

110

CONSULTA
FD-3484
Ed.rev.

São Paulo
2003

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

ESTIMAÇÃO DE COEFICIENTES HIDRODINÂMICOS DE UM VEÍCULO SUBMARINO SEMI-AUTÔNOMO

JUAN PABLO JULCA AVILA

JUAN PABLO JULCA AVILA

ESTIMACIÓN DE COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS DE
UM VEÍCULO SUBMARINO SEMI-AUTÔNOMO

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

Área de Concentração:
Engenharia Mecatrônica

Orientador:
Prof. Dr. Julio Cezar Adamowski

SÃO PAULO

2003

A minhas filhas Katherine e Solange que simbolizam o começo e o recomeço.

Agradecimentos

Primeiramente, agradeço a Deus por mais esta oportunidade em minha vida. Ao amigo e orientador Prof. Dr. Julio Cezar Adamowski pelo incentivo, amizade e apoio. O autor agradece os recursos financeiros provenientes das seguintes agências de fomento: RECOPE, CTPETRO/FINEP e CNPq, que foram decisivos na execução desse trabalho. Aos Profs. Dr. Ettore Apolônio de Barros e Dr. Newton Maruyama pelo apoio e confiança depositados em minha pessoa. Aos colegas do Grupo de Sensores, Atuadores e Robótica Submarina: Gilder Nader, Luis Barbarini, Rynaldo Almeida, Marco Aurélio e Fávio Salas, pelo auxílio prestado em momentos de dificuldades no desenvolvimento deste trabalho. Aos meus amigos Carlitos, Elvis, Maurício e Jimmy que me brindaram seu apoio durante os ensaios em tanque de provas. Aos meus pais e ao meu irmão pelo apoio e amor que me deram ao longo da vida.

Resumo

Um veículo submarino semi-autônomo, tipo *open-frame*, está sendo desenvolvido na Escola Politécnica da USP para dar suporte às tarefas submarinas de instalação e transporte de equipamentos em poços petrolíferos localizados em águas profundas. A primeira missão concedida ao veículo é a recuperação de transponders utilizados no posicionamento dinâmico de navios. O veículo que executará esta missão inclui vasos de pressão para a instrumentação e módulos de controle e, um sistema de oito propulsores. Este trabalho apresenta uma abordagem experimental para estimar as características hidrodinâmicas do veículo submarino nos movimentos longitudinais, lateral e vertical. A abordagem é baseada em provas com modelo de escala reduzida (1:2) num tanque de provas. Dois grupos de provas foram executados. O primeiro grupo consiste de provas hidrodinâmicas estáticas para obter os coeficientes de arrasto através do movimento translacional do modelo à velocidade constante. Os resultados obtidos das provas mostraram que na faixa de velocidades de $0.2m/s$ até $0.8m/s$ não há dependência dos coeficientes de arrasto com o número de Reynolds. No segundo grupo, uma montagem com o modelo formando um sistema massa-mola foi usado para estimar os coeficientes de massa adicionada do veículo quando está em movimento acelerado. Esta técnica é baseada na medida da frequência natural da vibração do modelo na água. Foram também executadas provas estáticas e dinâmicas dos propulsores em condições de *bollard-pull* (amarramento). O modelo de força dos propulsores foi identificado experimentalmente colocando-se o conjunto motor/hélice/duto no tanque de provas e medindo-se o empuxo produzido a partir de uma tensão elétrica aplicada ao motor.

Abstract

An open-frame semi-autonomous underwater vehicle is being developed at Escola Politécnica da USP to provide inspection and intervention capabilities for specific missions in deep water oil fields. The first devised mission is related to responder recovery. The vehicle aimed to this mission is an open frame type that includes pressure vessels for instrumentation and control, and a set of eight undersea thrusters. This work presents an experimental approach to estimate the hydrodynamic characteristics of this underwater vehicle in surge, sway and heave motions. The approach is based on constrained tests of a 1:2 scale model in a towing tank. Two sets of tests were performed. The first set consist of static hydrodynamic tests to obtain drag coefficients through translation movement of the model at constant velocity. The tests showed that in the velocity range from 0.2 to 0.8 m/s there is no dependence of the hydrodynamic coefficients with Reynolds number. In the second set, a mass-spring assembly was used to estimate the added mass coefficients of the vehicle in accelerated underwater motion by measuring the natural frequency of vibration. It was also performed static and transient tests of the thrusters in bollard-pull conditions. The thruster model has been identified putting the whole system (motor, propeller, and nozzle) in a test tank and measuring the thrust force as a function of the applied input voltage.

Sumário

Lista de Figuras iv

Lista de Tabelas vii

Lista de Símbolos viii

I Introdução 1

1.1 Justificativa 1

1.1.1 Estimativa dos coeficientes hidrodinâmicos do SR 2

1.1.2 Empuxo do propulsor 3

1.2 Projeto Mecânico do SR 4

1.3 Objetivos 5

1.4 Organização da dissertação 6

1.5 Posição do presente trabalho no cenário atual 6

2 Modelo dinâmico do SR 8

2.1 Dinâmica do corpo rígido 9

2.1.1 Sistema de Coordenadas 9

2.1.2 Dinâmica do corpo rígido: Segunda lei de Newton 11

2.1.3 Representação vetorial das equações de movimento do corpo

rígido 15

2.2 Forças hidrodinâmicas 17

2.2.1 Massa adicionada 17

2.2.2 Arrasto hidrodinâmico 19

2.2.3 Forças e Momentos de restauração 20

2.3 Propulsão 20

21	2.4	Modelo geral de um veículo submarino	21
22	2.4.1	Modelo dinâmico do SR	22
22	2.4.2	Modelo dinâmico simplificado do SR	22
23	2.5	Metodologias propostas para determinação dos parâmetros hidrodinâmicos do SR	23
23	2.5.1	Técnica de Identificação de Sistemas	24
25	2.5.2	Estimativa de coeficientes hidrodinâmicos utilizando um modelo em escala reduzida	25
25	2.5.3	Escolha da técnica	25
25	2.5.4	Tanque de provas do IPT	25
27	3	Modelo estático dos propulsores	27
27	3.1	Considerações gerais	27
28	3.2	Modelo do propulsor: Estado estacionário	28
29	3.2.1	Modelo dos propulsores do SR	29
30	3.3	Descrição experimental	30
31	3.3.1	Elementos que compõem a bancada de teste dos propulsores	31
34	3.3.2	Determinação do empuxo	34
35	3.4	Resposta Estática	35
35	3.4.1	Estimação dos coeficientes de força dos propulsores	35
35	3.5	Resposta transitória	35
37	3.5.1	Resposta ao degrau	37
40	3.5.2	Resposta a uma entrada em rampa	40
41	3.5.3	Comentários sobre a resposta transitória do propulsor	41
44	4	Coefficientes de arrasto do SR	44
44	4.1	Arrasto hidrodinâmico	44
45	4.1.1	Semelhança de escoamentos: Modelo e Protótipo	45
48	4.1.2	Condição de escoamentos semelhantes no modelo e protótipo	48
48	4.2	Descrição experimental	48
49	4.2.1	Tanque de provas	49
50	4.2.2	Princípio de operação do aparato de teste do modelo	50
51	4.3	Resultados dos ensaios	51

4.3.1	Apresentação de resultados	53
4.3.2	Coefficiente de arrasto do modelo	55
4.4	Força de arrasto no protótipo do SR	59
4.4.1	Exemplo de cálculo	61
5	Coefficientes de massa adicionada do SR	62
5.1	Corpos acelerando e massa adicionada	62
5.1.1	Coefficiente de Keulegan-Carpenter KP	64
5.2	Movimento oscilatório do modelo	65
5.2.1	Sistema equivalente: Massa-mola	65
5.2.2	Seleção da mola	67
5.3	Descrição experimental	68
5.3.1	Verificação das constantes de rigidez das molas utilizadas	69
5.3.2	Descrição do experimento	69
5.4	Apresentação dos resultados	69
5.5	Massa adicionada no SR	71
5.6	Simulação do movimento de translação do SR	75
6	Conclusões e Perspectivas Futuras	80
6.1	Conclusões	80
6.2	Perspectivas Futuras	83
84	Referências Bibliográficas	84
87	APÊNDICES	87
A	Propriedades de massa do SR	88
B	Massa virtual de corpos acelerando num fluido	90
C	Força útil do sistema de propulsão para o avanço do SR	92
D	Desenho da estrutura de teste dos propulsores	94
E	Propulsor do SR	95

Lista de Figuras

1.1	O Sistema Robótico.	5
2.1	Sistemas de referência móvel e inercial do SR.	10
2.2	Movimento do corpo rígido.	12
2.3	Momento em relação ao sistema de coordenadas de origem arbitrário {O}.	14
3.1	Coefficiente de força do propulsor K_T em função do coeficiente de avanço J : quatro quadrantes.	29
3.2	Estrutura de teste dos propulsores.	31
3.3	O propulsor.	32
3.4	Esquema de conexão elétrica para teste do propulsor.	33
3.5	Esquema da medida do empuxo na bancada de testes.	34
3.6	Curva Característica do propulsor 1.	37
3.7	Curva Característica do propulsor 2.	37
3.8	Curva Característica do propulsor 4.	38
3.9	Curva Característica do propulsor 5.	38
3.10	Curva Característica do propulsor 6.	39
3.11	Curva Característica do propulsor 7.	39
3.12	Curva Característica do propulsor 8.	40
3.13	Resposta ao degrau com tensão de comando de $4V$ e, tempo de teste de 3s.	41
3.14	Resposta do propulsor a degraus de $1V$, $2V$, $3V$, $4V$ e $5V$ de tensão de comando.	42
3.15	Resposta a uma entrada em rampa. Tempo de subida: $0.5s$ e Tensão de chegada: $5V$	42

3.16	Resposta a várias entradas em rampa. Tempo de subida: 0,5s e	43
3.17	Resposta a uma entrada em rampa. Tempo de subida: 10s e Tensão	43
	Tensão de chegada: 1V, 2V, 3V, 4V e 5V.	
4.1	Curva que relaciona o coeficiente de arrasto do modelo C_D em função	46
	do número de Reynolds Re	
4.2	Triângulo de Forças em escoamentos dinamicamente semelhantes. . .	48
4.3	Tanque de provas do IPT.	49
4.4	Fotografia do modelo no momento que está sendo rebocado.	50
4.5	Fotografia do modelo do SR.	51
4.6	Fotografia do modelo no tanque de provas.	51
4.7	Representação esquemática do aparato experimental utilizado para	52
	medir o arrasto do modelo.	
4.8	Desenho esquemático indicando os centros de pressões do modelo. . .	53
4.9	Esquema para calcular a força de arrasto no modelo.	54
4.10	Coefficiente de arrasto do modelo. Movimento de avanço.	58
4.11	Coefficiente de arrasto do modelo. Movimento lateral.	59
4.12	Coefficiente de arrasto do modelo. Movimento vertical.	59
4.13	Igualdade de números de Reynolds para determinar o coeficiente de	60
	arrasto do protótipo $(C_D)_p$, a partir da curva de arrasto do modelo.	
5.1	Representação esquemática do sistema mecânico utilizado para se de-	66
	terminar as massas adicionadas no SR.	
5.2	Diagrama de corpo livre do sistema massa-mola equivalente.	67
5.3	Diagrama de blocos para adquirir o sinal do movimento harmônico	70
	do modelo.	
5.4	Gaiola de teste para se determinar a massa adicionada no modelo. .	71
5.5	Posição do acelerômetro no modelo.	71
5.6	Fotografia do modelo oscilando no tanque de provas.	72
5.7	Resposta do acelerômetro quando o modelo oscila na direção de avanço.	72
5.8	Resposta do acelerômetro quando o modelo oscila na direção lateral.	73

73	5.9	Resposta do acelerômetro quando o modelo oscila na direção vertical.
74	5.10	Resposta do acelerômetro no domínio da frequência - Oscilação do modelo na direção de avanço.
75	5.11	Resposta do acelerômetro no domínio da frequência - Oscilação do modelo na direção lateral.
76	5.12	Resposta do acelerômetro no domínio da frequência - Oscilação do modelo na direção vertical.
76	5.13	Resposta em frequência do sinal - Oscilação do modelo na direção de avanço.
76	5.14	Resposta em frequência do sinal - Oscilação do modelo na direção lateral.
77	5.15	Resposta em frequência do sinal - Oscilação do modelo na direção vertical.
77	5.16	Resposta dinâmica do SR nos movimentos de avanço, lateral e vertical.
79		cal.
88	A.1	Eixos de referência do SR.
93	C.1	Distribuição dos propulsores horizontais do SR.
95	E.1	Dimensões do propulsor.

Lista de Tabelas

32	3.1	Especificações técnicas do propulsor: Motor CC, Modelo 1021 - <i>Tec-nadyne</i>
36	3.2	Coefficiente de força c dos propulsores do SR.
55	4.1	Resultados dos ensaios no movimento de avanço.
55	4.2	Resultados dos ensaios no movimento lateral.
55	4.3	Resultados dos ensaios no movimento vertical.
57	4.4	Coefficiente de arrasto do modelo e número de Reynolds correspondente ao movimento de avanço.
57	4.5	Coefficiente de arrasto do modelo e número de Reynolds correspondente ao movimento lateral.
58	4.6	Coefficiente de arrasto do modelo e número de Reynolds correspondente ao movimento vertical.
58	4.7	Valores médios dos coeficientes de arrasto do modelo, para $Re \geq 1.419 \times 10^5$
68	5.1	Características técnicas da mola.
70	5.2	Frequências naturais do modelo submerso em água.
74	5.3	Massas adicionadas no modelo.
75	5.4	Coefficientes de massa adicionada do modelo.
77	5.5	Massas adicionadas no SR.
78	5.6	Parâmetros envolvidos na equação simplificada do movimento do SR.
78	5.7	Equações de movimento do SR em três graus de liberdade.
89	A.1	Elementos estruturais que compõem o SR.
89	A.2	Propriedades de massa do SR.

