

FERNANDO DE CASTRO RUBIO POLI

Nota final
8,6 (oitos e seis)


22/08/04

CONTROLE DE POSIÇÃO DE UM VEÍCULO
SUBMARINO NÃO TRIPULADO

Trabalho de Formatura apresentado
à Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção do
Título de Bacharel em Engenharia

São Paulo

2003

FERNANDO DE CASTRO RUBIO POLI

CONTROLE DE POSIÇÃO DE UM VEÍCULO
SUBMARINO NÃO TRIPULADO

Trabalho de Formatura apresentado
à Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção do
Título de Bacharel em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecatrônica

Orientador:
Prof. Dr. Newton Maruyama

São Paulo

2003

Poli, Fernando de Castro Rubio

Controle de Posição de um Veículo Submarino Não Tripulado. São Paulo, 2003.

68 p.

Trabalho de Formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1. Submersíveis não tripulados [Modelagem; Controle]. 2. Escalonamento de Ganhos 3. Gain Scheduling. I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600010632

TF-03
P759c
1363627

Agradecimentos

Agradeço a todos que tiveram participação direta ou indireta nestes passados cinco anos de faculdade, que refletiram o esforço de toda uma vida, e abriram as portas para o futuro que virá.

Agradeço ao orientador Prof. Newton Maruyama, pelos seus ensinamentos e discussões sobre o papel da faculdade no ensino dos seus alunos. Estendo estes agradecimentos ao doutorando Eric Conrado, que viabilizou este trabalho com suas publicações e ajudas.

Agradeço à minha família, à todos os irmãos, Felipe, Paulo e Pedro, que fizeram da casa um lugar sempre cheio de amigos.

Agradeço aos amigos de faculdade, que são muitos e certamente serão o legado da faculdade nos próximos anos.

Agradeço à nova família, Eduardo, Julianna, e Ana, que como irmãos e mãe, fizeram dos últimos anos os mais queridos.

E dedico este trabalho aos meus pais, Francisco e Dora Poli, que são e serão sempre os meus modelos de vida, em que todos devem se espelhar no carinho e cuidado com os filhos.

Resumo

Este estudo tem como objetivo a investigação de técnicas de controle para os veículos submarinos não tripulados. Para uma discussão completa, a modelagem destes veículos é realizada nos seus seis graus de liberdade, mostrando-se todas as características e propriedades de plantas deste tipo. É apresentado o equacionamento de controladores lineares, mais frequentemente implementados nos dias de hoje, e estudado em adição um controle não linear por Escalonamento de Ganhos.

As simulações, realizadas em computacional existente, mostram instabilidade dos controladores lineares para velocidades e acelerações relativamente altas, levando o sistema a oscilações e tempo de acomodação excessivos. A proposta de controle não-linear por Escalonamento de Ganhos adicionou ao sistema estabilidade global e desempenho muito superior, com sobresinal baixo e tempo de acomodação aceitável. Estes resultados, em conjunto com a implementação via software destes controles e facilidade de projeto, mostram que a nova proposta é uma alternativa viável entre os controladores de alta performance.

Abstract

This work presents the comparison and contrast of linear and non-linear control techniques for Unmanned Underwater Vehicles, UUV. In a complete approach, the vehicle is modeled on its six degrees of freedom, for a broad discussion of inherent characteristics and properties of these plants. The linear controllers, usually implemented nowadays, are presented, and the non-linear controllers using Gain Scheduling are offered as a new proposal for higher velocity requirements.

The computational simulations show that, for linear controllers, overshoot and settling time are excessive, bringing instability to this system. The Gain Scheduling proposal stabilized the plant, demonstrating lower overshoot and settling times. These results, as well as the implementation via software and ease of controller design, provide evidence to remark Gain Scheduling as a feasible and prominent control technique.

Sumário

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. MODELAGENS CINEMÁTICA E DINÂMICA	2
2.1 INTRODUÇÃO.....	2
2.2 CINEMÁTICA	3
2.3 DINÂMICA.....	6
2.4 ESFORÇOS HIDRODINÂMICOS	8
2.4.1 <i>Massa Adicionada</i>	9
2.4.2 <i>Amortecimento Hidrodinâmico</i>	11
2.4.3 <i>Forças de Restauração</i>	13
2.5 ESFORÇOS AMBIENTAIS.....	14
2.6 MODELAGEM DOS ATUADORES	15
2.7 CONCLUSÃO.....	19
3. CONTROLE DE VEÍCULOS SUBMARINOS	20
3.1 INTRODUÇÃO.....	20
3.2 SISTEMAS DE CONTROLE	21
3.3 ESTRUTURA PID	22
3.4 ESTRUTURA P-PI.....	25
3.5 ESCALONAMENTO DE GANHOS	26
3.5.1 <i>Análise de Estabilidade em Malha Fechada</i>	29
3.5.2 <i>Abordagem por Regimes de Operação</i>	30
3.6 ESCALONAMENTO DE GANHOS APLICADO À ROVS	32
3.6.1 <i>Chaveamento de Ganhos</i>	33
3.7 CONCLUSÃO.....	34
4. SIMULAÇÕES E RESULTADOS.....	36
4.1 INTRODUÇÃO.....	36
4.2 PROJETO DOS CONTROLADORES	37
4.3 SIMULAÇÕES E RESULTADOS	39
4.4 CONCLUSÃO.....	57
5. CONCLUSÃO	58
A. EQUAÇÕES DA CINÉTICA E DINÂMICA PARA VEÍCULOS SUBMARINOS.....	60
A.1 CINEMÁTICA	60
A.2 DINÂMICA	61
A.3 ESFORÇOS HIDRODINÂMICOS	63
A.4 MODELAGEM DE CORRENTEZAS MARÍTIMAS.....	64
A.5 DADOS DO VEÍCULO SUBMARINO	65
LISTA DE REFERÊNCIAS.....	67

Lista de Figuras

2.1	Sistemas de referência fixo e móvel.....	3
2.2	Modelagem do propulsor.....	16
3.1	Arquitetura de controle.....	20
3.2	Sistema de controle PID.....	22
3.3	Sistema de controle P-PI.....	26
3.4	Estrutura de um controlador por escalonamento de ganhos.	27
3.5	Diagrama do “ <i>operation regimes approach</i> ”.	31
4.1	Lugar das raízes para os controladores PID e P-PI.....	38
4.2	Posicionamento para controlador PID sem Gain Scheduling.....	42
4.3	Posicionamento para controlador PID com Gain Scheduling.....	43
4.4	Posicionamento para controlador P-PI sem Gain Scheduling.....	44
4.5	Posicionamento para controlador P-PI com Gain Scheduling.....	45
4.6	Comparação de posição para controles PID com Gain Scheduling.....	46
4.7	Comparação de velocidade para controles PID com Gain Scheduling.....	47
4.8	Comparação do sinal de controle para controles PID com Gain Scheduling.....	48
4.9	Comparação de ganhos para controles PID com Gain Scheduling.....	49
4.10	Comparação de posição para controles P-PI com Gain Scheduling.....	50
4.11	Comparação de velocidade para controles P-PI com Gain Scheduling.....	51
4.12	Comparação do sinal de controle para controles P-PI com Gain Scheduling.....	52
4.13	Comparação de ganhos para controles P-PI com Gain Scheduling.....	53
4.14	Comparação de posição entre controles PID e P-PI com escalonamento contínuo.....	54
4.15	Comparação de velocidade entre controles PID e P-PI com escalonamento contínuo.....	55
4.16	Comparação de sinal de controle entre controles PID e P-PI com escalonamento contínuo.....	56

Lista de Tabelas

2.1 Notação SNAME para veículos submarinos.....	2
--	----------

Lista de Símbolos

Utilizados no Sistema de Coordenadas Móvel

v	vetor de velocidade do veículo submarino
u	componente de velocidade na direção <i>surge</i> [m/s]
v	componente de velocidade na direção <i>sway</i> [m/s]
w	componente de velocidade na direção <i>heave</i> [m/s]
p	componente de velocidade na direção <i>roll</i> [rad/s]
q	componente de velocidade na direção <i>pitch</i> [rad/s]
r	componente de velocidade na direção <i>yaw</i> [rad/s]
τ	somatória dos eforços externos em relação ao veículo submarino, $\tau = [\tau_1^T, \tau_2^T]^T \in \mathbb{R}^6$
τ_1	somatória das forças externas em relação ao veículo submarino, $\tau_1 = [X, Y, Z]^T \in \mathbb{R}^3$ [N]
τ_2	somatória dos momentos externos em relação ao veículo submarino, $\tau_2 = [K, M, N]^T \in \mathbb{R}^3$ [Nm]
τ_{ctrl}	esforços de compensação determinados pelo controlador, $\tau_{ctrl} \in \mathbb{R}^6$
τ_{prop}	esforços dos propulsores, $\tau_{prop} \in \mathbb{R}^6$

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 na direção <i>surge</i> [m]
y	componente do vetor posição na direção <i>sway</i> [m]
z	componente do vetor posição na direção <i>heave</i> [m]
ϕ	componente do vetor posição na direção <i>roll</i> [rad/s]
θ	componente do vetor posição na direção <i>pitch</i> [rad/s]
ψ	componente do vetor posição na direção <i>yaw</i> [rad/s]

Utilizados na Modelagem dos Atuadores

L_a	indutância de armadura [H]
i_a	corrente de armadura [A]
u_a	tensão de armadura [V]
R_a	resistência de armadura [Ω]
K_M	constante de torque do motor [N/A]
n	rotação do eixo do motor [Hz]
Q	carregamento hidromagnético [Nm]
w	<i>wake fraction number</i>
T	Torque de propulsão [N]

Gerais

I_k	momento de inércia na direção k
I_{mn}	produto de inércia das direções m e n
m	massa do submarino
V	volume do submarino
g	aceleração da gravidade [m/s^2]
ρ	massa específica da água [kg/m^3]
A	área de seção transversal
W	peso gravitacional do veículo submarino no ar [N]
B	empuxo no veículo submarino [N]
I	matriz de inércia do submarino – momentos e produtos de inércia, $I \in \Re^{3 \times 3}$

Subscritos

RB	relativo a corpo rígido
G	relativo a distancia do centro de massa, em relação ao sistema móvel
B	relativo a distancia do centro de empuxo, em relação ao sistema móvel
A	relativo a massa adicionada
P	relativo a dissipação potencial
S	relativo ao atrito linear
W	relativo a <i>wave drift</i>

M relativo a dissipação por vórtices
ref referência
mf malha fechada
ctrl sinal de controle
FK Relativo aos esforços de Froude-Kriloff
c Relativo a corrente marítima

Capítulo 1

Introdução

Este estudo pretende investigar estratégias de controle para um veículo submarino não tripulado (do inglês *unmanned underwater vehicle*, UUV). O estudo do UUV ROV-CTPETRO envolve diversos pesquisadores do Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica, desde o ano de 2000. Alguns estudos realizados sobre este tema já foram publicados, e desta forma será utilizado como base uma tese já existente (de Souza, 2002), em que foram projetados alguns controladores lineares (resultados satisfatórios para baixas velocidades apenas), e um não linear *sliding mode* (difícil implementação e testes). Neste estudo provou-se que duas configurações de controle produziram os melhores resultados, que serão utilizadas como base para este texto. Em adição, será estudada uma nova proposta de controle, baseado em Escalonamento de Ganhos (*Gain Scheduling*), para a extensão dos controladores lineares em diversas faixas de operação de interesse do projeto. O sistema deve ser simulado em modelo computacional existente, e comparado aos resultados obtidos previamente.

O estudo se iniciará, no Capítulo 2, com a modelagem de veículos submarinos em geral, mostrando todos os desdobramentos e dificuldades das análises cinemática e dinâmica devido ao movimento não linear e acoplado dos vários graus de liberdade. Após a formulação das equações cinemáticas e dinâmicas que regem o problema, o Capítulo 3 detalhará as técnicas de controle mais utilizadas nestas aplicações, sendo estudado com maior ênfase a técnica de controle por Escalonamento de Ganhos. O Capítulo 4 mostra, então, o projeto final destes controladores, e diversas simulações são realizadas para comparação crítica dos resultados. O Capítulo 5 conclui o estudo reunindo os pontos e conclusões mais importantes do texto, sugerindo temas para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Modelagens Cinemática e Dinâmica

2.1 Introdução

As modelagens cinemática e dinâmica dos UUVs já estão amplamente difundidas na literatura, não sendo o foco deste documento. Serão descritos brevemente os passos para a obtenção das equações governantes, sendo que os seus detalhes podem ser encontrados em (Fossen, 1994; de Souza, 2002).

O estudo da cinemática e dinâmica dos UUVs deve abordar o movimento do corpo rígido nos seus seis graus de liberdade. As três primeiras coordenadas e suas derivadas correspondem à rotação e à translação nos eixos x , y e z , e as três outras coordenadas e suas derivadas correspondem à orientação e à velocidade de rotação do veículo, respectivamente. De acordo com a notação SNAME (Sociedade de Arquitetos Navais e Engenheiros Mecânicos), as componentes do movimento são convenientemente descritas por: *surge*, *sway*, *heave*, *roll*, *pitch*, *yaw*, como mostrados na tabela 2.1.

Tabela 2.1. Notação SNAME para veículos submarinos.

Grau de Liberdade		forças e momentos	velocidades linear e angular	posições e ângulos de Euler
1	movimento em x (<i>surge</i>)	X	u	x
2	movimento em y (<i>sway</i>)	Y	v	y
3	movimento em z (<i>heave</i>)	Z	w	z
4	rotação em x (<i>roll</i>)	K	p	ϕ
5	rotação em y (<i>pitch</i>)	M	q	θ
6	rotação em z (<i>yaw</i>)	N	r	ψ

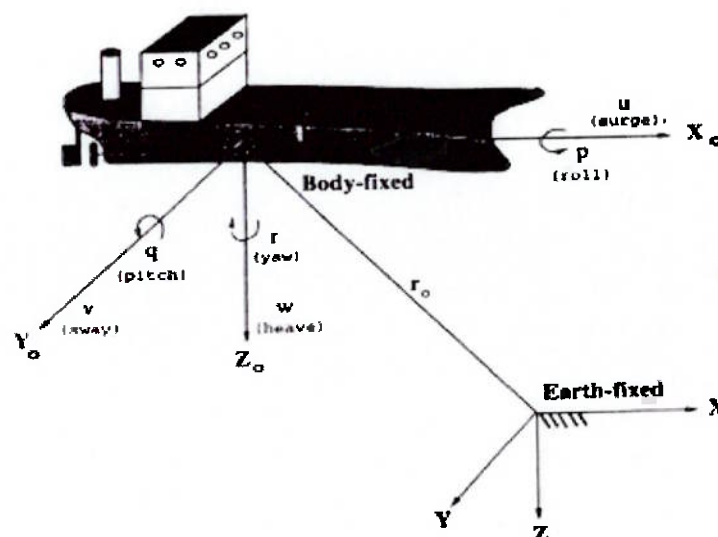


Figura 2.1: Sistemas de referência fixo e móvel.

2.2 Cinemática

Para se caracterizar o movimento de um corpo no espaço, é conveniente definir dois sistemas de referência, sendo um móvel e o outro fixo em relação à terra (Figura 2.1). O sistema móvel ($X_0Y_0Z_0$) é fixo no veículo, e o eixo fixo (XYZ), será considerado inercial, pelo movimento relativamente lento dos UUVs. Estas definições de sistema de coordenadas sugerem que se defina a posição e orientação do veículo em relação ao referencial inercial, enquanto as velocidades linear e angular sejam representadas no eixo de referência móvel.

De acordo com a tabela 2.1, define-se os vetores de posição η_1 e orientação η_2 como sendo:

$$\eta_1 = [x, y, z]^T \quad (2.1)$$

$$\eta_2 = [\phi, \theta, \psi]^T \quad (2.2)$$

sendo então a posição e orientação η em relação ao sistema inercial XYZ dado por:

$$\eta = [\eta_1^T, \eta_2^T]^T = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T \quad (2.3)$$

Definem-se ainda as velocidades linear e angular em relação ao referencial inercial:

$$\dot{\eta}_1 = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}]^T \quad (2.4)$$

$$\dot{\eta}_2 = [\dot{\phi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}]^T \quad (2.5)$$

$$\dot{\eta} = [\dot{\eta}_1^T, \dot{\eta}_2^T]^T = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\phi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}]^T \quad (2.6)$$

onde (2.4) e (2.5) são obtidos derivando-se as equações (2.1) e (2.2) no tempo, respectivamente.

Conforme já comentado, é interessante que se representem as velocidades linear e angular em relação ao sistema móvel. Define-se, então, os vetores velocidade linear v_1 e velocidade angular v_2 segundo:

$$v_1 = [u, v, w]^T \quad (2.7)$$

$$v_2 = [p, q, r]^T \quad (2.8)$$

Sendo o vetor de velocidades v obtido por:

$$v = [v_1^T, v_2^T]^T = [u, v, w, p, q, r]^T \quad (2.9)$$

Com base nas definições apresentadas, pode-se então relacionar as velocidades nos sistemas de coordenada móvel v com as velocidades representadas no sistema fixo $\dot{\eta}$, através de um operador não-linear, definido por:

$$\dot{\eta}_1 = J_1(\eta_2)v_1 \quad (2.10)$$

$$\dot{\eta}_2 = J_2(\eta_2)v_2 \quad (2.11)$$

onde (Fossen, 1994):

$$J_1(\eta_2) = \begin{bmatrix} c(\psi)c(\theta) & -s(\psi)c(\phi) + c(\psi)s(\theta)s(\phi) & s(\psi)s(\phi) + c(\psi)c(\phi)s(\theta) \\ s(\psi)c(\theta) & c(\psi)c(\phi) + s(\phi)s(\theta)s(\psi) & -c(\psi)s(\phi) + s(\theta)s(\psi)c(\phi) \\ -s(\theta) & c(\theta)s(\phi) & c(\theta)c(\phi) \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

$$J_2(\eta_2) = \begin{bmatrix} 1 & -s(\psi)t(\theta) & c(\phi)t(\theta) \\ 0 & c(\phi) & -s(\phi) \\ 0 & s(\phi)/c(\theta) & c(\phi)/c(\theta) \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

Temos, então:

$$\dot{\eta} = \begin{bmatrix} J_1(\eta_2) & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & J_2(\eta_2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{Bmatrix} \Leftrightarrow \dot{\eta} = J(\eta)v \quad (2.14)$$

Note que a notação da SNAME faz uso dos ângulos de Euler para a orientação em relação ao eixo inercial. Esta definição possui a vantagem de que o significado físico das variáveis é intuitivo, porém pode trazer alguns problemas devido à descontinuidade das equações. Para os intervalos:

$$-90^\circ < \theta < 90^\circ \quad (2.15)$$

$$-180^\circ < \phi, \psi < 180^\circ \quad (2.16)$$

a matriz de transformação J_2 (Eq. 2.13) será indefinida. Em casos de veículos submarinos, ou até mesmos aeroplanos que operam próximos a estas regiões, as equações de Euler devem ser descritas por dois ângulos de Euler com diferentes singularidades, ou usa-se a representação por quaternions (Fossen, 1994). Porém, será assumido que o ROV estudado não irá trabalhar próximo a essa faixa de operação, e portanto a utilização de ângulos Euler pode ser mantida.

Deve-se notar, também, que a integração direta do vetor $\mathbf{v}_2$ não possui significado físico, pelo fato deste vetor não estar referenciado a um sistema inercial. Para contornar este problema, foi definido o vetor η_2 , que é representado por coordenadas generalizadas apropriadas (ϕ, θ, ψ) .

2.3 Dinâmica

Para a caracterização da dinâmica de um corpo rígido, pode-se utilizar duas abordagens (Fossen, 1994): a Newtoniana (formulação de Newton-Euler, a partir do primeiro e segundo axiomas de Euler), e a Lagrangeana (método de energia). A primeira abordagem é de maior simplicidade matemática, enquanto a segunda é uma ferramenta poderosa quando se têm muitos graus de liberdade.

Por questão de simplicidade, e para que se desenvolva um conhecimento maior sobre a dinâmica dos veículos submarinos, será utilizada a abordagem de Newton, utilizando-se das seguintes relações:

$$\dot{\mathbf{p}}_c = \mathbf{f}_c; \quad \mathbf{p}_c = m\mathbf{v}_c \quad (2.17)$$

$$\dot{\mathbf{h}}_c = \mathbf{m}_c; \quad \mathbf{h}_c = \mathbf{I}_c\boldsymbol{\omega} \quad (2.18)$$

onde $\mathbf{p}_c$ e $\mathbf{h}_c$ são os momentos lineares e angulares, $\mathbf{f}_c$ e $\mathbf{m}_c$ as forças e momentos em relação ao centro de massa, m a massa do corpo, $\boldsymbol{\omega}$ o vetor velocidade angular e $\mathbf{I}_c$ o tensor de inércia referenciado no centro da gravidade.

No estudo da dinâmica do veículo nos seus seis graus de liberdade, porém, é necessário que se definam equações gerais de movimento, independentemente do ponto escolhido para análise. Em adição, é conveniente que se escrevam estas expressões em relação a um sistema de coordenadas fixo no corpo rígido, para que a

ação dos agentes externos e a inércia do veículo possam ser consideradas constantes (de Souza, 2002). Logo, as expressões da dinâmica para um corpo rígido, definidas em relação ao sistema de referência móvel podem ser escritas como (Yuh, 1990; Fossen, 1994; Indivieri, 1998):

$$m[\dot{v}_1 + v_2 \times v_1 + \dot{v}_2 \times r_G + v_2 \times (v_2 \times r_G)] = \tau_1 \quad (2.19)$$

para translação, e:

$$\frac{d}{dt}(I_0 v_2) + m r_G \times (\dot{v}_1 + v_2 \times v_1) = \tau_2 \quad (2.20)$$

para rotação. Nas expressões acima, o operador $\times$ representa o produto vetorial, o vetor r_G representa o raio vetor da referência ao centro de massa, o vetor τ_1 os esforços externos, $I_0 \in R^3$ é a matriz de inércia em relação ao ponto no referencial móvel, e τ_2 o vetor dos momentos externos.

