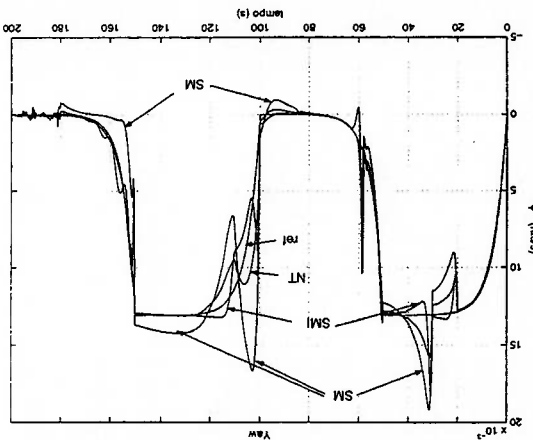


(c) Rastreamento da velocidade z .

(d) Rastreamento da velocidade ϕ .



(e) Rastreamento da velocidade θ .

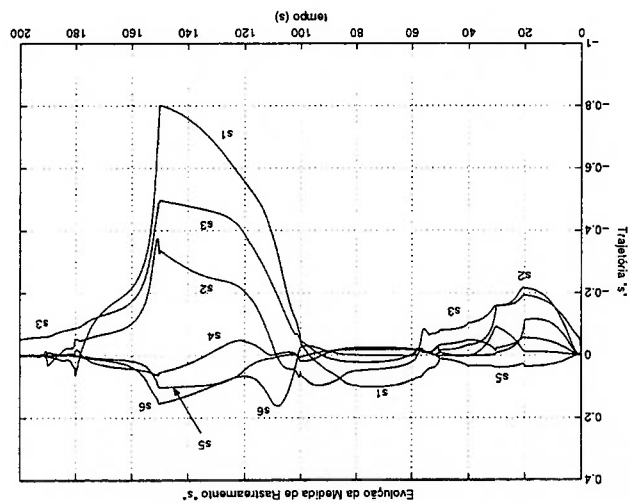


(f) Rastreamento da velocidade ψ .

Figura 7.6: Resultados de velocidade das estratégias não lineares.

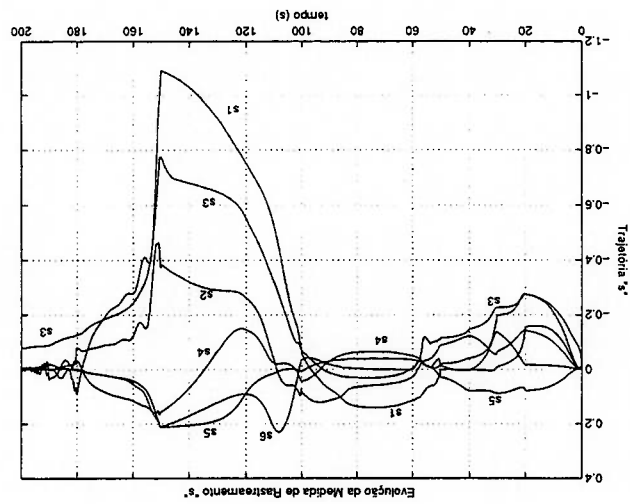
com o tempo.

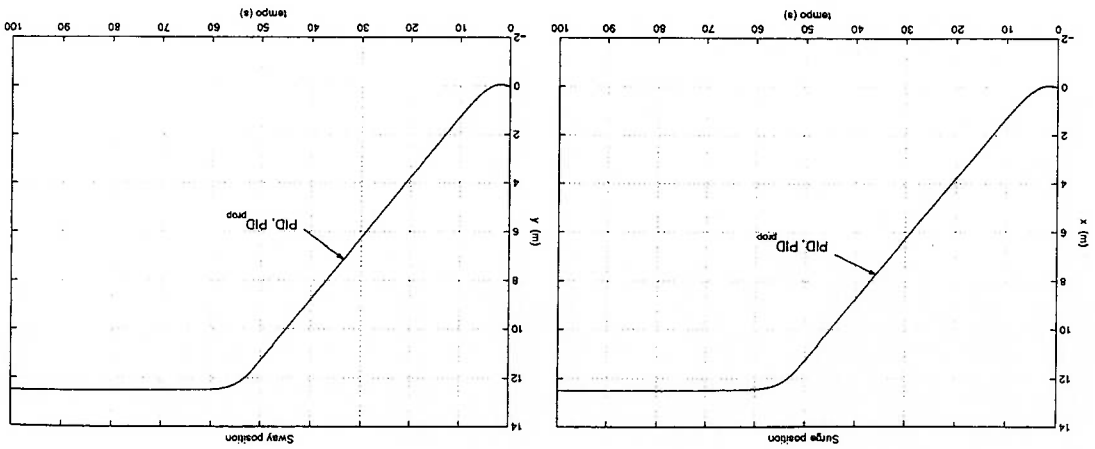
Figura 7.7: Evolução da função de acompanhamento s , da estratégia *sliding mode*,



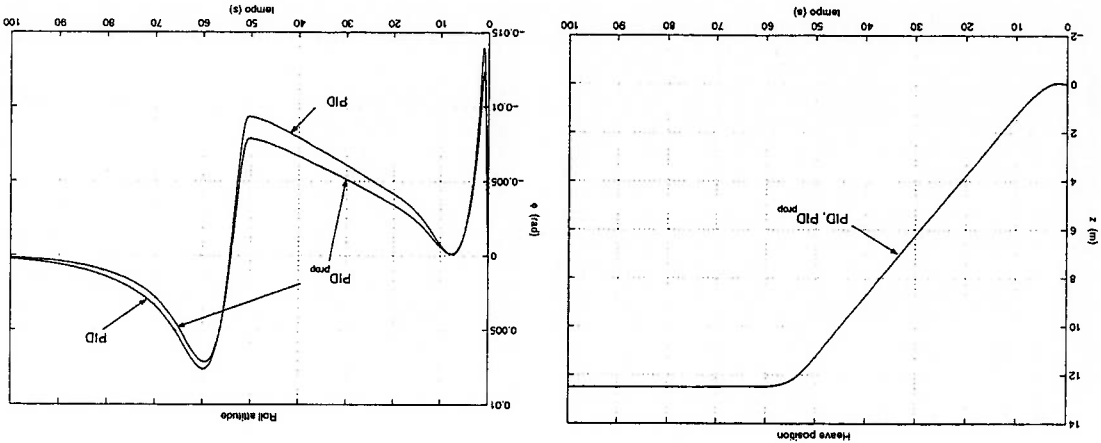
com estrutura integral, com o tempo.

Figura 7.8: Evolução da função de acompanhamento s , da estratégia *sliding mode*

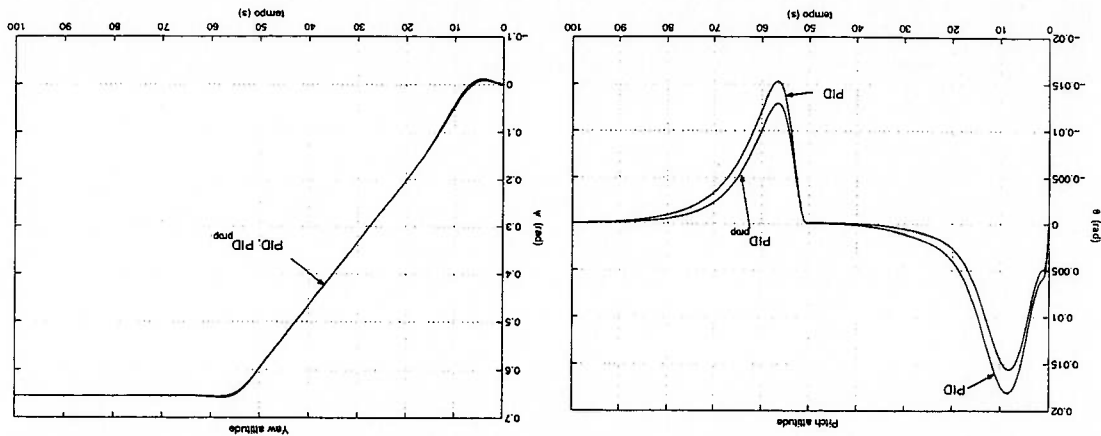




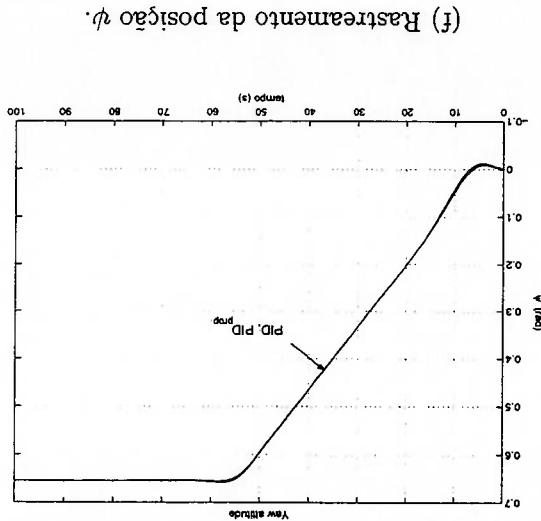
(b) Rastreamento da posição y .



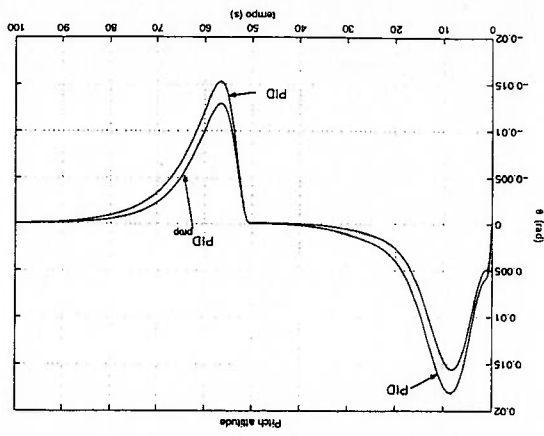
(c) Rastreamento da posição z .



(d) Rastreamento da orientação ϕ .



(e) Rastreamento da posição θ .



(f) Rastreamento da posição ψ .

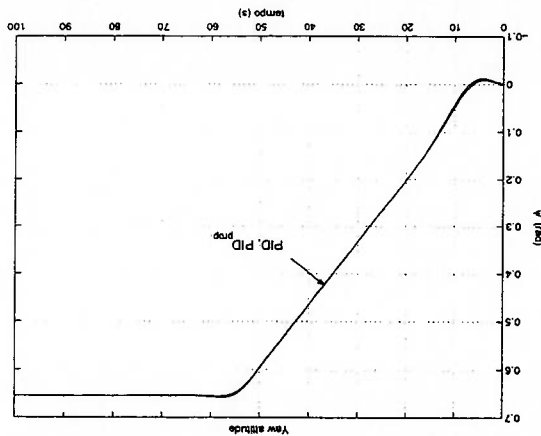
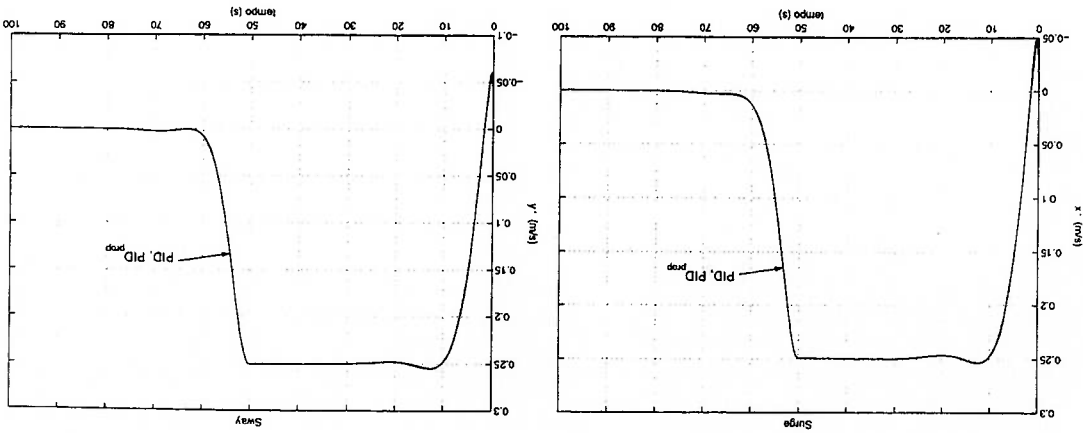
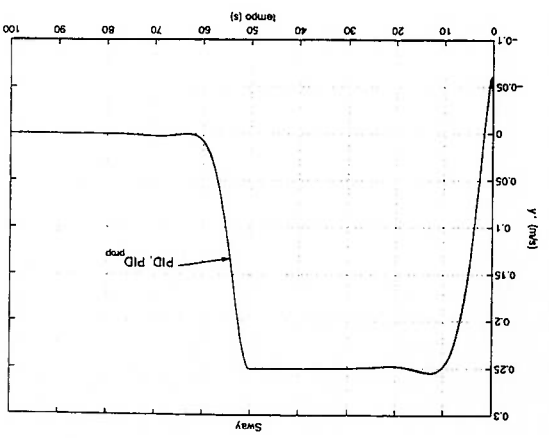


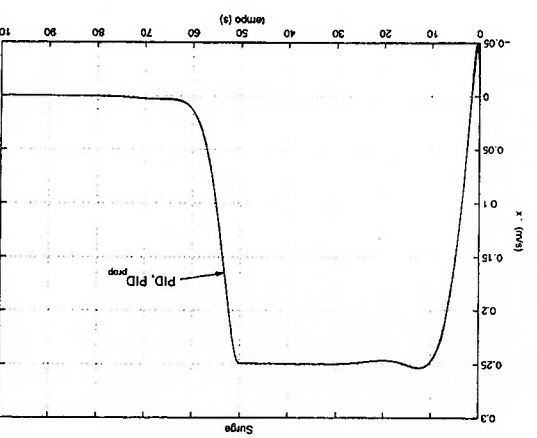
Figura 7.9: Resultados de posicionamento com sistema propulsor.



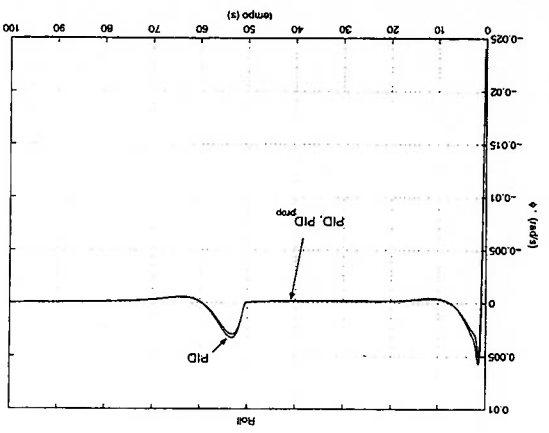
(b) Rastreamento da velocidade y .



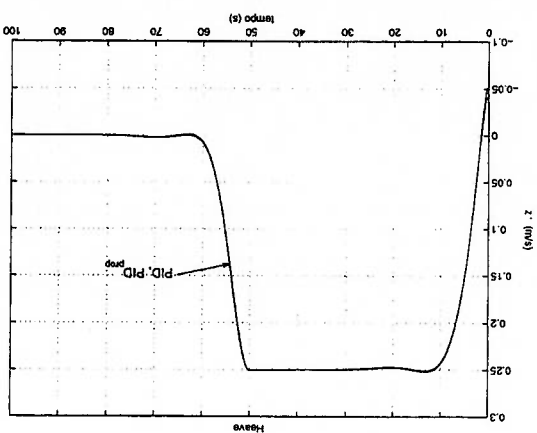
(c) Rastreamento da velocidade z .



(d) Rastreamento da velocidade ϕ .



(e) Rastreamento da velocidade θ .



(f) Rastreamento da velocidade ψ .

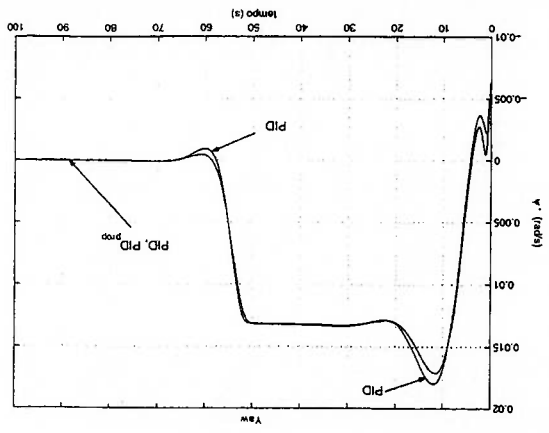


Figura 7.10: Resultados de velocidade de sistema propulsor.