Lista de Símbolos

Utilizados no Sistema de Coordenadas Móvel

$X^0Y^0Z^0$ - Sistema de coordenadas móvel, fixo em relação ao veículo,

u - velocidade do veículo submarino na direção *surge* [m/s],

v - velocidade do veículo submarino na direção *sway* [m/s],

w - velocidade do veículo submarino na direção *heave* [m/s],

p - velocidade angular do veículo submarino na direção *roll* [rad/s],

q - velocidade angular do veículo submarino na direção *pitch* [rad/s],

r - velocidade angular do veículo submarino na direção *yaw* [rad/s],

\mathbf{v} - vetor de velocidades do veículo submarino, $\mathbf{v} \in \mathbb{R}^6$,

T_{CR} - vetor de forças/momentos externos que agem no veículo, $T_{CR} \in \mathbb{R}^6$,

T_{prop} - vetor de forças/momentos produzidos pelos propulsores, $T_{prop} \in \mathbb{R}^6$,

Utilizados no Sistema de Coordenadas Inercial

XYZ - sistema de coordenadas inercial, fixo em relação à Terra,

(x, y, z) - coordenadas de posição do veículo submarino [m],

(ϕ, θ, ψ) - coordenadas de orientação do veículo submarino [rad],

ϕ - ângulo de alongo [rad],

θ - ângulo de arfagem [rad],

ψ - ângulo de rumo [rad],

Gerais

- g - aceleração da gravidade [m/s^2],
 ρ - densidade da água de mar [kg/m^3],
 m - massa do veículo considerado como corpo rígido [kg],
 $I_0 \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ - tensor de inércia do veículo em relação ao sistema de coordenadas móvel $I_0 \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ [kgm^2],
 V - volume de fluido deslocado pelo veículo submarino [m^3],
 r_G - vetor posição do centro de gravidade do veículo com relação ao sistema de coordenadas móvel,
 W - vetor de forças e momentos de restauração do veículo [N],

Propulsor

- T - força de propulsão ou empuxo [N],
 Q - torque no propulsor devido ao carregamento hidrodinâmico [Nm],
 K_T - coeficiente de força do propulsor,
 K_Q - coeficiente de torque do propulsor,
 n - velocidade angular no eixo do propulsor [rad/s],
 J - coeficiente de avanço do propulsor,
 V_a - velocidade da água que entra no propulsor [m/s],
 c - coeficiente de força do propulsor,
 V - tensão de controle aplicada ao motor do propulsor [$Volt$],

Arrasto no veículo

- Re - número de Reynolds no escoamento,
 C_D - coeficiente de arrasto de um corpo submerso,
 L_c - comprimento característico do corpo [m],
 A_c - área característica do corpo [m^2],
 Eu - número de Euler do escoamento,
 p_0 - pressão do escoamento na corrente livre [N/m^2],
 V_0 - velocidade do escoamento na corrente livre [m/s],

F^{cel} - leitura de força da célula de carga [N],

$F^{model+bar}$ - força medida pela célula de carga quando o conjunto modelo-barra é

rebocado [N],

F^{model} - rebocando o conjunto modelo-barra, é a força que mediria a célula de carga

se o arrasto da barra fosse zero [N],

F^{bar} - força medida pela célula de carga quando só a barra é rebocada [N],

F^x - força de arrasto na direção de avanço do veículo [N],

F^y - força de arrasto na direção lateral do veículo [N],

F^z - força de arrasto na direção vertical do veículo [N],

C^x - coeficiente de arrasto na direção de avanço,

C^y - coeficiente de arrasto na direção lateral,

C^z - coeficiente de arrasto na direção vertical,

Massa adicionada

m - massa do modelo no ar [kg],

m^{ad} - massa adicionada no corpo [kg],

f^n - frequência de oscilação natural do sistema [Hz],

k_{eq} - rigidez equivalente do sistema [N/m],

C^{ad} - coeficiente de massa adicionada de um corpo,

η - coeficiente de perda de eficiência dos propulsores,

ρ^{Δ} - massa correspondente ao volume de fluido deslocado pelo corpo [kg],

Subscritos

m - referente ao modelo do veículo submarino,

d - referente ao protótipo do veículo submarino.

Capítulo 1

Introdução

Este capítulo descreve a motivação e os objetivos deste trabalho.

1.1 Justificativa

Com o desenvolvimento das técnicas de exploração de petróleo *offshore* no Brasil, existe a necessidade de realização de tarefas em águas profundas para instalar, recuperar e fazer a manutenção de equipamentos. O transporte e a instalação de equipamentos em poços petrolíferos localizados em águas profundas atualmente são realizados por meio de veículos remotamente controlados, *Remotely Operated Vehicles* - ROVs, que operam conectados a uma embarcação de superfície através de um cabo umbilical. Por esse cabo, o ROV recebe a energia necessária para sua operação e se comunica com a Unidade de Comando enviando sinais de vídeo e recebendo sinais de controle. Embora ROVs venham sendo utilizados há vários anos, a operação desses veículos continua sendo uma tarefa difícil, longa e cansativa para o operador considerando, que as operações do ROV dependem fortemente do posicionamento dinâmico da embarcação e das condições do ambiente marítimo (clima, ventos, correntezas, etc.) envolvendo custos elevados e longos tempos de execução. O Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos da Escola Politécnica da USP (PMR) em parceria com o Centro de Pesquisas da Petrobras vem desenvolvendo um Sistema Robótico (SR) semi-autônomo para realizar tarefas submarinas específicas, em profundidades entre 1000 e 2000 metros. O SR terá como primeira missão a recuperação de transponders (sinalizadores acústicos) utilizados

no posicionamento dinâmico de navios de perfuração de poços petrolíferos em águas profundas. O SR é classificado como um AVU - *Autonomous Underwater Vehicles*. O novo equipamento, além de maior rapidez e exatidão nas tarefas submarinas, terá um custo operacional bem mais baixo que os sistemas ROV utilizados atualmente em tarefas submarinas. Enquanto o ROV é um veículo teleguiado através de um cabo (umbilical) e câmaras de vídeo, o SR utiliza um sistema de localização por ultra-som para buscar de forma autônoma o alvo. No caso de uma recuperação de transponders, por exemplo, o sucesso de uma operação feita com o sistema ROV depende principalmente da habilidade do operador e das condições de mar. Até aqui considerou-se a relevância da construção de um veículo submarino semi-autônomo para realizar tarefas em águas profundas. Em seguida, a importância de determinar as características hidrodinâmicas do SR será apresentada.

1.1.1 Estimação dos coeficientes hidrodinâmicos do SR

Nos últimos anos tem ocorrido intensivos esforços para o desenvolvimento de veículos submarinos não tripulados. No projeto de um ROV, suas manobrabilidade e controlabilidade devem ser examinadas de preferência baseado-se num modelo matemático, afirma KIM *et al* [1]. O modelo matemático contém forças e momentos hidrodinâmicas expressos em termos de um grupo de coeficientes hidrodinâmicos. Portanto, é importante conhecer os verdadeiros valores destes coeficientes para simular com precisão o desempenho do ROV. Segundo ABKOWITZ [2], as forças que atuam sobre um veículo submarino durante uma manobra são funções do deslocamento posicional, das velocidades e acelerações tanto lineares como angulares, da forma do casco, do controle da força de propulsão, das velocidades e acelerações da água, em adição também são funções do tamanho do veículo e da extensão da água. Esta relação funcional agrupam-se na "forma" de equações de movimento, frequentemente referidas como modelo matemático. As chamadas constantes nestas equações, que dependem em forma geral do veículo e da geometria da água, são designados como coeficientes hidrodinâmicos. O interesse da comunidade científica por sistemas de controle de robôs submarinos pode ser confirmado pelo grande número de publicações em conferências

abrangentes sobre o assunto [3, 4, 5, 6, 1], representando estas atividades de pesquisa o estado da arte em navegação e controle de sistemas submarinos. Todas estas técnicas de controle para veículos submarinos precisam do conhecimento do modelo dinâmico do veículo, ou seja, um modelo totalmente identificado com seus coeficientes hidrodinâmicos conhecidos que comumente chama-se *modelo nominal*. Para simplicidade da modelagem de ROVs, normalmente o modelo nominal não inclui os efeitos do cabo, correnteza marítima, etc. facilitando, desta maneira, o processo de estimação dos coeficientes hidrodinâmicos em laboratório.

Se os robôs industriais tipo manipuladores necessitam ser identificados experimentalmente para a obtenção de um modelo dinâmico confiável, então a necessidade da identificação para um robô submarino é ainda maior devido a que os coeficientes do SR da USP, os parâmetros hidrodinâmicos do modelo matemático não podem ser estimados a priori a partir da informação geométrica ou estrutural do robô. Isto deve-se a que o SR é do tipo *open-frame* com muitos apêndices (propulsores, vasos, transdutores, etc.) produzindo-se, desta maneira, um escoamento muito complexo em torno do veículo, impossibilitando a sua análise teórica, afirma NOMOTO *et al* [7]. O ponto é que, dado o SR de geometria conhecida submerso em água, quais seriam seus coeficientes de arrasto e de inércia? Não há método teórico confiável para responder esta questão sem incluir dados experimentais. Consequentemente à medida em que o SR é concebido, os dados experimentais devem ser obtidos em tanque de provas para possibilitar o processo de estimação dos coeficientes hidrodinâmicos. Todo trabalho de estimação de coeficientes hidrodinâmicos de veículos submarinos deve começar com provas estáticas de velocidade constante, utilizando um modelo em tanque de provas ou identificando experimentalmente o protótipo, afirma INDIVERI [8]. O teste estático, como primeira etapa no projeto de um veículo submarino, permite estimar os coeficientes de arrasto e, mediante estes valores, decidir se o veículo pode cumprir as tarefas para as quais foi projetado.

1.1.2 Empuxo do propulsor

Para o controle de posição do SR tem-se que conhecer o empuxo produzido pelos propulsores em água; isto implica em desenvolver um modelo para estimar a força

dos propulsores em função do sinal de controle aplicado.

Nos últimos anos foram desenvolvidos e validados experimentalmente modelos de propulsores marinhos que vão desde modelos estáticos em condições de *bollard-pull* (amarramento) até o mais complexo modelo dinâmico que faz uso das forças de arrasto e sustentação das pás do hélice para estimar o empuxo [9, 10]. Este último modelo dinâmico é capaz de prever o empuxo real dos propulsores em resposta transitória. Neste trabalho não será possível desenvolver um modelo dinâmico para os propulsores do SR devido à falta de equipamentos e sensores necessários para tal finalidade. Por isso, foi desenvolvido um modelo estático para os propulsores do SR com o objetivo de estimar o empuxo em regime permanente.

Como os propulsores do SR são de velocidade controlada, a dinâmica da resposta transitória do propulsor pode ser ignorada no projeto de controle. YUH [3] afirma que este tipo de atuador possui um servo-sistema com realimentação de velocidade que é projetado para ter uma constante de tempo muito pequena quando comparada com a constante de tempo total do veículo. Dessa forma, a rápida resposta dos propulsores do SR é uma justificativa para utilizar um modelo estático de força. No controle dos veículos submarinos *Kambara* [5], *Romeo* [11] e *Tatui* [12], utilizaram o modelo estático para estimar o empuxo dos propulsores. Esse modelo estático que contém só uma variável de estado (rotação do hélice), foi baseado na lei quadrática do empuxo e velocidade de rotação do hélice: $T \sim n|n|$, confirmando a sua validade.

1.2 Projeto Mecânico do SR

O SR que está sendo desenvolvido no Laboratório de Sensores, Atuadores e Robótica Submarina da EPUSP, é um veículo submarino não tripulado de estrutura aberta (*open-frame*), como mostrado na Figura 1.1, projetado para dar suporte à extração de petróleo e gás em águas profundas. A estrutura mecânica tubular do SR é de aço inoxidável AISI 316, e serve de suporte para os vasos das baterias e da eletrônica de controle, os sensores e os propulsores.

As dimensões do SR são de aproximadamente 1278mm, 1114mm e 800mm para comprimento, largura e altura, respectivamente. Sua massa total é de aproximada-

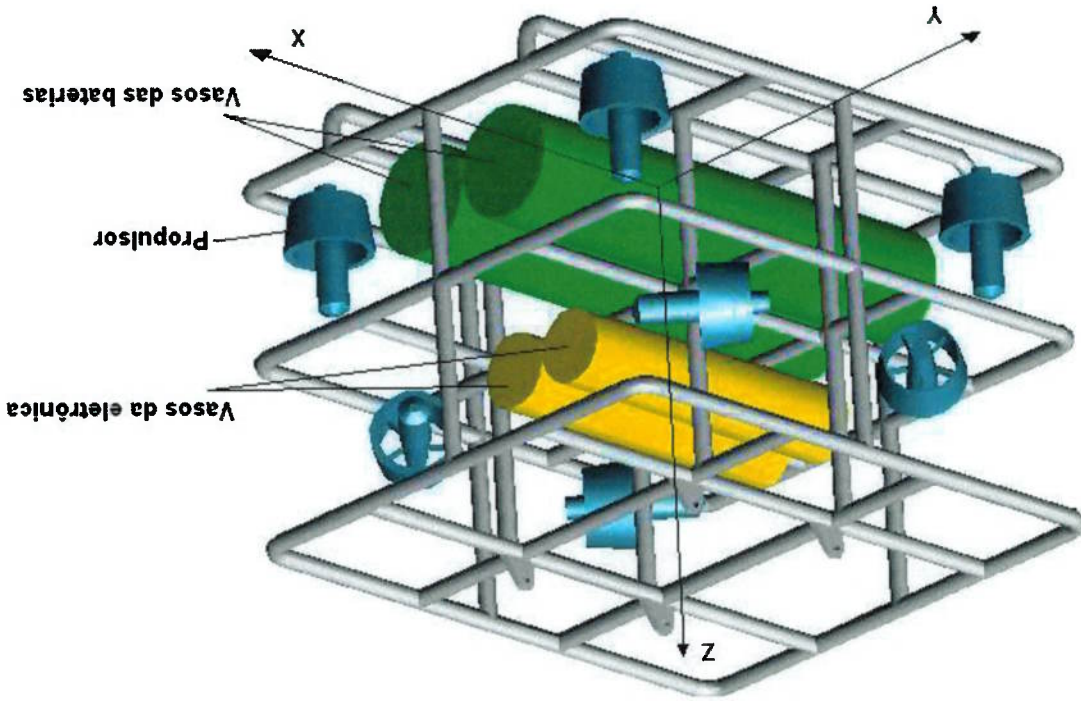


Figura 1.1. O Sistema Robótico.

mente 420Kg com um volume deslocado de aproximadamente 189 litros (calculado no programa AUTOCAD). O SR deverá ser intrinsecamente estável em *roll* (rotação ao redor do eixo x) e *pitch* (rotação ao redor do eixo y). A parte superior da estrutura contém os vasos da eletrônica de controle (cor amarelo) e os quatro propulsores horizontais cujos eixos coincidem com a diagonal da seção xy do veículo (vista em planta), vide Figura 1.1. A parte inferior da estrutura contém os vasos para as baterias (cor verde), quatro propulsores posicionados verticalmente para o movimento de translação vertical e os sensores de ultra-som. O veículo é simétrico em relação aos planos xz e yz e os oito propulsores estão distribuídos na estrutura, sendo dois em cada canto (vista em planta). Essa configuração de propulsores é a mesma utilizada no veículo *Romeo* [11].