A partir destas definições, pode-se manipular as equações do movimento do corpo rígido para que esta assuma a seguinte forma (ver Anexo A para a formalização desta parametrização):

$$M_{RB} \dot{v} + C_{RB}(v)v = \tau \quad (2.21)$$

onde M_{RB} é a chamada matriz de massa de corpo rígido, C_{RB} a matriz centrípeta e de Coriolis, e τ a matriz dos esforços externos.

Note que a equação (2.21) é não-linear devido ao termo da matriz $C_{RB}(v)$. Por esta não-linearidade, conclui-se que esta matriz pode ser parametrizada de diversas maneiras, sendo que se prova a existência de uma representação na forma de matriz “skew simétrica” (Fossen, 1994), ou seja:

$$C_{RB}(\nu) = -C_{RB}^T(\nu) \quad \forall \quad \nu \in R^6 \quad (2.22)$$

o que diminui o custo computacional na implementação.

A matriz de massa M_{RB} é sempre única, positiva-definida, simétrica e invariante no tempo (Fossen, 1994), fatos que derivam de seu significado físico. A atenção maior, no entanto, deve ser dada ao vetor de esforços τ . Esse vetor irá caracterizar o movimento como o de um submarino, pois deverá ser decomposto em esforços de controle e forças e momentos hidrodinâmicos.

2.4 Esforços Hidrodinâmicos

A modelagem dos esforços hidrodinâmicos é comumente dividida em duas partes, consideradas independentes, e que podem ser superpostas linearmente (Fossen, 1994; de Souza, 2002; Faltisen, 1990). As duas componentes consideradas são:

1. Esforços por radiação induzida, que serão estudados adiante;
2. Esforços de Froude-Kriloff e de Difração, que por resultarem de esforços ambientais serão tratados separadamente, na seção 2.5 (“Esforços Ambientais”).

Os esforços por radiação induzida são considerados quando o corpo é forçado a oscilar com a excitação da onda e não se têm ondas incidentes. Pode-se dividir o fenômeno na soma de três componentes:

1. Massa adicionada devido à inércia do líquido;
2. Amortecimento hidrodinâmico;
3. Resultante de restauração (peso e empuxo).

A contribuição de cada componente pode ser descrita matematicamente como (Fossen, 1994):

$$\tau_R = -M_A \dot{v} - C_A(v)v - D_p(v)v - g(\eta) \quad (2.23)$$

onde a parcela $(-M_A \dot{v} - C_A(v)v)$ corresponde à massa adicionada, o termo $(-D_p(v)v)$ ao amortecimento hidrodinâmico, e $(-g(\eta))$ às força de restauração.

Observações importantes podem ser feitas a partir da equação (2.23). Note que a massa adicionada produz o equivalente a um corpo rígido de tamanho infinito, que terá seu efeito somado ao movimento do veículo. Isto propõe que uma abordagem por “coeficientes de influência” pode ser adotada, como será visto mais adiante. Outro ponto importante é que o termo “amortecimento hidrodinâmico” representa todas as dissipações de energia do sistema, o que sugere uma matriz positiva-definida e de complexidade alta. Por fim, deve-se notar que a força de restauração $g(\eta)$ depende da profundidade de operação, ou seja, da posição em relação ao referencial fixo (η). Como este fato pode trazer desvantagem em custo computacional, muitas vezes considera-se em simulações o veículo em equilíbrio de forças restaurativas.

2.4.1 Massa Adicionada

As componentes de massa adicionada (matriz de massa adicionada e matriz de forças centrípeta e de Coriolis) representam a indução do movimento do fluido pelo veículo, em fase com o mesmo. Note que **todo** o fluido será movimentado, e não apenas uma parcela local (Fossen, 1994). Este fato não acrescenta complexidade excessiva, pois as amplitudes devem ser grandes apenas nas proximidades do veículo, mas o fato não pode ser negligenciado, pois ao se levantar os coeficientes desta matriz experimentalmente, por exemplo, as dimensões do tanque de prova podem ter influência no resultado final.

Pode-se também entender a massa adicionada (virtual) como sendo o resultado de esforços induzidos por pressão devido ao movimento harmônico forçado do corpo (Fossen, 1994). Desta forma, as forças e momentos resultantes da massa adicionada serão defasados de 180 graus do movimento harmônico.

Para determinação dos parâmetros da matriz de massa, será assumido que os coeficientes da matriz são constantes, sendo então independentes da frequência circular da onda. Será utilizada a energia cinética do fluido para se derivar os termos de massa adicionada, considerando que a passagem do veículo irá induzir movimento em fluido inicialmente em repouso (Fossen, 1994). Esta expressão pode ser escrita como sendo (Lamb, 1932):

$$T_A = \frac{1}{2} \mathbf{v}^T \mathbf{M}_A \mathbf{v} \quad (2.24)$$

onde $\mathbf{M}_A$ é definido por:

$$M_{A_{ij}} = \frac{\partial \tau(i)}{\partial \dot{v}(j)}, \quad (i, j = 1, \dots, n_{GL}) \quad (2.25)$$

Para detalhes sobre a notação SNAME para estes componentes, e para visualização da matriz, veja o Anexo A.

Conforme dito anteriormente, foi utilizada uma abordagem do tipo “coeficientes de influência” para a parametrização, por se tratar de um movimento similar ao de um corpo rígido. Esta similaridade também pode ser usada para se entender que a matriz $\mathbf{M}_A$ é sempre positiva-definida, sendo a prova matemática encontrada em (Newman, 1977). Além disso, para o caso de fluido ideal e baixas velocidades, uma parametrização simétrica pode ser uma boa aproximação para UUVs (Fossen, 1994).

Para determinação dos parâmetros da matriz de força centrípeta e de Coriolis $\mathbf{C}_A(\mathbf{v})$, são utilizadas as equações de Kirchoff, que relacionam a energia do fluido às forças e momentos que agem sobre o veículo. Temos, então, uma equação da forma (Fossen, 1994):

$$M_A \dot{v} + C_A(v)v = \tau_A \quad (2.26)$$

Note que a equação (2.26) é similar a equação (2.21), sendo não-linear e possuindo termos acoplados no termo de velocidade. Pode-se, então, parametrizar a matriz $C_A(v)$ de diversas maneiras, sendo conveniente representá-la na forma de uma matriz “skew simétrica” (Fossen, 1994), ou seja:

$$C_A(v) = -C_A^T(v) \quad \forall \quad v \in R^6 \quad (2.27)$$

o que diminui o custo computacional no cálculo da matriz.

2.4.2 Amortecimento Hidrodinâmico

O amortecimento hidrodinâmico $D(v)$ pode ser dividido em quatro componentes, segundo:

$$D(v) = D_p(v) + D_s(v) + D_w(v) + D_M(v) \quad (2.28)$$

onde:

$D_p(v)$: Amortecimento potencial por radiação induzida (*radiation-induced potential damping*) devido à oscilação do veículo;

$D_s(v)$: Atrito linear de superfície devido ao escoamento laminar e atrito quadrático de superfície devido ao escoamento turbulento;

$D_w(v)$: Amortecimento por “*wave drift*”;

$D_M(v)$: Dissipação devido à formação de vórtices (equação de Morison).

Apesar da grande quantidade de termos da equação (2.28), algumas considerações devem ser feitas sobre cada componente. A parcela de amortecimento potencial pode ser desprezada para veículos submarinos, por ser muito menor do que termos como o de atrito (Fossen, 1994). As parcelas de dissipação por atrito e por “wave drift” podem ser simuladas aproximando-as por uma função do tipo:

$$D_s(v) + D_w(v) = D_1 v + D_2(v)|v|v \quad (2.29)$$

onde as matrizes D_1 e $D_2(v)$ são levantadas experimentalmente.

A parcela de dissipação por formação de vórtices é a de maior importância para o cálculo da matriz de amortecimento hidrodinâmico. Em geral, a força produzida na dissipação tem a forma (Fossen, 1994):

$$f(U) = -\frac{1}{2} \rho C_D(Rn) A |U| U \quad (2.30)$$

onde U é a velocidade do veículo, A a área projetada no sentido do movimento, $C_D(Rn)$ o coeficiente de arrasto e ρ a densidade da água.

Note que a expressão (2.30) é a representação de um dos termos da equação de Morison (Fossen, 1994; Faltisen, 1990). O coeficiente de arrasto depende do número de Reynolds (referido ao comprimento característico do veículo), e da rugosidade média, sendo a sua curva determinada experimentalmente.

Expandindo a equação (2.30) nos seis graus de liberdade, temos (Fossen, 1994):

$$D_M(v)v = \begin{bmatrix} |v|^T D_1 v \\ |v|^T D_2 v \\ |v|^T D_3 v \\ |v|^T D_4 v \\ |v|^T D_5 v \\ |v|^T D_6 v \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

onde D_i ($i=1,\dots,6$) são matrizes 6×6 que dependem de ρ , C_D e A . Note que C_D e A terão valores distintos para cada matriz D_i .

2.4.3 Forças de Restauração

As forças de restauração compreendem o peso e o empuxo. Na seção 2.4, equação (2.23), foi comentado que as forças de restauração $g(\eta)$ são referenciadas em coordenadas do sistema inercial, sendo necessário então a sua transformação para coordenadas do sistema móvel. Para esta mudança de coordenadas, usa-se o transformador não-linear J_1 , equação (2.12).

Sendo a massa do veículo m , a aceleração da gravidade g , e o volume do líquido deslocado pelo veículo ∇ , e utilizando a notação SNAME, temos que o peso do corpo será dado por $W = mg$, e o empuxo por $B = \rho g \nabla$. Temos, então:

$$f_G(\eta_2) = J_1^{-1}(\eta_2) \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ W \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

$$f_B(\eta_2) = -J_1^{-1}(\eta_2) \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

onde $f_G(\eta_2)$ e $f_B(\eta_2)$ são as forças gravitacional e empuxo, respectivamente, descritas no sistema móvel.

As forças de restauração, portanto, podem ser escritas como (Fossen, 1994):

$$g(\eta) = - \begin{bmatrix} f_G(\eta) + f_B(\eta) \\ r_G \times f_G(\eta) + r_B \times f_B(\eta) \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

onde r_G é o raio vetor do centro de massa e r_B o raio vetor do centro de pressão, ambos em relação à origem do sistema móvel.

Alguns projetos de veículos consideram iguais os valores absolutos do peso e empuxo, condição esta que permite maior economia de energia. Porém, por motivos de segurança, a maioria dos veículos submarinos é projetada para que o empuxo seja maior do que o peso, para que em caso de falha dos propulsores, o veículo possa retornar à superfície (de Souza, 2002).

2.5 Esforços Ambientais

Os esforços ambientais podem ser considerados como a superposição dos efeitos da ação de ondas, vento e correntes marítimas (Fossen, 1994). Os distúrbios provenientes do vento e das ondas têm efeito importante para veículos que operam semi-submersíveis, ou em baixas profundidades. Para o caso de submarinos operando a médias e altas profundidades, este efeito é dissipado pela coluna d'água (de Souza, 2002). A ação das correntes marítimas, porém, constitui componente significativo, e deve ser considerado. Basicamente, o efeito deste fenômeno é o resultado de três fatores distintos: o vento, que gera correnteza na região mais próxima à superfície; as trocas de calor por convecção entre as camadas, lâminas d'água, do ambiente marinho e na superfície de contato ar-água; e os esforços provindos do satélite da Terra (de Souza, 2002). Para maiores detalhes, ou para a descrição completa das componentes de correnteza, veja (Fossen, 1994).

A caracterização da corrente marítima é realizada segundo a especificação de sua velocidade $\dot{\eta}_c$ em relação ao referencial inercial. Desta forma, deve-se obter suas coordenadas no sistema móvel, para que o seu efeito seja considerado. Por fim, deve-se notar que a perturbação causada pela velocidade da correnteza marítima pode ser entendida como uma perturbação de baixa frequência (de Souza, 2002). Este fato trará simplificações para a formulação do seu efeito, ver Anexo A.

2.6 Modelagem dos Atuadores

Os tipos de atuadores mais utilizados para o controle de veículos submarinos não tripulados são os propulsores, superfícies de controle, e mecanismos de deslocamento de massa (de Souza, 2002). No entanto, o ROV em questão utilizará apenas propulsores, que serão modelados a seguir.

A maioria dos sistemas de propulsão é composta de um pequeno motor de corrente contínua, projetado para as condições de operação em profundidade (Fossen, 1994). A sua dinâmica pode ser descrita por:

$$L_a \frac{di_a}{dt} = -R_a i_a - 2\pi K_M n + u_a \quad (2.35)$$

$$2\pi J_M \frac{dn}{dt} = K_M i_a - Q(n, V_a) \quad (2.36)$$

onde L_a é a indutância da armadura, i_a a corrente elétrica de entrada, R_a a resistência de armadura, u_a a tensão de entrada, K_M a constante de torque, J_M o momento polar de inércia do eixo e hélice, n rotação do motor e $Q(n, V_a)$ o carregamento hidrodinâmico, a ser definido.

O funcionamento dos propulsores possui algumas não-linearidades, como saturação, fricção estática de Coulomb, “dead-zones” e histereses. Estas dinâmicas estarão

presentes na simulação numérica, porém em geral não são modeladas e seu efeito deve ser compensado no projeto do controlador. Aplicando a transformada de Laplace para as equações (2.35) e (2.36), e rearranjando os termos, tem-se:

$$n(s) = h_{u_a}(s)u_a(s) - h_Q(s)Q(s) \quad (2.37)$$

onde s é a variável de Laplace e:

$$h_{u_a}(s) = \frac{K_1}{(1+T_1s)(1+T_2s)} \quad (2.38)$$

$$h_Q(s) = \frac{K_2(1+T_3s)}{(1+T_1s)(1+T_2s)} \quad (2.39)$$

onde K_1 e K_2 são dois ganhos, e T_i três constantes de tempo. Todos estes termos são dependentes das variáveis da equações (2.35) e (2.36).

Nota-se que as duas funções de transferências, equações (2.38) e (2.39) têm os mesmos pólos no plano complexo. Nota-se também que este modelo considera a tensão de entrada como referência, o carregamento hidrodinâmico como distúrbio, e a rotação do eixo como saída (veja figura 2.2). Devemos, então, relacionar a rotação do eixo com o esforço produzido no veículo, e determinar uma expressão para o carregamento hidrodinâmico, a ser realimentado na malha.

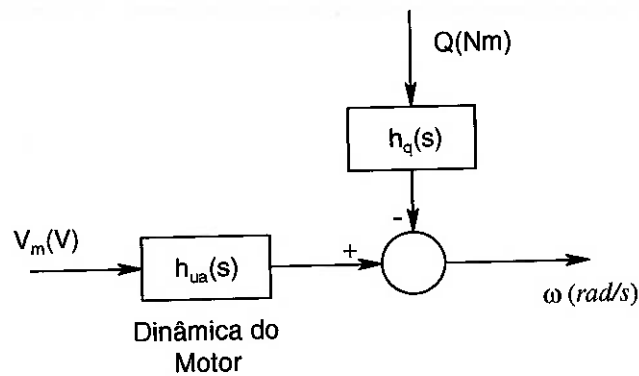


Figura 2.2: Modelagem do propulsor

Fossen (1994) modela o torque nas pás com uma expressão do tipo:

$$Q(n, V_a) = Q_{|n|n} |n|n + Q_{|n|V_a} |n|V_a \quad (2.40)$$

onde $Q_{|n|n} |n|n > 0$ e $Q_{|n|V_a} |n|V_a < 0$ são coeficientes (dependentes de fatores como diâmetro do hélice, formato do duto, densidade da água, etc.), n a rotação do eixo, e V_a a velocidade do fluido ao passar pelo hélice.

Apesar de a equação (2.40) ser uma aproximação de primeira ordem, resultados práticos mostraram que os coeficientes apresentados podem ser considerados constantes (Fossen, 1994). Além disso, mostra-se que V_a pode ser aproximado por:

$$V_a = (1 - w)V \quad (2.41)$$

onde w é um coeficiente empírico, variando tipicamente de (0.1 a 0.4).

Podemos escrever a força nos propulsores por uma equação semelhante à (2.40), como:

$$T(n, V_a) = T_{|n|n} |n|n + T_{|n|V_a} |n|V_a \quad (2.42)$$

onde as considerações sobre os termos são similares às da equação (2.39).

Ao expandirmos a equação (2.42) para os seis graus de liberdade, deve-se definir uma expressão para a influência de cada propulsor no movimento do veículo submarino. Esta expressão pode ser determinada como (Fossen, 1994):

$$\tau = B_1 u - B_2(u) v \quad (2.43)$$

onde $\mathbf{B}_1$ e $\mathbf{B}_2(\mathbf{u})$ são matrizes de dimensões apropriadas, e $\mathbf{u}$ é uma nova variável de controle, definida por:

$$u_i = |n_i|n_i \quad i = 1, \dots, p \quad (2.44)$$

onde p é o número de propulsores do submarino.

A prática mostra que um modelo bilinear pode ser aproximado por um modelo afim (*affine model*), ou seja, um modelo linear em relação à entrada (Fossen, 1994). Desta forma, podemos aproximar a equação (2.43) por:

$$\tau = \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (2.45)$$

Nesta equação, a matriz $\mathbf{B}$ deve ser entendida como uma matriz que depende da localização dos propulsores no veículo e da composição dinâmica aproximada de cada atuador. A matriz pode ser dada por (de Souza, 2002):

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_1(J_0) & b_2(J_0) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_3(J_0) & b_4(J_0) & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & b_5(J_0) & b_6(J_0) \\ 0 & 0 & -b_3(J_0)b & b_4(J_0)b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -b_5(J_0)c & b_6(J_0)c \\ b_1(J_0)a & -b_2(J_0)a & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

sendo a , b , e c correspondem aos “braços” de momento de propulsão, dos três graus de liberdade.

Fossen (1994) mostra que para veículos submarinos existe uma matriz $\mathbf{B}$ tal que a distribuição dos propulsores seja ótima, minimizando a energia de controle. Esta matriz é dada por (Fossen, 1994; Asada e Slotine, 1986):

$$\mathbf{B}_w^* = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{B}^T (\mathbf{B} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{B}^T)^{-1} \quad (2.47)$$

onde W é uma matriz positiva-definida, usualmente diagonal, de pesos da distribuição dos propulsores.

2.7 Conclusão

O capítulo 2 apresentou as definições necessárias para o entendimento da dinâmica de um veículo submarino não-tripulado. Foi visto que as equações governantes compreendem a descrição do sistema nos seus seis graus de liberdade, sendo estas não-lineares, acopladas e algumas matrizes possuindo variação paramétrica. Além disso, foi mostrado que o vetor de esforços caracteriza o movimento como o de um submarino, possuindo as componentes resultantes de esforços ambientais. Deve-se notar que a sua modelagem é fundamental para que o controlador não tenha que compensar diversas dinâmicas não-modeladas, e para que os resultados de simulações computacionais estejam próximos da realidade.

Capítulo 3

Controle de veículos submarinos

3.1 Introdução

O sistema de controle empregado em veículos submarinos e, de maneira mais abrangente, nos sistemas móveis, como aviões, navios e robôs, segue uma composição de blocos funcionais estruturados em camadas ou níveis que são organizados hierarquicamente no que se denomina *arquitetura de controle* (de Souza, 2002). Esta abordagem está organizada de forma que o sinal de referência é gerado a partir de um algoritmo em alto nível, que será traduzido em funções de menor hierarquia à medida que a malha é percorrida. Deve-se implementar então um sistema de controle, para que os atuadores (sinal de menor nível) façam com que o submarino possa seguir a trajetória desejada.

Esta organização pode ser convenientemente descrita por um diagrama de blocos, como mostrado na Fig. 3.1:

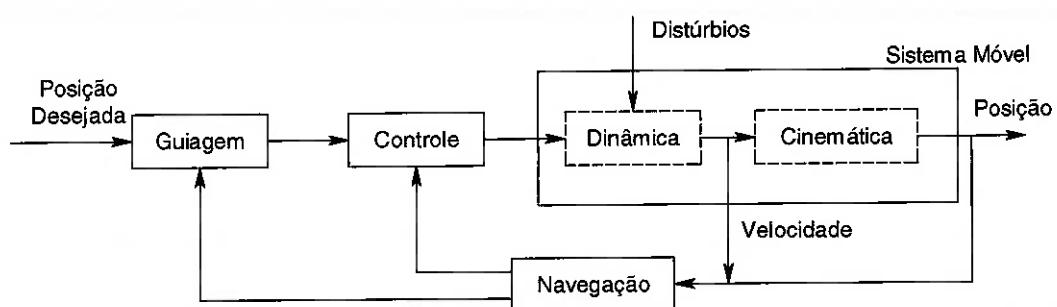


Figura 3.1: Arquitetura de controle.

De acordo com a figura 3.1, vemos que os subsistemas que caracterizam esta divisão hierárquica são (Lin, 1991; de Souza, 2002):

- Navegação: envolve os sistemas de sensoriamento e processamento dos sinais necessários para a estimação do estado atual do veículo, ou seja, sua posição, velocidade e aceleração.
- Guiagem: traduz o sinal do subsistema de Navegação em sinal de entrada para o sistema de Controle. Neste subsistema se encontra a tarefa a ser realizada, como um posicionamento dinâmico, por exemplo.
- Controle: garante que o sinal de referência enviado pelo sistema de Guiagem seja acompanhado. Além disso, deve garantir estabilidade e acompanhamento adequado na presença de distúrbios, variações paramétricas da planta e em relação aos erros de medida da dinâmica do sistema.