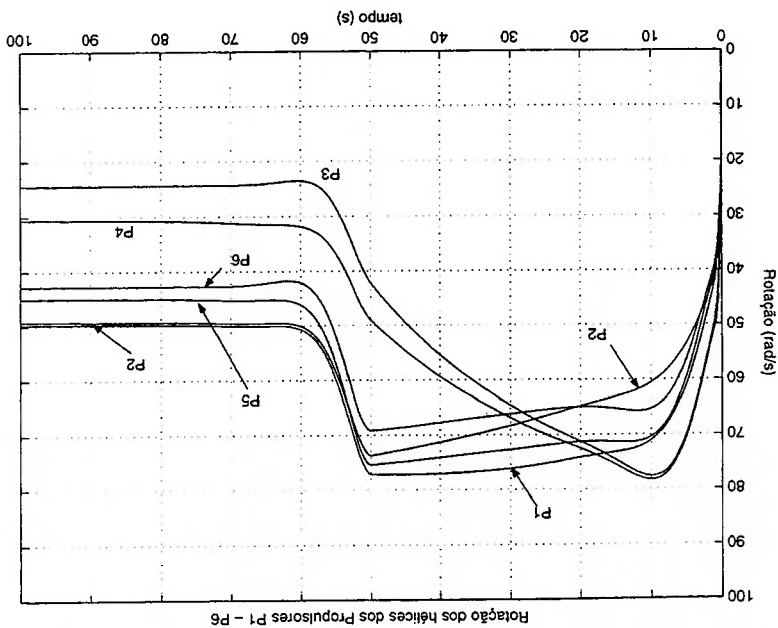


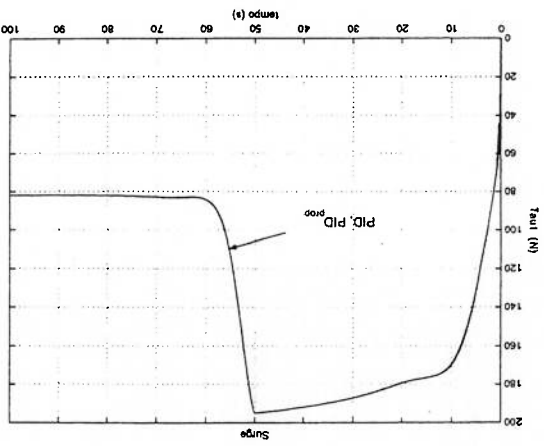
Figura 7.11: Sinal de rotação dos propulsores.

7.2 CASO 2

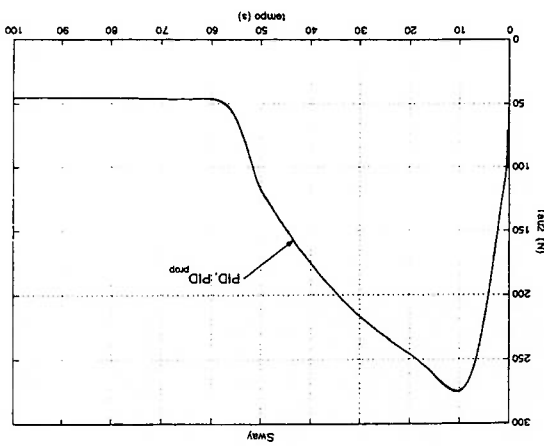
O CASO 2 considerou condições semelhantes às do caso anterior com incorporação do modelo do cabo umbilical, modelado de acordo com o apresentado no Capítulo 3. Considerou-se um cabo com 220m de comprimento com um veículo operando a aproximadamente 200m de profundidade. Procurou-se posicionar o veículo através de um deslocamento relativo de [5m; 5m; 2.5m; 0; 0; 0.65rad], em relação à posição inicial, através de trajetórias de velocidade definidas por $\eta^{nominal} = [0.1m/s; 0.1m/s; 0.1m/s; 0; 0.013rad/s; 0; 0.1m/s; 0; 0.1m/s; 0; 0.1m/s]$ de acordo com o explicado acima. Adotou-se uma velocidade de correnteza marítima de $\eta_c = [-1; -1; 0]kn$, isto é, contrário ao movimento nas direções *surge* e *sway*.

O extremo superior do cabo umbilical é considerado fixo à origem do sistema de coordenadas inercial. Logo, neste caso, não existe a introdução de distúrbios no sistema veículo submarino-cabo umbilical. As constantes do cabo umbilical são apresentadas no Apêndice B.

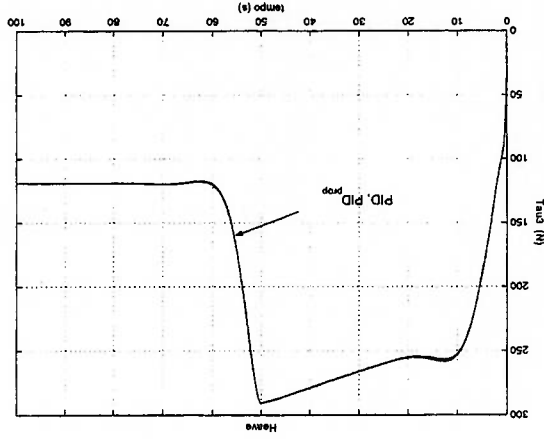
$$^4kn = 0.51m/s.$$



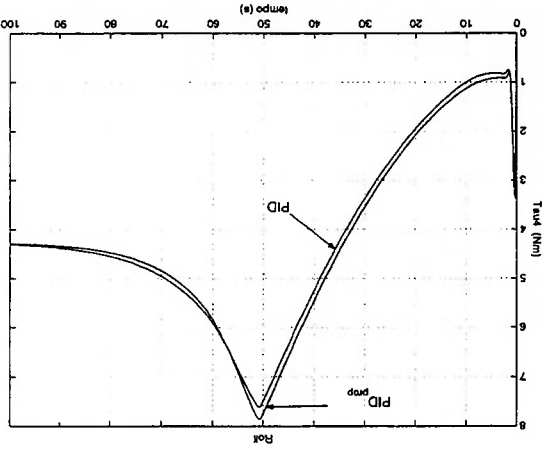
(a) Sinal de controle na direção *surge*.



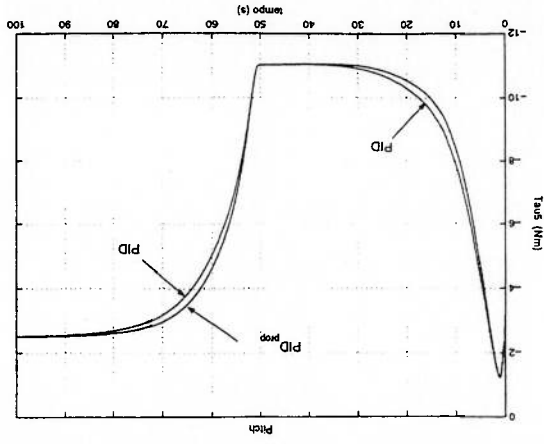
(b) Sinal de controle na direção *sway*.



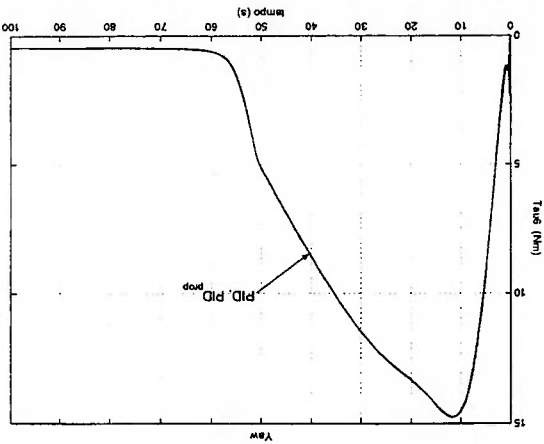
(c) Sinal de controle na direção *heave*.



(d) Sinal de controle na direção *roll*.



(e) Sinal de controle na direção *pitch*.



(f) Sinal de controle na direção *yaw*.

Figura 7.12: Esforços, ou sinais, de controle com sistema propulsor.

Os pólos de malha fechada da estratégia P-PI são alocados em:

$$(7.14) \quad -0.700; -3.15 \pm 1.57i,$$

ao passo que os pólos de malha fechada da estratégia PID são alocados em:

$$(7.15) \quad -0.700 \pm 0.339i; -3.50.$$

Para a estratégia *sliding mode* utilizou-se $\lambda = 1.9\pi \text{rad/s}$ e:

$$(7.16) \quad D_{max} = [500; 1200; 2200; 100; 100; 100],$$

$$(7.17) \quad \epsilon = [0.0613; 0.1207; 0.2210; 0.1042; 0.0599; 0.0576].$$

Para a estratégia *sliding mode* integral utilizou-se $\lambda = \pi \text{rad/s}$ e:

$$(7.18) \quad D_{max} = [500; 1200; 2300; 100; 100; 100],$$

$$(7.19) \quad \epsilon = [0.2212; 0.4357; 0.8339; 0.3762; 0.2161; 0.2079].$$

7.2.1 Resultados

Os resultados do acompanhamento das trajetórias de posição com as estratégias lineares são apresentados na Fig. 7.13. Os resultados para a velocidade das estratégias lineares são apresentados na Fig. 7.14. Os resultados dos sinais de controle das estratégias lineares são apresentados na Fig. B.4. Os esforços da cabo umbilical no veículo submarino são mostrados na Fig. 7.15 do Anexo B. Os anagramas "PPI_f", "P-PI", "PID" e "SMT", utilizados nas figuras, correspondem às estratégias P-PI com *Feedforward*, P-PI, PID e *Sliding Mode* com estrutura integral, respectivamente.

7.3 Discussões

Discussões dos Resultados: Estudo de Caso 1

Observa-se que algumas estratégias implementadas apresentaram acompanhamento das trajetórias de referência de maneira adequada, ou seja, com erro de

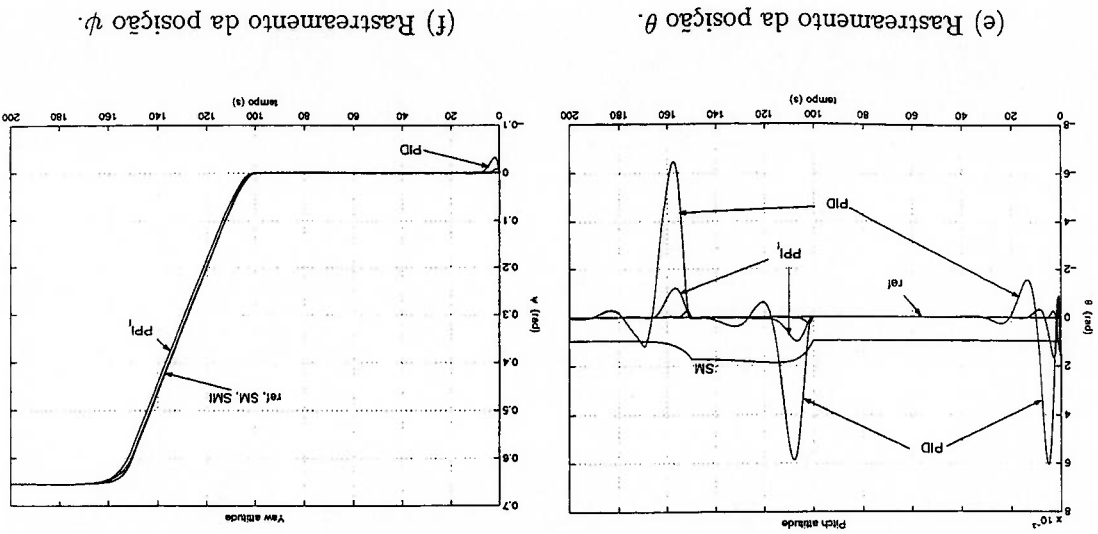
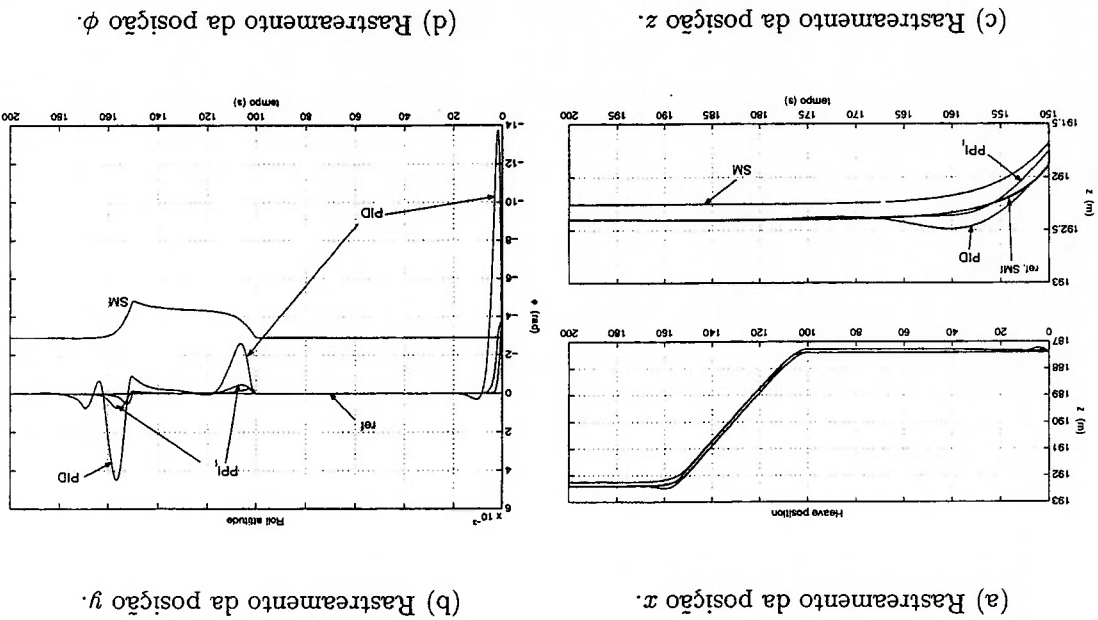
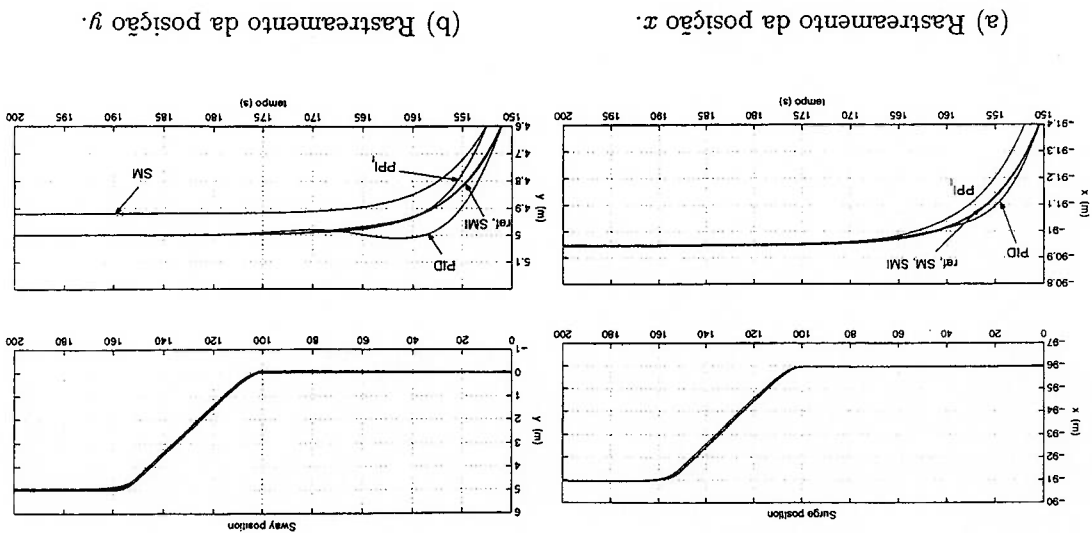


Figura 7.13: Resultados de posicionamento com o modelo do cabo umbilical.