1.3 Objetivos

Os objetivos principais deste trabalho são:

1. estimar os coeficientes de arrasto e de massas adicionadas do SR a partir de

2. levantar as curvas características dos propulsores em regime permanente.

ensaios com modelo em tanque de provas,

1.4 Organização da dissertação

- O primeiro capítulo está dedicado à discussão das motivações e objetivos deste trabalho.
- Capítulo 2: Apresenta uma revisão geral das equações de movimento de veículos submarinos. Formula o movimento desacoplado do SR nas direções de avanço, lateral e vertical. Finalmente, apresenta as técnicas propostas pela comunidade científica para a estimação de coeficientes hidrodinâmicos de veículos submarinos.
- Capítulo 3: Apresenta o levantamento das curvas características dos propulsores do SR.
- Capítulo 4: Apresenta a técnica para estimar os coeficientes de arrasto do SR a partir de ensaios com modelo e os resultados experimentais dos ensaios feitos no tanque de provas do IPT.
- Capítulo 5: Apresenta a técnica para estimar os coeficientes de massa adicionada do SR através de um oscilador mecânico.
- Capítulo 6: Conclusões e perspectivas futuras.

1.5 Posição do presente trabalho no cenário atual

INDIVÉRI *et. al.* [11] propõem uma metodologia para a modelagem e identificação de coeficientes hidrodinâmicos de ROVs de estrutura aberta utilizando a informação de sensores embarcados no veículo. Esta técnica não necessita rebocar o protótipo em tanque de provas (*towing tank*) porque este desloca-se de forma autônoma utilizando seus próprios propulsores, resultando em baixo custo e curto tempo de execução. A maior vantagem desta técnica consiste em que as interações propulsor-casco e propulsor-propulsor são facilmente modeladas através do *coeficiente de instalação*

do propulsor; estes coeficientes que representam a perda de eficiência dos propulsores podem ser estimados diretamente a partir dos dados coletados de força e velocidade do veículo.

A estimação dos coeficientes hidrodinâmicos do SR utilizando sensores embarcados requer testes com o protótipo num tanque de provas de grandes dimensões. Como o projeto do SR ainda está em desenvolvimento, optou-se por construir um modelo do SR em escala reduzida (1:2) para ser testado no tanque de provas do IPT (Instituto de Pesquisa Tecnológica de São Paulo). Logo, a partir deste modelo, espera-se obter coeficientes hidrodinâmicos confiáveis tal como NOMOTO *et. al.* [7] obtiveram com o modelo de DOLPHIN 3K. Eles utilizaram um modelo em escala 1:4 e os testes foram realizados num canal de água recirculante.

Uma distinção entre *Autonomous Underwater Vehicles* - AUVs e ROVs é que enquanto os AUVs são frequentemente corpos esbeltos tal como torpedos, a grande maioria dos ROVs são corpos de estrutura aberta (*bluff-body*) [13]. Uma característica comum neste tipo de veículos é que ambos, ROVs e AUVs, possuem simetria estrutural. Para o caso dos AUVs, as propriedades de simetria estrutural simplificam grandemente a equação de movimento, tendo como consequência uma redução em número dos coeficientes desconhecidos e eles podem ser razoavelmente avaliados por métodos teóricos. Pelo contrário, um ROV tipo *open-frame* não tira vantagem das suas propriedades simétricas e os coeficientes hidrodinâmicos não podem ser avaliados a partir da informação estrutural mas sim a partir de métodos experimentais, como a técnica de reboque ou por procedimentos de Identificação de Sistemas (IS), afirma ALESSANDRI *et. al.* [13], 1998. O reboque em tanque é uma técnica padrão em Engenharia Naval e são mais precisos porém são longos e custosos, enquanto que o método de IS é rápido e suficientemente preciso para os propósitos de controle. Este trabalho considera o reboque de um modelo em tanque de provas para estimar os coeficientes hidrodinâmicos do SR.

Capítulo 2

Modelo dinâmico do SR

Neste capítulo a modelagem matemática da dinâmica de um veículo submarino será revisada com o objetivo de situar o presente trabalho no contexto da estimação de parâmetros hidrodinâmicos.

A modelagem de veículos submarinos tem conduzido ao desenvolvimento de equações de movimento muito complicadas encontradas em FOSSSEN [14] e AB-KOWITZ [2]. Além da não-linearidade inerente ao movimento do veículo, as forças e momentos hidrodinâmicos atuais são usualmente modelados pela combinação de resultados experimentais e teóricos. Modelos mais simples que descrevem somente aspectos particulares da dinâmica do veículo são frequentemente requeridos. Em particular, tem-se a necessidade de modelos que descrevem o movimento de sacoplado de veículos submarinos. No controle de um ROV, INDIVERI [11] sugere a possibilidade de desacoplar as equações de movimento e reduzir o estudo a somente quatro graus de liberdade: *surge, sway, heave* e *yaw*.

Por simplicidade de modelagem, os efeitos do cabo não serão levados em conta no modelo do SR. Tal suposição é reforçada pelo fato que o SR é alimentado por baterias e utiliza comunicação sem fio (transmissão acústica de dados).

Para formular o modelo dinâmico do SR, estudam-se três grupos de forças: 1) forças de corpo rígido, 2) forças hidrodinâmicas devido ao arrasto, massa adicionada, peso-flutuação e finalmente 3) forças dos propulsores. Os três tipos de forças são superpostos linearmente numa só equação vetorial para obter o modelo 1 A natureza não-linear do movimento é devido ao acoplamento entre forças de corpo rígido, forças hidrodinâmicas e forças de flutuação.

do SR.

2.1 Dinâmica do corpo rígido

Nesta seção revisa-se a dinâmica do veículo submarino tratado como corpo rígido onde as equações do movimento de Newton podem ser aplicadas.

2.1.1 Sistema de Coordenadas

O estudo do movimento de um veículo submarino deve começar pela definição conveniente de dois sistemas de referência:

- sistema de referência móvel $X_0Y_0Z_0$ (fixo ao corpo do veículo),
- sistema de referência inercial XYZ (fixo à Terra).

A Figura 2.1 representa o movimento do SR em seus seis graus de liberdade e mostra os dois sistemas de referência, antes mencionado. Em robótica submarina, a terminologia que se utiliza para especificar os graus de liberdade de qualquer veículo marinho é (FOSSSEN [14]):

surge movimento ao longo do eixo X_0 (avanzo),
sway movimento ao longo do eixo Y_0 (deriva),
heave movimento ao longo do eixo Z_0 (caturo),
roll rotação ao redor do eixo X_0 (balanço),
pitch rotação ao redor do eixo Y_0 (artagem),
yaw rotação ao redor do eixo Z_0 (cabeeço).

As componentes de velocidade do SR em relação ao sistema de referência móvel

$X_0Y_0Z_0$ são:

u velocidade de avanço,
 v velocidade de deriva,
 w velocidade de caturo,
 p velocidade angular balanço,
 q velocidade angular artagem,
 r velocidade angular cabeeço.

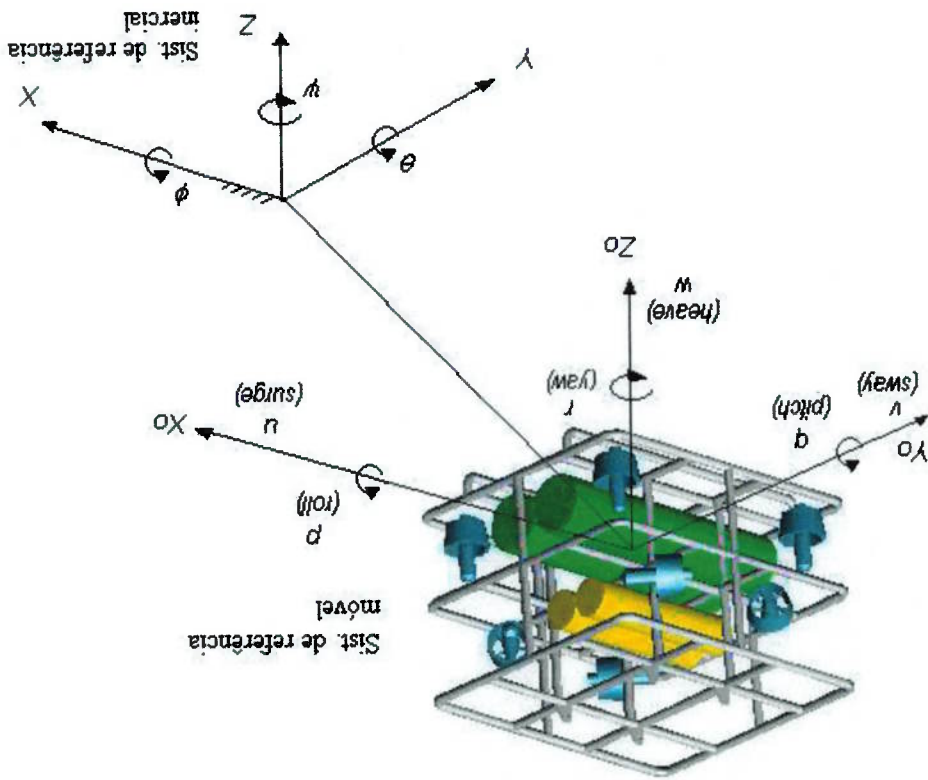


Figura 2.1. Sistemas de referência móvel e inercial do SR.

As coordenadas de posição (x, y, z) e orientação (ϕ, θ, ψ) do veículo são medidas em relação ao sistema referência inercial cuja terminologia é a seguinte:

- ϕ ângulo de balanço,
- θ ângulo de arfagem,
- ψ ângulo de cabeceio.

Sistema de referência móvel $X_0Y_0Z_0$

O sistema de referência móvel fixo ao SR na origem $\{O\}$ está em translação e rotação conforme o movimento do veículo. Para aproveitar a geometria do SR, pode-se fazer com que os eixos $X_0Y_0Z_0$ coincidam com os eixos principais de inércia do veículo. Os eixos do sistema de referência móvel podem ser definidos como (Fig. 2.1):

- X_0 - eixo longitudinal (dirigido de popa para proa)
- Y_0 - eixo transversal (dirigido para estibordo)
- Z_0 - eixo normal (dirigido de cima para baixo)

Sistema de referência inercial XYZ

O movimento do SR deve ser descrito em relação a um sistema de referência inercial. No estudo do movimento de veículos submarinos, a aceleração de um ponto sobre a superfície terrestre é omitida; portanto, pode-se especificar o sistema inercial como estando fixo no fundo do oceano.