3.2 Sistemas de Controle

A maioria dos veículos submarinos do tipo ROV usa sistemas de controle lineares do tipo PID (Fossen, 1994). Este tipo de controlador tem como vantagens básicas a facilidade de implementação e sintonia dos parâmetros (de Souza, 2002).

Em (de Souza, 2002), foram projetados quatro controladores PID de diferentes configurações (PI, P-PI, P-PI com *feedforward* e PID), para uma análise comparativa de performance. Naquela teste, provou-se que os controladores de configuração PID e P-PI obtiveram os melhores resultados no geral, e foi mostrado que todas as configurações são suficientes apenas para regiões de baixas velocidades.

Para se contornar esta limitação na operação, será estudada neste texto a técnica de controle por Escalonamento de Ganhos (*Gain Scheduling*) para os controles lineares. Esta técnica permite o “chaveamento” dos ganhos do controlador de acordo com a região de operação, utilizando-se de leis de controle previamente definidas. O estudo detalhado das leis de chaveamento é de fundamental importância no projeto eficiente

de um controlador, sendo que será proposto um método de projeto para determinação das regiões de escalonamento, a ser visto adiante.

3.3 Estrutura PID

A estrutura utilizada no projeto do sistema de controle PID está apresentada na Figura 3.2, sendo uma derivação do controle do veículo EAVE-EAST, da Universidade de Hampshire (ver Fossen, 1994 pp.107).

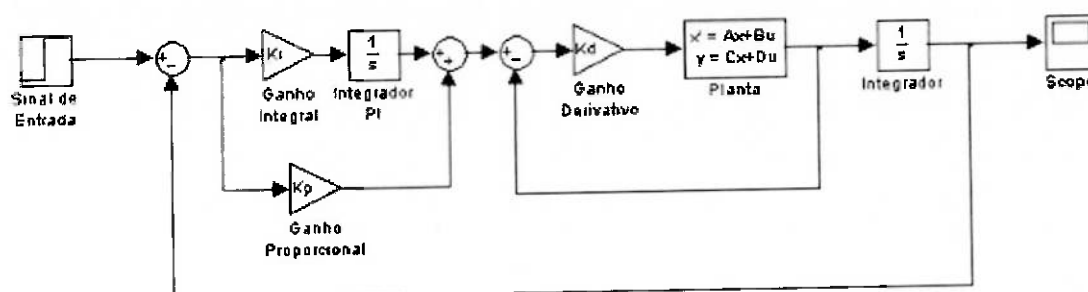


Figura 3.2 Sistema de controle PID

Para que se determine a função de transferência à malha fechada do sistema, é necessário uma aproximação linear da planta, realizado ao redor do ponto de operação desejado. Esta aproximação será realizada considerando-se as forças de restauração $g(\eta)$ nulas (sem perda de generalidade, ver Fossen, 1994), desprezando-se os termos acoplados das matrizes, e aproximando-se a função de transferência resultante de cada grau de liberdade usando séries de Taylor de primeira ordem. Para exemplificar, podemos utilizar a equação do movimento longitudinal *surge* (u), dada por:

$$\dot{u} = \frac{X_u}{(m - X_{\dot{u}})} u + \frac{X_{u|u|}}{(m - X_{\dot{u}})} u|u| + \frac{1}{(m - X_{\dot{u}})} \tau \quad (3.1)$$

onde τ é a resultante dos esforços externos.

Linearizando a expressão acima em torno de um ponto u^* , temos:

$$\dot{u}_\delta = au_\delta + b\tau \quad (3.2)$$

onde:

$$a = \frac{X_u + 2u^* \operatorname{sgn}(u^*) X_{u|u|}}{(m - X_u)} \quad (3.3)$$

$$b = \frac{1}{(m - X_u)} \quad (3.4)$$

Note que ao linearizar o sistema, há mudança da variável u para a sua variação u_δ , que incorpora o termo constante. A função de transferência linearizada da planta para este grau de liberdade será, então:

$$G(s) = \frac{b}{s + a} \quad (3.5)$$

onde s é a variável de Laplace.

Utilizando a equação (3.5), e retomando o diagrama de blocos (Figura 3.2), temos que a função de transferência à malha fechada do sistema linear será dada por:

$$G_{mf}(s) = \frac{\eta}{\eta_{ref}} = \frac{bk_D(k_P s + k_I)}{s^3 + (a + bk_D)s^2 + bk_P k_D s + bk_I k_D} \quad (3.6)$$

Note que esta função de transferência possui três pólos no plano s , e em adição temos liberdade para a alocação de todos. Estes fatos sugerem que pode ser utilizado uma aproximação deste sistema por um de segunda ordem (maior familiaridade com o controle clássico), utilizando dois pólos dominantes e um terceiro com resposta rápida (pouca influência na resposta do sistema). Desta forma, o projeto pode ser

realizado especificando variáveis com significado físico, como o coeficiente de amortecimento (ζ) e a frequência natural do sistema (ω_n).

Alocando os pólos (p_1 , p_2 e p_3) da equação (3.6) segundo:

$$p_1 = -\zeta\omega_n - \zeta\omega_d j \quad (3.7)$$

$$p_2 = -\zeta\omega_n + \zeta\omega_d j \quad (3.8)$$

$$p_3 = -\alpha_{polo}\zeta\omega_n \quad (3.9)$$

onde $\omega_d = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2}$ é a frequência amortecida do sistema, j a base complexa e α_{polo} um número positivo (tipicamente com valores de 5 a 10), temos:

$$k_D = (\alpha_{polo}\zeta\omega_n + 2\zeta\omega_n - a) / b \quad (3.10)$$

$$k_P = (2\alpha_{polo}(\zeta\omega_n)^2 + \omega_n^2) / (bk_D) \quad (3.11)$$

$$k_I = (\alpha_{polo}\zeta\omega_n^3) / (bk_D) \quad (3.12)$$

Note que a varia com o ponto utilizado na linearização, e que ζ e ω_n são variáveis dependentes dos requisitos de performance.

A lei de controle fica, considerando os seis graus de liberdade, determinada por (ver Figura 3.2):

$$\tau_{ctrl}(s) = K_D \left[J(\eta)^{-1} \frac{K_P s + K_I}{s} (\eta_{ref} - \eta) - v \right] \quad (3.13)$$

onde K_P , K_I e K_D são matrizes diagonais de dimensão 6×6 , composta dos ganhos de cada grau de liberdade.

Observe que a equação (3.12) faz uso do operador $\mathbf{J}(\boldsymbol{\eta})$. Retornando ao diagrama de blocos do sistema, Figura (3.2), vê-se que a realimentação de velocidade é referenciada em coordenadas do sistema móvel, enquanto a entrada do sistema $\boldsymbol{\eta}_{ref}$ e a saída $\boldsymbol{\eta}$ são definidas segundo o sistema inercial.

3.4 Estrutura P-PI

A estrutura P-PI é composta de um controle PI na malha interna (velocidade) e um ganho na malha de posição. Esta configuração é utilizada no ROV Tatuí do COPPE-UFRJ, mostrada na Figura 3.3:

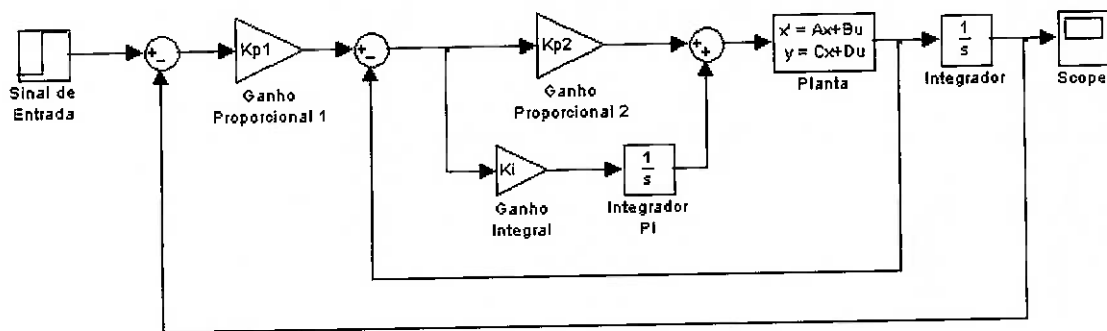


Figura 3.3: Sistema de controle P-PI

Utilizando a linearização da planta (Equação 3.5), a função de transferência à malha fechada deste controlador será descrita por:

$$\frac{\eta}{\eta_{ref}} = \frac{bKp_1Kp_2s + K_iKp_1b}{s^3 + (a + bKp_2)s^2 + (bK_i + bKp_1Kp_2)s + K_iKp_1b} \quad (3.14)$$

De forma semelhante ao PID, podemos alocar os pólos para atender a requisitos de performance (amortecimento e frequência natural), aproximando este sistema por um de segunda ordem. De acordo com as equações (3.7) a (3.9), e alocando estes pólos de acordo com o denominador da equação (3.14), temos:

$$Kp_2 = \frac{(C_1 - a)}{b} \quad (3.15)$$

$$K_i = \frac{C_3}{Kp_1 b} \quad (3.16)$$

$$(C_1 - a)Kp_1^2 - C_2 Kp_1 + C_3 = 0 \quad (3.17)$$

Onde:

$$C_1 = 2\zeta\omega_n + c\zeta\omega_n \quad (3.18)$$

$$C_2 = \omega_n^2 + 2c\zeta^2\omega_n^2 \quad (3.19)$$

$$C_3 = c\zeta\omega_n^3 \quad (3.20)$$

sendo ζ e ω_n o amortecimento e a frequência natural, respectivamente, e c uma constante para alocação do pólo rápido.

Observe que a equação (3.17) é de segundo grau, e pode possuir raízes complexas conjugadas. Pode-se provar, no entanto, que para c suficientemente grande, o polinômio possuirá duas raízes reais e positivas, sendo ambas válidas. Por decisão de projeto, optou-se pela raiz maior em Kp_1 , obtendo-se K_i menor.

3.5 Escalonamento de Ganhos

Tradicionalmente, a técnica de controle de sistemas utilizando Escalonamento de Ganhos (*gain scheduling*) tem sido talvez a abordagem mais sistemática no controle de sistemas altamente não lineares (Johansen e Murray-Smith, 2000). Mesmo com a introdução de poderosos métodos de controle não-linear como controle preditivo (*predictive control*) e *feedback linearization*, o escalonamento de ganhos continua sendo uma estratégia interessante devido à simplicidade de projeto e baixo custo computacional.

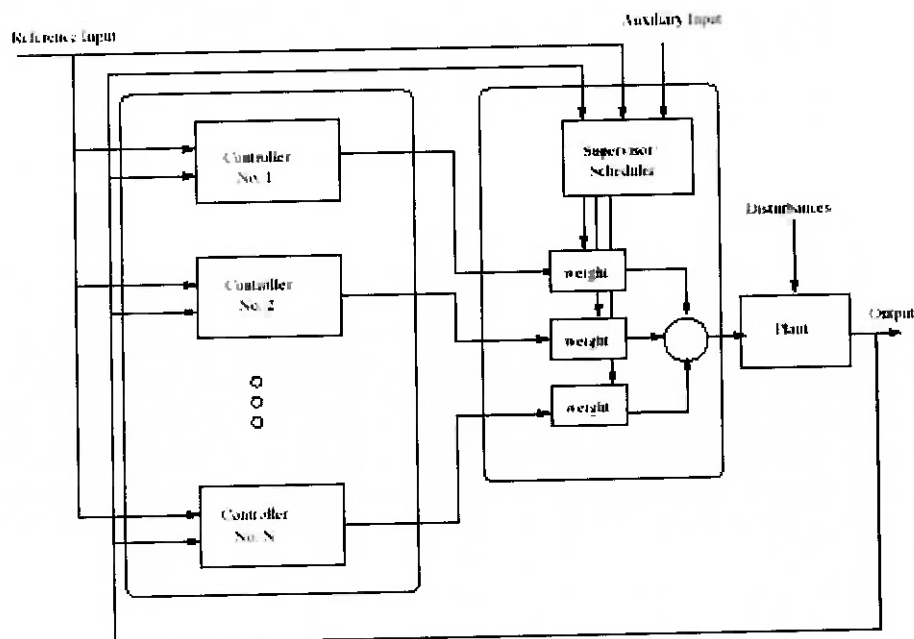


Figura 3.4: Estrutura de um controlador por escalonamento de ganhos.

Um sistema deste tipo consiste basicamente em dois componentes (Figura 3.4): uma família de controladores independentes, projetados para cada região de operação; e um supervisor, que a cada instante modifica os valores dos ganhos do controlador. Note que além da referência e do estado atual da planta, o supervisor pode se utilizar de entradas auxiliares, como estimativas de ruído, condições do tempo, temperatura da água, etc. Podem ser utilizados também “pesos” para determinação da influência dos controladores projetados para cada região de operação.

Para a determinação dos parâmetros dos controladores, é usual que se utilizem modelos linearizados da planta. Desta forma, métodos comuns de projeto como alocação de pólos por lugar das raízes ou domínio da frequência podem ser utilizados (Johansen e Murray-Smith, 2000). Note que a abordagem por escalonamento de ganhos por si não traz restrições quanto à escolha dos métodos utilizados no projeto, mas pode-se verificar que a estabilidade e performance do sistema são claramente afetadas dependendo da técnica utilizada.

O grande desafio ao se projetar um controle utilizando escalonamento de ganhos, porém, é a definição do algoritmo do supervisor. Este processo ainda não está baseado em regras matemáticas consolidadas, podendo se utilizar de processos iterativos ou até heurísticas para desempenho satisfatório.

Os passos para o projeto do supervisor podem ser descritos como (Johansen e Murray-Smith, 2000):

1. Seleção das variáveis de interesse, pois em muitos casos não serão todas úteis no chaveamento de controladores. Este fato simplifica o problema, visto que o número de controladores varia exponencialmente com o número de variáveis. Porém, é importante que se selecionem **todas** as componentes que representam as não-linearidades do sistema;
2. As variáveis escolhidas devem ter variação no tempo menor do que a largura de banda desejada do sistema à malha fechada. Desta forma, pode-se separar as escalas de tempo dos complexos e hierárquicos laços de controle. Esta heurística é importante quando se utiliza de sistema com variação paramétrica no tempo.

Após a definição das variáveis a serem utilizadas no projeto, deve-se definir como o supervisor irá chavear os ganhos do controlador. As opções mais comuns são:

- Chaveamento em degrau;
- Interpolação linear;
- Utilização de funções contínuas;
- Lógica Fuzzy;
- Redes Neurais.

Em geral, espera-se que a primeira opção resulte em piores performances, com acompanhamento menos eficiente das transições do sistema. Os algoritmos de interpolação linear ou de funções contínuas devem produzir resultados melhores, visto que não haverá mudança com altas derivadas nas variáveis de controle, sendo

ainda relativamente fáceis de projetar. As lógicas Fuzzy e Redes Neurais, por serem inerentemente um algoritmo de chaveamento, devem produzir as melhores performances entre os citados, porém possuem complexidade muito maior de projeto.

Serão implementados neste trabalho, para comparação de resultados, escalonamentos em degrau, por interpolação linear e por funções contínuas.

3.5.1 Análise de Estabilidade em Malha Fechada

A análise das propriedades do sistema em malha fechada é de grande importância para o projeto de controladores por escalonamento de ganhos (Johansen e Murray-Smith, 2000). Considerando o problema do controle de um sistema não-linear dado por:

$$x(t+1) = f(x(t), u(t)) \quad (3.21)$$

que será aproximado por uma combinação ponderada de sistemas lineares:

$$x(t+1) = \sum_{i=1}^N (x_i + A_i(x(t) - x_i) + B_i(u(t) - u_i))w_i(z(t)) \quad (3.22)$$

onde o ponto (x_i, u_i) é um ponto de equilíbrio, $z(t)$ a variável de chaveamento e (A_i, B_i) o modelo linear segundo:

$$A_i = \frac{\partial f}{\partial x}(x_i, u_i) \quad (3.23)$$

$$B_i = \frac{\partial f}{\partial u}(x_i, u_i) \quad (3.24)$$

Considerando uma realimentação do estado atual da forma:

$$u(t) = u_i + \sum_{i=1}^N K_i (x(t) - x_i) w_i(z(t)) \quad (3.25)$$

onde a matriz K_i é o ganho da realimentação, e o escalonamento pode ser definido por funções arbitrárias e positivas definidas que satisfaçam:

$$\sum_{i=1}^N w_i(z) = 1 \quad (3.26)$$

para todo z .

Se existir, então, uma matriz $\mathbf{P}$ positiva definida, tal que $\tilde{A}_i^T P \tilde{A}_i - P = Q < 0$, então o sistema de controle linear da forma:

$$\begin{aligned} x(t+1) &= x_i + A_i (x(t) - x_i) + B_i (u(t) - u_i) \\ u(t) &= u_i + K_i (x(t) - x_i) \end{aligned} \quad (3.27)$$

com a função de transferência de malha fechada descrita por:

$$\begin{aligned} x(t+1) - x_i &= \tilde{A}_i (x(t) - x_i) \\ \tilde{A}_i &= A_i + B_i K_i \end{aligned} \quad (3.28)$$

será estável (Johansen e Murray-Smith, 2000).

3.5.2 Abordagem por Regimes de Operação

A abordagem por regimes de operação (operation regimes approach) é uma ferramenta extremamente útil para sistemas de controle baseados em *gain scheduling*. Conforme comentado anteriormente, ainda não existem métodos consolidados para a divisão da região de operação do sistema em sub-regiões de

interesse e para seleção das variáveis de importância no chaveamento dos ganhos do controlador. A sistematização a ser apresentada, apesar de qualitativa, provê uma sequência de passos para que estas tarefas sejam realizadas de forma eficiente.

Os pontos fundamentais desta metodologia podem ser descritos por:

1. Os modelos locais são válidos apenas em um determinado estado do sistema, sendo representativo de um determinado comportamento;
2. Existem diferentes possibilidades de chaveamento entre estes estados, sendo que ilustrações como grafos ou decomposição hierárquica dos estados podem ser úteis para visualização do processo como um todo;
3. Forte utilização do conhecimento *a priori* do sistema, das leis físicas pertinentes, e de modelos já existentes;
4. Realimentação por análise dos resultados.

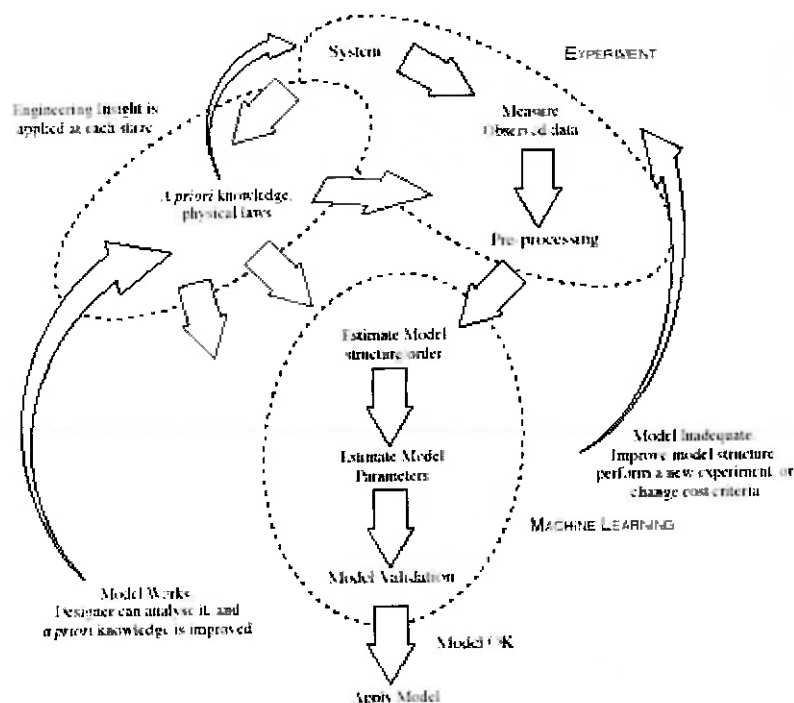


Figura 3.5: Diagrama do "operation regimes approach"

Esquemáticamente, o método é descrito pelo diagrama da Figura 3.5 (Johansen e Murray-Smith, 2000), em que as fases do desenvolvimento do controlador são divididas em: Análise de Engenharia (*Engineering Insight*), onde os conhecimentos *a priori* do modelo e das leis pertinentes são fundamentais; Experimentos (*Experiment*), que se utiliza do sistema derivado da análise de engenharia para os testes; e Aprendizado sobre o Equipamento (*Machine Learning*), em que um modelo do sistema é validado. Note que se o modelo for aceito, é acrescentado o conhecimento *a priori* do sistema, e se for rejeitado, novos testes devem ser realizados.

A característica fundamental da abordagem por regimes de operação de interesse deste texto é a de que os intervalos de chaveamento são características inerentes ao sistema físico. Estes intervalos de velocidade devem representar estados com características particulares, sendo então independentes do controlador utilizado.

3.6 Escalonamento de Ganhos Aplicado à ROVs

O estudo da técnica de controle por escalonamento de ganhos para veículos submarinos tem sua aplicação principal na compensação de dinâmicas não-lineares e não-modeladas destes veículos, e na tentativa de se minimizar os efeitos das variações paramétricas da planta. Vários trabalhos já foram realizados nesta área, como a interpolação de ganhos de realimentação, ou dos pólos a serem alocados (Fryxwell et al., 1994, Juul et al., 1994) e análise de estabilidade dos sistemas controlados por Gain Scheduling (Yoerger e Slotine, 1985; Stilwell e Rugh, 2000).