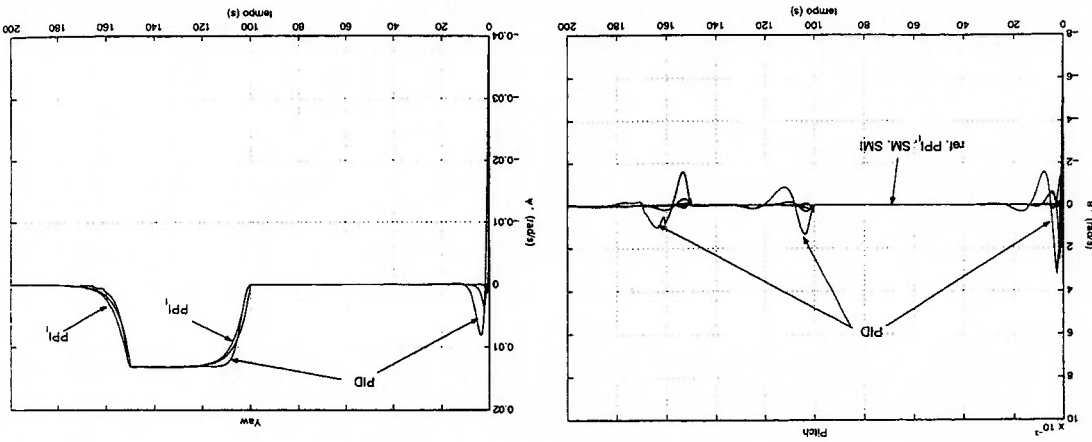
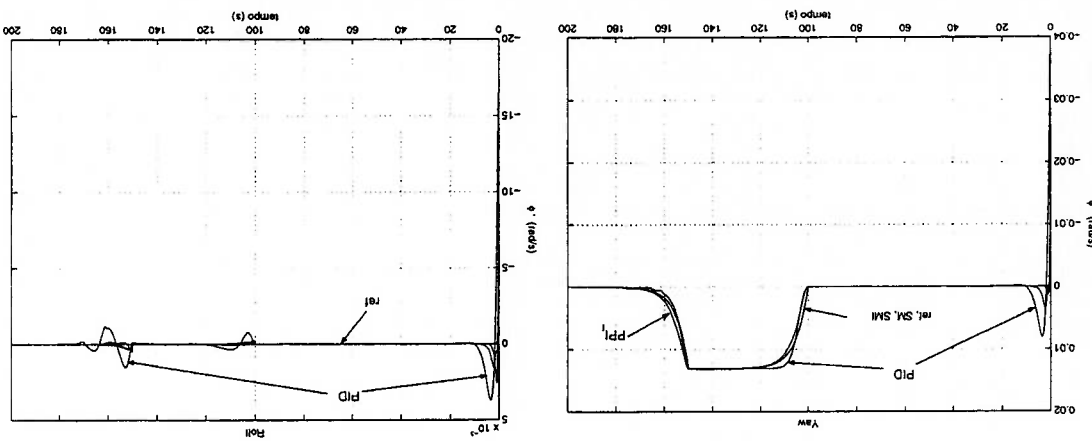
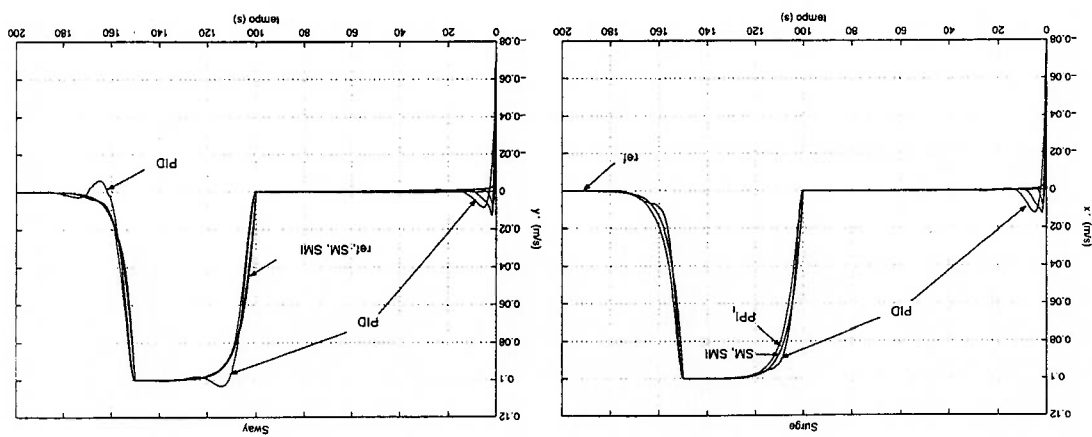
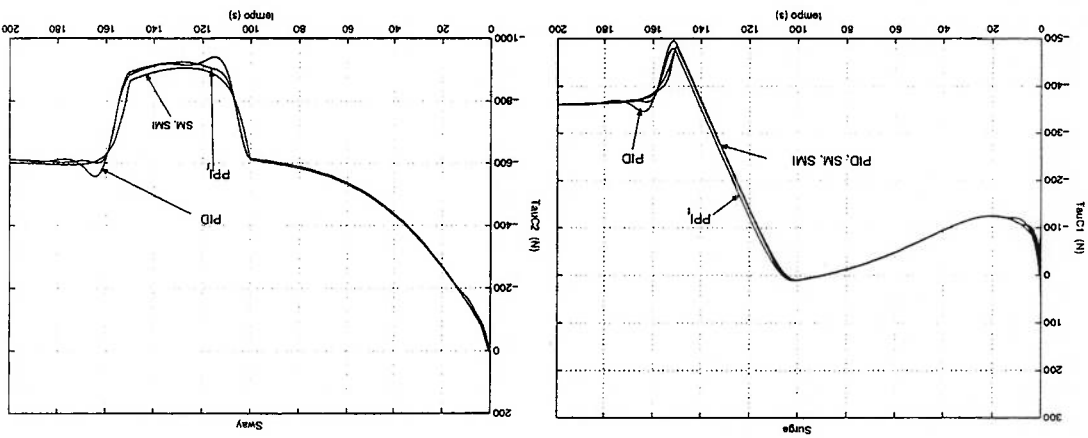
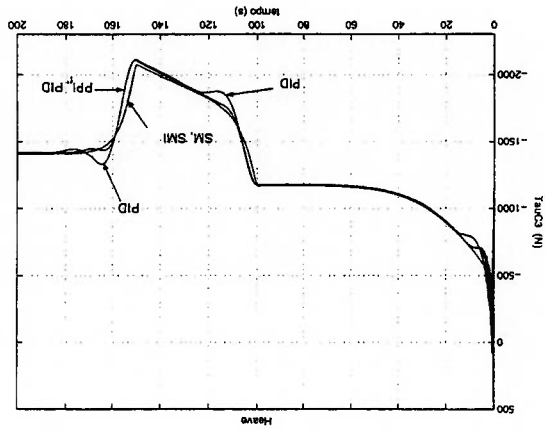


Figura 7.14: Resultados de velocidade com o modelo do cabo umbilical.



(a) Esforço na direção surge.

(b) Esforço na direção sway.



(c) Esforço na direção heave.

Figura 7.15: Esforço do cabo umbilical no veículo submarino.

Figura 7.16: Evolução da função de acompanhamento s com o tempo, da estratégia *sliding mode* com o modelo do cabo umbilical.

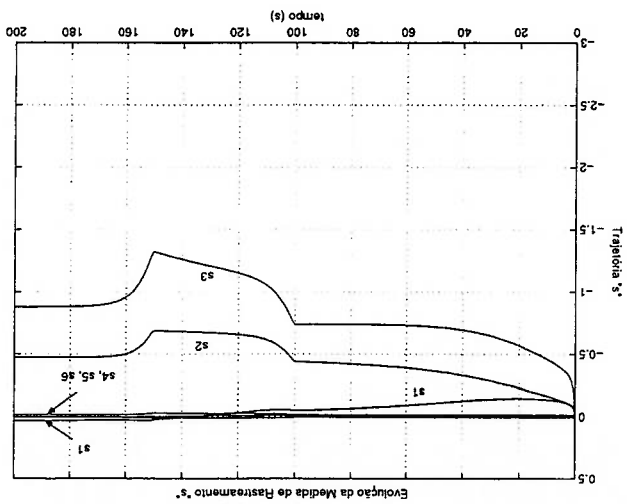
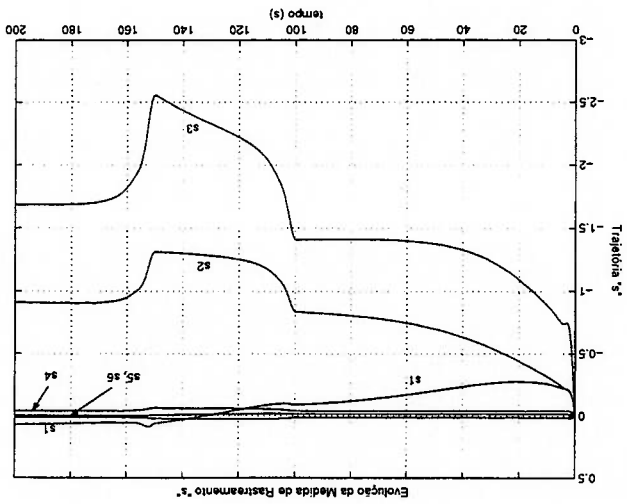


Figura 7.17: Evolução da função de acompanhamento s com o tempo, da estratégia *sliding mode* com estrutura integral com o modelo do cabo umbilical.



rastreamento menor que 0.1 ($e_s > 0.1$) e com erro nulo em regime; atendendo os requisitos estabelecidos.

As estratégias P-PI e P-PI com *Feedforward* apresentaram resultados semelhantes e, de maneira geral, estas duas estratégias permitem um acompanhamento satisfatório das trajetórias de referência na presença de distúrbios e incertezas de modelagem, o que poderia ser entendido como robustez de desempenho. A estratégia PID, semelhantemente, apresentou resultados que atendem os requisitos. No entanto, observou-se um acompanhamento menos preciso da trajetória de referência, além de apresentar maiores transitórios de velocidade se comparados com as estratégias P-PI. Isto é devido à localização dos polos dominantes de malha fechada: a estratégia PID possui um par de polos complexos dominantes, características de sistemas de segunda ordem, enquanto que as estratégias P-PI possuem um único pólo (real) dominante, sistemas com dinâmica de primeira ordem.

Com a incorporação do sistema propulsor no modelo o sistema se comportou como desejado, Figs. 7.9, 7.10, 7.11 e 7.12. Note que a pequena diferença observada nos resultados do mapeamento do sinal do controlador no sistema propulsor da Fig. 4.12 é compensada pelo sistema em malha fechada, permitindo erro nulo em regime permanente e um rastreamento das trajetórias de maneira satisfatória. É importante observar que o atraso introduzido pelo sistema de propulsão esta relacionado com o valor do momento de inércia do eixo do propulsor. Observa-se, pela Fig. 7.18, que os resultados com menor inércia apresentaram atrasos não significativos, sugerindo a escolha de propulsores de pequena inércia quando da solicitação do sistema a realizar movimentos com frequências elevadas.

Com relação às estratégias de controle não lineares nota-se um pequeno erro em regime no posicionamento permanente obtido com as estratégias de acompanhamento não linear e *sliding mode* sem estrutura integral: erro de $e_s > 0.05m$ para o deslocamento linear especificado. Com a utilização de uma estrutura integral com a estratégia *sliding mode* o erro em regime obtido é reduzido a zero, ver Figs. 7.5(a), 7.5(b) e 7.5(c).

É importante mencionar que as estratégias P-PI com estrutura *Feedforward*, de

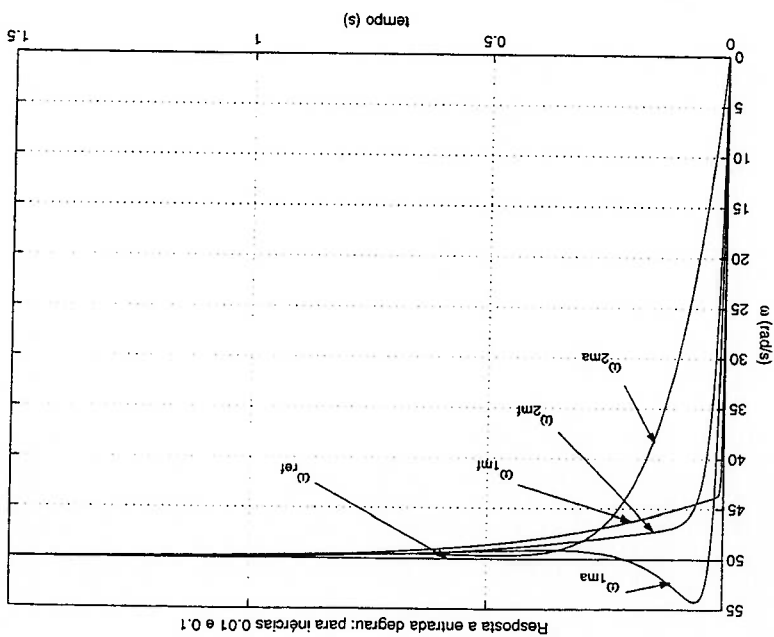


Figura 7.18: Comparação dos resultados do propulsor em malha aberta e em malha fechada à entrada degrau. Utilizou-se inércias de $I_{prop1} = 0.01 \text{ kgm}^2$ (curvas "1") e $I_{prop2} = 0.1 \text{ kgm}^2$ (curvas "2").

acompanhamento não linear e *sliding mode* compensaram os esforços devido ao arrasto hidrodinâmico com valores constantes e determinados com relação à condição de operação nominal. Isto resultou em maiores oscilações de velocidade e posição para a estratégia P-PI com estrutura *Feedforward* (Figs. 7.4, 7.3), sendo atenuadas nas outras estratégia não lineares.

Observa-se, ainda, que os resultados obtidos acima não realizam compensação da resultante restaurativa através de *Feedforward* tanto nas estratégias lineares como nas estratégias não lineares. Adicionalmente, a compensação dos esforços centripetas e de Coriolis das estratégias não lineares considerou o centro de massa C_G localizado na origem. Vale salientar que as simulações se utilizaram de um modelo em que a variação paramétrica do arrasto hidrodinâmico, Eq. A.28, foi considerada. Isto permitiu uma melhor avaliação de desempenho do sistema controlado se comparado com avaliações em que um modelo a parâmetros constantes, relativamente conservador e pouco representativo do fenômeno real, é utilizado (Voerger e Slotine, 1985; Fossen e Sagatun, 1991a; Fossen e Fjellstad, 1995; Fjellstad, 1994).

Discussão dos Resultados: Estudo de Caso 2

Com a introdução do modelo do cabo umbilical observou-se transitórios mais evidentes e valores maiores de sobressinal nas trajetórias de velocidade e posição. Apesar disso, o erro em regime permanente é reduzido a zero com as estratégias que utilizam termo integrador. Apesar das estratégias lineares P-PI e PID apresentarem sobressinais discretos no rastreamento da velocidade, Fig. 7.14, o acompanhamento das trajetórias relativas ao posicionamento são bastante próximas das obtidas com a estratégia *sliding mode* com estrutura integral, Fig. 7.13(a).

Da Fig. 7.15 pode-se observar que as componentes horizontais de correnteza induzem um efeito de sustentação no cabo umbilical, o que resulta um maior esforço necessário para manter a cota vertical ou acompanhar a trajetória desejada na direção *heave*.

Vale salientar que os esforços do cabo umbilical sobre o veículo não foram estimados com a utilização de uma célula de carga. Este valor estimado poderia ser utilizado como compensação *Feedforward* por parte do controlador.

Comparativamente com as estratégias lineares implementadas, o controlador P-PI com estrutura *Feedforward* possui uma característica que auxilia a redução do *windup* do integrador. Como visto acima, esta estratégia realiza uma compensação da dinâmica do sistema com termos não lineares o que permite uma distribuição do cálculo do sinal de controle entre os termos P-PI e *Feedforward*. Isto permite menores valores de erros de trajetórias a serem integrados o que contribui na prevenção do *windup* do integrador.

Outra importante constatação foi a verificação de dificuldade em realizar comparações de estratégias de controle diferentes. Para que uma comparação de resultados, do sistema controlado com diferentes estratégias, fosse possível existe a necessidade de se sintonizar os ganhos dos controladores de maneira que o compromisso "estabilidade - desempenho" seja explorado ao máximo. Tendo em vista esta perspectiva, depara-se com um árduo processo de sintonização dos controladores uma vez que nem todas as metodologias possuem um embasamento

analítico na sua totalidade e vários são os autores que utilizam ciclos de simulações e avaliações experimentais como forma de se obter os valores finais dos ganhos de realimentação e validar o projeto de controle (Cunha et al., 1994; Slotine e Li, 1991).

Uma medida adotada para melhor realizar comparações dos resultados obtidos com as estratégias lineares foi a realização do projeto do controlador, de cada estratégia, de forma que os polos de malha fechada fossem os mesmos, ou na melhor das hipóteses, semelhantes. Isto permitiu uma melhor avaliação comparativa de cada uma das estruturas de controle frente às não linearidades de um sistema acoplado, incerto e sujeito a distúrbios externos. Um procedimento semelhante com relação às estratégias não lineares não seria possível uma vez que os conceitos de pólo ou função de transferência não são definidos para sistemas com termos descontínuos, ou chaveamento.