2.1.2 Dinâmica do corpo rígido: Segunda lei de Newton

No desenvolvimento das equações de movimento de um veículo submarino tratado como corpo rígido, duas suposições são feitas: a massa do veículo permanece constante no tempo e o efeito de rotação da Terra é omitido. Num corpo rígido é costume escolher a origem do sistema local no centro de gravidade do corpo para simplificar as análises envolvidas. Porém, para veículos submarinos, é mais conveniente desen-volver equações para uma origem arbitrária a fim de fornecer flexibilidade na escolha da origem e tirar vantagem das propriedades geométricas do veículo. Desta maneira, pode-se simplificar as expressões complexas das forças hidrodinâmicas que atuam no veículo, afirma YUH [6]. A Figura 2.2 representa o corpo rígido com movimento de translação e rotação relativa ao sistema de referência inercial XYZ. No caso mais geral, onde a origem {O} não coincide com o centro de gravidade {G} do veículo, a terminologia utilizada no estudo da dinâmica de veículos submarinos é [2, 14]:

$\hat{i}, \hat{j}, \hat{k}$ são os vetores unitários ao longo dos eixos X_0, Y_0 e Z_0 , respectivamente;

\mathbf{r}_G é o vetor distância desde a origem {O} ao centro de gravidade {G}, $\mathbf{r}_G = x_G\hat{i} + y_G\hat{j} + z_G\hat{k}$;

\mathbf{U}_0 é a velocidade de translação da origem {O} do corpo, representado por $\mathbf{U}_0 = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$;

Ω é o vetor velocidade angular do corpo em torno da origem {O}, representado por $\Omega = p\hat{i} + q\hat{j} + r\hat{k}$;

\mathbf{I}_0 é o tensor de inércia do corpo rígido em relação ao sistema de referência móvel $X_0Y_0Z_0$;

$$\mathbf{I}_0 = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix}$$

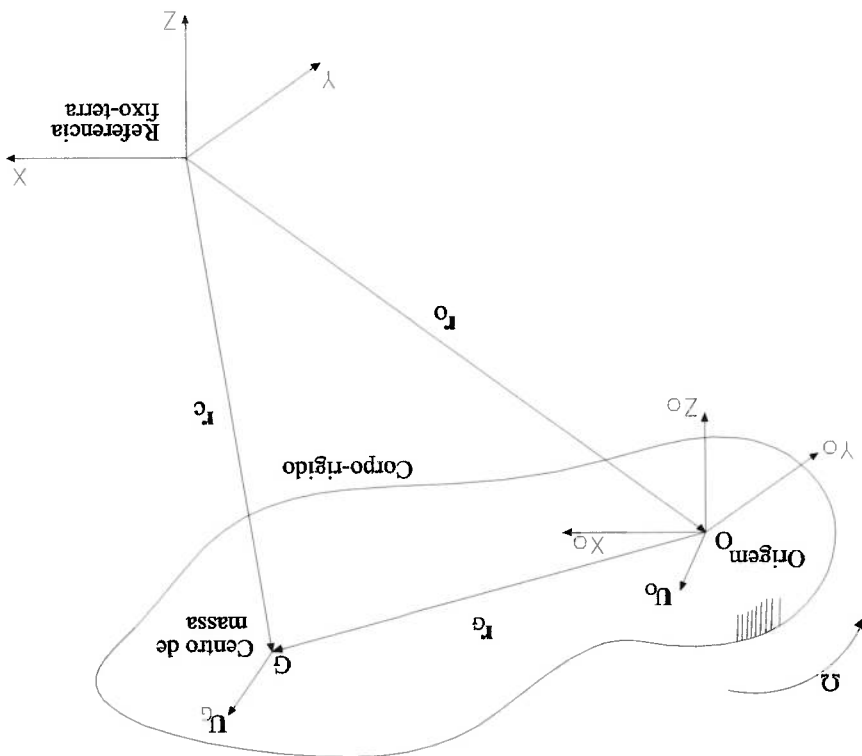


Figura 2.2. Movimento do corpo rígido.

\mathbf{F} é o vetor de forças externas atuantes sobre o veículo com componentes X , Y e Z , assim $\mathbf{F} = X\hat{i} + Y\hat{j} + Z\hat{k}$;
 \mathbf{M} é o vetor de momentos externos atuantes em torno dos eixos $X_0Y_0Z_0$ com componentes K , M e N , assim $\mathbf{M} = K\hat{i} + M\hat{j} + N\hat{k}$.

Movimento de translação

Ao aplicar a segunda Lei de Newton ao movimento do corpo rígido obtêm-se uma equação de forças e uma equação de momentos, ambas referidas ao sistema local de coordenadas $X_0Y_0Z_0$, vide Figura 2.2. Rastreando o centro de gravidade do corpo $\{G\}$, a equação de força pode ser escrita como:

$$\mathbf{F} = m \frac{d\mathbf{U}_G}{dt} \tag{2.1}$$

onde \mathbf{U}_G representa a velocidade absoluta do centro de gravidade em relação ao sistema inercial XYZ . Considerando os efeitos de rotação da Terra desprezíveis, a

velocidade do centro de gravidade do corpo é dada por:

$$\mathbf{U}_G = \mathbf{U}_0 + \Omega \times \mathbf{r}_G,$$

onde \mathbf{U}_0 é a velocidade da origem do corpo $\{O\}$ em relação ao sistema inercial e $\Omega \times \mathbf{r}_G$ leva em conta a rotação do corpo em torno de seus eixos $X_0Y_0Z_0$. Logo a Equação 2.1 pode ser expressada como:

$$\mathbf{F} = m \frac{d}{dt}(\mathbf{U}_0 + \Omega \times \mathbf{r}_G) \quad (2.2)$$

A Equação 2.2 não considera as forças de Coriolis e centrífuga produzidas pela rotação da Terra já que são desprezíveis frente às forças que atuam diretamente no veículo.

Para avaliar a Equação 2.2 deve-se considerar que os vetores unitários \hat{i} , \hat{j} e \hat{k} mudam de direção quando o veículo possui movimento rotatório, produzindo desta maneira termos de aceleração centrífuga. Consequentemente, para calcular a derivada do vetor velocidade U_G devem-se utilizar as seguintes expressões [6]:

$$\frac{d\hat{i}}{dt} = r\hat{j} - q\hat{k}, \quad \frac{d\hat{j}}{dt} = p\hat{k} - r\hat{i} \quad e \quad \frac{d\hat{k}}{dt} = q\hat{i} - p\hat{j}$$

Fazendo as substituições correspondentes na Equação 2.2, obtêm-se as três componentes do vetor força externa que age sobre o veículo [14]:

$$\begin{aligned} X &= m[\dot{u} - vr + wq - x_G(q^2 + r^2) + y_G(pq - r^2) + z_G(pr + q^2)] \\ Y &= m[\dot{v} - wp + ur - y_G(r^2 + p^2) + z_G(qr - p^2) + x_G(dp + r^2)] \\ Z &= m[\dot{w} - uq + vp - z_G(p^2 + q^2) + x_G(rp - q^2) + y_G(rq + p^2)] \end{aligned} \quad (2.3)$$

Equação de Momentos

De acordo à Figura 2.3, o momento \mathbf{M} no ponto $\{O\}$ é igual ao momento em $\{G\}$ mais o momento produzido pela força \mathbf{F} atuando num raio \mathbf{r}_G , ou seja:

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_G + \mathbf{r}_G \times \mathbf{F} \quad (2.4)$$

Lembrando que o vetor momento \mathbf{M}_G é a rapidez de variação do momento angular \mathbf{H}_G do corpo rígido, define-se:

$$\mathbf{M}_G = \frac{d}{dt} \mathbf{H}_G$$

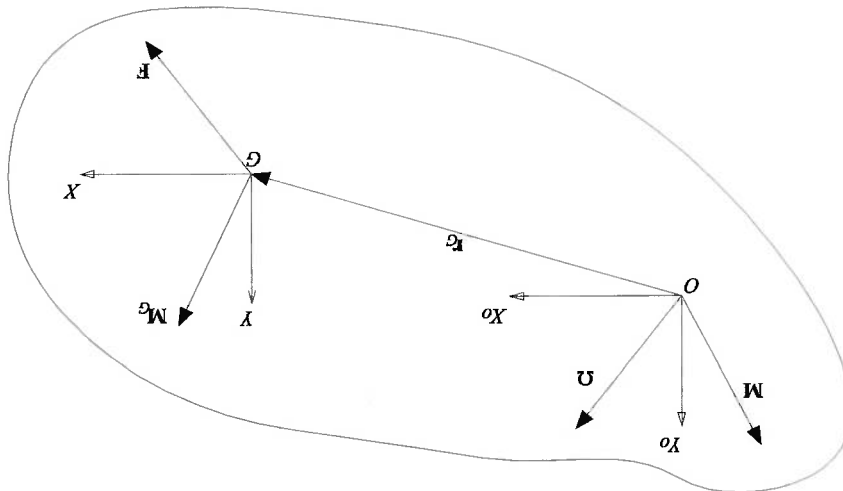


Figura 2.3. Momento em relação ao sistema de coordenadas de origem arbitrário {O}.

A definição geral do momento angular \mathbf{H} de um corpo rígido em torno de qual-quer sistema de referência é dado como o produto da matriz tensor pela velocidade angular,

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_y & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}$$

Ao fazer as operações vetoriais na Equação 2.4, obtêm-se as três componentes escalares do vetor momento [14]:

$$\begin{aligned} K &= I_x \dot{\varphi} + (I_z - I_y) \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \varphi + \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \varphi (I_x - I_z) + \dot{\varphi} \dot{\psi} \cos \varphi (I_x - I_z) \\ M &= I_y \dot{\psi} \cos \varphi + (I_x - I_z) \dot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \varphi (I_x - I_z) \\ N &= I_z \dot{\psi} \sin \varphi + (I_x - I_y) \dot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \varphi (I_x - I_z) \end{aligned} \quad (2.5)$$

2.1.3 Representação vetorial das equações de movimento do corpo rígido

As Equações de força 2.3 e momento 2.5 podem ser compactadas em uma só equação vetorial [14]

$${}^{TCR} = M^{CR} \dot{\mathbf{v}} + C^{CR}(\mathbf{v}) \mathbf{v} \quad (2.6)$$

onde:

$\mathbf{v} = [u, v, w, p, q, r]^T$ é o vetor de velocidades linear e angular,

${}^{TCR} = [X, Y, Z, K, M, N]^T$ é o vetor de forças e momentos externos,

M^{CR} é a matriz inércia do corpo rígido,

$C^{CR}(\mathbf{v})$ é a matriz de Coriolis e centrífuga do corpo rígido.

Os vetores \mathbf{v} e TCR são medidos em relação ao sistema de referência local.

Matriz Inércia

A matriz de massas e inércia do corpo rígido referido ao sistema local de coordenadas com origem $\{O\}$ diferente do centro de gravidade $\{G\}$ é [14]:

$$M^{CR} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -mz_G & my_G & I_{xx} & -I_{yz} & -I_{zx} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{yz} & I_{yy} & -I_{zy} \\ -m y_G & m z_G & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Matriz Inércia do SR

Com o objetivo de obter a matriz inércia do SR, são impostas as seguintes restrições:

- a origem do sistema de referência local $\{O\}$ coincide com o centro de gravidade $\{G\}$ do SR, isto é $\mathbf{r}_G = [0 \ 0 \ 0]^T$,

- os termos produtos de inércia da matriz tensor \mathbf{I}_0 são nulos, ou seja $I_{xy} = I_{yz} = I_{zx} = 0$. Isto é devido ao fato que o SR possui dois planos de simetria xy e yz [15].

Consequentemente a matriz M_{CR} para o SR pode ser reduzida a:

$$(2.8) \quad M_{CR} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix}$$

Matriz de Coriolis e centrípeta

A matriz de Coriolis e centrípeta de qualquer corpo rígido em movimento, onde a origem do sistema local de coordenadas é diferente do centro de gravidade, é apresentada por FOSSFEN [14]. Da mesma forma que a matriz inércia, Equação 2.7, foi reduzida para o SR, a matriz de Coriolis e centrípeta também será. Ao considerar que a origem $\{O\}$ do sistema local de coordenadas coincide com o centro de gravidade $\{G\}$ e considerando que o SR possui dois planos de simetria, então a matriz de Coriolis e centrípeta do SR será:

$$(2.9) \quad C^{CR}(v) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -mv & -mv & -mv & -mv & -mv & -mv \end{bmatrix}$$

Equação simplificada do movimento do SR

A seguir, formula-se as equações simplificadas para o movimento do SR em seis graus de liberdade considerando só as forças de corpo rígido. Utilizando as Equações 2.8 e 2.9 na Equação 2.6, obtêm-se:

$$(2.10) \quad \begin{aligned} X &= m(\ddot{u} - v\dot{r} + w\dot{q}) \\ Y &= m(\ddot{v} - w\dot{p} + r\dot{s}) \\ Z &= m(\ddot{w} - p\dot{q} + v\dot{d}) \\ K &= I_x \dot{p} + I_y \dot{q} + I_z \dot{r} \end{aligned}$$

2.2 Forças hidrodinâmicas

Quando um corpo desloca-se em água originam-se forças e momentos hidrodinâmicos que se opõem ao movimento do corpo. FOSSSEN [14], considera que tais reações hidrodinâmicas podem ser superpostas linearmente sobre as forças inerciais de corpo rígido estudadas na seção 2.1. Desta maneira, pode-se formular a equação geral do movimento de um veículo submarino.

As reações hidrodinâmicas que serão consideradas no modelo dinâmico do SR são:

- força de *massa adicionada*, devido à inércia do fluido que envolve o veículo,
- arrasto hidrodinâmico,
- forças de restauração, devido ao peso-flutuação do veículo.

2.2.1 Massa adicionada

NEWMAN [16] define a *massa adicionada* como a quantidade de fluido que está sendo acelerada com o veículo tal que o novo sistema possui uma massa maior que o sistema original. Quando um corpo imerso num fluido possui movimento acelerado, originam-se forças de reação hidrodinâmica cujas magnitudes e direções são funções da densidade do fluido, da geometria do corpo e do valor da aceleração. Para fins de deduções analíticas, o movimento do fluido originado pelo movimento do corpo é assumido como sendo irrotacional, ou seja, as forças reativas devido à circulação e aos vórtices não são consideradas. Isto significa que para determinar analiticamente a força hidrodinâmica devido à massa adicionada, somente consideram-se as forças devidas à inércia do fluido em vez das forças de atrito [17].

O efeito das forças e momentos hidrodinâmicos sobre o SR devido à massa adicionada pode ser modelado como $-M_A \dot{v} - C_A(v) v$ (ver FOSSSEN [14] para mais detalhes), onde M_A é a matriz de inércia adicionada e $C_A(v)$ é a matriz Coriolis e centrípeta hidrodinâmica.