Neste estudo, aplica-se a técnica de Escalonamento de Ganhos utilizando as formulações das equações (3.1) a (3.5), em que são desprezados os termos cruzados de todas as matrizes da equação governante da planta (equação 2.21). Esta abordagem certamente facilita o projeto dos controladores, pois pode-se adequar os ganhos à novas funções de transferência ao variarmos o valor do ponto utilizado para linearização. Sistemáticamente, utilizam-se os seguintes princípios:

- a) O projeto do controlador é descentralizado (seis controladores SISO) e não faz uso de técnicas de controle multivariável, implicando na necessidade de escalonamento para os ganhos de **todos** os graus de liberdade;
- b) O modelo local **não** é uma representação exata da operação do veículo naquele ponto de operação, pois os termos cruzados foram desprezados;
- c) As características de performance (frequência natural e amortecimento), apesar de não terem o mesmo significado do que em sistemas lineares de segunda ordem, podem ser utilizadas para o cálculo dos ganhos do controlador.

Note que a formulação para os ganhos dos controladores PID e P-PI (Equações 3.10 a 3.12, e 3.15 a 3.17) já estão escritas convenientemente para o chaveamento dos ganhos continuamente, sendo a velocidade atual (nos seis graus de liberdade) a variável de entrada para o algoritmo supervisor. Ao variarmos o ponto de operação u^* , os parâmetros da planta **a** e **b** se modificam, e o controlador calcula novos ganhos para que as constantes de performance (amortecimento e frequência natural) sejam atendidas.

3.6.1. Chaveamento de Ganhos

Conforme estudado na seção 3.4, serão simulados três tipos de chaveamento para os ganhos do controlador: o chaveamento em degrau, por interpolação linear e por funções contínuas.

Na seção anterior, foi visto que a linearização da planta sugere que o chaveamento seja feito por funções contínuas, e desta forma, o estudo dos outros tipos de chaveamento (degrau e interpolação linear) se resumirá à obtenção de faixas de velocidade que representem o fenômeno não-linear. Estas faixas de operação, porém, não são intuitivas para os veículos submarinos, e um método de obtenção das mesmas se faz necessário. Podemos, então, definir os seguintes passos:

1. Simula-se o sistema com degraus em todos os seus graus de liberdade, com o controlador com chaveamento contínuo.
2. Observando o rastreamento de velocidades, vê-se qual é a faixa de velocidades em que o veículo operou até a estabilização.
3. Inicia-se iterativamente o processo de divisão da faixa de velocidades. Esta faixa parte de zero até a velocidade encontrada no item (b), dividindo-a inicialmente em três intervalos (de zero até metade da velocidade máxima, de metade da velocidade máxima até a velocidade máxima, e maior do que a velocidade máxima). Conforme o aumento de divisões não produza melhora significativo da eficiência, adota-se o menor número de divisões com performance aceitável.

Esta heurística foi utilizada pelo fato de que a entrada a degrau excita todas as frequências do veículo, sendo que escalonar ganhos para velocidades mais altas não devem produzir efeitos significativos, pois estas são alcançadas somente com acelerações mais baixas do que a utilizada. Após a definição das faixas de velocidade, utiliza-se, então, um algoritmo supervisor que tem como entrada o estado atual do veículo (velocidades lineares e angulares) e modifica os ganhos de acordo com o tipo de chaveamento.

Por fim, deve-se observar que a implementação do controle para ROVs é realizada por software. Desta forma, os efeitos proporcionais, integrais e derivativos são calculados computacionalmente, existindo então o compromisso entre performance e custo computacional, para otimização do sistema embarcado a ser utilizado.

3.7 Conclusão

O capítulo 3 apresentou a técnica de controle por escalonamento de ganhos aplicada aos veículos submarinos. Foram apresentadas duas configuração de controle linear (PID e P-PI), em que se tem a liberdade para alocação dos pólos modificando-se os ganhos do controlador, para atender aos requisitos de projeto.

Mostrou-se também que a definição de controladores por escalonamento de ganhos não possui regras matemáticas fechadas, sendo apresentado neste contexto a abordagem por regimes de operação. A aplicação do método resultou na escolha do vetor velocidade em todos os graus de liberdade para representar o fenômeno não-linear, em que um método iterativo foi desenvolvido para determinação das faixas de operação após as simulações dos controladores não-lineares com escalonamento contínuo.

Capítulo 4

Simulações e Resultados

4.1 Introdução

O projeto dos controladores foi simulado em um modelo de veículo ROV já existente em MATLAB, desenvolvido em trabalho anterior (de Souza, 2002). Este sistema possui seis propulsores distribuídos de tal maneira que o controle nos seis graus de liberdade seja possível, sendo os dados deste veículo (MURS Mark II) mostrados no Apêndice A.5.

Para que sejam feitas as comparações entre a performance dos controladores (lineares e não-lineares), cinco simulações foram realizadas:

- 1) Comparação entre o posicionamento do PID linear e de controle PID por escalonamento de ganhos com chaveamento contínuo;
- 2) Comparação de posicionamento, velocidade, sinal de controle e variação de ganhos entre os controladores PID com escalonamento de ganhos;
- 3) Comparação entre o posicionamento do P-PI linear e do controle P-PI por escalonamento de ganhos com chaveamento contínuo;
- 4) Comparação de posicionamento, velocidade, sinal de controle e variação de ganhos entre os controladores P-PI com escalonamento de ganhos;

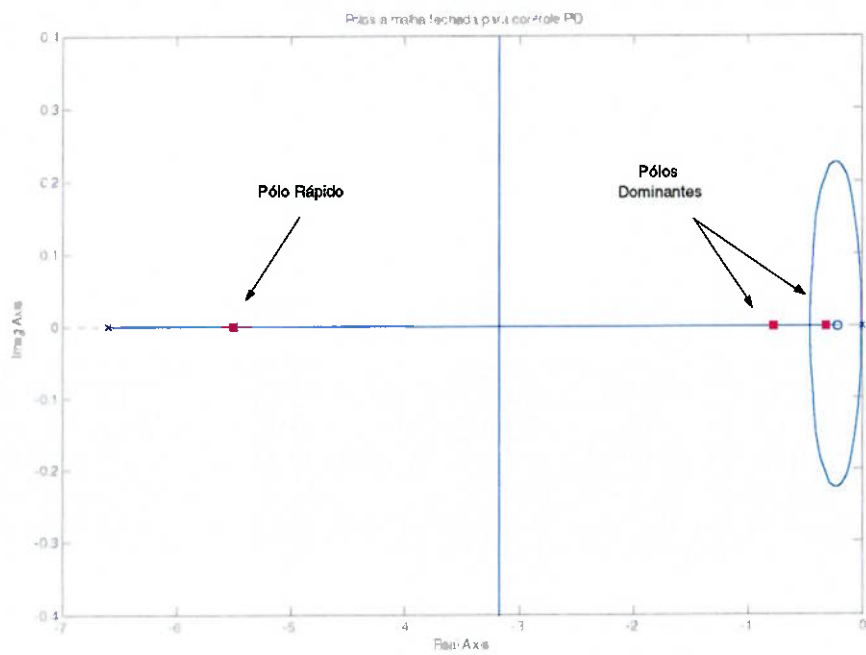
- 5) Comparação de posicionamento, velocidade, sinal de controle e variação de ganhos (se aplicável) entre o PID e o P-PI de melhor performance.

Para o sinal de entrada, foram utilizados seis degraus, um para cada grau de liberdade, para que fossem excitadas todas as frequências naturais do sistema. Este degrau é equivalente a um posicionamento absoluto linear em $(x, y, z) = (1, 1, 1)m$ e angular em $(\phi, \theta, \psi) = (30^\circ, 30^\circ, 30^\circ)$. Utilizou-se também uma saturação do esforço de controle para cada grau de liberdade em 500N para os lineares e 110Nm para os não-lineares.

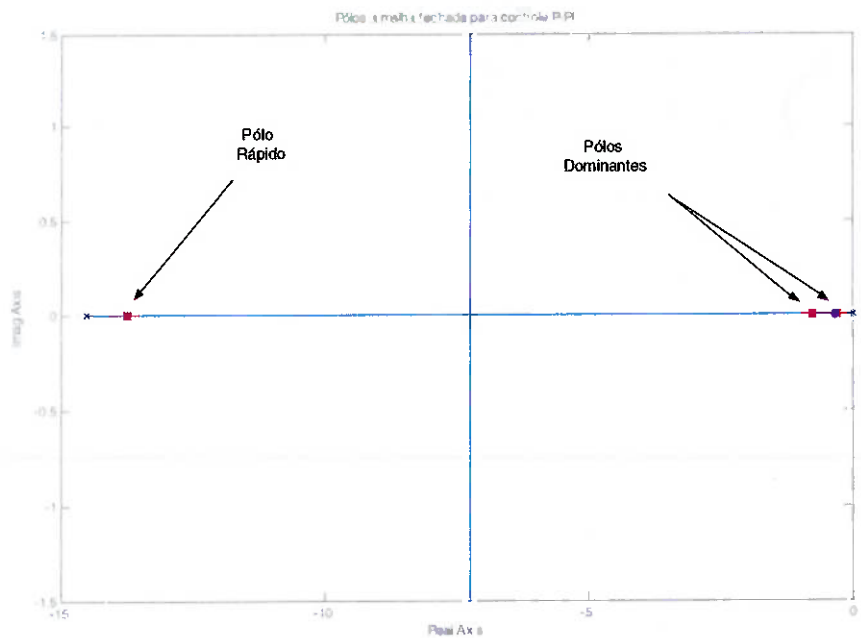
4.2 Projeto dos Controladores

Os controladores foram projetados para que tenham frequência natural e amortecimento iguais a 0.5 e 1.1, respectivamente. A escolha destes valores exige grande quantidade de simulações e testes, pois o comportamento do sistema é sensível à pequenas variações destes parâmetros. Para o controle PID, foi utilizado um valor de $\alpha_{polo} = 10$ na equação (3.9), e para o P-PI, o valor de $c = 25$ na equação (3.20).

Para ilustrar a alocação de pólos dos sistemas, temos, para velocidade nula, os seguintes diagramas de lugar das raízes:



(a) Lugar das raízes para PID



(b) Lugar das Raízes para P-PI

Figura 4.1 Lugar das raízes para os controladores PID e P-PI.

Note que o conceito de escalonamento de ganhos impõe que os pólos em malha fechada sejam estáticos, e que haverá variação apenas dos zeros do sistema. Desta forma, se os parâmetros da planta variarem, os ganhos se adaptarão para que o diagrama permaneça aproximadamente constante.

4.3 Simulações e Resultados

A primeiras simulações de importância para o estudo deste sistema são as diferenças entre os controladores lineares e os respectivos não-lineares com Gain Scheduling. As Figuras 4.2 a 4.5 mostram os resultados de posicionamento para os controladores PID e PID com chaveamento contínuo, e P-PI e P-PI com chaveamento contínuo. Observe que, para esta entrada, os controles lineares produzem oscilações excessivas, principalmente nas direções x e z , com sobresinais da ordem de 60%. Em outras simulações notou-se que o acoplamento de movimentos linear-angular, seja ele a um par de graus de liberdade, ou a todos eles, produz um movimento oscilante e de baixo amortecimento na resposta à excitação degrau. Este fato foi entendido como uma baixa estabilidade do sistema, e o uso de técnicas de controle não lineares mostra-se então necessário. Para os controladores com escalonamento de ganhos, Figuras 4.3 e 4.5, pode-se verificar que a resposta é mais estável, em que o amortecimento foi aumentado e o sobresinal reduziu sensivelmente. Além disso, o tempo de acomodação caiu de 40 para 20 segundos, uma redução significativa em ambos casos.

Conforme descrito na seção 3.5, o resultado destas simulações fornece dados para o cálculo das faixas de velocidade para o chaveamento dos ganhos em degrau e interpolação linear. Analisando os resultados de velocidade, viu-se que a velocidade máxima do veículo foi de aproximadamente 0.8 m/s e 0.5 rad/s para as velocidades lineares e angulares, respectivamente. Para diminuição de custo computacional, as velocidades máximas de chaveamento foram então definidas em 1m/s e 1rad/s.

Iniciando o processo iterativo de divisão, nota-se que se dividirmos a região de operação em duas (de zero a um e maior do que um), obteremos a resposta das

Figuras (4.2) e (4.4), que é insatisfatória. Após diversas simulações, verificou-se que o menor número de divisões de faixas de operações com performance aceitável é de 4 intervalos de velocidade, definidos por:

- Velocidades entre 0 e $1/3$ m/s ou 0 e $1/3$ rad/s
- Velocidades entre $1/3$ e $2/3$ m/s ou $1/3$ e $2/3$ rad/s
- Velocidades entre $2/3$ e 1 m/s ou $2/3$ e 1 rad/s
- Velocidades maiores que 1m/s ou 1rad/s

Definindo-se as faixas de velocidade a serem utilizadas no algoritmo do supervisor de escalonamento de ganhos, podemos comparar os resultados de posição, velocidade, esforço de controle e variação de ganhos entre os chaveamentos (contínuo, degrau e por interpolação linear) para cada configuração de controle. Estes resultados estão mostrados nas Figuras 4.6 a 4.9 para o PID, e 4.10 a 4.13 para o P-PI.

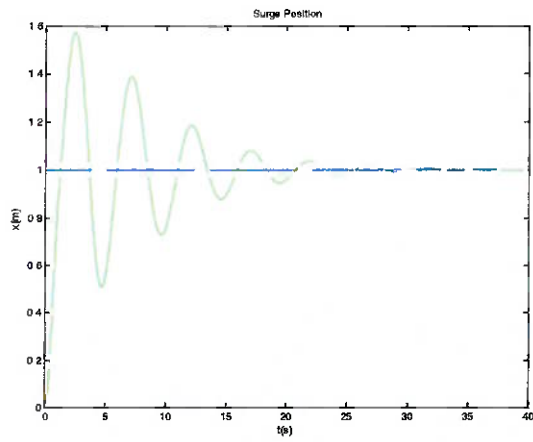
Podemos observar que o controle PID não possui erro em regime permanente para todos os graus de liberdade. Note que as diferenças entre os chaveamentos é muito pequena (Figura 4.6), tendo os controladores por chaveamento contínuo e linear praticamente a mesma resposta de posição e velocidade, e o escalonamento em degrau um pequeno atraso de velocidade em relação aos demais (Figura 4.7).

Para o P-PI, vê-se que o posicionamento não possui erro em regime permanente em todos dos casos, sendo que o tempo de acomodação para o chaveamento contínuo é o menor, seguido pelo escalonamento por interpolação linear e degrau. Este fato pode ser explicado pelas Figuras 4.11 a 4.13, mostrando que o chaveamento contínuo possui resposta mais rápida na partida (observe os sinais de controle e a variação dos ganhos de chaveamento) e maior sensibilidade na aceleração e desaceleração do movimento. Esta sensibilidade faz com que os chaveamentos linear e em degrau pareçam tentar acompanhar a tendência do chaveamento contínuo, como pode ser visto nas Figuras 4.11a a 4.11c.

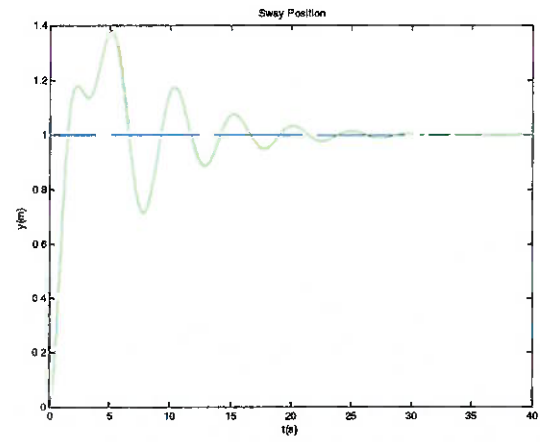
As variações dos ganhos dos controladores (Figuras 4.9 e 4.13) ilustram também o funcionamento qualitativo dos controladores com Gain Scheduling. Para o PID, pode-se observar que tão logo o sistema é excitado a degrau, o ganho derivativo K_d aumenta, para que se a potência desenvolvida aumente e o veículo não tenha uma partida lenta. Conforme este ganho aumenta, os ganhos da malha de posição K_i e K_p diminuem não-linearmente, adaptando o controlador aos parâmetros de performance (tempo de acomodação e amortecimento). Analogamente, para o P-PI pode-se observar que durante a partida, os ganhos de velocidade K_{p2} e K_i aumentam, para garantir aceleração no sistema, enquanto K_{p1} diminui.

A simulação final deste estudo é a comparação dos melhores PID e P-PI, para verificação de qual configuração é mais eficiente para este cenário de teste. As Figuras 4.14 a 4.16 mostram estes resultados para os controles PID e P-PI, ambos com escalonamento contínuo dos ganhos.

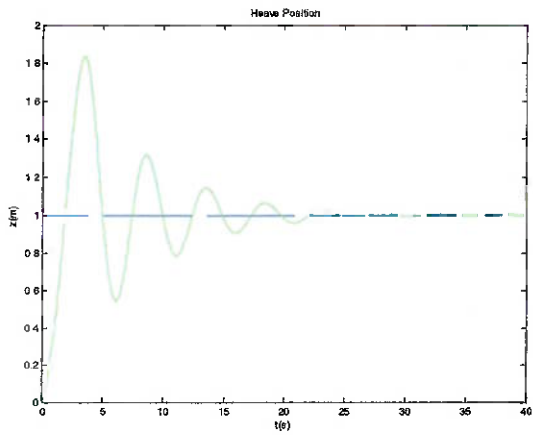
Podemos verificar que o PID é mais eficiente na partida, utilizando a ação derivativa do erro de posicionamento. Esta ação, porém, faz com que ele ultrapasse a referência em quase 20%, se acomodando em aproximadamente 20 segundos. O P-PI tem a partida mais lenta, mas a ausência do efeito derivativo faz com que quase não haja sobresinal, e a acomodação é mais rápida (aproximadamente 10 segundos). Esta acomodação mais rápida era esperada, pois o pólo rápido do controle P-PI está bem mais distante do eixo imaginário do que o do PID. Os resultados de velocidade e esforço de controle estão de acordo com estas observações, tendo o controle PID saturação mais rápida do sinal de controle, produzindo velocidades maiores na partida, e com maior lentidão na desaceleração do movimento.



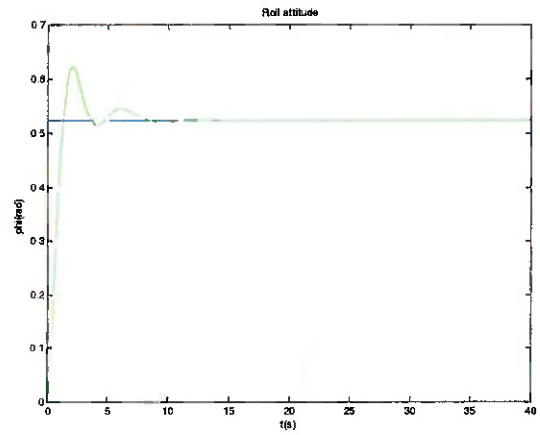
(a) Rastreamento da posição x



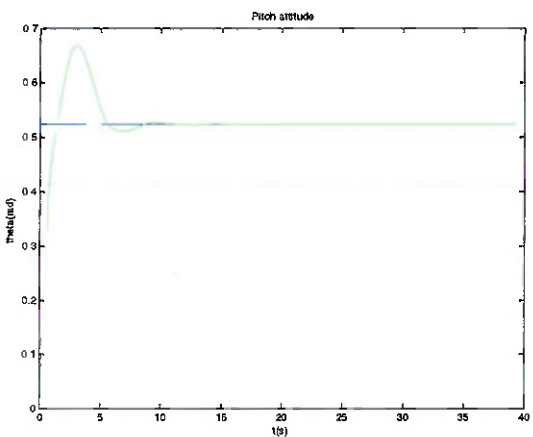
(b) Rastreamento da posição y



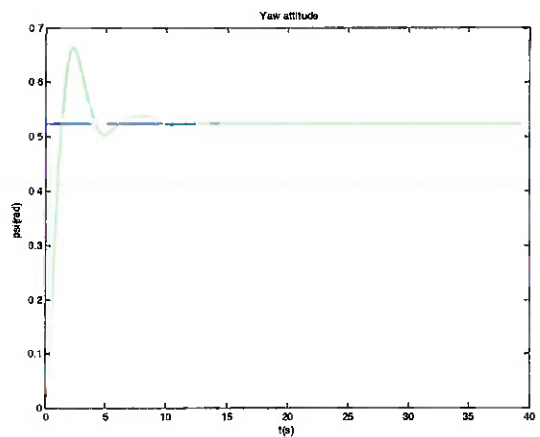
(c) Rastreamento da posição z



(d) Rastreamento da orientação ϕ

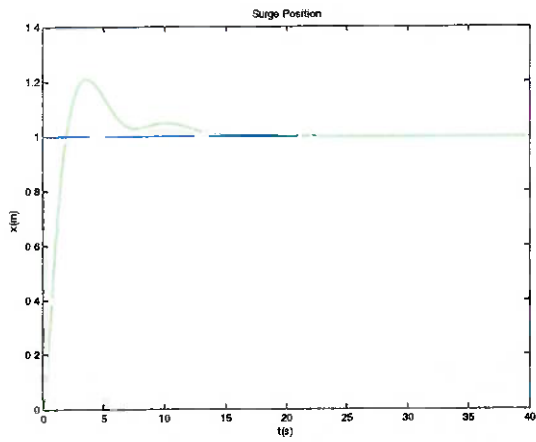


(e) Rastreamento da orientação θ

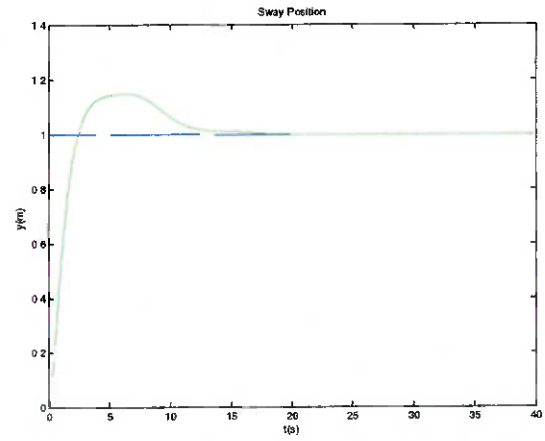


(f) Rastreamento da orientação ψ

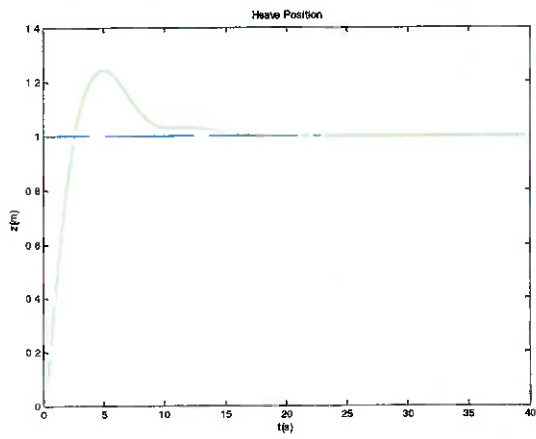
Figura 4.2 Posicionamento para controlador PID sem Gain Scheduling