Os resultados apresentados no estudo de CASO II consideraram a ponta superior do cabo umbilical fixa com relação ao referencial inercial. Todavia, a embarcação na superfície é passível de movimentação induzida, principalmente, pelas ondas. Logo, visando um enfoque prático, é interessante estudar o comportamento do sistema de controle frente ao distúrbio introduzido pela oscilação da embarcação na superfície. Considerou-se uma oscilação senoidal no plano vertical de $0.1 Hz$ de frequência e com $3m$ de amplitude (pico-a-pico). Os resultados da atenuação do movimento do veículo submarino - conectado à ponta inferior do cabo - são resumidos na Tabela 7.1. A amplitude de oscilação nas direções longitudinal (x) e vertical (z) são apresentadas na Tabela 7.2. Os dados utilizados são apresentados no Apêndice B.

Dos resultados obtidos pode-se notar que a estratégia não linear *sliding mode* apresentou desempenho superior às estratégias lineares quando a configuração 1 do cabo umbilical foi utilizada, indicando que nas condições acima consideradas as estratégias PID são menos recomendadas. Com a configuração 2 do cabo umbilical os resultados das estratégias se equivalem. Observa-se que neste caso a atenuação do movimento vertical é considerável e que o movimento horizontal induzido é significativo. Avalia-se, portanto, que a escolha do cabo umbilical deve ser estrategicamente conduzida em função das condições de operação e do

Estratégia de Controle		Configuração 1:	Configuração 2:
P-PI <i>Feedforward</i>	60%	99%	99%
PID	61%	99%	99%
<i>Sliding Mode Integral</i>	82%		96%

Tabela 7.1: Atenuação relativa do movimento vertical do extremo superior do cabo umbilical, para correnteza de $\eta_c = [-1kn; 0; 0]$. A amplitude de oscilação no extremo superior adotada é de 3m.

Estratégia de Controle	Configuração 1:		Configuração 2:	
	x (m)	z (m)	x (m)	z (m)
P-PI <i>Feedforward</i>	0.59	1.2	0.050	0.020
PID	0.500	1.15	0.060	0.030
<i>Sliding Mode Integral</i>	0.201	0.520	0.030	0.100

Tabela 7.2: Amplitude do deslocamento do veículo submarino, conectado ao extremo inferior do cabo umbilical, induzido pelo movimento do extremo superior.

ambiente.

Comentários sobre as Metodologias de Projeto

Dos resultados obtidos acima observa-se que tanto as estratégias lineares como as não lineares possibilitam um acompanhamento, ou rastreamento, do sinal de referência de modo satisfatório. Observa-se que é possível a obtenção de desempenho robusto com estratégias lineares, na condição de baixas velocidades, ou mais genericamente, para um intervalo relativamente pequeno de velocidades. Neste caso, o emprego de técnicas de controle robustas, como o H_∞ ou o LOG/LTR , não seria justificada, visto que permitiriam resultados semelhantes, como indica os resultados obtidos com a estratégia robusta *sliding mode*⁵. Faz-se importante salientar que o desempenho robusto aqui mencionado diz respeito ao acompanhamento mencionado na maior facilidade de síntese do controlador PID se comparado com as metodologias de projeto H_∞ ou o LOG/LTR , que podem exigir muitas iterações de projeto até a determinação final do controlador (da Cruz, 1996).

nhamento do sinal de referência, a rejeição de perturbações (e distúrbios) e a insensibilidade da variação paramétrica do veículo submarino.

Valores de ganhos de realimentação elevados permitem pólos de malha fechada distantes do eixo imaginário, contribuindo para atenuação de distúrbios. Entretanto, valores de ganhos de realimentação elevados implicam na integração de valores elevados por parte do controlador P-PI ou PID, o que contribui para o *windup*. O projeto de controle deve, portanto, atender ao compromisso entre alo-car os pólos de maneira a atender requisitos de projeto, como margens de ganho e fase, e ao mesmo tempo considerar a possibilidade de *windup* do integrador, quando da saturação do atuador. Além disso, como mencionado para a estratégia de acompanhamento não linear, valores de ganhos elevados contribuem para aumentar transistórios, quando presentes, e para amplificação de ruídos de medidas e erros de quantização dos sinais de medidas provenientes de conversores analógico-digitais.

O sistema de controle possui um integrador natural entre velocidade e posição, o que à princípio garantiria erro nulo em regime permanente. No entanto, as estratégias lineares adotadas utilizam termos integradores no controlador, resultando em sistemas de controle com estrutura de duplo integrador. A adição de integradores no sistema de controle contribui para aumentar as margens de fase (Levine, ed., 1996), o que auxilia na atenuação de distúrbios e incertezas do modelo do veículo.

Note que o projeto de controle da estratégia de acompanhamento não linear envolve a determinação de um modelo para compensação da dinâmica do veículo e a sintonização da matriz de ganhos K_D , responsável pela ação de correção no rastreamento da trajetórias, Eq. 6.6, frente aos erros de modelagem, distúrbios externos e à variação paramétrica do veículo. A sintonia da matriz K_D consistiu principalmente a utilização dos elementos da diagonal principal, devido à dificuldade de sensibilidade do acoplamento físico da dinâmica do UVV. Valores de K_D muito elevados tornam o sistema mais sensível ao atraso de estimação da velocidade com filtro, aumentando o tempo e amplitudes do transistório (quando o controlador é ligado, por exemplo). Entretanto, valores de K_D elevados contribuem para uma redução do erro em regime de posicionamento, uma vez que

pequenos erros de trajetória, medidos segundo a variável s , são amplificados em sinais de controle maiores com o aumento de K_D .

O projeto de controle da estratégia *sliding mode* envolve um compromisso entre modelagem, e consequentemente a determinação das incertezas e/ou dinâmicas não modeladas, e o desempenho robusto tal que o erro de acompanhamento, determinadas através da Eq. 6.20, seja menor que a precisão necessária. Esta precisão de projeto é determinada a partir da largura da camada limite Φ , relacionada com as incertezas do modelo (Eq. 6.19), e do parâmetro λ , que é inicialmente determinado em função da dinâmica de excitação do sistema (menor que o primeiro modo dinâmico não modelado do sistema).

Observou-se uma maior facilidade de sintonia da estratégia *sliding mode* quando da presença do termo integral, o que permitiu um acompanhamento da trajetória mais preciso, ou analogamente, atingir o alvo no tempo especificado pela trajetória de referência, além de eliminar o erro em regime observado nos resultados com *sliding mode* sem integrador.

Quando considerou-se a operação com uma maior extensão de velocidades as estratégias de acompanhamento não linear e *sliding mode* permitem uma "adaptação" do mecanismo de controle e guagem sem a necessidade de realização de um reprojeto. Esta característica, em contraste, não é possível com as estruturas lineares de controle das estratégias PID, sendo necessário o chaveamento dos parâmetros do controlador, ou *gain scheduling*, para um desempenho satisfatório. Uma importante desvantagem destas técnicas resume-se na necessidade de conhecimento dos valores atuais de posição e velocidade. Se por um lado o projeto se torna consideravelmente custoso, uma vez que muitos sensores seriam necessários, por outro lado os valores de velocidade poderiam ser estimados com implementação de observadores (não lineares) ou filtros. Esta última solução, entretanto, requer cuidados no projeto do estimador uma vez que o ruído, introduzido pelo sistema sensorial de posição e atitude, pode instabilizar o sistema de controle quando algoritmos com termos derivativos são empregados para determinar as componentes de velocidade.

Critérios para Projeto

Um aspecto de relevância, observado nas simulações efetuadas, fundamenta-se no(s) critério(s) a serem adotados para o projeto do sistema propulsor. Sendo a profundidade, as condições ambientais, a precisão do posicionamento (ou de acompanhamento de velocidade) requisitos de projeto⁶ maiores avaliações com respeito aos esforços introduzidos pelo cabo umbilical são necessárias. O perfil da correnteza na coluna d'água é dependente do local ou das condições marítimas transitórias. Quanto maiores as profundidades, maior será o efeito da correnteza sobre o cabo e, portanto, sobre o veículo. Estes fatores são determinantes para o dimensionamento dos propulsores, sua quantidade e localização.

Em vista do que foi realizado uma metodologia para auxílio na implementação de técnicas de controle de posicionamento e no dimensionamento dos sistema propulsor poderia ser formulada. Dadas as configurações e capacidades do sistema propulsor avalia-se as velocidades limites sem que haja saturação dos propulsores e, conseqüentemente, *windup* dos integradores, quando presentes. Nos casos em que as trajetórias para posição e velocidade são fornecidas procura-se planeja-las de maneira a evitar que saturação do sistema propulsor ocorra ou, pelo menos, que ocorra por um breve período de tempo, sob pena de verificação de desvios da trajetória desejada. Note que, caso o sistema propulsor sature a posição do veículo pode sofrer oscilações até encontrar um ponto de equilíbrio, em que os distúrbios do cabo umbilical são compensados pelo sistema propulsor. No pior caso, entretanto, o sistema pode não encontrar um ponto de equilíbrio mas apresentar oscilações permanentes (instabilidade), com deslocamento máximo limitado à extensão do cabo umbilical.

Os cabos umbilicais com valores de massa elevados permitem relativamente maior atenuação das oscilações da embarcação na superfície e/ou dos efeitos da correnteza marítima sobre o veículo submarino e aliviando, desta maneira, o sistema propulsor. Cabos com muita massa contribuem para o atraso de fase do sistema ma veículo controlado-cabo umbilical. Logo, é interessante levantar um modelo analítico com o qual o controlador é projetado. Outra questão diz respeito à re-

⁶Pode-se ainda acrescentar nesta lista a capacidade de manipular ou transportar cargas.

sultante restaurativa do cabo. Valores próximos de zero contribuem para reduzir o distúrbio sobre o veículo submarino. A seção transversal de cabos umbilicais é outro fator determinante no projeto de sistemas submarinos. Os cabos com seção transversal relativamente maiores contribuem para maior arrasto do sistema, sendo mais sensível à correnteza marítima e, conseqüentemente, exigindo mais do sistema propulsor. Estes e outros fatores, relativos ao projeto de cabos umbilicais, são importantes nos projetos do controlador e do sistema propulsor.

7.3.1 Considerações sobre a Robustez de Estabilidade e de Desempenho

Verificado os resultados de estabilidade e desempenho, no domínio do tempo, para as estratégias lineares PID projetadas, segundo as condições de operação acima mencionadas, como determinar as condições de operação (velocidades e perturbações) limites tais que as características de estabilidade e/ou desempenho possam, ainda, estar garantidas com um controlador projetado para um único ponto de operação? Uma formalização da pergunta acima poderia ser feita com a explicação a seguir. Defina-se o vetor de estados Λ , de dimensão d , e a dinâmica no espaço de estados limitada pela região definida por:

$$Dom = \{\Lambda \in \mathbb{R}^d | \Lambda_{min} < \Lambda < \Lambda_{max}\}. \quad (7.20)$$

Considerando $Dom_{robusto}$ como sendo o domínio no espaço de estados onde se tem garantia de atender os requisitos de estabilidade e desempenho por parte do controlador $K^{ctrl}(\Lambda_{nom})$, projetado com condições de operação nominais Λ_{nom} , o problema de controle é definido em determinar o vetor $p(\Lambda, t)_{max}$, Fig. 7.19, onde:

$$p(\Lambda, t)_{max} = \{max(p(\Lambda, t)) \text{ com origem } \Lambda_{nom} | \Lambda \in Dom_{robusto}\}. \quad (7.21)$$

O problema de controle acima se preocupa em determinar as condições de operação extremas, para um controlador projetado a operar com as condições nominais, tais que as características de estabilidade e/ou desempenho robustas sejam mantidas. Note que o problema de controle robusto é definido sob o ponto de vista de análise, em que o objetivo é determinar uma medida de incertezas Δ tal que atenda as especificações de estabilidade e/ou desempenho possam ser garantidas, ver (Chiang e Safonov, 2001) p.1-15.

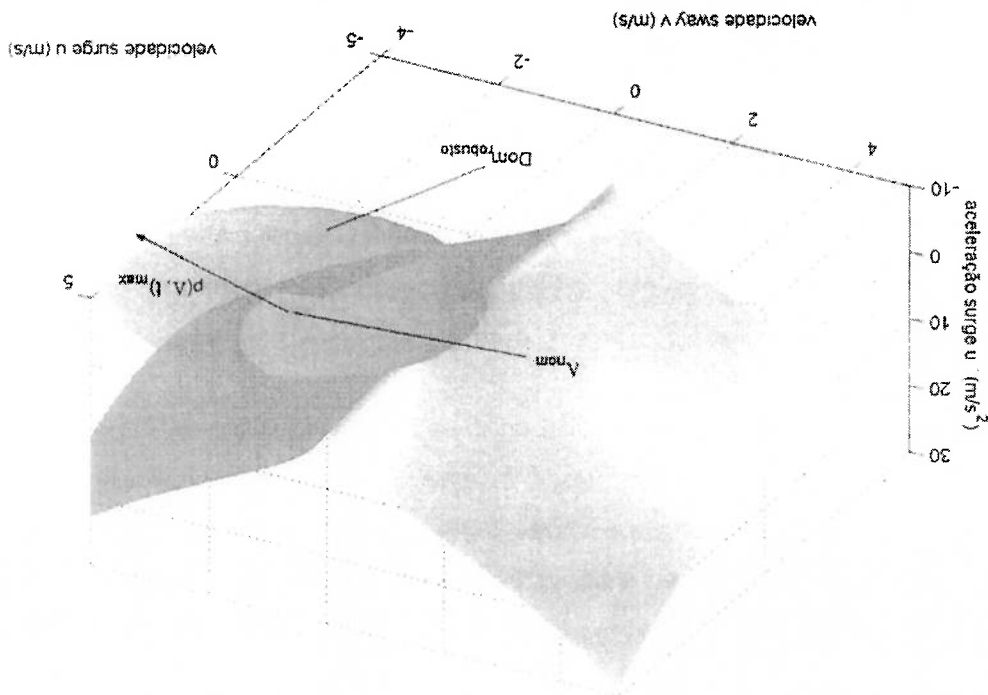


Figura 7.19: Diagrama de espaço de estados do veículo submarino considerando apenas os componentes de velocidade *surge* (u) e *sway* (v).

Uma solução seria estudar a estabilidade do sistema controlado segundo a teoria de estabilidade de Lyapunov (Fjellstad, 1994). Uma análise segundo Lyapunov seria adequada visto permitir aplicação direta a sistemas multivariáveis e não lineares, bastando levantar uma estimativa das incertezas da dinâmica do sistema e dos distúrbios externos.

Escolhida uma função de Lyapunov $V(v)$ em função do controlador K^{ctrl} pode-se, em geral, determinar a taxa de variação da função de Lyapunov com a seguinte estrutura:

$$\dot{V}(v) = -v^T [S(v, t, \Delta, K^{ctrl})] v < 0. \quad (7.22)$$

Uma taxa de variação negativa da função de Lyapunov implica na solução do seguinte sistema:

$$S(v, t, \Delta, K^{ctrl}) > 0, \quad (7.23)$$

onde $S(v, t, \Delta)$ representa a dinâmica do sistema, considerando as variações paramétricas com o estado v e o tempo t , as incertezas relativas à estrutura do modelo Δ (perturbações), distúrbios e função do controlador K^{ctrl} . Note que S à princípio pode não ser linear sendo, portanto, necessária sua linearização,

ou aplicação da equivalência de Schur (Scherer e Weiland, 1999), por exemplo, obtendo-se como resultado uma desigualdade matricial linear, ou LMI. Com isso o controlador K^{ctrl} poderia ser determinado através de algoritmos que solucionam LMI. O projeto de controladores segundo LMIs permite projetar um controlador com características de robustez visto poder-se incluir restrições no projeto do controlador, como critérios de desempenho através da norma H_∞ por exemplo.

Uma outra alternativa seria realizar uma análise segundo valores singulares, o que permitiria sua utilização para sistema multivariáveis, semelhantemente. Esta abordagem seria interessante pois uma análise do comportamento do sistema no domínio da frequência é qualitativa e quantitativamente mais informativa que a alternativa no domínio do tempo.