Matriz de Inércia Adicionada

A matriz de massas e inércia adicionada é definida como [14]:

$$M_A = \begin{bmatrix} X_u & X_v & X_w & X_p & X_q & X_r \\ Y_u & Y_v & Y_w & Y_p & Y_q & Y_r \\ Z_u & Z_v & Z_w & Z_p & Z_q & Z_r \\ K_u & K_v & K_w & K_p & K_q & K_r \\ M_u & M_v & M_w & M_p & M_q & M_r \\ N_u & N_v & N_w & N_p & N_q & N_r \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

onde os elementos da matriz são chamados *coeficientes de massa adicionada*. Os coeficientes estão escritos em sua notação padrão e podem ser interpretados mediante um exemplo particular; assim, se um corpo possui aceleração linear \dot{u} na direção x , então origina-se uma força hidrodinâmica de massa adicionada Y_A exercida sobre o corpo na direção y [17]. Esta força é dada por:

$$Y_A = Y_u \dot{u}$$

Matriz de Inércia Adicionada do SR

Para um corpo de forma complexa os elementos da matriz M_A são difíceis de se obter. Como o SR é simétrico em relação aos planos xz e yz (vide Figura 1.1), a matriz de inércia adicionada pode ser simplificada. FOSSSEN [14] e NOMOTO [7] afirmam que os coeficientes de massa adicionada localizados na diagonal da matriz M_A são muito grandes quando comparados aos outros coeficientes fora da diagonal. Portanto, a matriz M_A para o SR pode ser reduzida a:

$$M_A = \begin{bmatrix} X_u & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_v & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_w & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_q & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_r \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

Matriz de Coriolis e centrípeta hidrodinâmica

Da mesma forma que a matriz M_A foi simplificada, também a matriz de Coriolis e centrípeta hidrodinâmica do SR pode ser escrita como [14, 6]:

$$C_A(\mathbf{v}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -Y_{gv} & 0 & 0 \\ -Z_{gw} & 0 & 0 & X_{gn} & -N_{gr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -X_{gv} & 0 & 0 \\ -Y_{gv} & -Z_{gw} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

2.2.2 Arrasto hidrodinâmico

Um corpo movendo-se imerso na água experimenta uma força de arrasto devido à resistência de parte do fluido. A força de arrasto² depende da natureza do escoamento de fluido e da velocidade do corpo. Se um veículo submarino desloca-se lentamente num meio fluido, o escoamento produzido será laminar e em tais condições o arrasto pode ser modelado como sendo proporcional à velocidade. No caso de velocidades moderadas (maiores de 0,5m/s), o escoamento é turbulento e portanto o arrasto possuirá uma dependência quadrática da velocidade [18].

A aproximação padrão para a modelagem do arrasto hidrodinâmico consiste da soma do arrasto linear e do arrasto quadrático [14]:

$$\mathbf{F}^{drag} = D_L \mathbf{v} + D_Q |\mathbf{v}| \mathbf{v} \quad (2.14)$$

sendo os dois termos funções do vetor de velocidades \mathbf{v} .

Arrasto hidrodinâmico do SR

Considerando que o SR possui baixa velocidade de operação, uma boa aproximação consiste em assumir que o veículo executa um movimento não-acoplado [14, 5, 19, 11]. Consequentemente, desprezando os termos de acoplamento das matrizes de arrasto linear e de arrasto quadrático da Equação 2.14, obtêm-se as seguintes matrizes diagonalizadas para o arrasto do SR:

$$D_L = \text{diag}(X_n, Y_v, Z_w, K_p, M_q, N_r) \quad (2.15)$$

² A força de arrasto chama-se também arrasto ou resistência.

2.2.3 Forças e Momentos de restauração

Em hidrodinâmica, as forças de gravitação e de empuxo são chamadas forças de restauração. A força gravitacional \mathbf{F}_W atua no centro de gravidade $\mathbf{r}_G = [x_G, y_G, z_G]^T$ do veículo da mesma forma que a força de empuxo \mathbf{F}_B atua no centro de carena $\mathbf{r}_B = [x_B, y_B, z_B]^T$. Como estas forças estão sempre definidas no sistema de referência inercial, para ser utilizadas devem ser transformadas ao sistema de referência local. Assim tem-se que:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_W &= mg [-\sin \theta \cos \theta \sin \phi \cos \theta \cos \phi]^T \\ \mathbf{F}_B &= -\rho g V [-\sin \theta \cos \theta \sin \phi \cos \theta \cos \phi]^T \end{aligned}$$

onde g é a aceleração gravitacional (positivo para abaixo), ρ é a densidade do fluido e V o volume de fluido deslocado pelo veículo. O momento gerado pela força \mathbf{F}_W em relação ao centro de massa $\{C\}$ e o momento gerado pela força \mathbf{F}_B em relação ao centro de carena $\{B\}$ são:

$$\mathbf{M}_W = \mathbf{r}_G \times \mathbf{F}_W \quad \text{e} \quad \mathbf{M}_B = \mathbf{r}_B \times \mathbf{F}_B$$

Finalmente, pode-se resumir estas expressões em um só vetor \mathbf{W} de forças e momentos de restauração. Assim, tem-se que:

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_W + \mathbf{F}_B \\ \mathbf{r}_G \times \mathbf{F}_W + \mathbf{r}_B \times \mathbf{F}_B \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

2.3 Propulsão

Em um veículo submarino, a força \mathbf{T} e o torque \mathbf{Q} resultantes de uma configuração de N propulsores podem ser expressados como:

$$\mathbf{T} = \sum_N \mathbf{T}_i$$

$$\mathbf{Q} = \sum_N \mathbf{r}_i \times \mathbf{T}_i$$

e

onde r_i é o vetor posição do i -ésimo propulsor no sistema local de coordenadas. Para o SR, a força e torque que resulta de acionar os propulsores podem ser representados por um vetor só:

$$T_{prop} = \begin{bmatrix} T \\ Q \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

A força de empuxo T de cada propulsor do SR pode ser determinada experimentalmente ao ensaiar o propulsor num tanque de provas. Para isso terá que identificar-se experimentalmente a relação: $T = c|V|$, onde V é a tensão de comando aplicada ao motor e c é o coeficiente de força. O Capítulo 3 descreve os experimentos para determinar o empuxo do propulsor.

2.4 Modelo geral de um veículo submarino

Nesta seção formula-se o modelo completo da dinâmica de um veículo submarino tal como os ROVs; considerando a superposição de forças inerciais de corpo rígido, forças hidrodinâmicas, forças de restauração e forças dos propulsores. Geralmente os ROVs são projetados para trabalhar em baixas velocidades e não possuem superfícies de sustentação ou de controle, de maneira que forças de sustentação não são incluídas na sua modelagem. O modelo deve incluir, além da força exercida pelos propulsores, o efeito da dinâmica do cabo. Embora, ainda que a maior fonte potencial de forças exercidas sobre ROVs seja devido ao cabo, sua dinâmica é estudada em separado via simulação numérica. Considerando que o SR será lançado numa gaiola metálica até o fundo do oceano, um cabo de comprimento relativamente pequeno sujeitará o SR na área de operação. Devido à área de trabalho limitada do SR (50m de raio de operação), faz-se a hipótese de que o cabo está flutuando neutramente e sem tensão. Se essa condição não for satisfeita, a força do cabo sobre o SR será grande e terá que ser considerada por um termo explícito na equação do modelo. Nesse trabalho, o efeito do cabo será omitido no processo de estimação dos parâmetros hidrodinâmicos.

2.4.1 Modelo dinâmico do SR

O modelo dinâmico do SR é descrito no sistema de referência móvel [11]:

$$M_{CR} \frac{d\mathbf{v}}{dt} + C_{CR}(\mathbf{v}) \mathbf{v} = \underbrace{-M_A \frac{d\mathbf{v}}{dt}}_{\text{Massa adicionada}} - \underbrace{C_A(\mathbf{v}) \mathbf{v} - \mathbf{D}_{LV} - \mathbf{D}_{\dot{Q}}|\mathbf{v}|}_{\text{Arrasto}} + \mathbf{W} + T_{prop} + \varepsilon \quad (2.19)$$

onde:

$\mathbf{v} = [u, v, w, p, q, r]^T$ é o vetor velocidade linear e angular do veículo,

M_{CR} é a matriz inércia do corpo rígido dada pela Equação 2.8,

$C_{CR}(\mathbf{v})$ é a matriz Coriolis e centrípeta do corpo rígido, dada pela Equação 2.9,

M_A é a matriz de inércia adicionada dada pela Equação 2.12 e $C_A(\mathbf{v})$ é a matriz de

Coriolis e centrípeta hidrodinâmica, dada pela Equação 2.13,

\mathbf{D}_L e \mathbf{D}_Q são as matrizes de arrasto linear e quadrático dadas pelas Equações 2.15

e 2.16 respectivamente,

\mathbf{W} é o vetor peso-flutuação dada pela Equação 2.17,

T_{prop} é o vetor força-momento aplicado pelos propulsores, dada pela Equação 2.18 e

ε é o vetor das perturbações devidas à dinâmica do cabo e à correnteza marítima.

Na Equação 2.19 deve-se notar que o vetor velocidade do veículo \mathbf{v} é medido em

relação à velocidade do fluido \mathbf{v}_{fluid} onde ele está imerso. Isto torna possível levar

em conta uma eventual correnteza submarina de velocidade constante.

2.4.2 Modelo dinâmico simplificado do SR

Movimento de avanço

Aplicando a Equação 2.19 ao movimento de avanço do SR (movimento unidire-

cional), resulta que a origem das forças hidrodinâmicas que agem no veículo é devido

principalmente ao arrasto e à massa adicionada. Considerando que a força aplicada

pelos propulsores nessa direção é conhecida, então um modelo simples desacoplado

para o SR pode ser deduzido [19], isto é:

$$m\dot{u} = - \underbrace{X_{\dot{u}}\dot{u}}_{\text{Massa Adicionada}} - \underbrace{X_{u|u}|u|}_{\text{Arrasto}} + \underbrace{T_u}_{\text{Propulsores}}$$

onde o coeficiente m é a massa seca do veículo, $X_{\dot{u}}$ é a *massa adicionada* devido à aceleração do corpo, $X_{u|u}$ é o coeficiente de arrasto, u e \dot{u} são a velocidade e acele-

ragão do SR respectivamente e τ_u é a força aplicada pelos propulsores horizontais;

todas as quantidades são referidas à direção de avanço do SR.

O SR é autopropeido por oito propulsores onde a força de cada propulsor T depende de dois termos: i) a força em condições de amarramento (*bollard pull*), ou seja, o propulsor com velocidade de avanço igual a zero e ii) a perda de força devido à velocidade de avanço do propulsor. De acordo com alguns autores, FOSSEN [14] e MARCO *et. al.* [19], a força T é modelada como:

$$T = an|n| - b|n|u$$

onde a e b são coeficientes determinados experimentalmente. No Capítulo 3 mostra-se que o termo perda de força do propulsor ($b|n|u$) pode ser desprezado para ROVs com baixas velocidades de operação, tal como o SR.

Movimento lateral

O modelo dinâmico simplificado para o movimento lateral do SR pode ser expressado de forma análoga ao do movimento de avanço,

$$mv = -Y^v v - Y^v v |v| + \tau_v$$

onde a velocidade v , aceleração \dot{v} , força τ_v e os coeficientes Y^v e Y^v são referidos ao movimento lateral do veículo.

Movimento vertical

O modelo dinâmico simplificado para o movimento vertical do SR deve incluir o termo peso-flutuação W ,

$$mw = -Z^w w - Z^w w |w| + W + \tau_w$$

2.5 Metodologias propostas para determinação dos parâmetros hidrodinâmicos do SR

A necessidade de melhorar o desempenho em navegação, direção e controle de ROVs, requerida para executar tarefas de alta precisão em ambiente oceânico, tem motivado a comunidade científica profundas investigações sobre metodologias para a modelagem e identificação de ROVs [11, 3, 7].

Na determinação dos coeficientes hidrodinâmicos da equação que modela o comportamento do SR (Equação 2.19), propõem-se duas técnicas bem conhecidas:

1. Identificação de Sistemas.

2. Reboque em tanque de provas.

2.5.1 Técnica de Identificação de Sistemas

Esta técnica utiliza a informação de sensores embarcados no veículo para o processo de identificação experimental do modelo dinâmico. De preferência consideram-se modelos dinâmicos simplificados e unidirecionais. Quando ocorre uma variação significativa na estrutura do veículo ou uma adição de apêndices esta técnica é recomendada, já que pode ser repetida muitas vezes a um baixo custo, por ser simples. Distintos métodos de estimação estão dentro desta técnica, tais como os mínimos quadrados recursivos, minimização do erro na saída e o filtro de Kalman estendido.

J. KIM *et. al.* [1], 2002, estimaram os coeficientes hidrodinâmicos de um AUV utilizando os observadores não-lineares: o Filtro de Kalman Estendido e o Observador de Modo Deslizante (*Sliding Mode Observer*). Os observadores são algoritmos de estimação de estados e de parâmetros de um sistema que para sua construção utilizam o modelo dinâmico do sistema. Para implementar esse tal observador no SR, o modelo dinâmico de um ROV terá que ser utilizado. A vantagem imediata de usar observadores não-lineares é que os coeficientes hidrodinâmicos podem ser estimados *on-line*, desta maneira, pode-se construir um controlador de estrutura variável para o controle de posição do SR. Neste trabalho, por enquanto, estes observadores não podem ser utilizados para estimar os coeficientes hidrodinâmicos do SR devido a que sua aplicação requer realizar testes com o protótipo já construído. INDIVERI [8](1998), para identificar os coeficientes hidrodinâmicos nos movimentos *surge, sway, heave e yaw* de *Romeo*, utilizou o método dos mínimos quadrados *off-line*. Este método recursivo é interessante porque permite estimar a perda de eficiência dos propulsores quando estão funcionando simultaneamente dentro do veículo.

2.5.2 Estimativa de coeficientes hidrodinâmicos utilizando um

modelo em escala reduzida

Esta técnica consiste em rebocar o protótipo ou o modelo (escala reduzida) num tanque de provas. A técnica permite a completa identificação dos parâmetros hidrodinâmicos do veículo; porém, os ensaios são longos, complexos e caros. Normalmente se realizam duas séries de provas hidrodinâmicas: estáticas e dinâmicas. Nas provas estáticas, o veículo é rebocado com velocidade de translação constante, obtendo-se os coeficientes de arrasto e os coeficientes de momento. Nas provas dinâmicas, o Mecanismo de Movimento Planar é utilizado para se obter os coeficientes hidrodinâmicos devido às acelerações linear e angular do veículo. Os coeficientes de amortecimento dos movimentos rotatórios também são obtidos pelas as provas dinâmicas [7].