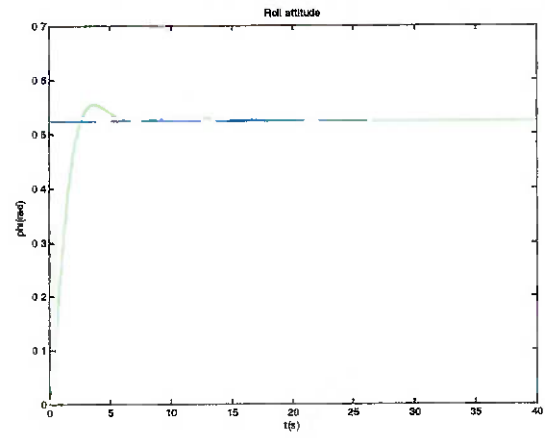
(a) Rastreamento da posição x



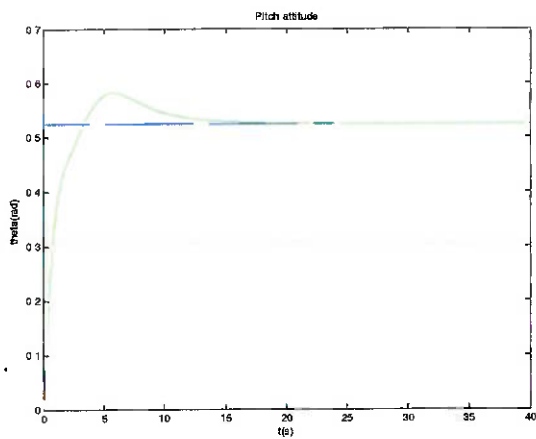
(b) Rastreamento da posição y



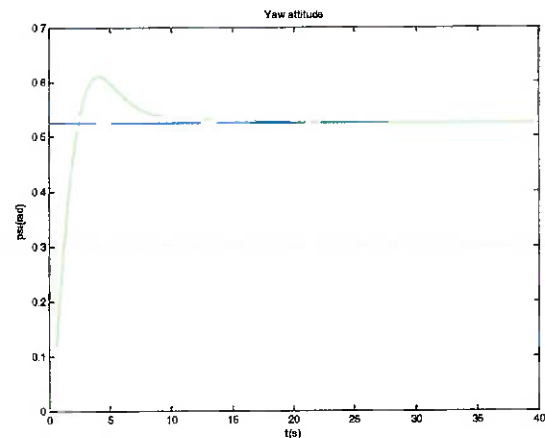
(c) Rastreamento da posição z



(d) Rastreamento da orientação ϕ

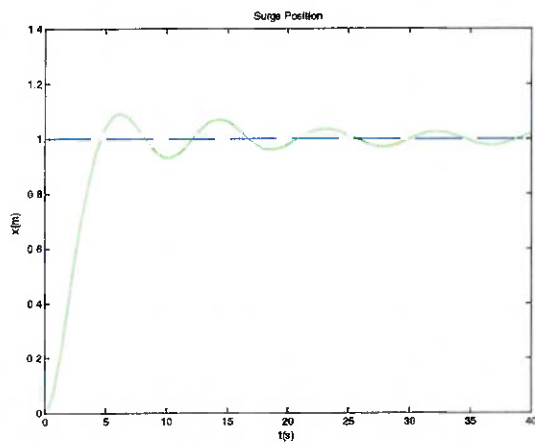


(e) Rastreamento da orientação θ

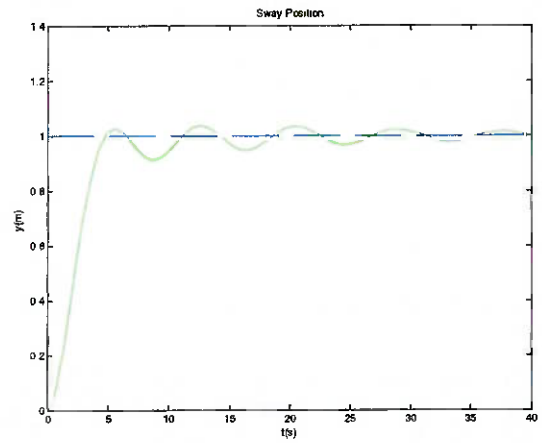


(f) Rastreamento da orientação ψ

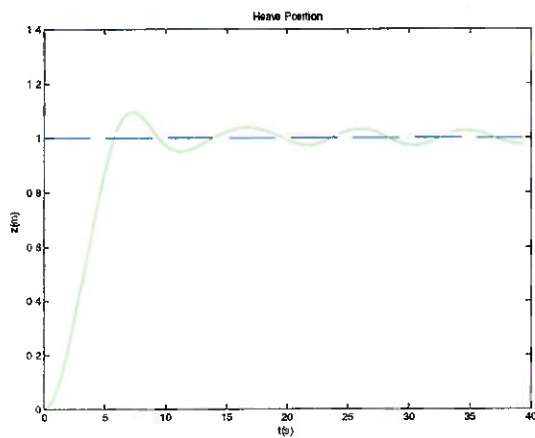
Figura 4.3. Posicionamento para controlador PID com Gain Scheduling



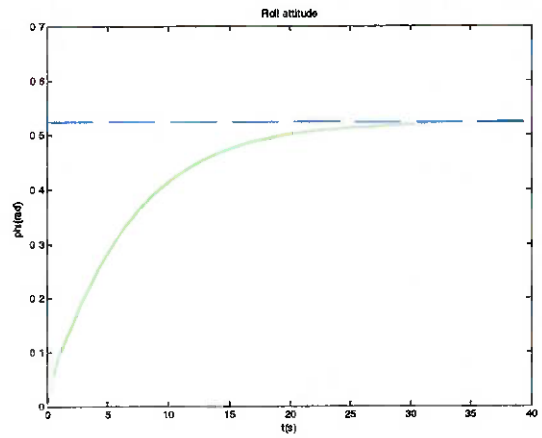
(a) Rastreamento da posição x



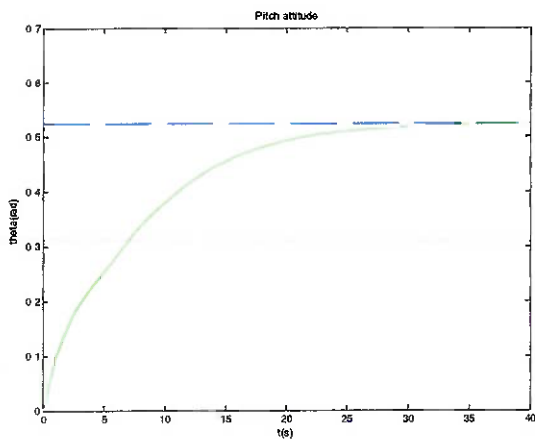
(b) Rastreamento da posição y



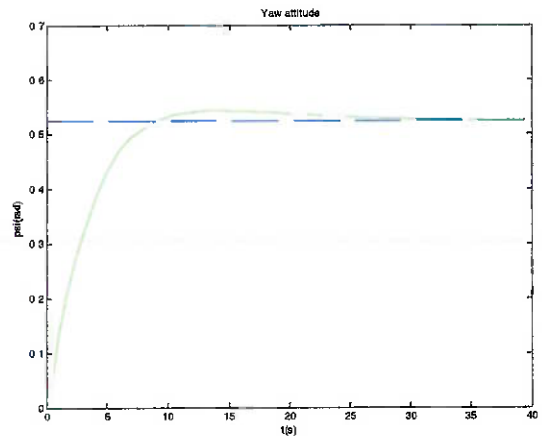
(c) Rastreamento da posição z



(d) Rastreamento da orientação ϕ

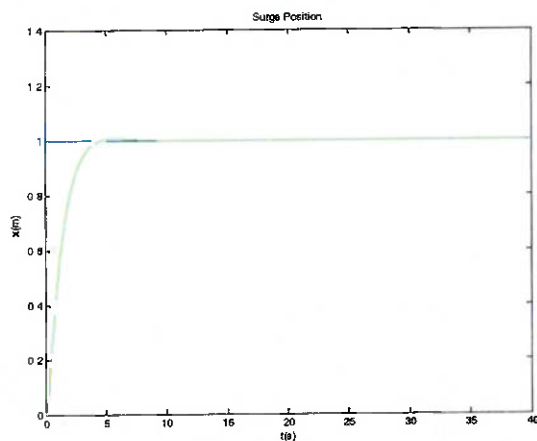


(e) Rastreamento da orientação θ

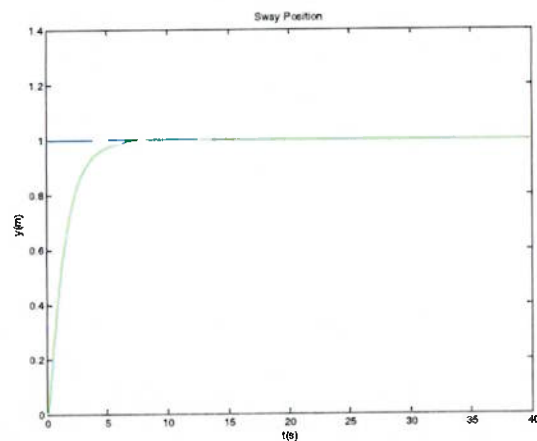


(f) Rastreamento da orientação ψ

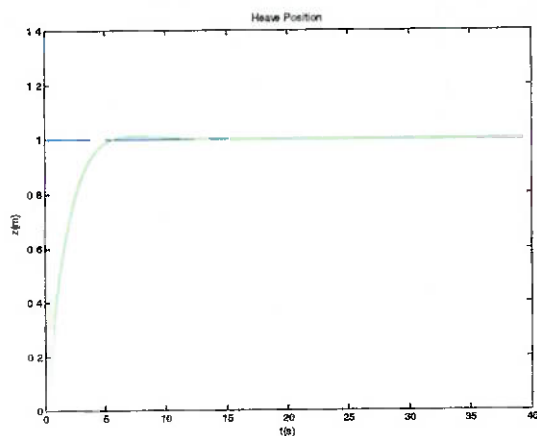
Figura 4.4. Posicionamento para controlador P-PI sem Gain Scheduling



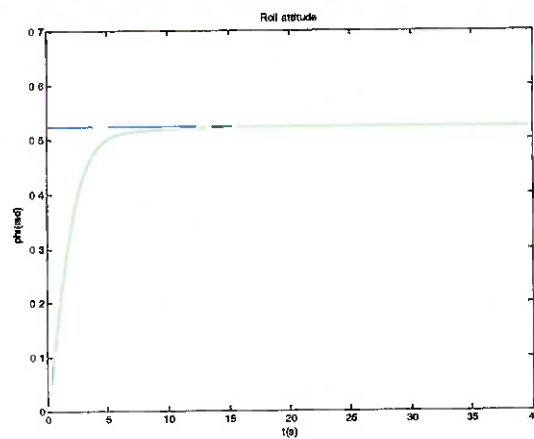
(a) Rastreamento da posição x



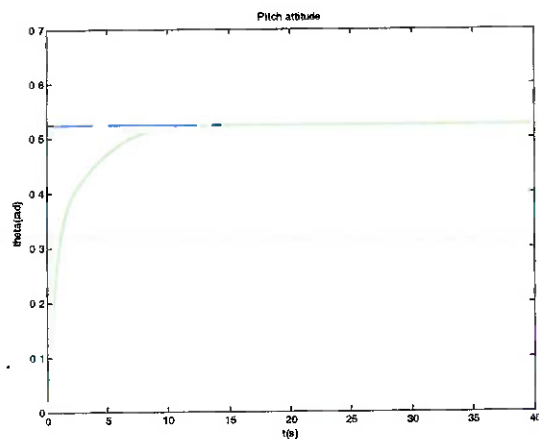
(b) Rastreamento da posição y



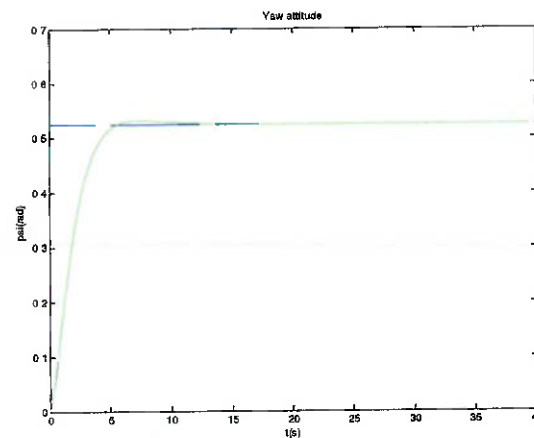
(c) Rastreamento da posição z



(d) Rastreamento da orientação ϕ

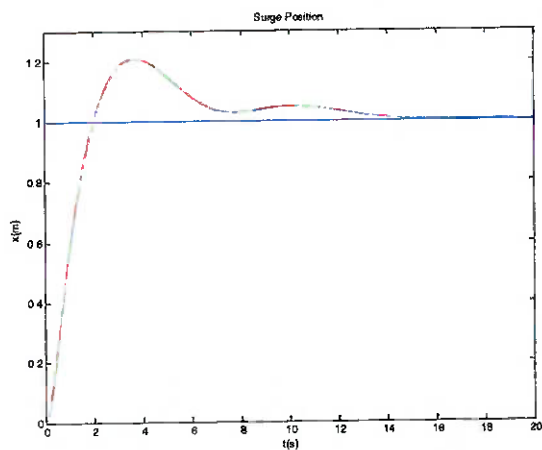


(e) Rastreamento da orientação θ

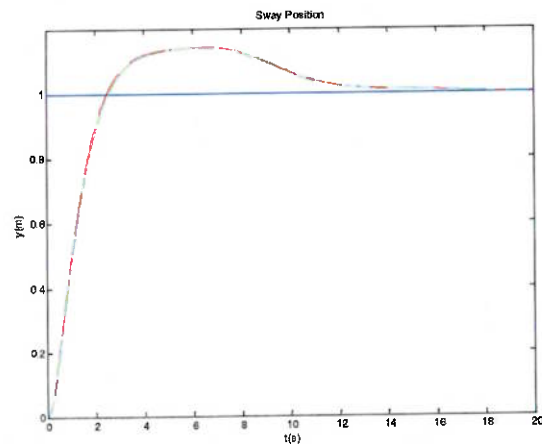


(f) Rastreamento da orientação ψ

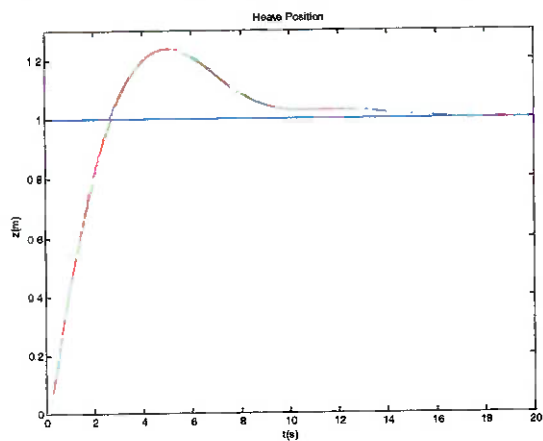
Figura 4.5. Posicionamento para controlador P-PI com Gain Scheduling



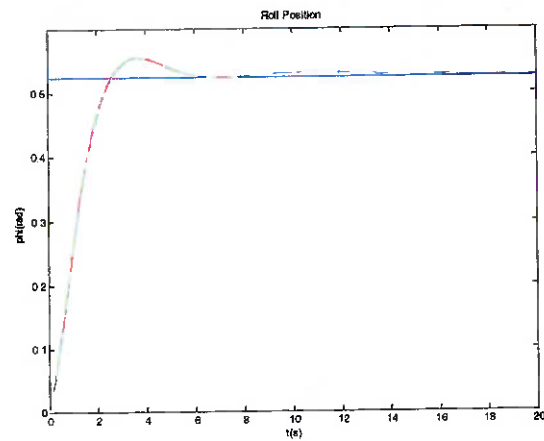
(a) Rastreamento da posição x



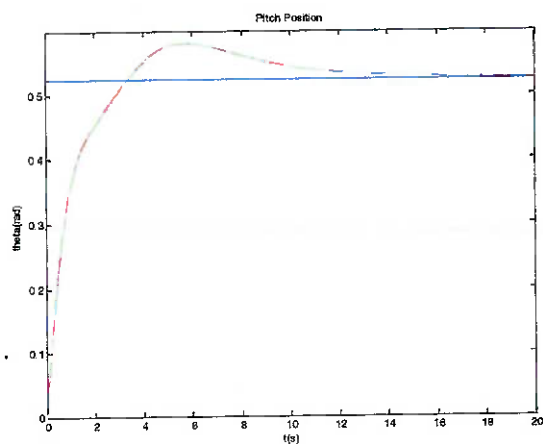
(b) Rastreamento da posição y



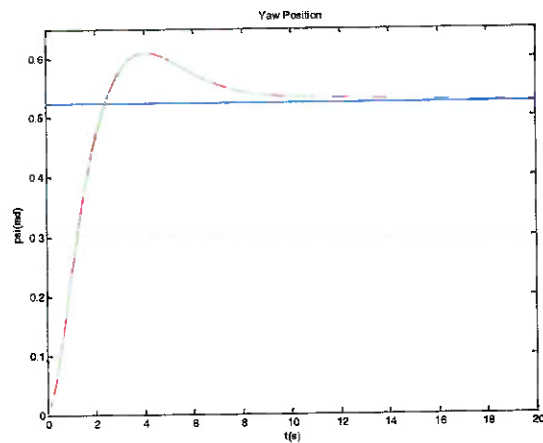
(c) Rastreamento da posição z



(d) Rastreamento da orientação ϕ

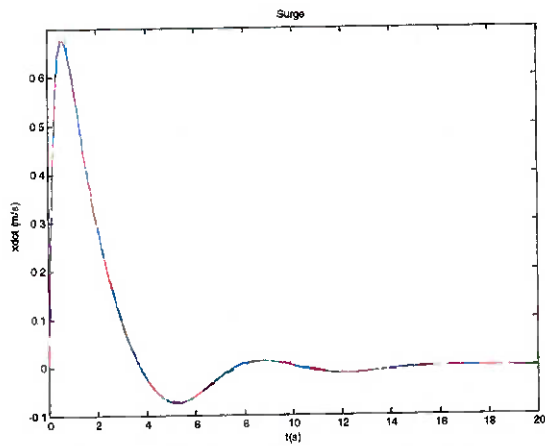


(e) Rastreamento da orientação θ

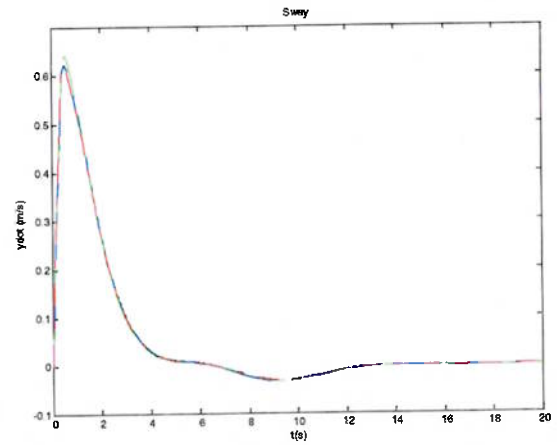


(f) Rastreamento da orientação ψ

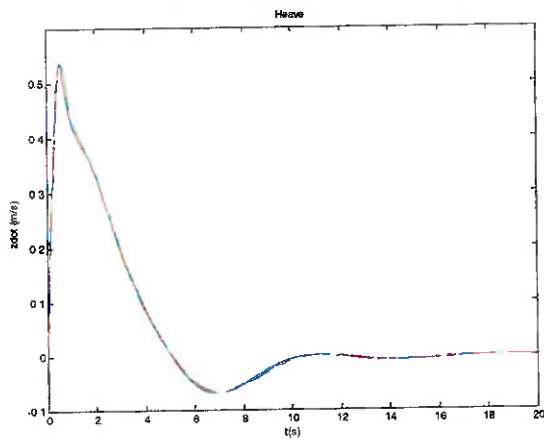
Figura 4.6 Comparação de posição para controles PID com Gain Scheduling. As linhas contínua, tracejada e traço-ponto representam os chaveamentos contínuo, degrau e linear, respectivamente.