Voltando a pergunta inicial, para o projeto de um controlador robusto deve-se atentar para três questões principais, entre outras (erro de medida, não considerado): obter estimativas das incertezas associadas aos distúrbios externos ao sistema; obter estimativas da variação paramétrica do sistema e obter estimativas, não estruturadas, do erro associado à linearização da dinâmica do sistema (perturbação) em torno de um ponto de operação nominal. No entanto, a implementação de quaisquer uma das alternativas acima necessita da determinação de uma estimativa dos erros de modelagem, o que não representa uma tarefa trivial pois se faz necessário incluir os erros de modelagem quando se lineariza um sistema de equações, no caso multivariável, (Appleby, Bonnice e Bedrossian, 1990). Glad, Helmersson e Ljung (2001) e Reinelt, Ljung e Garulli (2001) afirmam que é possível construir uma representação LTI que contenha as não-linearidades inerentes do sistema, para o caso SISO. Isto permitiria, juntamente com um modelo simplificado dos distúrbios presentes (cabo umbilical, por exemplo), determinar um modelo de incertezas do sistema. No entanto, maiores avaliações a respeito da determinação do modelo de incertezas para sistema multivariáveis não lineares se faz necessária.

Sob o ponto de vista de metodologia de projeto do controlador não foram considerados procedimentos para garantir que a dinâmica do sistema controlado esteja contida numa região de operação onde se pode garantir robustez de estabilidade-

propagados pelo cabo umbilical, por exemplo. não lineares quando os distúrbios de oscilação da embarcação na superfície são lineares de controle lineares podem apresentar desempenho inferior às estratégias de desempenho do sistema controlado. Outros resultados indicam que as estratégias, que a escolha de propulsores com pequena inércia contribui para um melhor desempenho das condições de operação a baixas velocidades. Mostrou-se, igualmente, robusta e, até, desempenho robusto. Isto, no entanto, pode ser alcançado com a linear projetado de forma desacoplada pode ser capaz de garantir estabilidade do veículo submarino, e sujeita a distúrbios de naturezas diversas, um controlador O estudo realizado mostrou que apesar da incerteza com relação à dinâmica do

os resultados através de comparações segundo dois estudos de casos. apresentou-se algumas estratégias de controle lineares e não lineares, avaliando-se em sinais de tensão para acionamento de cada um dos propulsores. Em seguida Discutiu-se um algoritmo para realização do mapeamento do sinal de controle mentado através de massas concentradas (*lumped mass*), e o sistema propulsor. veículo submarino não tripulado, incluindo um modelo do cabo umbilical, imple- Neste trabalho foi apresentada a implementação de um modelo dinâmico para um

Conclusões

Capítulo 8

de, como uma análise através de valores singulares (da Cruz, 1996), e atender requisitos de desempenho na presença de estimativas de perturbação e distúrbios. Maiores avaliações, no entanto, são necessárias para o levantamento dos limites para os distúrbios e perturbações para sistemas multivariáveis e não lineares.

Em seguida resume-se as atividades implementadas neste trabalho:

1. Modelagem do veículo submarino não tripulado (UVV) modelado nos seis graus de liberdade;
2. Modelagem do cabo umbilical, através da abordagem *lumped mass*, considerando três graus de liberdade;
3. Modelagem do sistema propulsor e determinação de algoritmo de mapeamento do esforço de controle no acionamento dos propulsores;
4. Análise dos resultados obtidos com as estratégias de controle lineares PIDs e *Sliding Mode*, através de projeto SISO;

8.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Algumas possíveis contribuições futuras são resumidas a seguir:

- Análise do desempenho do sistema em altas velocidades com estratégias lineares utilizando *gain scheduling* implementado através de fatorização co-prima (Francis, 1987; Mustafa, 1995; Stilwell e Rugh, 2000);
- Análise do desempenho de diferentes estratégias de guiagem no desempenho de veículos submarinos e análise de trajetórias que tornam o sistema de fase não-mínima (condicionalmente instável);
- Estudo de técnicas *antwindup*: compensadores obtidos através de LMS (otimização convexa), realimentação da saturação, etc., ver Apêndice C;
- Estudo de implementação de estratégias multivariáveis em veículos submarinos (PID, *sliding mode*, H_∞ , LQG/LTR);

- Análise de estabilidade robusta de sistemas controlados com estratégias lineares, utilizando os modelos de incertezas, e realizar comparações com outros critérios de estabilidade robusta: Safonov, Lyapunov, (ver (Appleby et al., 1990)):
- Determinação de modelos analíticos (não-estruturados aproximados) da dinâmica dos distúrbios (cabo, propulsores, correnteza, variação paramétrica) com a finalidade de incorporação no modelo do sistema para projeto de controle;
- Verificação de desempenho com atraso do cabo umbilical e comparar com outros resultados (Triantafyllou e Grosenbaugh, 1991):
- Análise de requisitos de *hardware* necessários à implementação das estratégias de controle e implementação experimental;
- Inclusão de observadores e/ou filtros (Filtro de Kalman) para estimativas de estado nas metodologias de controle lineares e não lineares, exemplos em (Fossen e Fjellstad, 1995), e avaliação do desempenho do sistema de controle em função do(s) erro(s) de medida;
- Implementação de controle robusto ótimo não linear (Freeman e Kokotović, 1996) e avaliação dos resultados para o desempenho em comparação com as estratégias acima implementadas;
- Realização de comparações de desempenho dos resultados obtidos, com as estratégias apresentadas acima, com relação a estratégias que combinam uma estrutura adaptativa e *sliding mode* (Fossen e Sagatun, 1991b; Fossen e Sagatun, 1991a);
- Otimização do controle através de um procedimento de minimização, ou maximização, de um funcional (Campa et al., 1998). Este funcional poderia especificar uma restrição ao consumo de energia, por exemplo; o que permitiria a definição de trajetórias ótimas com relação às restrições incluídas no funcional.

Anexo A

Expressões da Cinemática e Dinâmica para Veículos Submarinos

A.1 Cinemática

A transformação dos vetores de velocidade linear entre os sistemas de referência móvel e inercial, dada pela Eq. 2.16, é o resultado da composição das matrizes de rotação (Asada e Slotine, 1986):

$$(A.1) \quad C_{x,\phi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi) & -\sin(\phi) \\ 0 & \sin(\phi) & \cos(\phi) \end{bmatrix}$$

$$(A.2) \quad C_{y,\theta} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & 0 & \sin(\theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{bmatrix}$$

$$(A.3) \quad C_{z,\psi} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & \sin(\psi) & 0 \\ -\sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

em

$$(A.4) \quad J_1(\eta_2) = C_T^z C_T^{y,\theta} C_T^{x,\phi}$$

e

$$(A.5) \quad J_{T_1}^{-1}(\eta_2) = J_T^1(\eta_2) = C_{x,\phi} C_{y,\theta} C_{z,\psi}.$$

A transformação entre os vetores de velocidade v_2 e η_2 é realizado com o operador não linear $J_2(\eta_2)$, determinado da seguinte maneira:

$$(A.6) \quad v_2 = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + C_{x,\phi} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} + C_{x,\phi} C_{y,\theta} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = J_{T_1}^{-1}(\eta_2) \eta_2.$$

Note que:

$$(A.7) \quad J_2^T(\eta_2) \neq J_{T_1}^{-1}(\eta_2).$$

A.2 Dinâmica

A.2.1 Expressões do Corpo Rígido

As expressões da dinâmica de corpo rígido para o veículo submarino, Eq. 2.22 e 2.23, e as expressões matriciais apresentadas abaixo seguem com as seguintes hipóteses:

1. A massa está distribuída uniformemente;
2. A massa é constante ($m = 0$) e a posição do centro de massa é considerado invariante ($r_G = 0$);
3. A origem do sistema de coordenadas móvel não coincide com o centro de gravidade do veículo, para o caso mais geral.

Expandindo as Eq. 2.22 e 2.23 em seis equações chega-se a:

$$(A.8) \quad m[\ddot{u} - vr + wq - x_G(\dot{q}^2 + \dot{r}^2) + \dot{y}_G(\dot{p}\dot{r} + \dot{q})] = X,$$

$$(A.9) \quad m[\ddot{v} - wp + ur - \dot{y}_G(\dot{r}^2 + \dot{p}^2) + z_G(\dot{q}\dot{r} + \dot{r}) + x_G(\dot{p}\dot{q} + \dot{r})] = Y,$$

$$(A.10) \quad m[\ddot{w} - wq + vp - z_G(\dot{p}^2 + \dot{q}^2) + x_G(\dot{r}\dot{p} + \dot{q}) + \dot{y}_G(\dot{p}\dot{r} + \dot{q})] = Z,$$

$$(A.11) \quad I_x \ddot{p} + (I_z - I_y)\dot{q}\dot{r} + (\dot{r} + \dot{p}\dot{q})I_{xz} + (\dot{r}^2 - \dot{q}^2)I_{xy} + (\dot{p}\dot{r} - \dot{q}\dot{r})I_{xy} + m[\dot{y}_G(\dot{w} - uq + vp) - z_G(\dot{v} - vr + wp + ur)] = K,$$

$$(A.12) \quad I_y \dot{q} + (I_x - I_z)\dot{r}\dot{p} + (\dot{p} + \dot{q}\dot{r})I_{xy} + (\dot{p}^2 - \dot{r}^2)I_{xz} + (\dot{p}\dot{q} - \dot{r}\dot{q})I_{yz} + m[z_G(\dot{u} - vr + wq) - x_G(\dot{w} - uq + vp)] = M,$$

$$(A.13) \quad I_z \dot{r} + (I_y - I_x)\dot{p}\dot{q} + (\dot{q} + \dot{r}\dot{p})I_{yz} + (\dot{q}^2 - \dot{p}^2)I_{xy} + (\dot{r}\dot{q} - \dot{p}\dot{r})I_{xz} + m[x_G(\dot{v} - vr + wp + ur) - \dot{y}_G(\dot{u} - vr + wq)] = N.$$

Agrupando estas expressões na forma matricial chega-se na matriz de Inércia:

$$(A.14) \quad M_{CR} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -mz_G & m\dot{y}_G & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -mx_G & 0 & 0 & 0 \\ -m\dot{y}_G & mz_G & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_z \\ -m\dot{y}_G & 0 & 0 & -I_{yz} & -I_{xz} & I_z \end{bmatrix}$$

onde:

$$(A.15) \quad I_0 = \begin{bmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}$$

e na matriz de termos de forças centrípetas e de Coriolis:

$$(A.16) \quad C^{CR}(\nu) = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & -C^{1T} \\ C^1 & C^2 \end{bmatrix}$$

onde:

$$(A.17) \quad C^1 = \begin{bmatrix} -m(\dot{y}_G \dot{q} + z_G \dot{r}) & -m(x_G \dot{q} - w) & m(\dot{z}_G \dot{r} + x_G \dot{p}) & -m(\dot{y}_G \dot{p} + w) & -m(\dot{z}_G \dot{r} + x_G \dot{p}) & -m(\dot{y}_G \dot{q} + z_G \dot{r}) \\ m(\dot{y}_G \dot{q} + z_G \dot{r}) & -m(x_G \dot{q} - w) & m(\dot{z}_G \dot{r} + x_G \dot{p}) & -m(\dot{y}_G \dot{p} + w) & -m(\dot{z}_G \dot{r} + x_G \dot{p}) & -m(\dot{y}_G \dot{q} + z_G \dot{r}) \end{bmatrix}$$

$$(A.18) \quad C^2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ d^x I - \dot{b} \dot{y}_G I + \dot{r} z^x I & \dot{b} \dot{y}_G I - d^y \dot{y}_G I + \dot{r} z^y I & \dot{b} \dot{y}_G I - d^z \dot{y}_G I + \dot{r} z^z I & \dot{b} \dot{y}_G I - d^x \dot{y}_G I + \dot{r} z^x I & \dot{b} \dot{y}_G I - d^y \dot{y}_G I + \dot{r} z^y I & \dot{b} \dot{y}_G I - d^z \dot{y}_G I + \dot{r} z^z I \\ d^x I - \dot{b} \dot{y}_G I + \dot{r} z^x I & 0 & 0 & \dot{b} \dot{y}_G I - d^x \dot{y}_G I + \dot{r} z^x I & \dot{b} \dot{y}_G I - d^y \dot{y}_G I + \dot{r} z^y I & \dot{b} \dot{y}_G I - d^z \dot{y}_G I + \dot{r} z^z I \\ \dot{b} \dot{y}_G I - d^x \dot{y}_G I + \dot{r} z^x I & \dot{b} \dot{y}_G I - d^y \dot{y}_G I + \dot{r} z^y I & \dot{b} \dot{y}_G I - d^z \dot{y}_G I + \dot{r} z^z I & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Nas expressões acima, m é a massa do veículo (no ar). Caso o centro de massa esteja localizado na origem do sistema de referência do veículo (referencial móvel) a matriz de inércia simplifica-se aos elementos de massa m e ao tensor de inércia I_0 .

A.2.2 Expressões de Esforços Hidrodinâmicos

As expressões de massa adicionada em função das matrizes de inércia M_A e de centrípeta e de Coriolis C_A são dadas por:

$$M_A = - \begin{bmatrix} X_u & X_v & X_w & X_p & X_q & X_r \\ Y_u & Y_v & Y_w & Y_p & Y_q & Y_r \\ Z_u & Z_v & Z_w & Z_p & Z_q & Z_r \\ K_u & K_v & K_w & K_p & K_q & K_r \\ M_u & M_v & M_w & M_p & M_q & M_r \\ N_u & N_v & N_w & N_p & N_q & N_r \end{bmatrix} \quad (A.19)$$

$$C_A(v) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c1 \\ 0 & 0 & 0 & -c2 & c1 & 0 \\ 0 & -c3 & c2 & 0 & 0 & 0 \\ c3 & 0 & -c1 & 0 & 0 & 0 \\ -c2 & c1 & 0 & -c5 & 0 & 0 \\ 0 & c3 & 0 & -c4 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (A.20)$$

onde:

$$\begin{aligned} (A.21) \quad c1 &= X_u u + X_v v + X_w w + X_p p + X_q q + X_r r, \\ (A.22) \quad c2 &= X_u^w u + X_v^w v + X_w^w w + Y_p^w p + Y_q^w q + Y_r^w r, \\ (A.23) \quad c3 &= X_u^w u + X_v^w v + X_w^w w + Z_p^w p + Z_q^w q + Z_r^w r, \\ (A.24) \quad c4 &= X_u^p u + X_v^p v + X_w^p w + K_p^p p + K_q^p q + K_r^p r, \\ (A.25) \quad c5 &= X_u^q u + X_v^q v + X_w^q w + K_p^q p + M_q^q q + M_r^q r, \\ (A.26) \quad c6 &= X_u^r u + X_v^r v + X_w^r w + K_p^r p + M_q^r q + N_r^r r. \end{aligned}$$

Pode - se, em geral, considerar a matriz de inércia M_A como diagonal no caso do veículo possuir planos de simetria.

A.2.3 Expressões para Dissipação Hidrodinâmica

Para baixas velocidades pode-se considerar o arrasto hidrodinâmico modelado pela seguinte expressão aproximada:

$$D(v) = - \begin{bmatrix} X_u + X_{u|u} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ Y_v + Y_{v|v} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ Z_w + Z_{w|w} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_p + K_{p|p} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ N_r + N_{r|r} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$(A.27) \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ M_q + M_{q|q} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Os dois conjuntos de parâmetros citados na matriz acima constituem derivativas das forças externas em relação à velocidade (X_u , por exemplo) e em relação à velocidade multiplicada pelo seu módulo ($X_{u|u}$, por exemplo).

Um modelo multivariável da dissipação hidrodinâmica, levando em conta a variação dos coeficientes com a orientação do veículo em relação ao fluxo do fluido, pode ser modelada através da seguinte expressão (Ishidara et al., 1986):

$$F^D(v) = -0.5\rho|v_r|^2\Delta_R^{2/3} \begin{bmatrix} C_{F_x}(\alpha, \beta) \\ C_{F_y}(\beta, \gamma) \\ C_{F_z}(\alpha, \gamma) \\ C_{N_x}(\gamma)\Delta_R^{1/3} \\ C_{N_y}(\alpha)\Delta_R^{1/3} \\ C_{N_z}(\beta)\Delta_R^{1/3} \end{bmatrix} - 0.5\rho\Delta_R^{5/3} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ C_{N^d}d|d| \\ C_{N^q}q|q| \\ C_{N^r}r|r| \end{bmatrix} \quad (A.28)$$

onde:

$$(A.29) \quad \alpha = \arctan(w_r/u_r),$$

$$(A.30) \quad \beta = \arctan(v_r/u_r),$$

$$(A.31) \quad \gamma = \arctan(w_r/v_r).$$

Na expressão acima ρ é a densidade do fluido, v_r é a velocidade relativa do veículo e Δ^R é o volume total do veículo. Os coeficientes acima variam de acordo com a orientação do veículo com relação ao movimento segundo os ângulos de ataque α , de deslocamento lateral (*side slip angle*) - β e de ataque lateral (*side attack angle*) - γ . A primeira matriz diz respeito ao esforço causado pelo movimento translacional do veículo (note que com o movimento de translação surgem tanto forças como momentos dissipativos). A segunda matriz contém os termos dos esforços que surgem com o movimento de rotação (note que este movimento induz apenas momentos dissipativos).