2.5.3 Escolha da técnica

A técnica de identificação de sistemas seria mais conveniente utilizar-se porque tanto os coeficientes de arrasto como os de massa adicionada do SR podem ser determinados por simples provas oceânicas (durante a viagem) ou testes numa piscina. Outra razão pela qual deveria utilizar-se esta técnica, é que a configuração estrutural do SR pode variar conforme sua missão. Adicionando apêndices ao SR, os parâmetros hidrodinâmicos mudam e portanto seria mais econômico e de pouco tempo de execução realizarem-se novas provas para atualizar os parâmetros hidrodinâmicos. Porém, a utilização da técnica de identificação de sistemas será um trabalho futuro porque o protótipo do SR ainda está em desenvolvimento.

A fim de predizer as forças hidrodinâmicas que agem no SR, optou-se por realizar ensaios no tanque de provas do IPT. Para isto, foi necessária a utilização de um modelo em escala reduzida do SR para a determinação dos parâmetros hidrodinâmicos. O Capítulo 4 está dedicado aos ensaios em tanque de provas com modelo.

2.5.4 Tanque de provas do IPT

O tanque de provas do IPT permite determinar, rebocando o modelo, só os coeficientes de arrasto nas direções de avanço, lateral e vertical. Enquanto que os coe-

coeficientes de massa adicionada não podem ser determinados devido a limitações na infraestrutura do tanque. Isto é porque o tanque de provas do IPT foi construído para testar modelos de navios ou de estruturas flutuantes tal como plataformas de extração de petróleo. O Capítulo 5 trata da determinação dos coeficientes de massa adicionada do SR utilizando um oscilador mecânico.

Capítulo 3

Modelo estático dos propulsores

Este capítulo trata da determinação de um modelo estático para o empuxo produzido pelos propulsores. Para isso, foi levantada a curva característica de cada propulsor do SR mediante testes em tanque de provas.

3.1 Considerações gerais

A modelagem e controle de propulsores de veículos submarinos tem recebido uma grande atenção na literatura dos últimos anos [20, 9, 21]. HEALEY *et. al.* [9], com o objetivo de melhorar a precisão no posicionamento dinâmico de ROVs e AUVs, propõem um modelo dinâmico não-linear para propulsores baseado na modelagem eletromecânica do motor, a modelagem do sistema fluido e o mapeamento das forças de arrasto e sustentação do hélice. Este modelo invoca o conhecimento de duas variáveis de estado: a velocidade axial do fluido e a velocidade angular do eixo do motor. Desta maneira, espera-se uma melhor estimativa de empuxo para a resposta transitória do propulsor tal como foi mostrado nos seus experimentos. Devido às limitações da infra-estrutura experimental de propulsores na EPUSP, neste trabalho serão conduzidos apenas testes estáticos medindo-se o empuxo do propulsor para diferentes rotações do hélice.

3.2 Modelo do propulsor: Estado estacionário

Quando um propulsor alcança o funcionamento em estado estacionário, a magnitude da força e torque produzidos podem ser obtidos mediante uma análise dimensional [16], obtendo-se

$$\begin{aligned}
 T &= \rho D^4 K_T(J) n|n| & \text{Empuxo} \\
 Q &= \rho D^5 K_Q(J) n|n| & \text{Torque}
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

onde ρ é a densidade da água, D é o diâmetro do hélice, n é a velocidade angular do eixo do motor, $K_T(J)$ e $K_Q(J)$ são os coeficientes de força e torque respectivamente. As Equações 3.1 são válidas considerando-se as seguintes restrições [12]:

- o acoplamento cruzado devido à interferência do fluxo de água de um propulsor no outro, é desprezado;

- a velocidade da água que entra num propulsor V_a , é aproximadamente igual à velocidade de avanço do ROV na direção do eixo do hélice.

O maior problema encontrado na modelagem de propulsores marinhos é que eles possuem um comportamento não-linear; portanto, os coeficientes de força e torque não podem ser representados como constantes mas sim como função do coeficiente de avanço

$$J = \frac{nD}{V_a}$$

onde V_a é a velocidade da água que entra no propulsor. A Figura 3.1 representa o coeficiente de força do propulsor K_T em função do coeficiente de avanço J . Aqui notam-se dois casos: 1) O coeficiente de força K_T é aproximadamente linear para valores positivos de J (no caso de aceleração do SR) e 2) O coeficiente de força K_T é não-linear para valores negativos de J (no caso de desaceleração).

Por simplicidade, em veículos submarinos considera-se que os coeficientes K_T e K_Q apresentam um comportamento linear em J [14]; portanto, esta aproximação pode ser formulada como:

$$\begin{aligned}
 K_T &= \alpha_1 J + \alpha_2 \\
 K_Q &= \beta_1 J + \beta_2
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

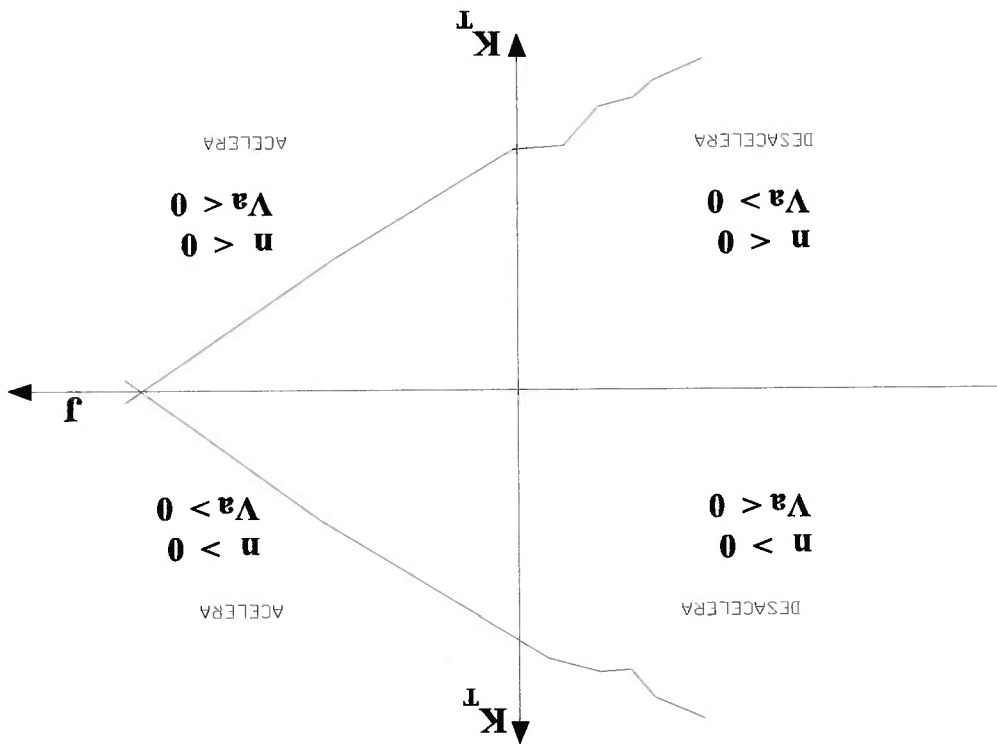


Figura 3.1. Coeficiente de força do propulsor K_T em função do coeficiente de avanço j : quatro quadrantes.

onde α_i e β_i ($i = 1, 2$) são constantes adimensionais determinadas experimentalmente. Ao substituir a Equação 3.2 na Equação 3.1 tem-se que

$$T = a |n| - b |n| V_a$$

$$Q = c |n| - d |n| V_a$$

onde $a = \rho D^4 \alpha_2$, $b = \rho D^3 \alpha_1$, $c = \rho D^5 \beta_2$ e $d = \rho D^4 \beta_1$.

3.2.1 Modelo dos propulsores do SR

Como os propulsores do SR são de velocidade controlada, a dinâmica da resposta transitória do propulsor pode ser ignorada no projeto de controle. YUH [3] afirma que este tipo de atuador possui um servo-sistema com realimentação de velocidade que é projetado para ter uma constante de tempo muito pequena quando comparada com a constante de tempo total do veículo. Considerando esta hipótese, o empuxo

T de cada propulsor do SR pode ser modelado como:

$$T = a n |n| - b |n| V_a$$

onde $-b |n| V_a$ é o termo de saturação do empuxo devido ao avanço do propulsor. Em condições normais de operação do SR, movimento suave e de baixa velocidade ($V_a \rightarrow 0$), o termo de saturação pode-se desprezar sem perda de precisão tal como é amplamente aceito na literatura. No controle dos veículos submarinos *Romeo* [11], *Kambara* [5] e o *Tatui* [12], utilizou-se o seguinte modelo estático:

$$T = a n |n| \quad (3.3)$$

para modelar o empuxo produzido pelos propulsores. Nestes veículos assumiu-se que o empuxo é proporcional ao quadrado da velocidade de rotação do hélice n . Além disso, considerou-se que a velocidade de rotação tem um comportamento linear com a voltagem aplicada ao motor CC. Neste trabalho, o empuxo produzido por cada propulsor do SR em regime permanente é modelado como:

$$T = c V |V| \quad (3.4)$$

sendo V a voltagem aplicada ao motor e c a constante a ser identificada experimentalmente. Omitindo a dinâmica do motor, a Equação 3.4 é uma boa aproximação em todas as aplicações onde n não muda repentinamente de sinal.

Uma dificuldade oriunda desta aproximação, Equação 3.4, está relacionada ao processo de identificação do parâmetro c . Para a sua obtenção, coloca-se somente um propulsor no tanque de provas e não se consideram as interações propulsor-casco e propulsor-propulsor que existem quando os propulsores empurram o SR. INDIVERI *et. al* [11] utilizou, na modelagem dinâmica de *Romeo*, o conceito de *coeficiente de instalação do propulsor* para levar em conta as diferenças de força que o propulsor apresenta quando está operando na proximidade do ROV. A determinação de tais coeficientes será um trabalho futuro quando o SR estiver em operação.

3.3 Descrição experimental

Esta seção descreve os elementos que compõem a bancada de teste dos propulsores, mostra o esquema de ligação dos elementos da bancada e explica o princípio de

operação utilizado para medir o empuxo. A Figura 3.2 é uma foto da bancada de teste dos propulsores do SR.



Figura 3.2. Estrutura de teste dos propulsores.

3.3.1 Elementos que compõem a bancada de teste dos propulsores

O motor tem um encoder para trabalhar até 1500 metros de profundidade. O motor é acionado por um motor elétrico de CC sem escovas, projetado para trabalhar até 1500 metros de profundidade. O motor gera pulsos elétricos com frequência proporcional à rotação do motor. O hélice é composto de 5 pás feitas de nylon e está montado num duto de 108mm de comprimento. O propulsor apresenta empuxo não-simétrico nos sentidos para frente e reverso, sendo maior o empuxo para frente. A Figura 3.3 apresenta uma fotografia do propulsor e a Tabela 3.1 resume as especificações técnicas do propulsor dadas pelo fabricante. No Apêndice B apresenta-se as dimensões do propulsor.

O propulsor

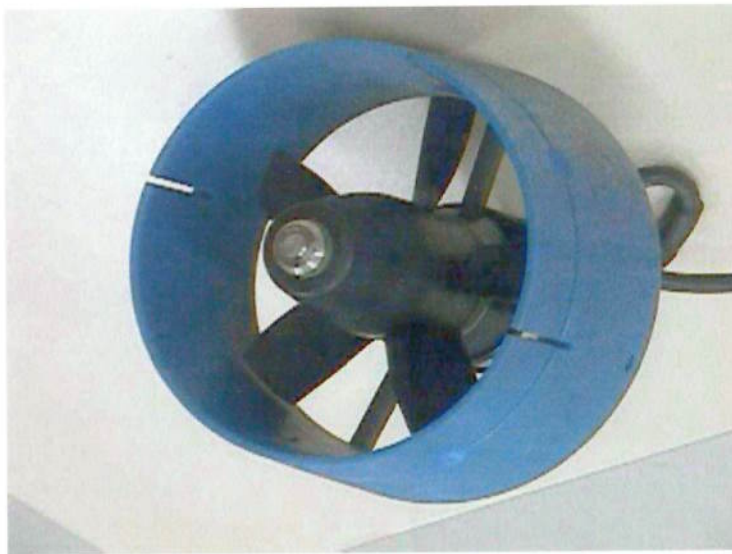


Figura 3.3. O propulsor.

Tabela 3.1. Especificações técnicas do propulsor: Motor CC, Modelo

1021 - *Tecnadyne*.

Saida	22.7kgf(para frente), 5.5A, 145V e 14.5kgf(reverso), 5.2A, 145V
Entrada	145V com sinal de comando: +/-5V
Peso	3.3kgf (ar) e 2.2kgf (água)
Profundidade	ate 1500m

Estrutura de teste

A estrutura de teste dos propulsores na Figura 3.2 consiste de duas partes: um tubo de seção circular que suporta o conjunto propulsor-célula de carga e uma estrutura fixa na ponte. Ambas as partes são de aço inoxidável. A vibração mecânica do tubo tem uma frequência natural de aproximadamente $12Hz$ (na direção do empuxo axial) quando está montado o conjunto propulsor-célula de carga. Este valor foi calculado pelo programa de elementos finitos ANSYS. No Apêndice D mostra-se o desenho da estrutura de teste dos propulsores.

Célula de carga

A célula de carga Modelo SV100-Alfa Instrumentos, tem capacidade de trabalho até 1000N. O amplificador ACC1 converte de maneira proporcional a força numa saída

analógica na faixa de $\pm 10V$.

Esquema de conexão elétrica

A Figura 3.4 apresenta a ligação elétrica entre o propulsor, célula de carga, baterias, fonte de tensão e computador que compõem a bancada de teste dos propulsores. Antes de iniciarem-se os testes, um conjunto de 12 baterias conectadas em série alimentam com 144 V o propulsor e uma fonte de 24V alimenta o conjunto amplificador-célula de carga para o seu funcionamento. Ao aplicar-se um sinal de controle ao motor do propulsor, na faixa de $\pm 5V$, o empuxo produzido é transmitido através do tubo à célula de carga para a leitura correspondente. A célula de carga devolve um sinal de saída que passando pelo amplificador chega à placa de aquisição de dados montada no computador. Finalmente, através de um programa de aquisição, obtêm-se os dados de tensão de saída da célula em função da tensão de controle do propulsor.