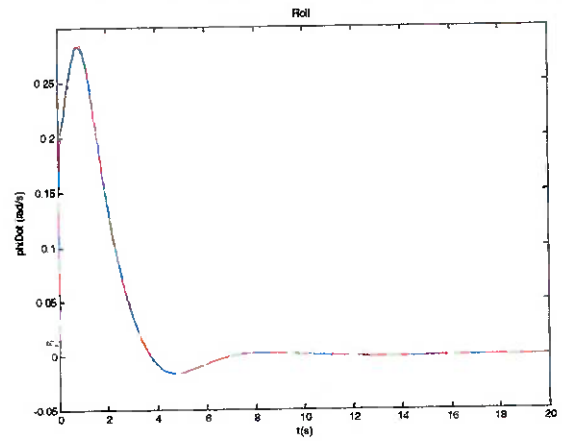
(a) Rastreamento da velocidade $\dot{x}$



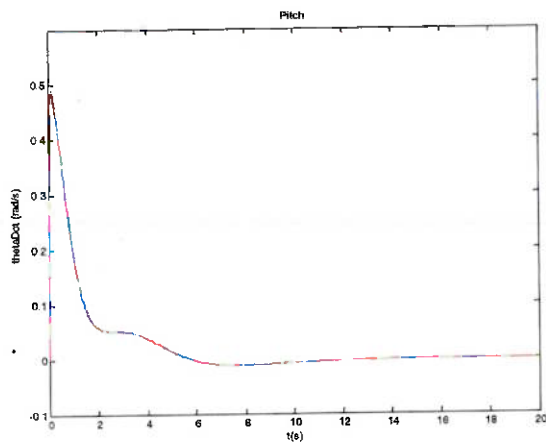
(b) Rastreamento da velocidade $\dot{y}$



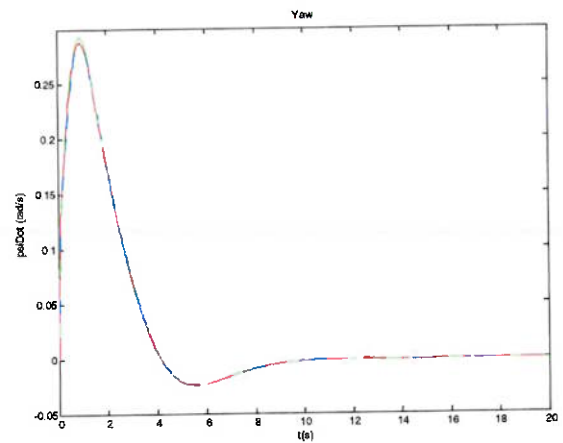
(c) Rastreamento da velocidade $\dot{z}$



(d) Rastreamento da velocidade $\dot{\phi}$

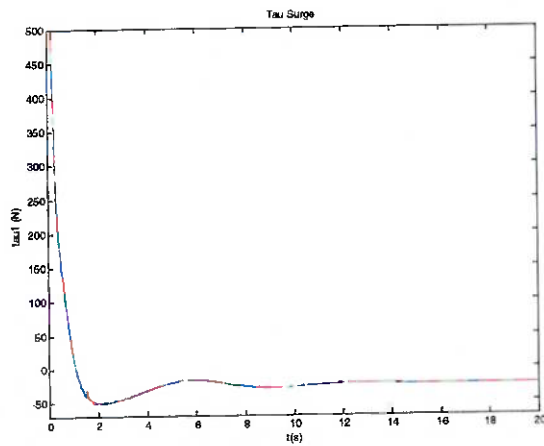


(e) Rastreamento da velocidade $\dot{\theta}$

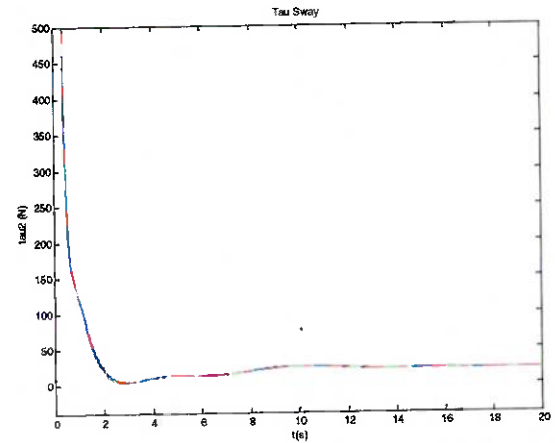


(f) Rastreamento da velocidade $\dot{\psi}$

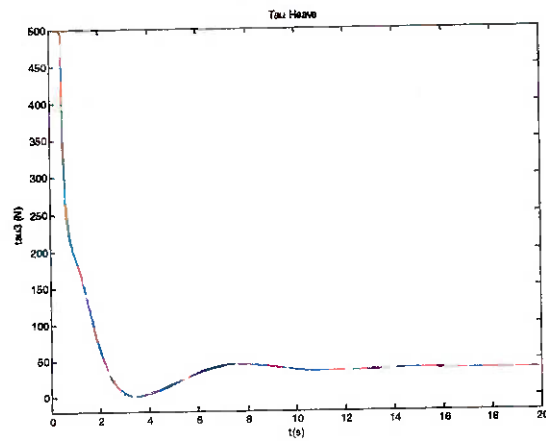
Figura 4.7 Comparação de velocidade para controles PID com Gain Scheduling. As linhas contínua, tracejada e traço-ponto representam os chaveamentos contínuo, degrau e linear, respectivamente.



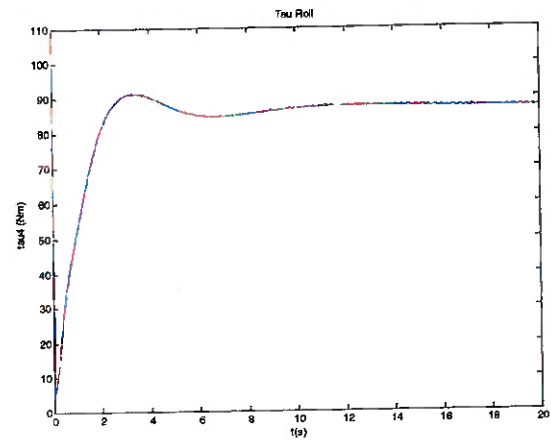
(a) Esforço de controle em *surge*



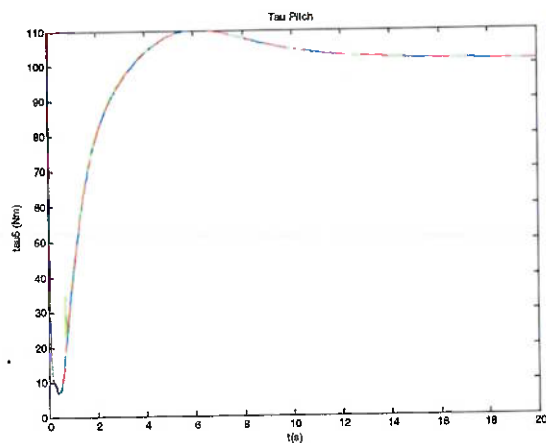
(b) Esforço de controle em *sway*



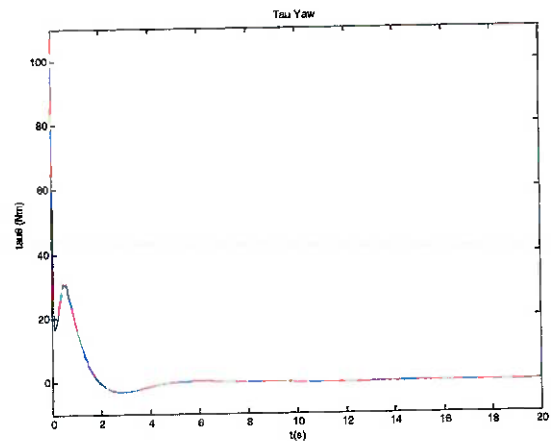
(c) Esforço de controle em *heave*



(d) Esforço de controle em *roll*

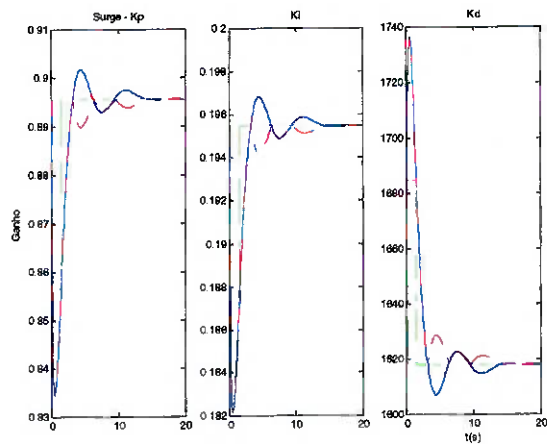


(e) Esforço de controle em *pitch*

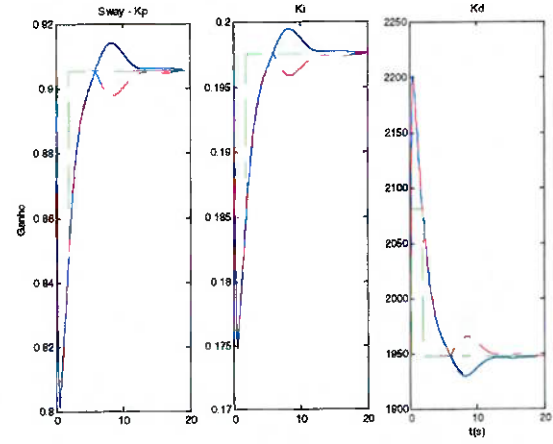


(f) Esforço de controle em *yaw*

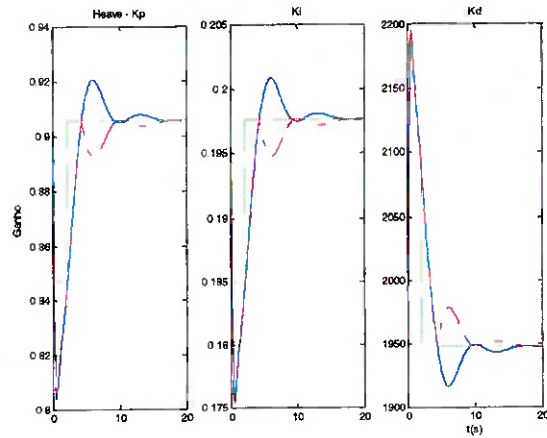
Figura 4.8 Comparação do sinal de controle para controles PID com Gain Scheduling. As linhas contínua, tracejada e traço-ponto representam os chaveamentos contínuo, degrau e linear, respectivamente.



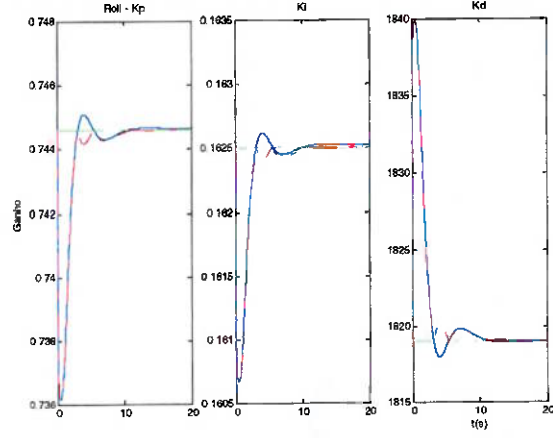
(a) Ganhos em x



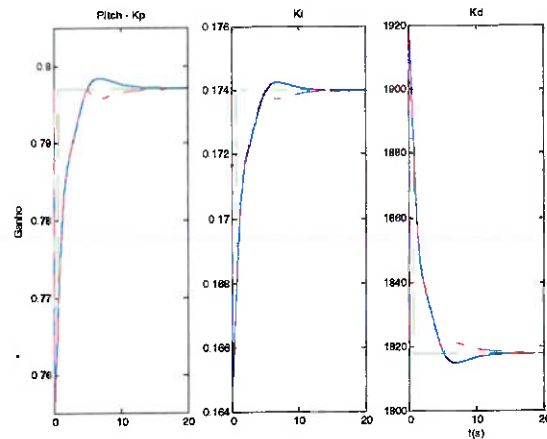
(b) Ganhos em y



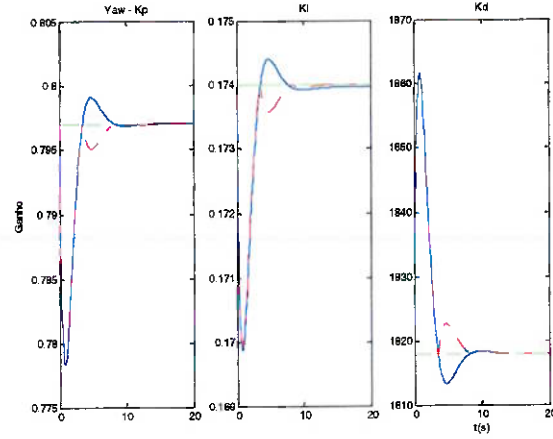
(c) Ganhos em z



(d) Ganhos em ϕ

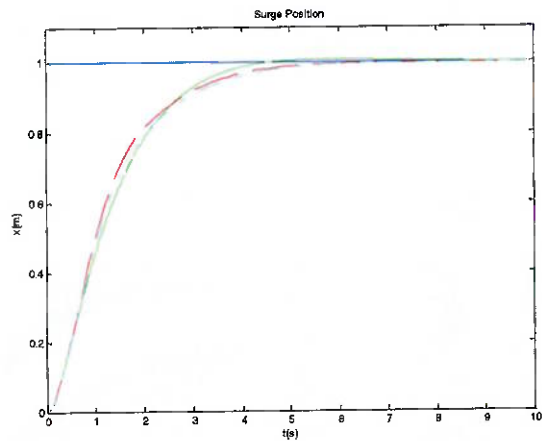


(e) Ganhos em θ

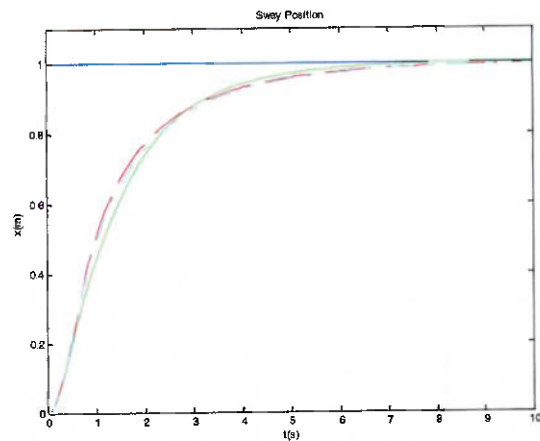


(f) Ganhos em ψ

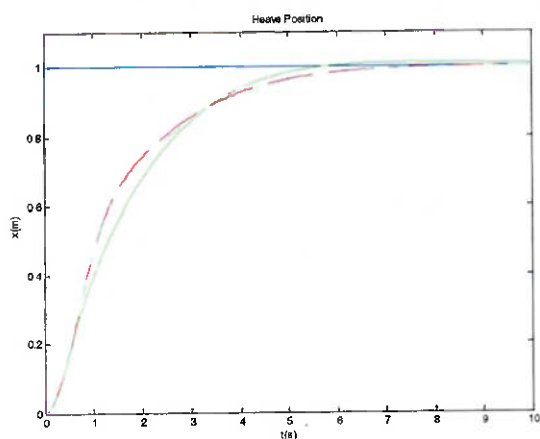
Figura 4.9 Comparação de ganhos para controles PID com Gain Scheduling. As linhas contínua, tracejada e traço-ponto representam os chaveamentos contínuo, degrau e linear, respectivamente.



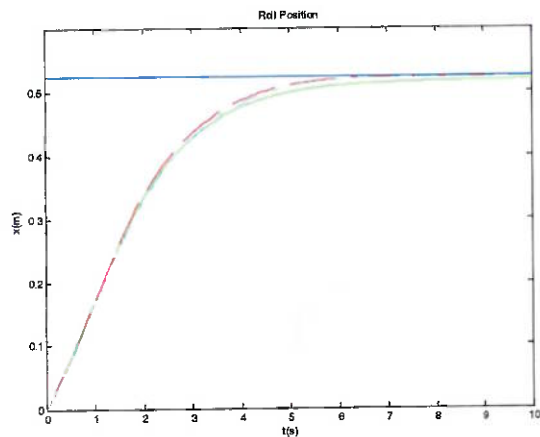
(a) Rastreamento da posição x



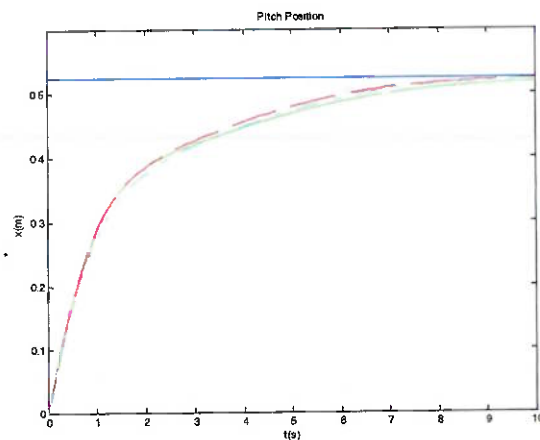
(b) Rastreamento da posição y



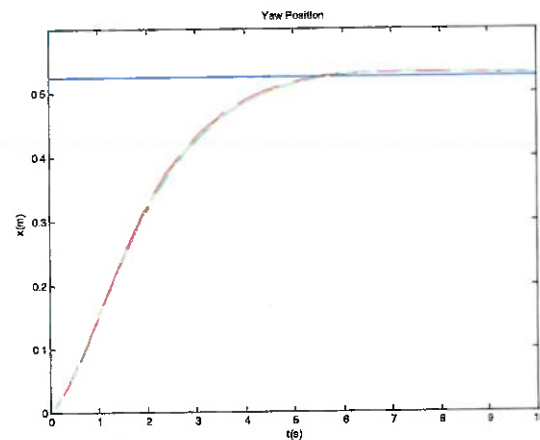
(b) Rastreamento da posição z



(d) Rastreamento da orientação ϕ

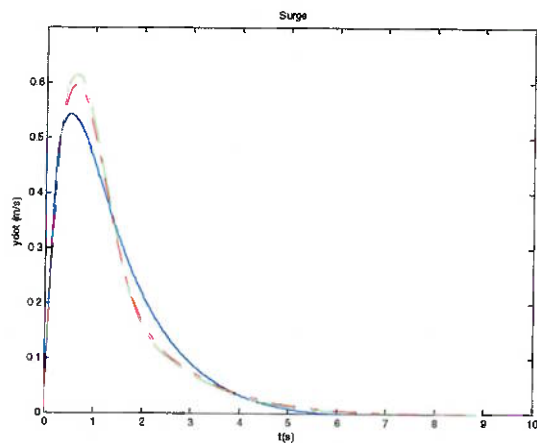


(e) Rastreamento da orientação θ

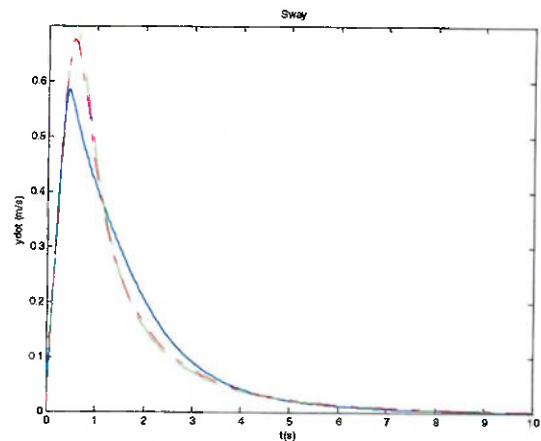


(f) Rastreamento da orientação ψ

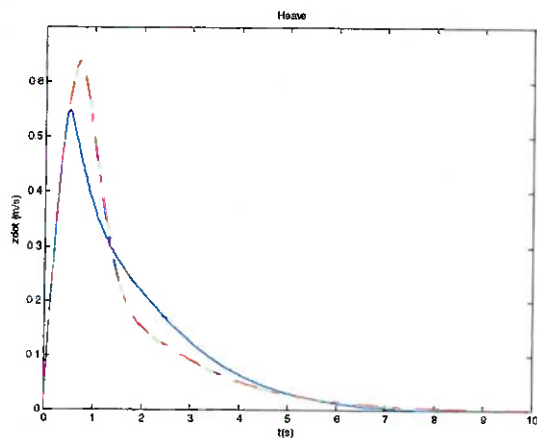
Figura 4.10 Comparação de posição para controles P-PI com Gain Scheduling. As linhas contínua, tracejada e traço-ponto representam os chaveamentos contínuo, degrau e linear, respectivamente.