A.2.4 Expressões para Esforços Restaurativos

As forças restaurativas são compostas do peso (ação gravitacional) e do empuxo hidrostático e a resultante das forças e momentos pode ser escrita como:

$$(A.32) \quad G(\eta) = \begin{bmatrix} (W - B)\sin(\theta) \\ -(W - B)\cos(\theta)\sin(\phi) \\ -(W - B)\cos(\theta)\sin(\phi) \\ -(y_G W - y_B B)\cos(\theta)\sin(\phi) + (z_G W - z_B B)\cos(\theta)\sin(\phi) \\ (z_G W - z_B B)\sin(\theta) + (x_G W - x_B B)\cos(\theta)\cos(\phi) \\ -(x_G W - x_B B)\cos(\theta)\sin(\phi) - (y_G W - y_B B)\sin(\theta) \end{bmatrix},$$

onde o empuxo hidrostático e o peso são dados respectivamente por:

$$(A.33) \quad B = \rho g \Delta,$$

$$(A.34) \quad W = mg.$$

O símbolo Δ na expressão do empuxo representa o volume deslocado pelo veículo e g (no peso), a aceleração da gravidade.

A.2.5 Incorporação dos Esforços devido à Correnteza Marítima

A expressão da dinâmica do veículo submarino (apresentada na Eq. 2.46) é:

$$(A.35) \quad M\dot{v} + C(v)v + F_D(v) + G(\eta) = \tau$$

$$(A.36) \quad \dot{\eta} = J(\eta)v.$$

Nesta expressão os esforços devido à correnteza marítima são introduzidos de maneira explícita, com:

$$(A.37) \quad \tau = \tau_c + \tau_{cabo} + \tau_{prop}.$$

À título de implementação computacional, porém, é conveniente considerar estes de forma implícita na expressão da dinâmica do veículo.

O esforço devido à correnteza marítima resultante pode ser escrito, aproximadamente, como:

$$(A.38) \quad \tau_c = M^c \dot{v}_c + C(v_c)v_c,$$

onde M^c entende-se por uma matriz de inércia relativa ao esforço de "inercial" devido à correnteza. As demais parcelas devem-se aos esforços centripetas devido à correnteza. Para os veículos que usufruem de simetria, possuindo uma distribuição de massa de forma homogênea e com o peso W igual ao empuxo hidrostático B , em módulo, pode-se realizar a seguinte aproximação:

$$(A.39) \quad M^c = M_{CR}.$$

Levando a expressão acima em consideração, tem-se (Fossen, 1994):

$$(A.40) \quad M\dot{v}_r + C(v_r)v_r + F_D(v_r) + G(\eta) = \tau$$

$$(A.41) \quad \dot{\eta} = J(\eta)v_r,$$

onde v_r é a velocidade relativa, dada pela expressão 2.38. No entanto, é razoável esperar que a taxa de variação da velocidade de correnteza marítima com o tempo seja desprezível e, portanto, segue que:

$$(A.42) \quad M\dot{v} + C(v_r)v_r + F_D(v_r) + G(\eta) = \tau.$$

A.3 Matrizes de Inércia do Cabo Umbilical

As matrizes de massa e de massa adicionada para cada elemento cilíndrico discretizado são dadas, respectivamente, por (Nakamura et al., 2000; Yokobiki et al., 2000):

$$(A.43) \quad M^{cabo} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix},$$

onde m é a massa de cada elemento discretizado e:

$$(A.44) \quad M^{A_{cabo}} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} \end{bmatrix},$$

onde:

$$(A.45) \quad m_{11} = \cos^2 \alpha \cos^2 \beta A_t + (1 - \cos^2 \alpha \cos^2 \beta) A_n,$$

$$(A.46) \quad m_{12} = m_{21} = (A_t - A_n) \sin \alpha \cos \alpha \cos^2 \beta,$$

$$(A.47) \quad m_{13} = m_{31} = -(A_t - A_n) \cos \alpha \sin \beta \cos \beta,$$

$$(A.48) \quad m_{22} = \sin^2 \alpha \cos^2 \beta A_t + (1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \beta) A_n,$$

$$(A.49) \quad m_{23} = m_{32} = -(A_t - A_n) \sin \alpha \sin \beta \cos \beta,$$

$$(A.50) \quad m_{33} = \sin^2 \beta A_t + \cos^2 \beta A_n.$$

Nas expressões acima A_t e A_n são os coeficientes de massa adicionada nas direções tangencial e normal ao fluxo do fluido, respectivamente. O ângulo α corresponde ao ângulo de inclinação do cabo no plano xz e β , ao ângulo de inclinação do cabo no plano xy , como mostra a Fig. A.1. O ângulo α é determinado tomando-se uma média aritmética dos ângulos α_i e α_{i-1} de dois elementos consecutivos, através da relação:

$$(A.51) \quad \bar{\alpha} = \frac{1}{2}(\alpha_i + \alpha_{i-1}).$$

O ângulo β é determinado de forma análoga, ou seja:

$$(A.52) \quad \bar{\beta} = \frac{1}{2}(\beta_i + \beta_{i-1}).$$

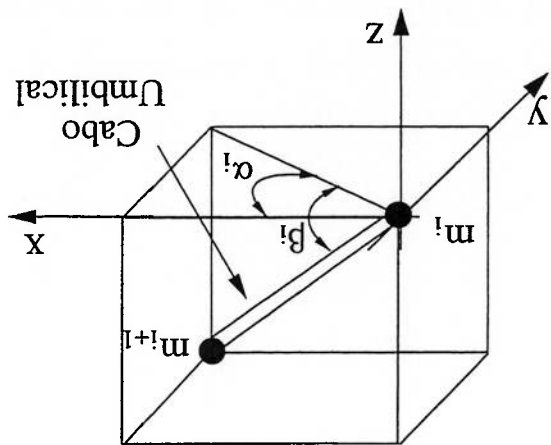


Figura A.1: Definição dos ângulos α_i e β_i com a orientação do cabo no espaço. Note que o cabo umbilical é parametrizado no sistema de coordenadas inercial.

Resultados Complementares de Simulação

Anexo B

O perfil de correnteza adotado no estudo do CASO I possui a configuração mostrada na Fig. B.1. Os sinais de controle das estratégias lineares e não lineares do estudo de CASO I são mostradas nas Figs. B.2 e B.3. O sinal de controle das estratégias implementadas no estudo de CASO II são mostradas nas Figs. B.2 e B.4.

Figura B.1: Perfil de correnteza adotado no estudo de CASO I.

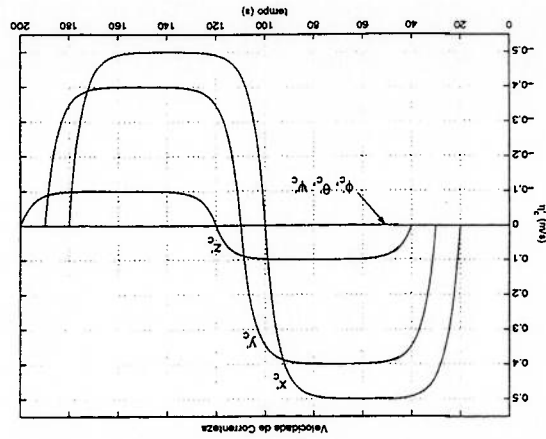


Figura B.2: Esforços, ou sinais, de controle das estratégias lineares.

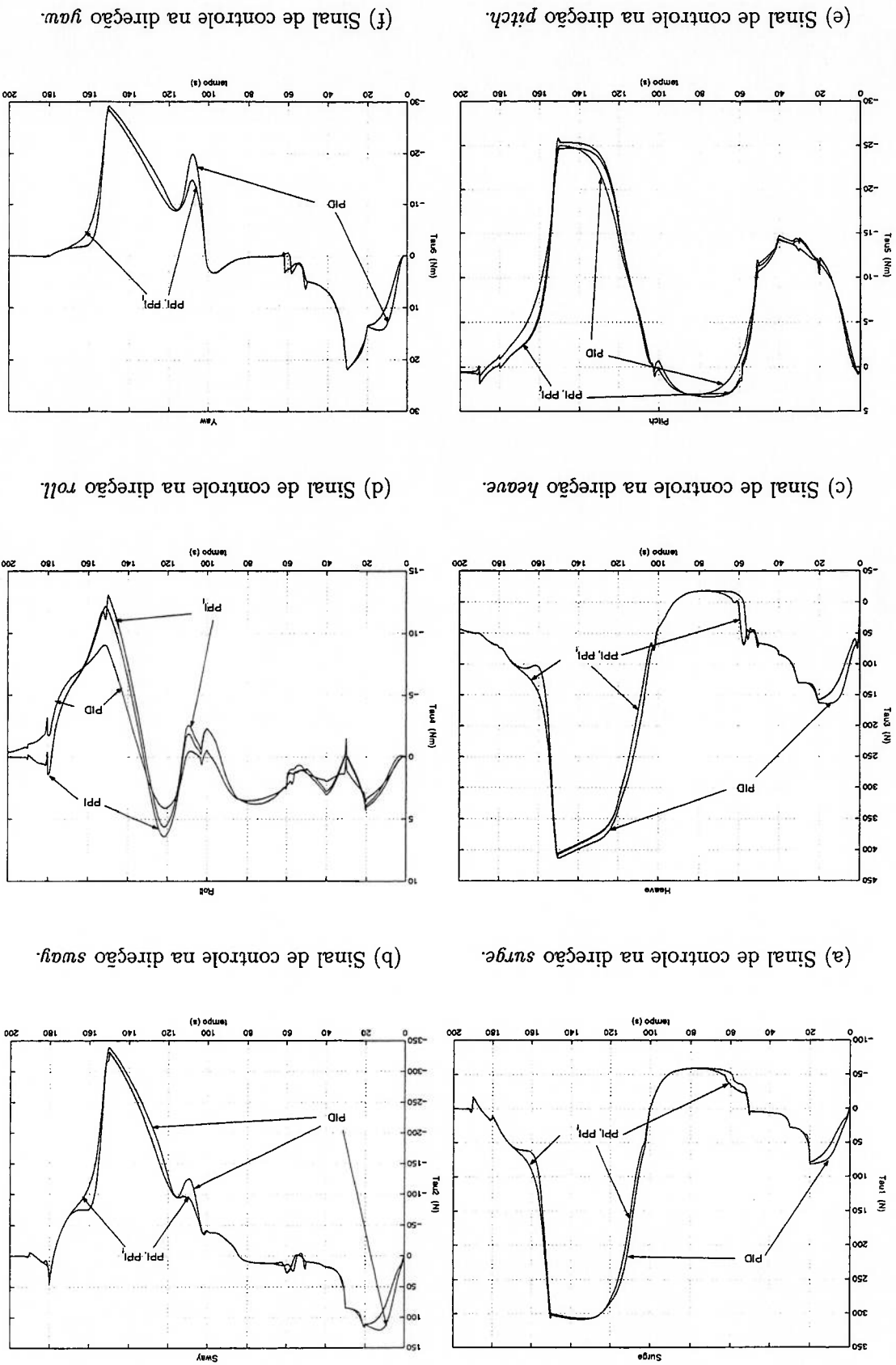


Figura B.3: Esforços, ou sinais, de controle das estratégias não lineares.

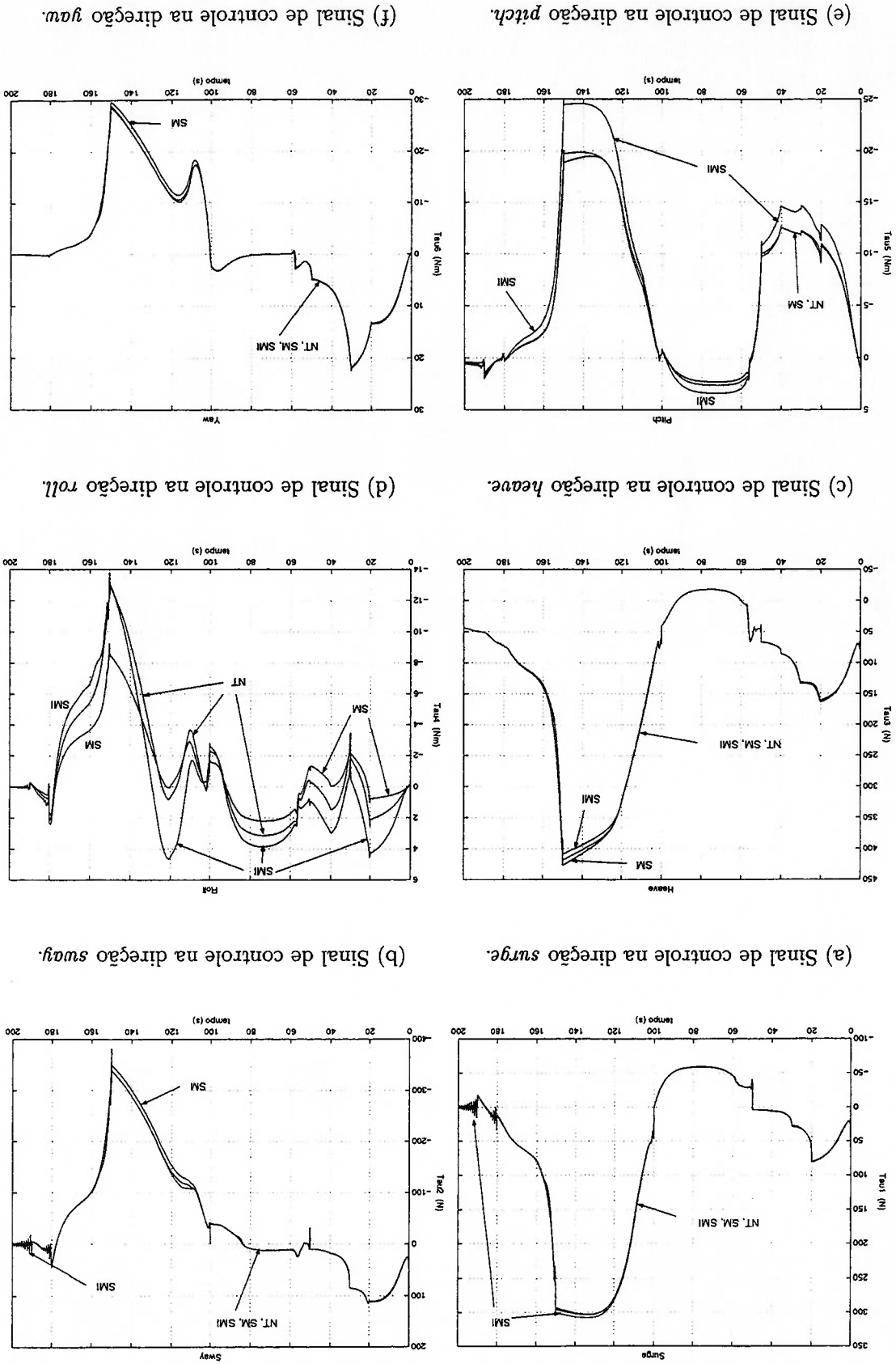
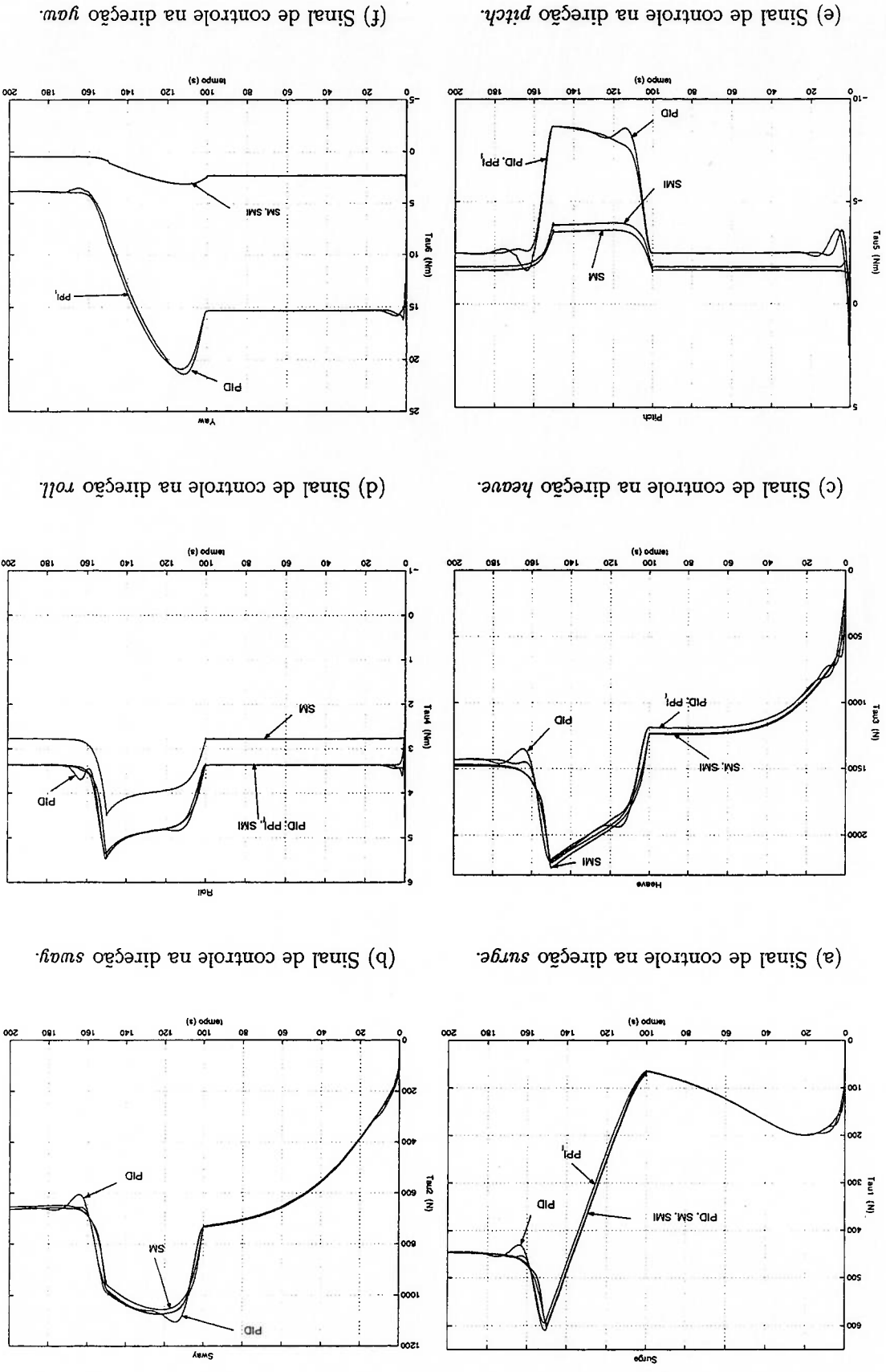


Figura B.4: Esforços, ou sinais, de controle com o modelo do cabo umbilical.