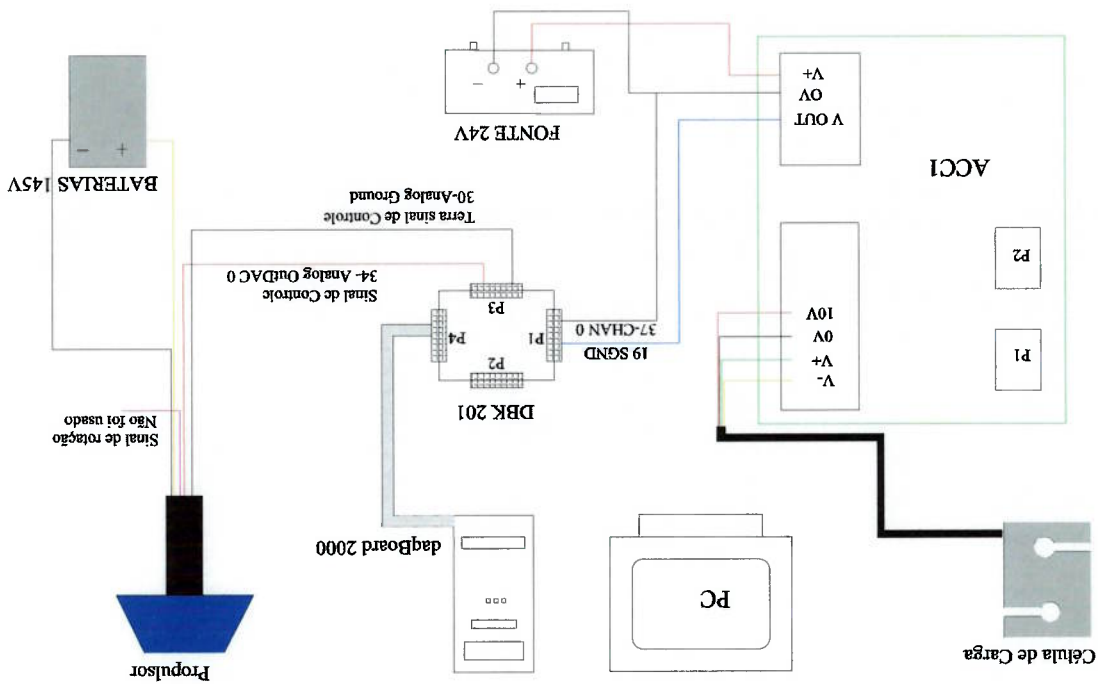


Figura 3.4. Esquema de conexão elétrica para teste do propulsor.

3.3.2 Determinação do empuxo

A Figura 3.5 apresenta o princípio de operação utilizado para medir o empuxo do propulsor. Aplicando-se uma tensão de comando ao propulsor, o empuxo produzido é transmitido através da barra à célula de carga para a correspondente leitura. De acordo com a Figura 3.5, a equação que determina o empuxo é:

$$E = F_{cel} \cdot \frac{b}{a} \quad (3.5)$$

onde E é o empuxo produzido, F_{cel} é a força medida pela célula de carga e a e b são os braços da alavanca que estão na relação de $\frac{b}{a} = \frac{1}{3.7}$.

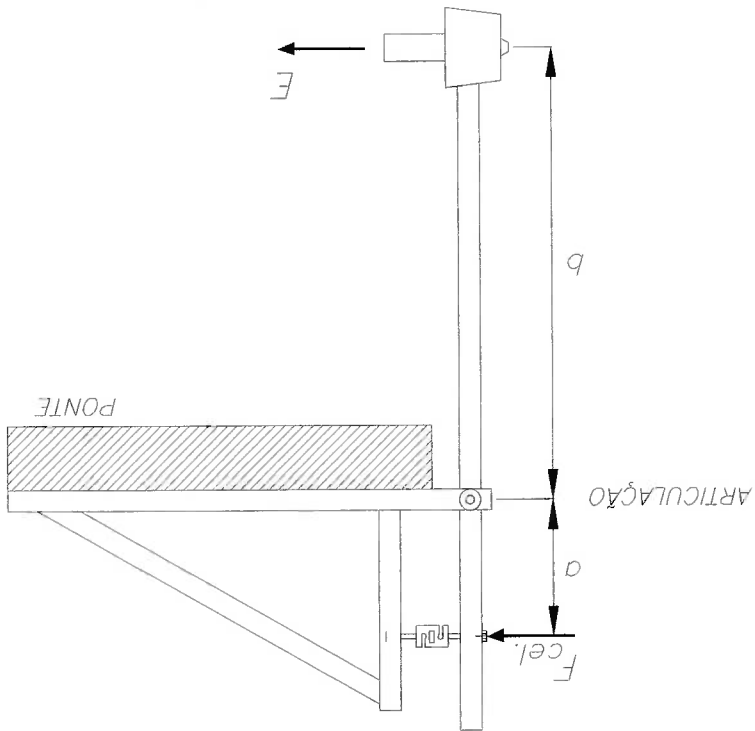


Figura 3.5. Esquema da medida do empuxo na bancada de testes.

Força medida pela célula de carga

Como a tensão de saída da célula é proporcional à força aplicada, pode-se encontrar uma equivalência entre estas duas magnitudes ao efetuar-se a calibração da célula. Como resultado da calibração, obtve-se uma expressão para a força medida pela célula de carga:

$$F_{cel} = 106.066(V_s - 0.3389) \quad (Newton) \quad (3.6)$$

3.4 Resposta Estática

Para se obter a resposta estática de cada propulsor do SR, foram realizados dois grupos de testes. No primeiro grupo, a tensão de comando aplicada ao motor foi gradativamente alterada em degraus de 0 a +5V com incremento de 0.125V, obtendo-se desta maneira 41 dados experimentais para o caso de rotação positiva do hélice. Da mesma forma, no segundo grupo de testes a tensão de comando foi variada de 0 até -5V para a rotação negativa.

As Figuras 3.6, 3.7, 3.8, 3.9, 3.10, 3.11, e 3.12 apresentaram os resultados experimentais (tensão de comando e empuxo) obtidos no tanque de provas.

$$E = 28.3726(V_s - 0.3389) \quad (\text{Newton}) \quad (3.7)$$

em função da tensão de saída da célula:

Utilizando a Equação 3.6 na Equação 3.5, obtém-se uma expressão para o empuxo

onde V_s é a tensão de saída em Volts.

3.4.1 Estimação dos coeficientes de força dos propulsores

Com o objetivo de estimar o empuxo dos propulsores, identificou-se experimentalmente o modelo estático dado pela Equação 3.4, repetida aqui por conveniência:

$$T = c|V|$$

O processo de identificação realizou-se aplicando o método dos mínimos quadrados aos dados medidos experimentalmente: tensão de controle e empuxo. A Tabela 3.2 apresenta a média dos coeficientes de força dos propulsores com seus respectivos desvios padrões.

A diferença entre os valores de c nas duas direções (para frente e reverso) é devido à assimetria geométrica das pás do hélice, confirmando-se que o propulsor foi projetado para fornecer preferencialmente empuxo para a frente.

3.5 Resposta transitória

Foram realizados testes dinâmicos dos propulsores ao aplicar-se sinais em degrau e em rampa.

Tabela 3.2. Coeficiente de força c dos propulsores do SR.

N° Propulsor	Coeficiente de Força N/V^2	Desvio padrão N/V^2	Pontos experimentais
1	+9.4234	0.0807	36
	-6.5506	0.0579	35
2	+9.1644	0.0885	36
	-6.0973	0.0690	35
4	+9.0728	0.0660	37
	-5.9238	0.0694	36
5	+8.9026	0.0872	37
	-5.8272	0.0645	36
6	+9.7470	0.0637	36
	-6.4521	0.0708	35
7	+9.1544	0.0783	36
	-5.9064	0.0726	35
8	+8.8954	0.0729	37
	-5.8749	0.0666	36

3.5.1 Resposta ao degrau

A Figura 3.13 mostra a resposta do propulsor ao aplicar-se uma tensão em degrau com um tempo de teste de 3s. A resposta do propulsor apresenta *overshoots* significativo ou sobrepassos de empuxo; corroborando os experimentos previamente

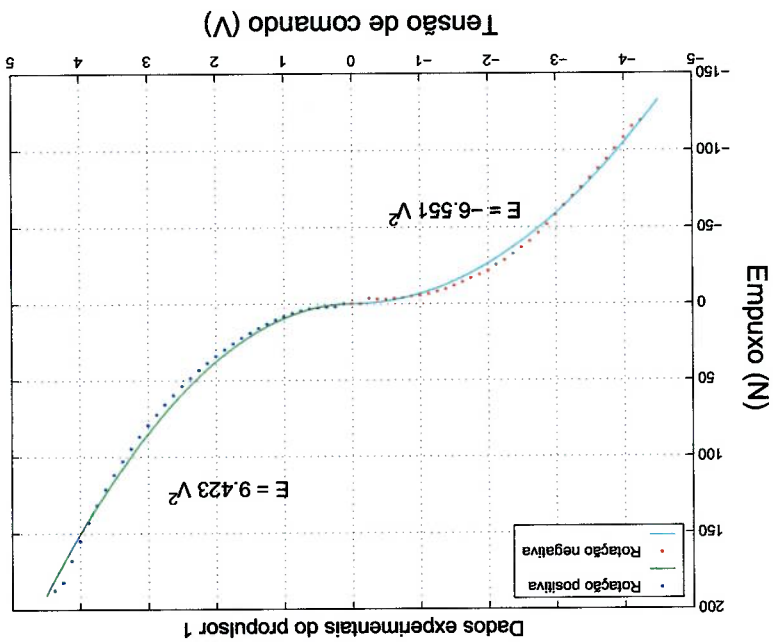


Figura 3.6. Curva Característica do propulsor 1.

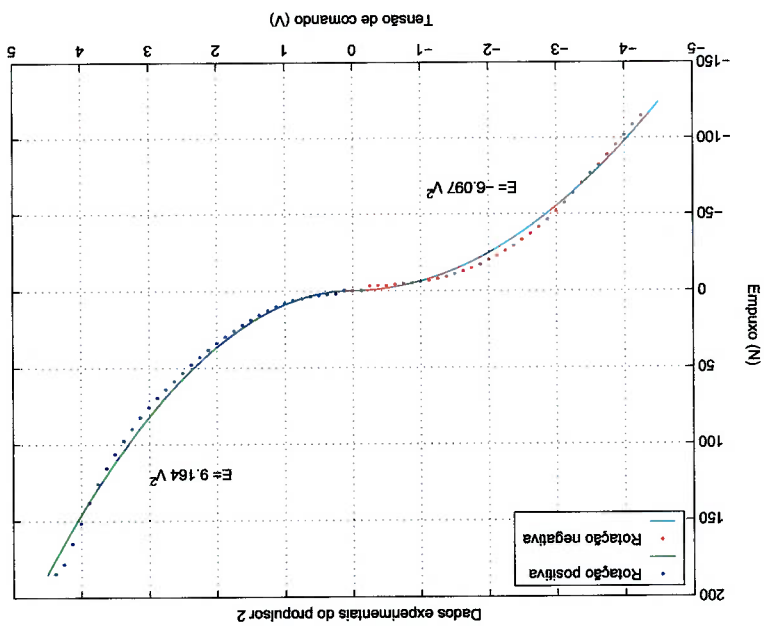


Figura 3.7. Curva Característica do propulsor 2.

reportados por HEALEY *et al.* [9].

A Figura 3.14 mostra a resposta do propulsor para 5 entradas diferentes em degrau. Pode-se observar que o tempo de subida é de aproximadamente de 0.1s.

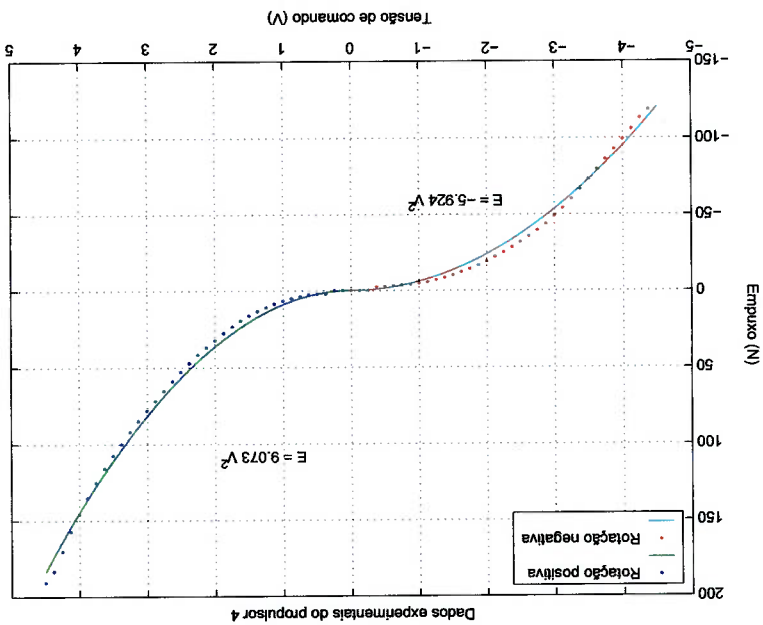


Figura 3.8. Curva Característica do propulsor 4.