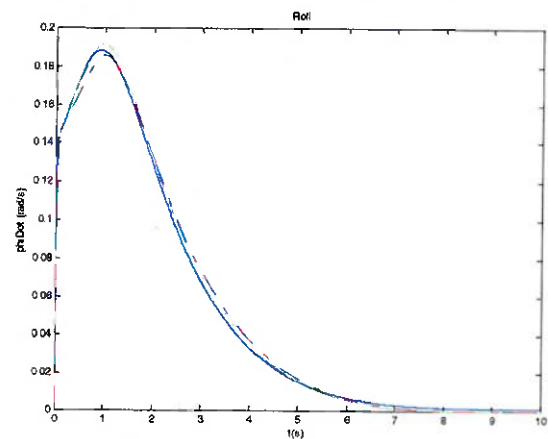
(a) Rastreamento da velocidade $\dot{x}$



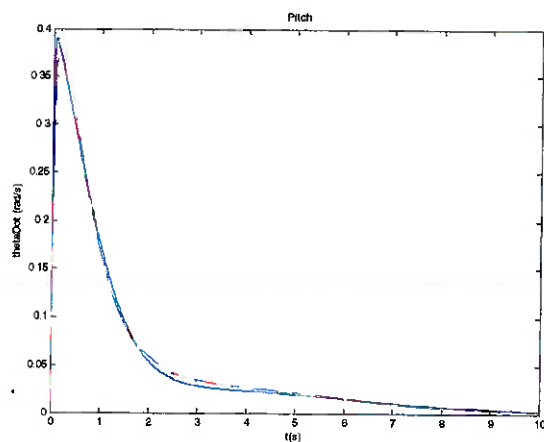
(b) Rastreamento da velocidade $\dot{y}$



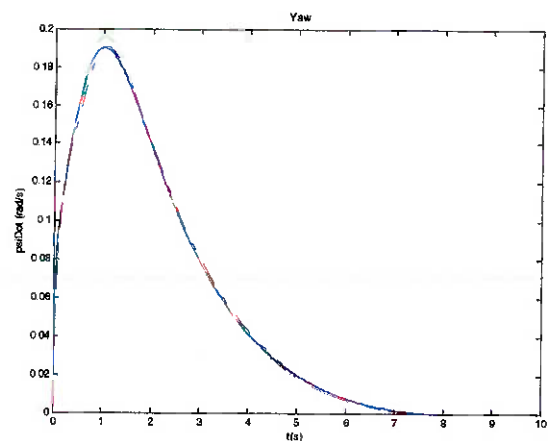
(c) Rastreamento da velocidade $\dot{z}$



(d) Rastreamento da velocidade $\dot{\phi}$

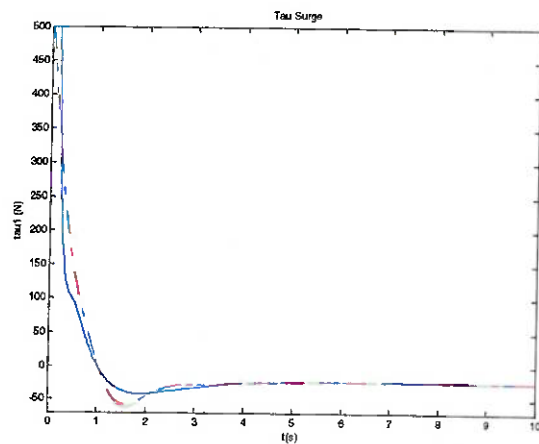


(e) Rastreamento da velocidade $\dot{\theta}$

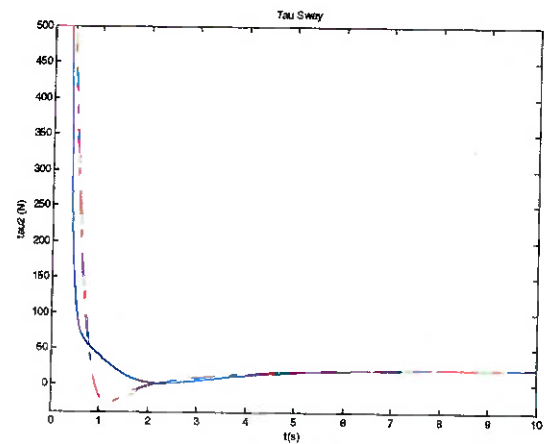


(f) Rastreamento da velocidade $\dot{\psi}$

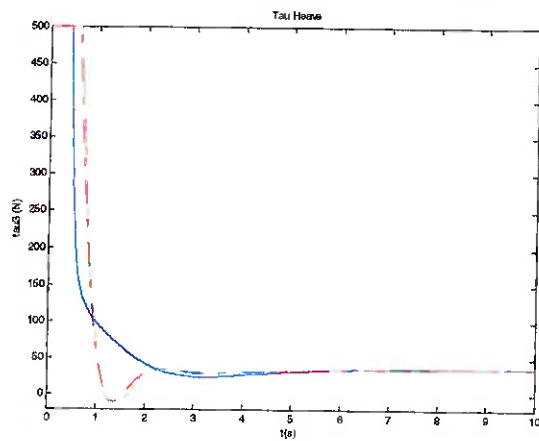
Figura 4.11 Comparação de velocidade para controles P-PI com Gain Scheduling. As linhas contínua, tracejada e traço-ponto representam os chaveamentos contínuo, degrau e linear, respectivamente.



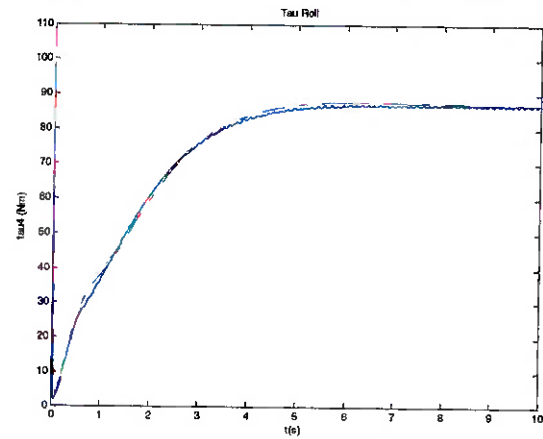
(a) Esforço de controle em *surge*



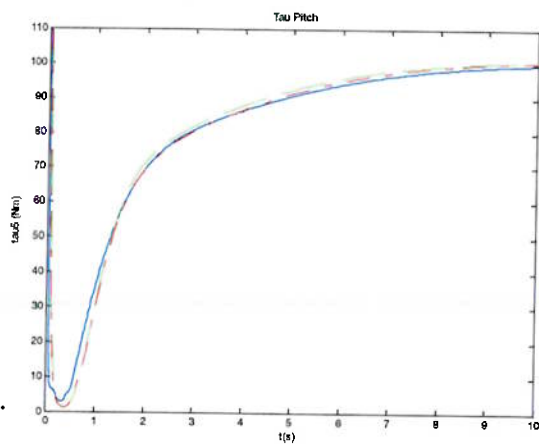
(b) Esforço de controle em *sway*



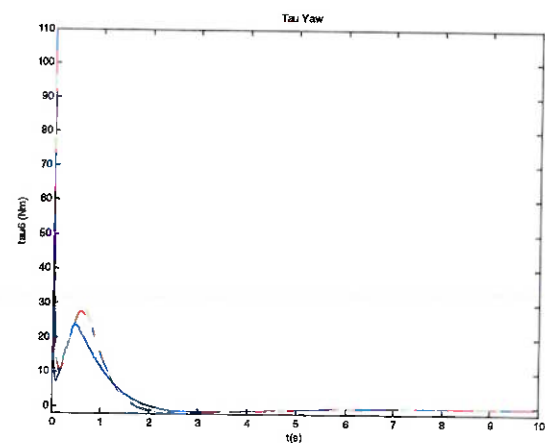
(c) Esforço de controle em *heave*



(d) Esforço de controle em *roll*

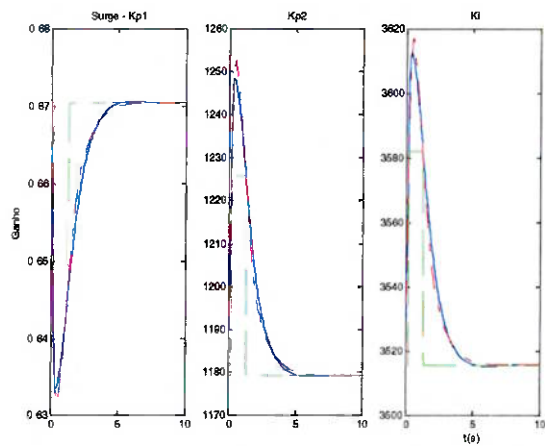


(e) Esforço de controle em *pitch*

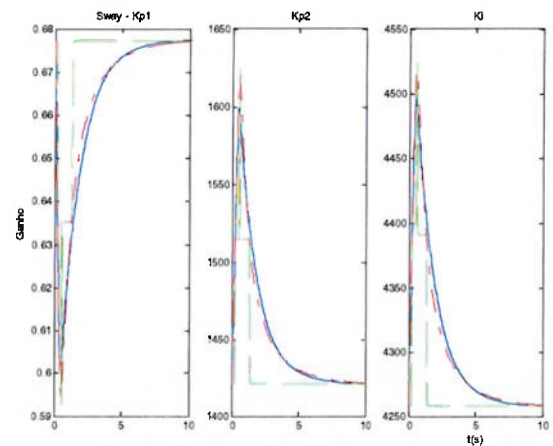


(f) Esforço de controle em *yaw*

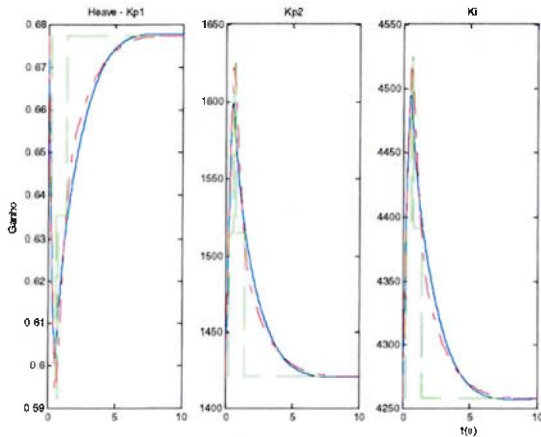
Figura 4.12 Comparação do sinal de controle para controles P-PI com Gain Scheduling. As linhas contínua, tracejada e traço-ponto representam os chaveamentos contínuo, degrau e linear, respectivamente.



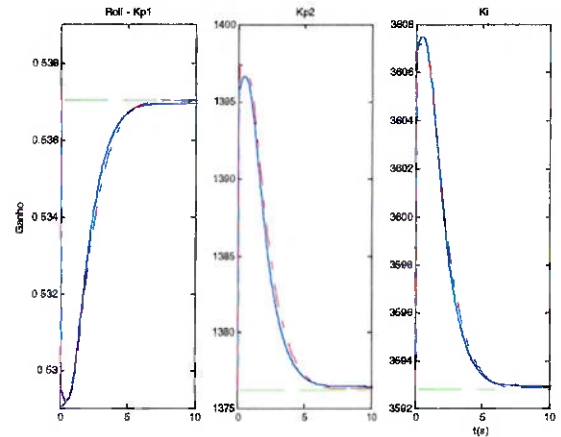
(a) Ganhos em x



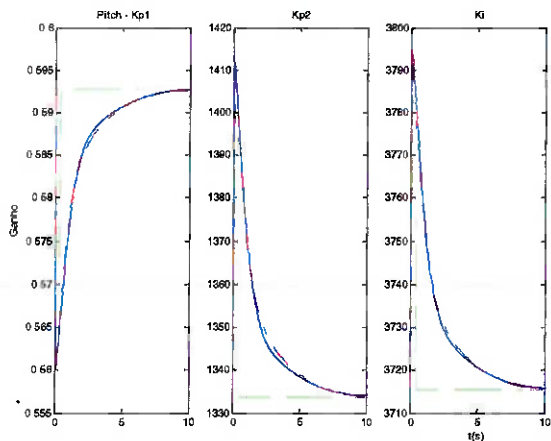
(b) Ganhos em y



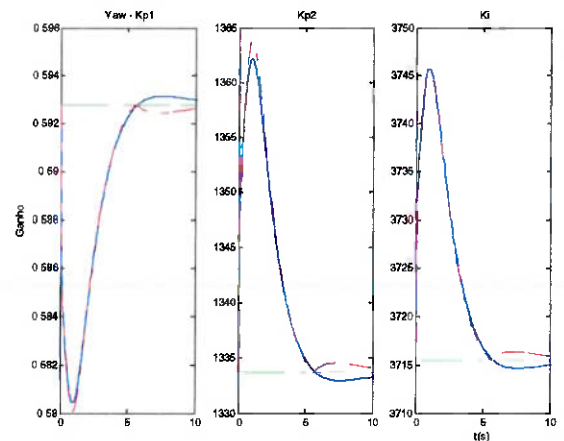
(c) Ganhos em z



(d) Ganhos em ϕ

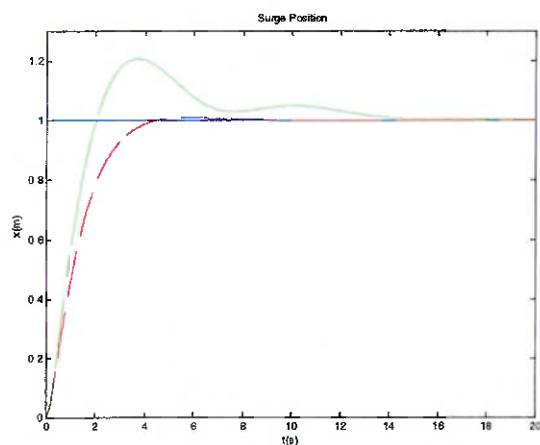


(e) Ganhos em θ

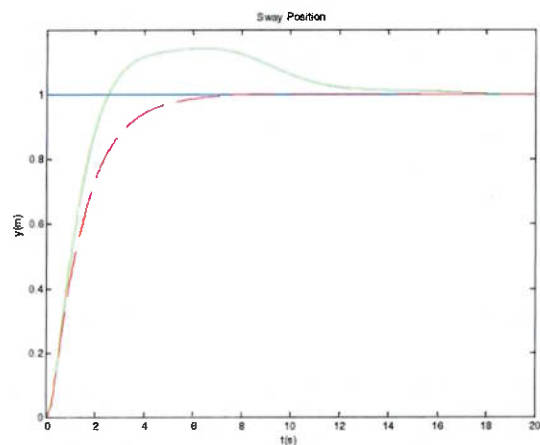


(f) Ganhos em ψ

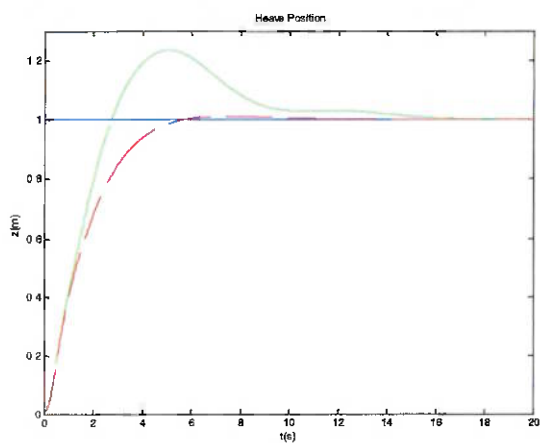
Figura 4.13 Comparação de ganhos para controles P-PI com Gain Scheduling. As linhas contínua, tracejada e traço-ponto representam os chaveamentos contínuo, degrau e linear, respectivamente.



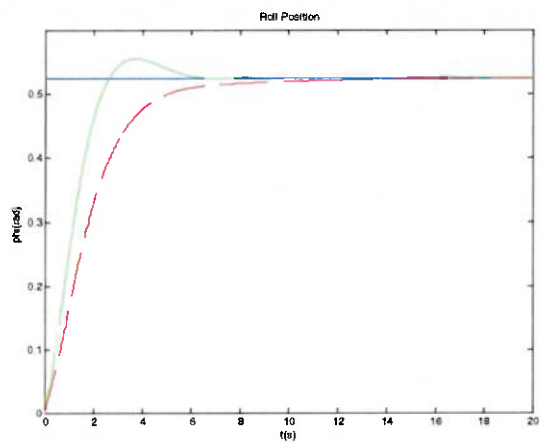
(c) Rastreamento da posição x



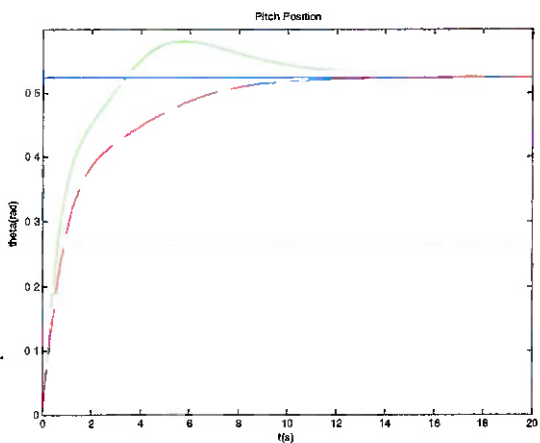
(b) Rastreamento da posição y



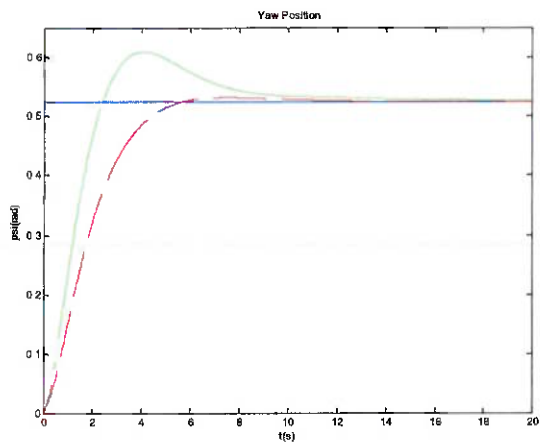
(d) Rastreamento da posição z



(d) Rastreamento da orientação ϕ

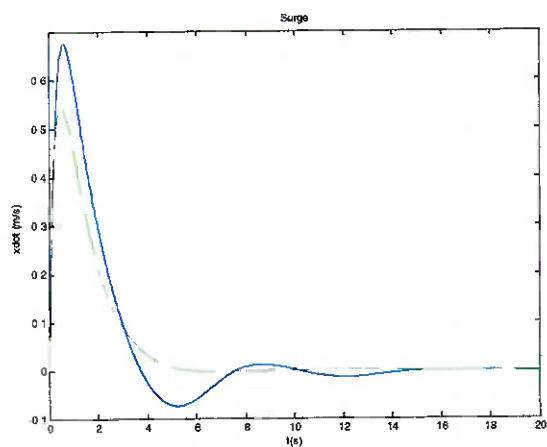


(e) Rastreamento da orientação θ

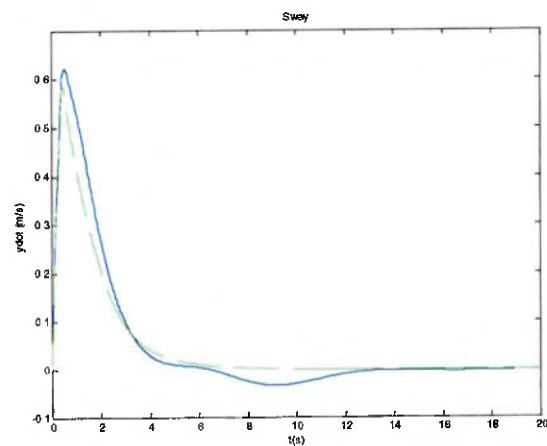


(f) Rastreamento da orientação ψ

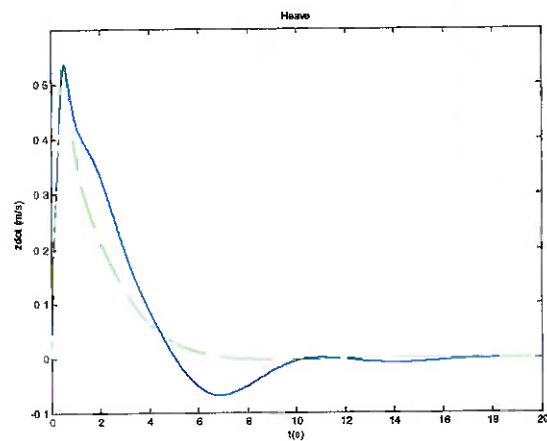
Figura 4.14 Comparação de posição entre controles PID e P-PI com escalonamento contínuo. As linhas contínua e tracejada representam as configurações PID e P-PI, respectivamente.