Lista de Referências

- Allmendinger ed., E. E. (1990). *Submersible Vehicle Systems Design*, The Society of Naval Architects and Marine Engineers.
- Appleby, B., Bonnice, W. e Bedrossian, N. (1990). Robustness Analysis Methods for Underwater Vehicle Control Systems, *Proceedings of the 1990 IEEE Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology, Washington D.C., USA, 5-6 de Junho* pp. 74-80.
- Asada, H. e Slotine, J.-J. E. (1986). *Robot Analysis and Control*, John Wiley & Sons, Inc.
- Aström, K. J. e Hägglund, T. (1988). *Automatic Tuning of PID Controllers*, Research Triangle Park, NC: Instrument Society of America.
- Bachmayer, R., Whitcomb, L. L. e Grosenbaugh, M. A. (1999). A Four Quadrant Finite Dimensional Thruster Model, *Proceedings of the 9th International Offshore and Polar Engineering Conference, Brest, France* 2: 399-406.
- Behbahani-Nejad, M. e Perkins, N. C. (1996). *Freely Propagating Waves in Elastic Cables, Journal of Sound and Vibration* 196(2): 189-202.
- Buckham, B., Nahon, M. e Seto, M. (1999). *Three-Dimensional Dynamics Simulation of a Towed Underwater Vehicle, Proceedings of the 18th Conference on Offshore Mechanics and Artic Engineering* pp. 1-8.
- Caccia, M., Bruzzone, G. e Veruggio, G. (2001). *Experiments in the guidance of unmanned underwater vehicles, Underwater Technology* 24(4): 143-151.

Caccia, M., Indiveri, G. e Veruggio, G. (2000). Modeling and Identification of Open-Frame Variable Configuration Unmanned Underwater Vehicles, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 25(2): 227-240.

Caccia, M. e Veruggio, G. (2000). Guidance and control of a reconfigurable unmanned underwater vehicle, *Control Engineering Practice* 8(1): 21-37.

Campa, G., Innocenti, M. e Nasuti, F. (1998). Robust Control of Underwater Vehicles: Sliding Mode vs. μ - Synthesis, *Proceedings of the OCEANS'98 IEEE Conference* pp. 1640-1644.

Cao, Y.-Y., Lin, Z. e Ward, D. G. (2002). An Antiwindup Approach to Enlarging Domain of Attraction for Linear Systems Subject to Actuator Saturation, *IEEE Transactions on Automatic Control* 47(1): 140-145.

Chiang, R. Y. e Safonov, M. G. (2001). Robust Control Toolbox User's Guide, The MathWorks Inc.

Clayton, B. R. e Bishop, R. E. (1982). *Mechanics of Marine Vehicles*, Gulf Publishing Company, London.

Coyne, J. (1990). Analysis of the Formation and Elimination of Loops in Twisted Cable, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 15(2): 72-83.

Cunha, J. P. V. S., Costa, R. R. e Hsu, L. (1995). Design of a High Performance Variable Structure Position Control of ROVs, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 20(1): 42-55.

Cunha, J. P. V. S., Lizarralde, C. F., Costa, R. R., Hsu, L., Smith Jr., R., Wollmann Jr., D. e Sant'Anna, A. C. M. (1994). Sistema de Posicionamento Dinâmico para um Veículo Submarino de Operação Remota, *X Congresso Brasileiro de Automática 1994* pp. 1309-1314.

da Cruz, J. J. (1996). *Controle Robusto Multivariável: O Método LQG/LTR*, EDUSP.

da Silva Jr., J. M. G., Paim, C. e Souto, E. B. C. G. (2001). LMI-based Framework for the Synthesis of Saturating Controls Laws, *Controle e Automação: Revista da Sociedade Brasileira de Automática* 12(3): 171-177.

Denilhou, L., Gallou, Y., Gourmelon, P. e Deube, N. (1998). Force Control of Underwater Thrusters with Application to AUV Motion Control, *Proceedings of the OCEANS'98 IEEE Conference* pp. 1054-1058.

Driscoll, F. R., Lueck, R. G. e Nahon, M. (2000). Development and Validation of a Lumped-Mass Dynamics Model of a Deep-Sea ROV System, *Applied Ocean Research* 22: 169-182.

Faltinsen, O. M. (1990). *Sea Loads On Ships And Offshore Structures*, Cambridge University Press.

Fjellstad, O.-E. (1994). *Control of Unmanned Underwater Vehicles in Six Degrees of Freedom: A Quaternion Feedback Approach*, Tese (Doutorado), Department of Engineering Cybernetics, The Norwegian Institute of Technology, University of Trondheim N-7034, Trondheim, Norway.

Fossen, T. I. (1994). *Guidance and Control of Ocean Vehicles*, John Wiley & Sons.

Fossen, T. I. e Balchen, J. G. (1991). The NEROV Autonomous Underwater Vehicle, *Proceedings of the OCEANS'91 IEEE Conference, Honolulu/Hawaii, USA* pp. 1142-1155.

Fossen, T. I. e Blanke, M. (2000). Nonlinear Output Feedback Control of Underwater Vehicle Propellers Using Feedback Form Estimated Axial Flow Velocity, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 25(2): 241-255.

Fossen, T. I. e Fjellstad, O.-E. (1995). Robust adaptive control of underwater vehicles: A comparative study, *Proceedings of the 3rd IFAC Workshop on Control Applications in Marine Systems (CAMS'95), Trondheim, Norway* pp. 362-369.

Fossen, T. I. e Sagatun, S. I. (1991a). Adaptive Control of Nonlinear Systems: A Case Study of Underwater Robotic Systems, *Journal of Robotic Systems* 8(3): 393 - 412.

Fossen, T. I. e Sagatun, S. I. (1991b). Adaptive Control of Nonlinear Underwater Robotic Systems, *Proceedings of the 1st IEEE Conference on Robotics and Automation (ICAR), Sacramento, California* pp. 1687-1695.

Francis, B. A. (1987). *A Course in H^∞ Control Theory*, Vol. 88 of *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, New York: Springer-Verlag.

Freeman, R. A. e Kokotović, P. V. (1996). *Robust Nonlinear Control Design: State-Space and Lyapunov Techniques*, System & Control: Foundations & Applications, Birkhäuser.

Fryxell, D., Oliveira, P., Pascoal, A. e Silvestre, C. (1994). An Integrated Approach to the Design and Analysis of Navigation, Guidance and Control Systems for AUVs, *Proceedings of the 1994 IEEE Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology*, Cambridge, Massachusetts pp. 208-217.

Glad, S. T., Helmersson, A. e Ljung, L. (2001). Uncertain LTI-Models for Linear Control Design of Non-Linear Systems, *Proceedings of the 40th IEEE Decision and Control Conference, Orlando, Florida* pp. 2692-2694.

Healey, A. J. e Lienard, D. (1993). Multivariable Sliding Mode Control for Autonomous Diving and Steering of Unmanned Underwater Vehicles, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 18(3): 327-339.

Healey, A. J., Marco, D. B., McGhee, R. B., Brutzman, D. P., Cristi, R., Papoulias, F. A. e Kwak, S. H. (1994). Tactical/Execution Level Coordination for Hover Control of the NPS AUV II Using Onboard Sonar Servoing, *Proceedings of the 1994 IEEE Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology*, Cambridge, Massachusetts pp. 129-138.

Healey, A. J., Rock, S. M., Cody, S., Miles, D. e Brown, J. P. (1995). Toward an Improved Understanding of Thruster Dynamics for Underwater Vehicles, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 20(4): 354-361.

Hover, F. S., Grosenbaugh, M. A. e Triantafyllou, M. S. (1994). Calculation of Dynamic Motions and Tensions of Towed Underwater Cables, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 19(3): 449-457.

Indiveri, G. (1998). *Modelling and Identification of Underwater Robotic Systems*, Tese (Doutorado), Università degli Studi di Genova Facoltà di Ingegneria, Italia.

- Ishidera, H., Tsusaka, Y., Ito, Y., Oishi, T., Chiba, S. e Maki, T. (1986). Simulation and Experiment Of Automatic Controlled ROV, Proceedings of 5th International Offshore, Mechanical and Artic Engineering Symposium pp. 260-267.
- Juul, D. L., McDermott, M., Nelson, E. L., Barnett, D. M. e Williams, G. N. (1994). Submersible Control Using the Linear Quadratic Gaussian with Loop Transfer Recovery Method, Proceedings of the 1994 IEEE Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology, Cambridge, Massachusetts pp. 417 - 425.
- Kajiwarra, H., Koterayama, W., Nakamura, M., Terada, H. e Morita, T. (1993). Control System Design of an ROV Operated Both as Towed and Self-Propulsive Vehicle, Proceedings of the 3rd International Offshore and Polar Engineering Conference, Singapore pp. 451 - 454.
- Kalske, S. e Happonen, K. (1991). Motion Simulation of Subsea Vehicles, Proceedings of the 1st International Offshore and Polar Engineering Conference, Edinburgh, UK 2: 74-84.
- Khalil, H. K. (1996). *Nonlinear Systems*, 2 edn, Prentice Hall.
- Kwakernaak, H. (1985). *Uncertainty Models and the Design of Robust Control Systems. In: Uncertainty and Control, J. Ackermann ed.*, Vol. 70 of *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg.
- Levine, ed., W. S. (1996). *The Control Handbook*, The Electrical Engineering Handbook Series, CRC Press & IEEE Press.
- Lewis, D. J., Lipscombr, J. M. e Thomasson, P. G. (1984). The Simulation of Remotely Operated Underwater Vehicles, Proceedings of ROV'84 Conference, San Diego, USA pp. 245-251.
- Lewis, ed., E. V. (1988). *Principles of Naval Architecture*, Vol. II, The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

- Lin, C.-F. (1991). *Modern Navigation, Guidance, and Control Processing*, Vol. II of *Advanced Navigation, Guidance, and Control, and Their Applications*, Prentice Hall.
- Logan, C. L. (1994). A Comparison Between H-Infinity/Mu-Synthesis Control and Sliding-Mode Control for Robust Control of a Small Autonomous Underwater Vehicle, *Proceedings of the 1994 IEEE Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology, Cambridge, Massachusetts* pp. 399-416.
- Mullarkey, T. P., McNamara, J. F. e O'Sullivan, M. (1999). Extension Of Elastic Rod Formulation To Flexible Risers Including Torque, *Proceedings of the 18th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, St. Johns, Canada* pp. 1-7.
- Mustafa, D. (1995). *Robust Control, Report*, University of Oxford, Department of Engineering Science.
- Nakamura, M., Kajiwara, H. e Koterayama, W. (2000). Development of an ROV Operated Both as Towed and Self-Propulsive Vehicle, *Ocean Engineering* 28(1): 1-43.
- Newman, J. N. (1977). *Marine Hydrodynamics*, The MIT Press.
- Nomoto, M. e Hatori, M. (1986). A Deep ROV "DOLPHIN 3K": Design and Performance Analysis, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 11(3): 373-391.
- Petersen, K. e Egeland, O. (1996). Position and Attitude Control of an Underwater Autonomous Underwater Vehicle, *Proc. 35th IEEE Conference on Decision and Control, Kobe, Japan* pp. 987-991.
- Pode, L. (1951). Tables for Computing the Equilibrium Configuration of a Flexible Cable in a Uniform Stream, *Technical Report 687, NS 830-100*, The David W. Taylor Model Basin - MIT.
- Ramos Jr., R. (2001). *Modelos Analíticos no Estudo do Comportamento Estrutural de Tubos Flexíveis e Cabos Umbilicais*, Tese (Doutorado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo.

- Reinelt, W., Ljung, L. e Garulli, A. (2001). Model Error Modeling in Robust Identification, *Technical Report No.: LTH-ISY-R-2353*, Division of Automatic Control Department of Electrical Engineering, Linköping University, Linköping, Sweden. Submitted to Automatica.
- Riedel, J. S. e Healey, A. J. (1998). Shallow Water Station Keeping of AUVs Using Multi-Sensor Fusion for Wave Disturbance Prediction and Compensation, *Proceedings of the OCEANS '98 IEEE Conference*.
- Scherer, C. e Weiland, S. (1999). Lecture Notes DISC: Course on Linear Matrix Inequalities in Control, *Technical Report ver. 2.0*, Mechanical Engineering Systems and Control Group, Delft University of Technology, Netherlands.
- Scorletti, G. e Ghaoui, L. E. (1998). Improved LMI Conditions for Gain Scheduling and Related Control Problems, *International Journal of Robust and Nonlinear Control* 8(8): 845-877.
- Skogestad, S. e Postlethwaite, I. (1996). *Multivariable Feedback Control: Analysis and Design*, John Wiley & Sons.
- Slotine, J.-J. E. e Li, W. (1991). *Applied Nonlinear Control*, Prentice Hall.
- Stilwell, D. J. e Rugh, W. J. (2000). Stability Preserving Interpolation Methods for the Synthesis of Gain Scheduled Controllers, *Automatica* 36: 665-671.
- Triantafyllou, M. S. (1984). The Dynamics of Taut Inclined Cables, *Journal of Mechanics and Applied Mathematics* 37: 421-440.
- Triantafyllou, M. S. e Grosenbaugh, M. A. (1991). Robust Control For Underwater Vehicle Systems With Time Delays, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 16(1): 146-151.
- Whitcomb, L. L. e Yoerger, D. R. (1999a). Development, Comparison, and Preliminary Experimental Validation of Nonlinear Dynamic Thruster Models, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 24(4): 481-494.
- Whitcomb, L. L. e Yoerger, D. R. (1999b). Preliminary Experimental in Model-Based Thruster Control for Underwater Vehicle Positioning, *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 24(4): 495-506.

Wichlund, K., Sordalen, O. e Egeland, O. (1995a). Control of Vehicles with Second-Order Nonholonomic Constraints: Underactuated Vehicles, Proc. 1995, European Control Conference, Rome, Italy pp. 3086-3091.

Wichlund, K., Sordalen, O. e Egeland, O. (1995b). Control Properties of Underactuated Vehicles, Proc. 1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Nagoya, Japan pp. 2009-2014.

Yamaguchi, S., Koterayama, W. e Yokobiki, T. (2001). Effects of Unsteady Lift and Cable Tension on Design of a Control System of a Towed Vehicle, Proceedings of the 11th International Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, Norway 2: 339-345.