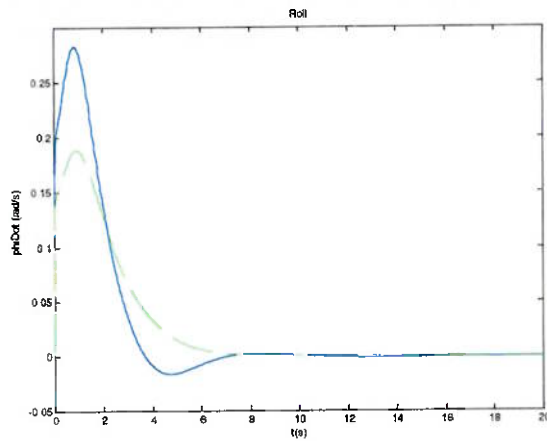
(a) Rastreamento da velocidade $\dot{x}$



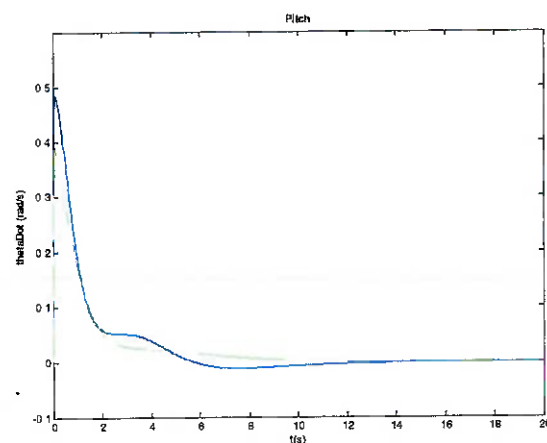
(b) Rastreamento da velocidade $\dot{y}$



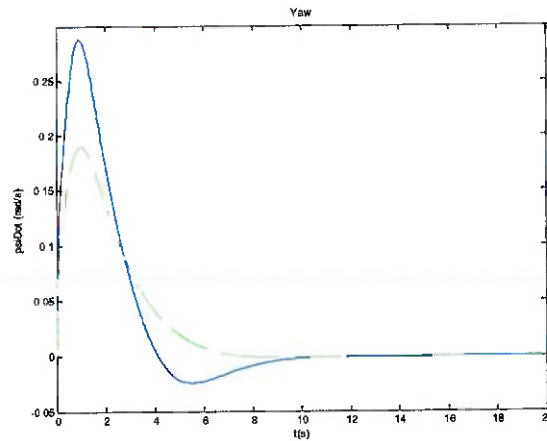
(c) Rastreamento da velocidade $\dot{z}$



(d) Rastreamento da velocidade $\dot{\phi}$

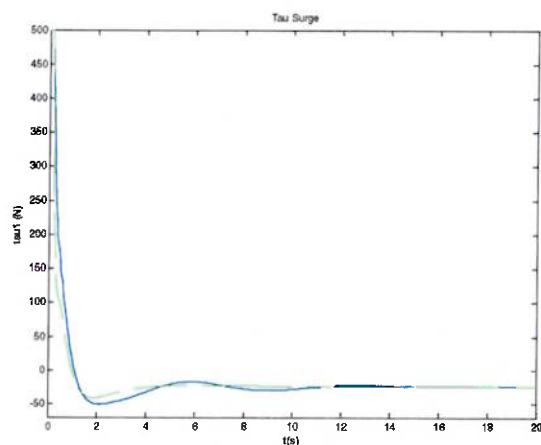


(e) Rastreamento da velocidade $\dot{\theta}$

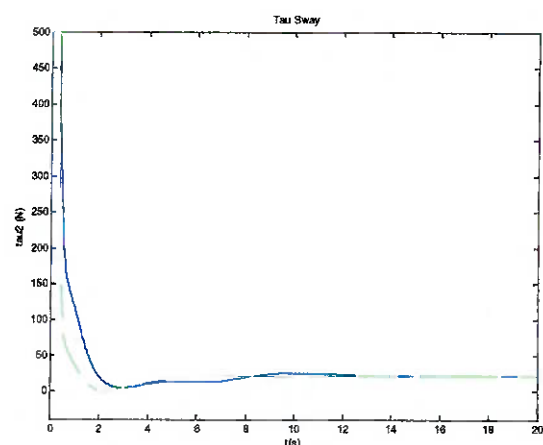


(f) Rastreamento da velocidade $\dot{\psi}$

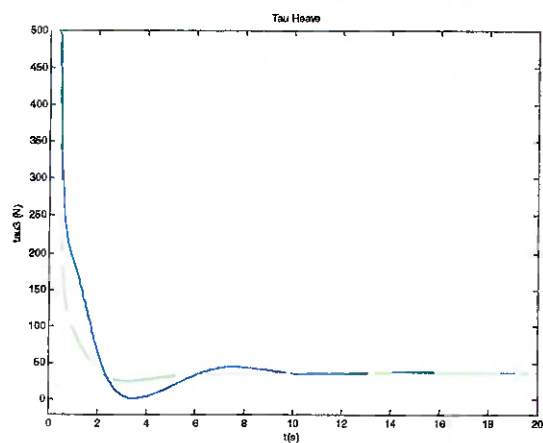
Figura 4.15 Comparação de velocidade entre controles PID e P-PI com escalonamento contínuo. As linhas contínua e tracejada representam as configurações PID e P-PI, respectivamente.



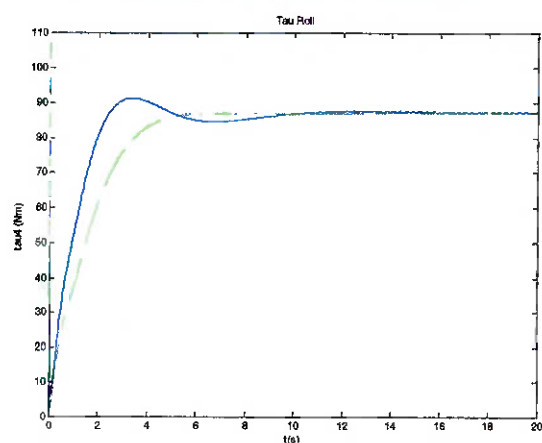
(a) Esforço de controle em *surge*



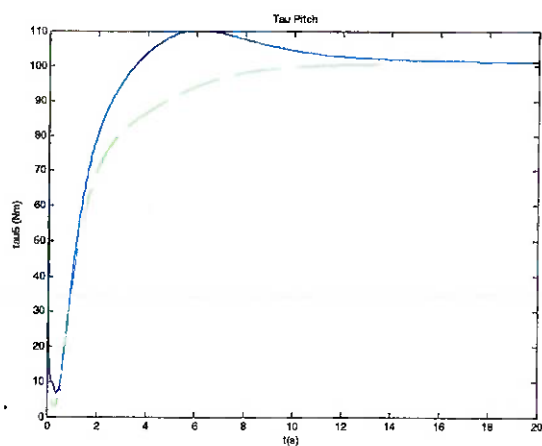
(b) Esforço de controle em *sway*



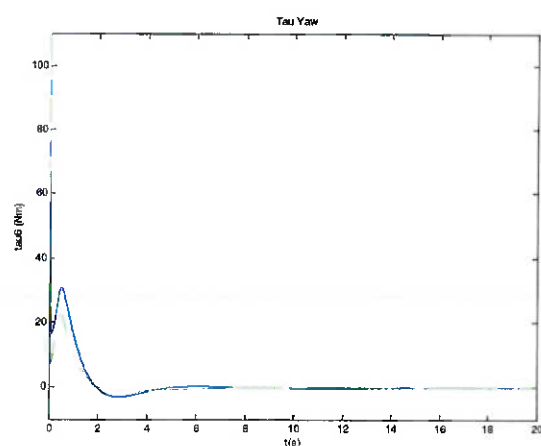
(c) Esforço de controle em *heave*



(d) Esforço de controle em *roll*



(e) Esforço de controle em *pitch*



(f) Esforço de controle em *yaw*

Figura 4.16 Comparação de sinal de controle entre controles PID e P-PI com escalonamento contínuo. As linhas contínua e tracejada representam as configurações PID e P-PI, respectivamente.

4.4 Conclusão

Neste capítulo foram apresentados o projeto, simulação e comparação dos controladores lineares e não-lineares para o veículo submarino MURS 300 Mark II. Viu-se que a abordagem de projeto destes controladores por alocação de pólos utilizando o diagrama do lugar das raízes é um método simples e eficiente, porém bastante sensível à variações dos requisitos de performance. Viu-se também que a formulação das leis de controle, em conjunto com a linearização da planta produzem naturalmente uma lei de chaveamento contínua. As simulações deste sistema serviram, então, de base para o cálculo das faixas de velocidade para os escalonamentos lineares e em degrau, de acordo com a heurística apresentada na seção 3.6.1.

Para uma discussão ampla, diferentes simulações foram realizadas, para comparação de sistemas lineares com não lineares, comparação de chaveamentos, e comparação de configurações de controle (PID e P-PI). Os resultados mostraram que os sistemas não-lineares possuíram melhor desempenho, pois se adaptaram às variações paramétricas da planta com a velocidade. O chaveamento contínuo se mostrou mais eficiente, com esforços de controle menores e respostas mais rápidas. Os demais escalonamentos (linear e degrau), possuíram desempenho similar, com pequena vantagem pelo primeiro, devendo sempre ser vistos como alternativa ao contínuo pelo baixo custo computacional que é inerente ao seu algoritmo. Por fim, a configuração PID mostrou uma resposta rápida na partida, porém com sobresinais excessivos, enquanto o controle P-PI mostrou melhor desempenho, com sobresinal e tempo de acomodação menores. No entanto, como visto no capítulo 3, a geração de trajetórias deve ser realizada por um sistema de alto nível, em que a decisão de se utilizar controles PID ou P-PI dependem do algoritmo implementado, para se tirar vantagem da resposta com partida rápida (PID) ou do tempo de acomodação menor, com pequeno sobresinal (P-PI).

Capítulo 5

Conclusão

Este documento mostrou que o controle de posição de veículos submarinos é um campo complexo de estudo ainda não consolidado. A modelagem dos veículos submarinos não tripulados nos seus seis graus de liberdade recaiu em seis equações não-lineares, acopladas e passíveis de variação paramétrica, provando-se que os controladores lineares possuem desempenho não satisfatório em faixas amplas de velocidade e aceleração. Para contornar este problema, o estudo demonstrou que a proposta de controle não-linear por Escalonamento de Ganhos é uma alternativa eficiente no controle dos UUVs.

Para o projeto dos controladores não lineares, foi desenvolvido um método que reúne a análise por regimes de operação, de estabilidade em malha fechada e heurística para divisão das faixas de operação das variáveis. A análise dos resultados das simulações validou o método para as duas configurações básicas de controle (PID e P-PI).

A comparação entre as configurações de controle com Gain Scheduling mostrou que a configuração P-PI obteve os melhores resultados. Foram então realizadas simulações para um estudo comparativo entre as três formas de chaveamento dos ganhos do sistema, comprovando-se que o escalonamento contínuo proveu os melhores resultados. Os chaveamentos em degrau e por interpolação linear tiveram desempenho próximo ao contínuo, principalmente para o PID, podendo ser utilizados como alternativa pelo baixo custo computacional.

Para a implementação destes controladores devem ser estudados alguns temas complementares, que são sugestões para trabalhos futuros. Estes temas são:

- 1) Validação da rejeição de perturbações e ruídos nas medidas dos sensores de realimentação pelo controle P-PI com chaveamento contínuo, para comprovação de desempenho robusto;
- 2) Simulação deste controlador com cabo umbilical para verificar a dependência do atraso de fase com o sinal de entrada.
- 3) Comparação de desempenho entre este controlador e outros não-lineares para entradas geradas por uma arquitetura de controle com interface humana.
- 4) Análise de viabilidade para implementação do controle em um sistema embarcado VxWorks.

Anexo A

Equações da Cinética e Dinâmica para Veículos Submarinos

A.1 Cinemática

A transformação não linear de coordenadas de posição do referencial fixo para o móvel, descrita pela Eq. 2.12, é o resultado da composição de três matrizes de rotação (Fossen, 1994):

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

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

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

Então:

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

Note que a ordem com que os termos são utilizados em (A.4) não é arbitrária (Fossen, 1994). A transformação inversa será, então:

$$J_1^{-1}(\eta_2) = C_{x,\phi} C_{y,\theta} C_{z,\psi} \quad (\text{A.5})$$

pois:

$$C_{p,a}^T = C_{p,a}^{-1} \quad (\text{A.6})$$

que é uma propriedade conhecida de matrizes de rotação.

A transformação entre os vetores de velocidade $J_2(\eta_2)$, descrita pela equação (2.13), pode ser escrita como (Fossen, 1994):

$$v_2 = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + C_{x,\phi} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} + C_{x,\phi} C_{y,\theta} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = J_2^{-1}(v_2) \dot{v}_2 \quad (\text{A.7})$$

Conforme comentado no capítulo 2, a integração direta de v_2 não tem significado físico. Note que:

$$J_2^{-1}(\eta_2) \neq J_2^T(\eta_2) \quad (\text{A.8})$$

A.2 Dinâmica

As expressões do corpo rígido são o resultado da aplicação das equações (2.19) e (2.20) para um ponto pertencente ao corpo rígido. As hipóteses adotadas para esta derivação são a de que a massa seca do veículo permanece constante, e a de que o sistema de coordenadas fixo em relação à Terra é inercial.

Expandindo as equações (2.19) e (2.20), tem-se:

$$m[\dot{u} - vr + wq - x_G(q^2 + r^2) + y_G(pq - \dot{r}) + z_G(pr + \dot{q})] = X \quad (\text{A.9})$$

$$m[\dot{v} - wp + ur - y_G(r^2 + p^2) + z_G(qr - \dot{p}) + x_G(qp + \dot{r})] = Y \quad (\text{A.10})$$

$$m[\dot{w} - uq + vp - z_G(p^2 + q^2) + x_G(rp - \dot{q}) + y_G(rq + \dot{p})] = Z \quad (\text{A.11})$$

$$I_x \dot{p} + (I_z - I_y)qr - (\dot{r} + pq)I_{xz} + (r^2 - q^2)I_{yz} + (pr - \dot{q})I_{xy} + \\ + m[y_G(\dot{w} - uq + vp) - z_G(\dot{v} - wp + ur)] = K \quad (\text{A.12})$$

$$I_y \dot{q} + (I_x - I_z)rp - (\dot{p} + qr)I_{xy} + (p^2 - r^2)I_{zx} + (qp - \dot{r})I_{yz} + \\ + m[z_G(\dot{u} - vr + wq) - x_G(\dot{w} - uq + vp)] = M \quad (\text{A.13})$$

$$I_z \dot{r} + (I_y - I_x)pq - (\dot{q} + rp)I_{yz} + (q^2 - p^2)I_{xy} + (rq - \dot{p})I_{zx} + \\ + m[x_G(\dot{v} - wp + ur) - y_G(\dot{u} - vr + wq)] = N \quad (\text{A.14})$$

Expandindo as equações acima, e conforme visto na seção 2.2, temos a matriz de massa descrita por:

$$M_{RB} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mz_G & -my_G \\ 0 & m & 0 & -mz_G & 0 & mx_G \\ 0 & 0 & m & my_G & -mx_G & 0 \\ 0 & -mz_G & my_G & I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ mz_G & 0 & -mx_G & -I_{yx} & I_y & -I_{yz} \\ -my_G & mx_G & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix} \quad (\text{A.15})$$

e a matriz das forças centrípetas e de Coriolis pode ser descrita na forma (de Souza, 2002):

$$C_M(v) = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & C1 \\ C2 & C3 \end{bmatrix} \quad (\text{A.16})$$

onde:

$$C1 = \begin{bmatrix} m(y_G q + z_G r) & -m(x_G q - w) & -m(x_G r + v) \\ -m(y_G p + w) & m(z_G r + x_G p) & -m(y_G r - u) \\ -m(z_G p - v) & -m(z_G q + u) & m(x_G p + y_G q) \end{bmatrix} \quad (A.17)$$

$$C2 = \begin{bmatrix} -m(y_G q + z_G r) & m(x_G q + w) & m(z_G r - v) \\ m(y_G p - w) & -m(z_G r + x_G p) & m(z_G r + u) \\ m(z_G p + v) & m(z_G q - u) & -m(x_G p + y_G q) \end{bmatrix} \quad (A.18)$$

$$C3 = \begin{bmatrix} 0 & -I_{yz}q - I_{xz}p + I_z r & I_{yz}r + I_{xy}p - I_y q \\ I_{yz}q + I_{xz}p - I_z r & 0 & -I_{xz}r - I_{xy}q + I_x p \\ -I_{yz}r - I_{xy}p + I_y q & I_{xz}r + I_{xy}q - I_x p & 0 \end{bmatrix} \quad (A.19)$$

Note que:

$$C_{RB}(v) = -C_{RB}^T(v) \quad (A.20)$$

pois foram utilizadas as derivações de Kirchoff para a obtenção da matriz (Fossen, 1994).

A.3 Esforços Hidrodinâmicos

São utilizadas as equações de Kirchoff para a dedução das matrizes de massa adicionada, Eq. 2.25, e de forças centrípetas e Coriolis, equações (2.25) e (2.27), respectivamente. Utilizando a notação SNAME, temos (Fossen, 1994):

$$M_A = \begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & X_{\dot{v}} & X_{\dot{w}} & X_{\dot{p}} & X_{\dot{q}} & X_{\dot{r}} \\ Y_{\dot{u}} & Y_{\dot{v}} & Y_{\dot{w}} & Y_{\dot{p}} & Y_{\dot{q}} & Y_{\dot{r}} \\ Z_{\dot{u}} & Z_{\dot{v}} & Z_{\dot{w}} & Z_{\dot{p}} & Z_{\dot{q}} & Z_{\dot{r}} \\ K_{\dot{u}} & K_{\dot{v}} & K_{\dot{w}} & K_{\dot{p}} & K_{\dot{q}} & K_{\dot{r}} \\ M_{\dot{u}} & M_{\dot{v}} & M_{\dot{w}} & M_{\dot{p}} & M_{\dot{q}} & M_{\dot{r}} \\ N_{\dot{u}} & N_{\dot{v}} & N_{\dot{w}} & N_{\dot{p}} & N_{\dot{q}} & N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (A.21)$$

$$C_A(v) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_3 & 0 & -a_1 \\ 0 & 0 & 0 & -a_2 & a_1 & 0 \\ 0 & -a_3 & a_2 & 0 & -b_3 & b_2 \\ a_3 & 0 & -a_1 & b_3 & 0 & -b_1 \\ -a_2 & a_1 & 0 & b_2 & -b_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.22})$$

sendo:

$$a_1 = X_u u + X_v v + X_w w + X_p p + X_q q + X_r r \quad (\text{A.23})$$

$$a_2 = X_v u + Y_v v + Y_w w + Y_p p + Y_q q + Y_r r \quad (\text{A.24})$$

$$a_3 = X_w u + Y_w v + Z_w w + Z_p p + Z_q q + Z_r r \quad (\text{A.25})$$

$$b_1 = X_p u + Y_p v + Z_p w + K_p p + K_q q + K_r r \quad (\text{A.26})$$

$$b_2 = X_q u + Y_q v + Z_q w + K_q p + M_q q + M_r r \quad (\text{A.27})$$

$$b_3 = X_r u + Y_r v + Z_r w + K_r p + M_r q + N_r r \quad (\text{A.28})$$

Para a matriz de massa, foi utilizada uma notação específica. Por exemplo, a componente de massa adicionada Y_A ao longo do eixo y devido à uma aceleração $\dot{u}$ na direção x é denominada por:

$$Y_A = Y_{\dot{u}} \dot{u}, \text{ onde } Y_{\dot{u}} = \frac{\partial Y}{\partial \dot{u}} \quad (\text{A.29})$$

A.4 Modelagem de Correntezas Marítimas

A modelagem dos esforços produzidos por correntezas marítimas foi discutido na seção 2.5. Fossen (1994) trata do esforço produzido por este fenômeno por uma equação do tipo:

$$\tau_c = M_{FK} \dot{v}_c + M_A v_c + C(v_c) v_c + D(v_c) v_c \quad (A.30)$$

onde M_{FK} deve ser entendida como uma matriz de inércia relativa aos esforços de Froude-Kriloff, v_c é a velocidade relativa entre o veículo e a correnteza, e as demais componentes correspondem à difração e forças viscosas.

Para veículos que possuem simetria, resultante nula para as forças de restauração e distribuição homogênea de massa, pode-se realizar a aproximação (de Souza, 2002):

$$M_{FK} = M_{RB} \quad (A.31)$$

A expressão final é obtida utilizando as equações (A.30) e (A.31), e considerando que a taxa de variação da velocidade da correnteza é pequena:

$$\tau_c = (M_{RB} + M_A) \dot{v}_c + C(v_c) v_c + D(v_c) v_c \quad (A.32)$$

A.5 Dados do Veículo Submarino

Os dados básicos utilizados para as simulações são do veículo MURS 300 Mark II (Ishidera et al., 1986), apresentados nas tabelas abaixo:

$m = 200kg$	$I_x = 12.3kgm^2$	$I_{xy} = -0.2kgm^2$
$\nabla = 0.2m^3$	$I_y = 17.7kgm^2$	$I_{xz} = -0.9kgm^2$
$\nabla_R = 0.378m^3$	$I_z = 19.5kgm^2$	$I_{yz} = 0kgm^2$

Coefficientes de massa adicionada:

$$X_{\dot{u}} = -157kg \quad K_{\dot{p}} = -7.9kgm^2$$

$$Y_v = -195kg \quad M_{\dot{q}} = -12.8kgm^2$$

$$Z_w = -270kg \quad N_r = -8.5kgm^2$$

Dados geométricos:

$$x_G = -0.013m \quad x_B = -0.013m$$

$$y_G = 0 \quad y_B = 0$$

$$z_G = 0.006m \quad z_B = 0.094m$$

A massa específica da água considerada é de $\rho=1025kg/m^3$, correspondente à água salgada a 20°C, e a constante gravitacional $g=9.81m/s^2$. Os demais dados, como curvas de arrasto hidrodinâmico e constantes de motor dos propulsores podem ser encontrados em (de Souza, 2002).

Lista de Referências

Asada, H. e Slotine J. J. E. (1986). Robot analysis and control. John Wiley & Sons, Inc.

De Souza, E. C. (2002). Modelagem e controle de veículos submarinos não tripulados. 2002. 151p. Dissertação (Mestrado). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003.

Faltisen, O. M. (1990). Sea loads on ships and offshore structures. 1st edition. Cambridge University Press.

Fossen, T. I. (1994). Guidance and Control of Ocean Vehicles. John Wiley & Sons.

Indivieri, G. (1998). Modeling and Identification of Underwater Robotic Systems. 1998. Tese (Doutorado). 1998. Università degli Studi di Genova Facoltà di Ingegneria. Itália, 1998.

Ishidera, H., Tsusaka, Y., Ito, Y., Oishi, T., Chiba, S. E Maki, T. (1986). Simulation and Experiment Of Automatic Controlled ROV. In: Proceedings of the 5th International Offshore, Mechanical and Artic Engineering Symposium. p.260-267.

Johansen, T. A. e Murray-Smith, R. (2000). The operating regimes Approach. John Wiley and Sons.

Lamb, H. (1932). Hydrodynamics. Cambridge University Press, London.

Lin, C. F. (1991). Modern Navigation, Guidance, and Control Processing, Vol. II of Advanced Navigation, Guidance, and Control, and Their Applications, Prentice Hall.

Newman, J. N. (1977). Marine hydrodynamics, MIT Press, Cambridge, MA.

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. In: *Automatica*. 36. p.665-671.

Yoerger, D. e Slotine, J. J. E. (1985). Robust Trajectory Control of Underwater Vehicle. In: *IEEE Journal of Oceanic Engineering*. 10(4). p.462-470.

Yuh, J. (1990). Modeling and control of underwater robotic vehicles. In: *IEEE Transactions of Systems, Man and Cybernetics*. 20(6). p. 1475-1483.