Yoerger, D., Cooke, J. G. e Slotine, J.-J. E. (1990). The Influence of Thruster Dynamics on Underwater Vehicle Behaviour and Their Incorporation Into Control System Design, IEEE Journal of Oceanic Engineering 15(3): 167-178.

Yoerger, D. e Slotine, J.-J. E. (1985). Robust Trajectory Control of Underwater Vehicles, IEEE Journal of Oceanic Engineering 10(4): 462-470.

Yokobiki, T., Koterayama, W., Yamaguchi, S. e Nakamura, M. (2000). Dynamics and Control of a Towed Vehicle in Transient Mode, International Journal of Offshore and Polar Engineering 10(1): 19-25.

Yuh, J. (1990). Modeling and Control of Underwater Robotic Vehicles, IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics 20(6): 1475-1483.

Apêndice A

Posicionamento com Manobras de Médio Alcance

A estratégia de guiagem aqui considerada aplica-se à execução de "manobras de médio alcance" (ou *Medium Range Manoeuvring* - MRM) (Caccia et al., 2001). Esta estratégia específica as velocidades de referência para um movimento no plano, compreendendo os graus de liberdade *surge* (u), *sway* (v) e *yaw* (r). O posicionamento na direção vertical *heave* (w) é realizado de forma independente do movimento no plano. Analogamente, os graus de liberdade *roll* (p) e *pitch* (q) são considerados estabilizados por outra estratégia.

Deseja-se que o veículo, após o movimento de manobra, possua posição final em $\eta^i_* = [x^*, y^*, -]^T$, com orientação final ψ^* , todos especificados através trajetória de posição por exemplo, em relação ao sistema de referência inercial. Para isto, estabelecem-se variáveis operacionais definidas segundo as relações, Fig. A.1:

$$(A.1) \quad \gamma = \arctan\left(\frac{y^* - \hat{y}}{x^* - \hat{x}}\right),$$

$$(A.2) \quad e = \sqrt{(x^* - \hat{x})^2 + (y^* - \hat{y})^2},$$

$$(A.3) \quad \beta = \gamma - \psi^*,$$

$$(A.4) \quad \alpha = \gamma - \psi.$$

As velocidades de referência, para o movimento do veículo submarino no plano,

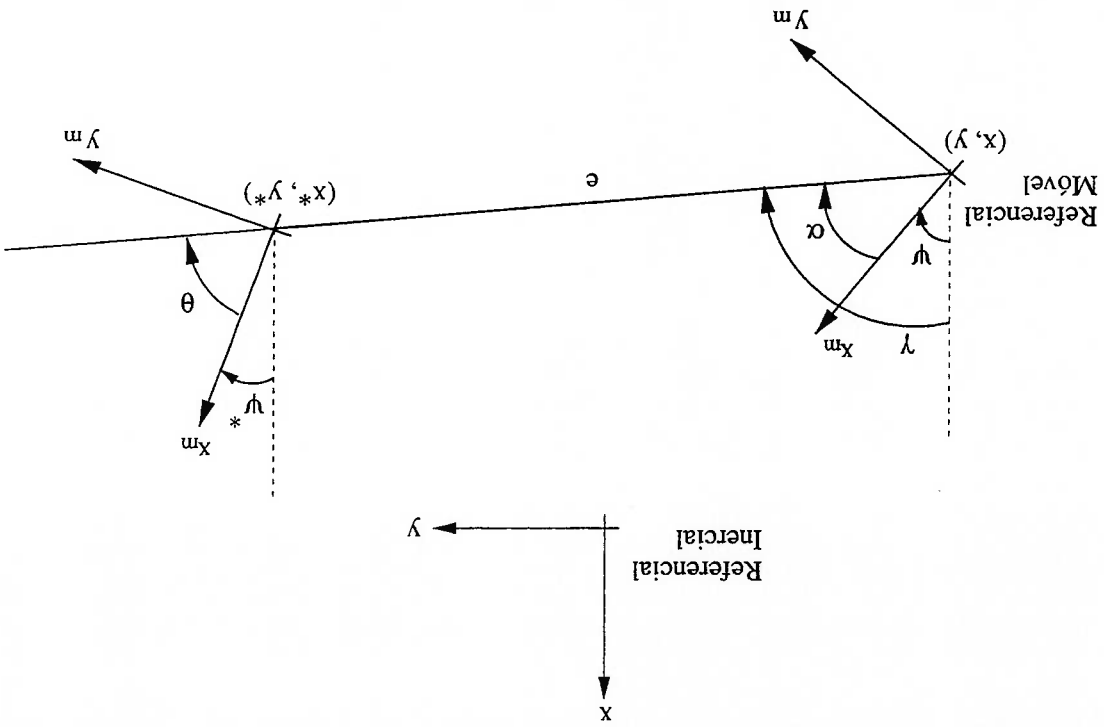


Figura A.1: Notação utilizada para a estratégia de "Manobra de Médio Alcance".

são computadas de acordo com as relações:

(A.5) $u_{ref} = \lambda e \cos \alpha,$

(A.6) $u_{ref} = 0,$

(A.7) $r_{ref} = \mu \alpha + \lambda \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} (\alpha + h\beta),$

onde λ, μ e $h \in \mathbb{R}$ são sintonizados experimentalmente.

Apêndice B

Dados Numéricos Utilizados nas Simulações

B.1 Dados do Veículo Submarino

Os dados do veículo MURS 300 Mark II (Ishidera et al., 1986) são apresentados nas tabelas abaixo.

$m = 200kg$	$I_x = 12.3kgm^2$	$I_{xy} = -0.2kgm^2$
$\Delta = 0.2m^3$	$I_y = 17.7kgm^2$	$I_{xz} = -0.9kgm^2$
$\Delta_R = 0.378m^3$	$I_z = 19.5kgm^2$	$I_{yz} = 0kgm^2$

Coefficientes devido à massa adicionada:

$X_u = -157kg$	$K_p = -7.9kgm^2$
$Y_p = -195kg$	$M_q = -12.8kgm^2$
$Z_w = -270kg$	$N_r = -8.5kgm^2$

A localização dos centros de massa C_G , do empuxo hidrostático C_B e o ponto de conexão do cabo umbilical C_{cab} são definidos pelas seguintes cotas:

Os dados do motor elétrico CC *brushless* (Whitcomb e Voerger, 1999a), com potência máxima aproximada de 1kW, são resumidos na tabela abaixo:

B.2 Dados do Sistema Propulsor

$$\begin{aligned} C_{Np} &= -0.16, & (B.2) \\ C_{Nq} &= -0.37, & (B.3) \\ C_{Nr} &= -0.32. & (B.4) \end{aligned}$$

veículo são dados por:

Os coeficientes dos esforços da dissipação hidrodinâmica devido à rotação do do mesmo coeficiente determinado pela outra curva, e $C_{min} = \min\{abs(C_I), abs(C_{II})\}$, onde C_I é o coeficiente encontrado por um dos gráficos e C_{II} corresponde ao valor

$$C = \sqrt{\frac{abs(C_I C_{II})}{C_{min}^{abs(C_{min})}}}, \quad (B.1)$$

uma interpolação geométrica realizada da seguinte maneira:

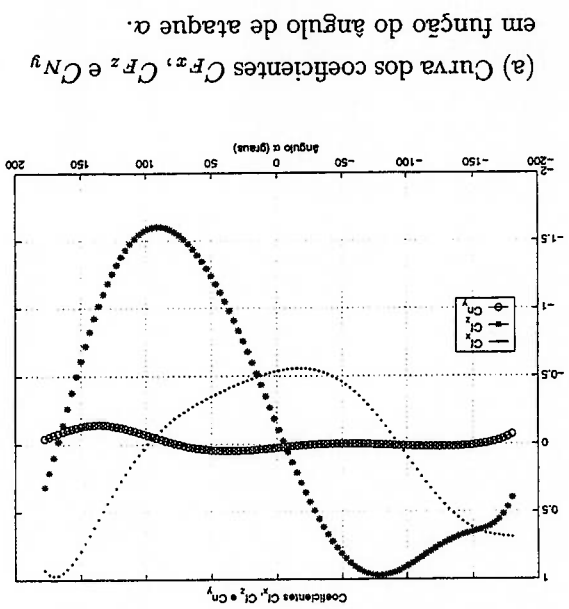
Como pode-se observar pela Fig. B.1 cada um dos seis coeficientes aparecem em duas curvas, segundo funções de dois parâmetros ou dos ângulos α , β e γ . O valor representativo do coeficiente, considerando as duas curvas, é calculado segundo

As curvas dos coeficientes do arrasto hidrodinâmico, referente à Eq. A.28, do veículo MURS 300 Mark II (Ishidera et al., 1986) são apresentadas na Fig. B.1.

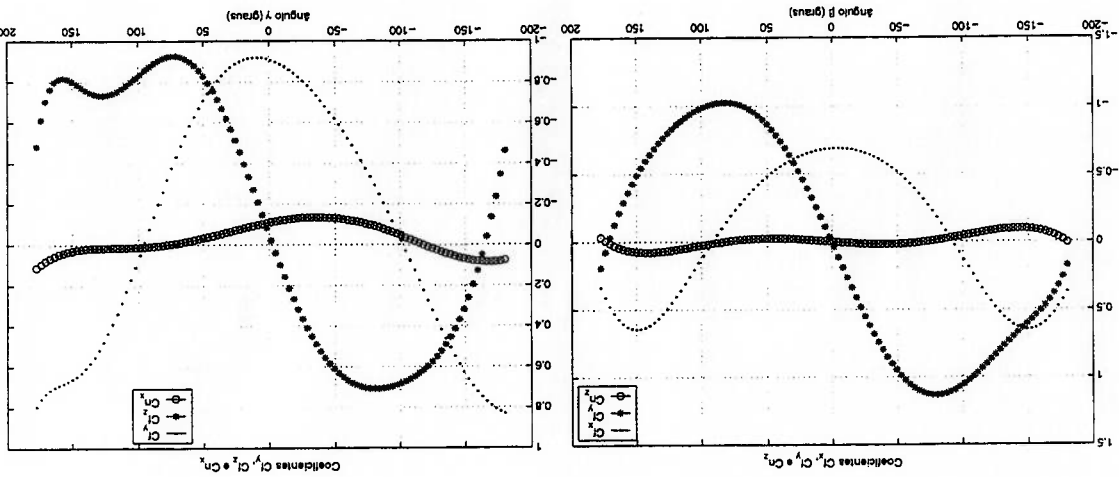
B.1.1 Curvas dos Coeficientes do Arrasto Hidrodinâmico

A massa específica da água considerada é de $\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$, o que corresponde à água salgada à 20°C (Lewis, ed., 1988). A constante de proporcionalidade adotada entre peso e massa é de $g = 9.81 \text{ m/s}^2$.

$$\begin{array}{l} x_G = -0.013m \quad x_B = -0.013m \quad x_{cabo} = 0 \\ y_G = 0 \quad y_B = 0 \quad y_{cabo} = 0 \\ z_G = 0.006m \quad z_B = 0.094m \quad z_{cabo} = 0 \end{array}$$



(a) Curva dos coeficientes C_{F_x} , C_{F_z} e C_{N_y} em função do ângulo de ataque α .



(b) Curva dos coeficientes C_{F_x} , C_{F_y} e C_{N_z} em função do ângulo $shp \beta$.
 (c) Curva dos coeficientes C_{F_x} , C_{F_y} e C_{N_z} em função do ângulo de ataque lateral γ .

Figura B.1: Curvas dos coeficientes do arrasto hidrodinâmico.

$R_a = 1.7\Omega$	$K_f = 1.4324e^{-4} Nms/rad$	$\omega_{max} = 90rad/s$
$L_a = 1.4e^{-3} H$	$K_{emf} = 1.0371V/s/rad$	$i_{max} = 12.6A$
$K_t = 1.27Nm/A$	$J_m = 0.001kgm^2$	$V_{max} = 120V$

Os modelos simplificados da hidrodinâmica dos propulsores são adotados de acordo com as seguintes constantes:

$R = 0.12m$	$\gamma = 2$	$C_{Dmax} = 1.25$
$D_{prop} = 0.26m$	$\Delta\beta = 1.86$	$C_{Lmax} = 0.542$
$I_{prop} = 1e^{-2} kgm^2$	$N_{helice} = 1$	$w_f = 0.2$
$L = 0.127m$	$p_{prop} = 0.393rad$	-

A constante de propulsão adotada foi de $K_T = 0.31 - 0.148V_A$ e área do duto envolvente do propulsor é $A_{prop} = 5.3093e^{-2} m^2$. Os parâmetros α_1 e α_2 , da aproximação quasi-estática da dinâmica do propulsor, utilizada no mapeamento dos esforços de controle no acionamento do motor, são:

(B.5) $\alpha_1 = 0.31$ e $\alpha_2 = -0.34$

B.3 Dados do Cabo Umbilical

A configuração dos parâmetros do cabo foram os mesmos considerados pelos autores em (Nomoto e Hattori, 1986), exceto o comprimento do cabo, que na simulação foi de 220m. Na segunda configuração os dados são do cabo umbilical que poderá ser empregado na plataforma do programa CTPETRO. Os principais parâmetros estão resumidos na Tabela B.1.

Tabela B.1: Constantes físicas adotadas no modelo do cabo umbilical.

Parâmetros		Configuração 1: (Nomoto e Hattori, 1986)	Configuração 2: Programa CTPETRO
Profundidade máxima de operação (m)	200	200	200
Comprimento do cabo (m)	220	220	220
Diâmetro do cabo (mm)	30	30	12
Módulo de Young (N/m^2)	1.372×10^{10}	1.372×10^{10}	6.437×10^{10}
Peso na água (N/m)	1.87	1.87	3.77
Constante de amortecimento interno (Ns/m)	100	100	100
Número de elementos utilizados	40	40	40

Apêndice C

Estratégia *Antiwindup*

Com a saturação dos atuadores o bloco integrador do controlador continua a integrar medidas do desvio da trajetória desejada (erro de trajetória) podendo chegar a valores bastante elevados. Quando o sistema atuador é sollicitado com valores abaixo do limiar da saturação o controlador procede com a compensação do sistema até anular o valor integrado que, por estar muitas vezes elevado, pode levar ao não atendimento dos requisitos de desempenho e/ou, na pior das hipóteses, à instabilização do sistema, veja (Åström e Hägglund, 1988). A saturação do atuador é uma situação muitas vezes inevitável e medidas para reduzir, ou na melhor das hipóteses, contornar os problemas relacionados com o *windup* do integrador são necessárias. Algumas estratégias visam prevenir a saturação, ao passo que outras, alternativamente, constituem em metodologias de projeto para sistemas com blocos integrativos, que se valem dos limites de saturação para síntese de um controlador que minimize os efeitos do *windup*. Algumas destas estratégias podem ser resumidas nas seguintes medidas (Levine, ed., 1996):

1. Não trabalhar com sistemas condicionalmente estáveis;
2. Ponderação do sinal de referência;
3. Inclusão de uma malha interna para o atuador;
4. Utilização de uma metodologia de controle que atenda a saturação.

A última alternativa acima mencionada prevê o projeto do controlador da planta com o conhecimento prévio da saturação por parte dos atuadores. Uma possibilidade é a utilização de desigualdades matriciais lineares - LMIs (*Linear Matrix Inequalities*) (Scorletti e Ghaoui, 1998; da Silva Jr., Paim e Souto, 2001; Cao, Lin e Ward, 2002) como metodologia de síntese da matriz de ganhos do sinal de realimentação.

O problema de regulação resume-se na estabilização do sistema para um certo valor constante de entrada. Quando a regulação envolve a mudança do *set-point* para um valor muito distante existe a possibilidade do atuador saturar. Ponderar um sinal de referência constante através de *funções de ponderação*, ou pré-filtragem, permite a integração de pequenos valores uma vez que o sistema de controle passa a acompanhar o sinal de referência e não mais regular até um *set-point*. A terceira opção, e frequentemente utilizada, consiste na introdução de uma malha de controle interna para o atuador ou *realimentação da saturação*, como ilustrado na Fig. C.1.

A primeira e a segunda são medidas atuam evitando a integração de valores muito elevados no bloco integrador do controlador, ou *windup*. Os sistemas de controle condicionalmente estáveis quando sujeitos à saturação do atuador apresentam comportamento através de ciclos limite; representando, na maioria dos casos, uma dinâmica instável. Esta instabilidade é sensível a condições iniciais assim como aos distúrbios. No caso de sistemas de controle em que a planta é não linear, pode-se acrescentar que as instabilidades dependem também do sinal de entrada. Portanto, quando é esperado que o atuador sature evita-se implementações em que o sistema possua zeros no semi-plano complexo direito ou polos imaginários com multiplicidade maior que dois, para o caso SISO por exemplo.

Figura C.1: Malha interna de compensação da saturação do atuador.