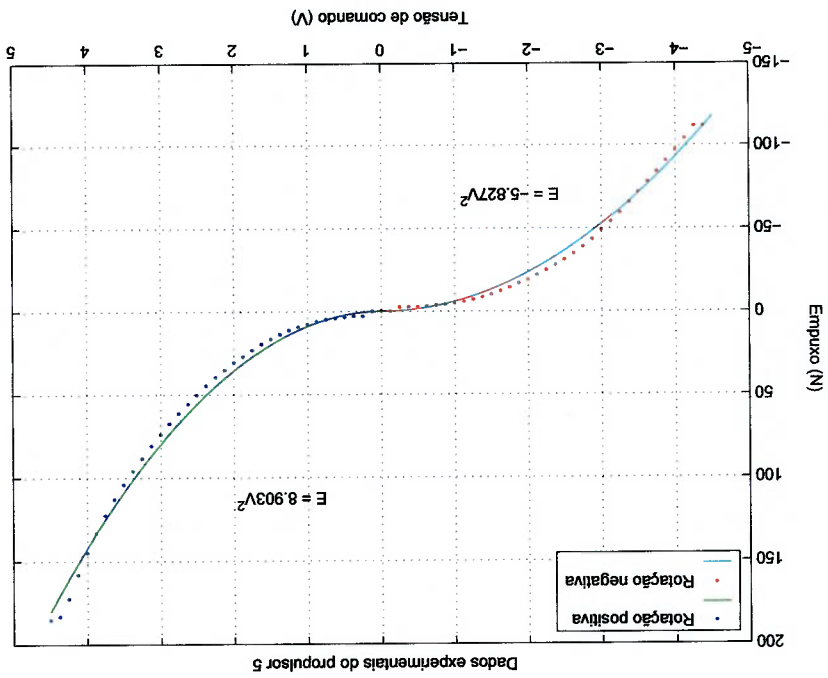


Figura 3.9. Curva Característica do propulsor 5.

Influência das vibrações mecânicas na medição do empuxo

Considerando-se que a frequência natural do sistema barra/célula de carga/propulsor é de aproximadamente 10Hz (valor calculado analiticamente¹) e observando-se que

¹Valor encontrado utilizando o programa de Elementos Finitos ANSYS 5.4

Figura 3.11. Curva Característica do propulsor 7.

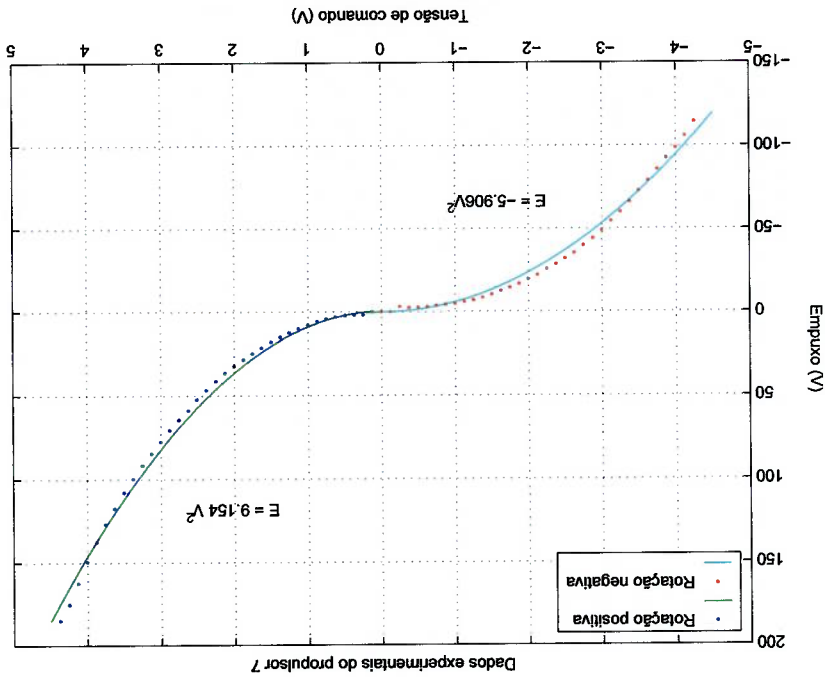
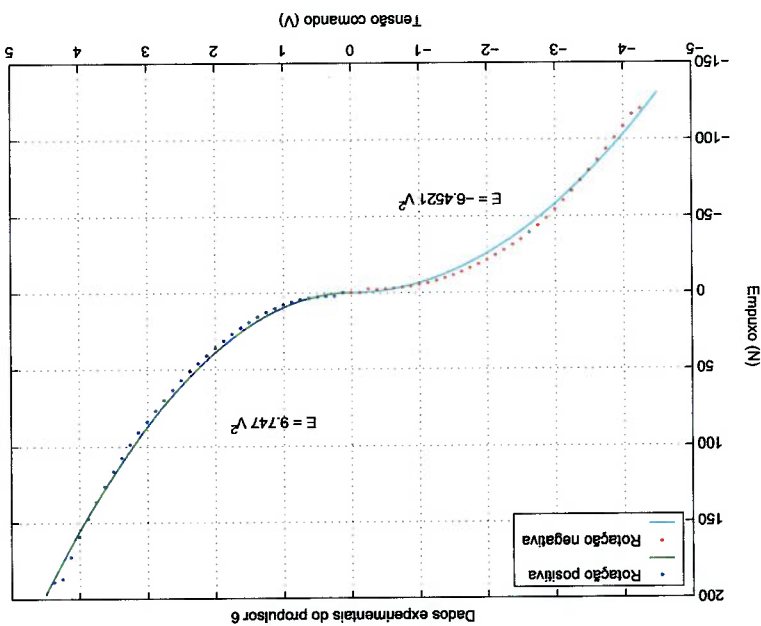


Figura 3.10. Curva Característica do propulsor 6.



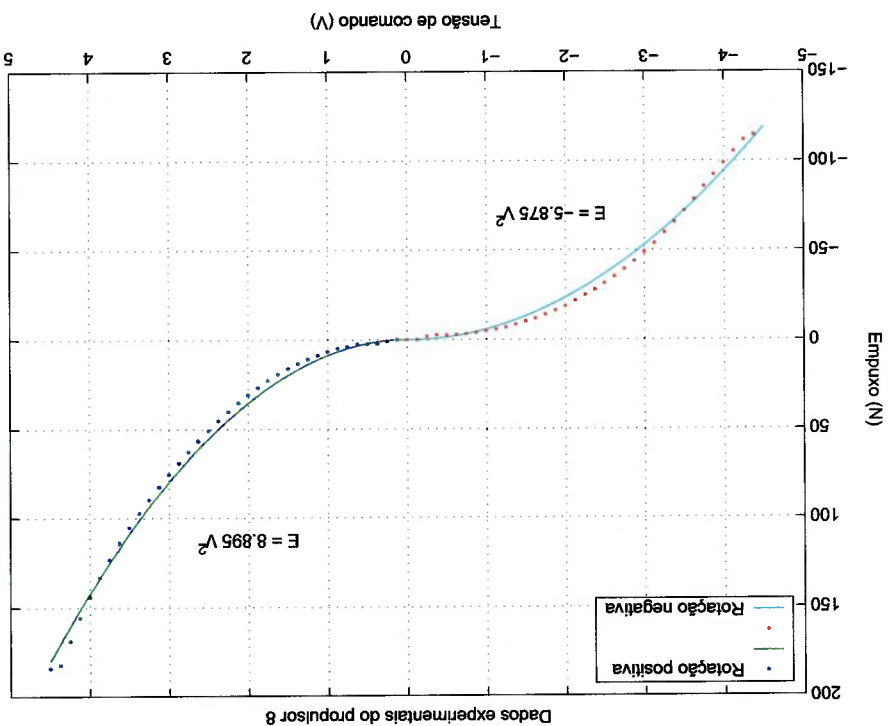


Figura 3.12. Curva Característica do propulsor 8.

as flutuações de empuxo na fase transitória do propulsor ocorrem com uma frequência de aproximadamente 9Hz , pensou-se que tais flutuações de empuxo são devido às oscilações mecânicas do sistema. Então, pode-se dizer que a baixa rigidez do sistema interfere na medição do empuxo, pois as escalas de tempo das dinâmicas envolvidas são da mesma ordem de grandeza, dificultando a interpretação da resposta no tempo do propulsor. O fenômeno da vibração pode ser observado claramente durante a fase transitória, mas também existe pequena vibração no período estacionário.

3.5.2 Resposta a uma entrada em rampa

A Figura 3.15 mostra a resposta do propulsor a uma entrada em rampa com tempo de subida de $0,5\text{s}$, tensão de chegada de 5V e tempo de teste de 3s . A Figura 3.16 mostra a resposta do propulsor a 5 entradas diferentes em rampa com o mesmo tempo de subida, $0,5\text{s}$. A Figura 3.17 mostra a resposta do propulsor a uma entrada em rampa com tempo de subida de 10s , tensão de controle de 5V e tempo de teste de 12s .

3.5.3 Comentários sobre a resposta transitória do propulsor

O grande sobrepasso na medição do empuxo (vide Figura 3.13) não pode ser explicado por este modelo de primeira ordem (modelo estático). Este comportamento poderia ser resultado da vibração da estrutura em que o propulsor foi montado. HEALEY *et. al* [9], 1995, propuseram um modelo de segunda ordem que incorpore este efeito que é causado pela dinâmica da água. No entanto, a duração desse sobrepasso ($> 0.2s$) parece insuficiente para influenciar o comportamento do SR devido à sua grande inércia. Talvez outros ROVs possam ser mais sensíveis a este efeito, o que então justificaria o uso do modelo mais completo.

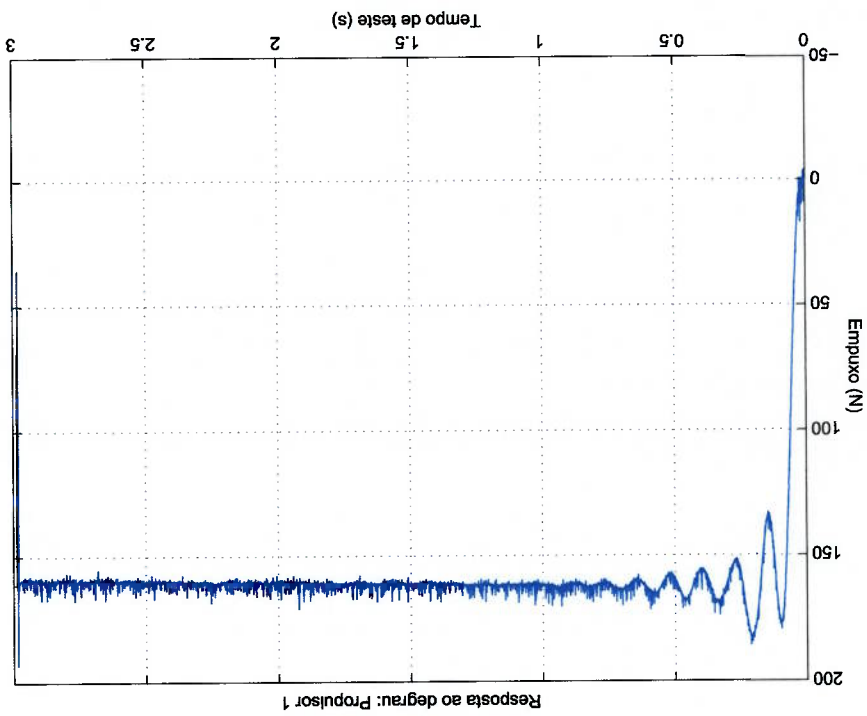


Figura 3.13. Resposta ao degrau com tensão de comando de 4V e, tempo de teste de 3s.

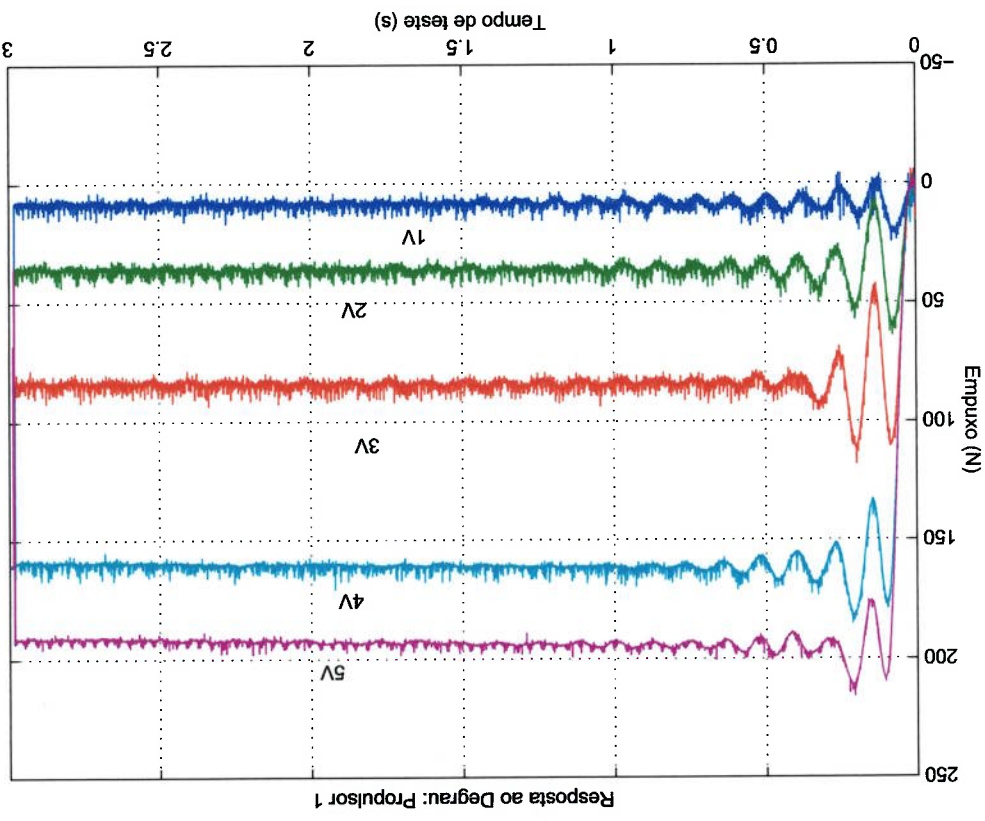


Figura 3.14. Resposta do propulsor a degraus de 1V, 2V, 3V, 4V e 5V de tensão de comando.

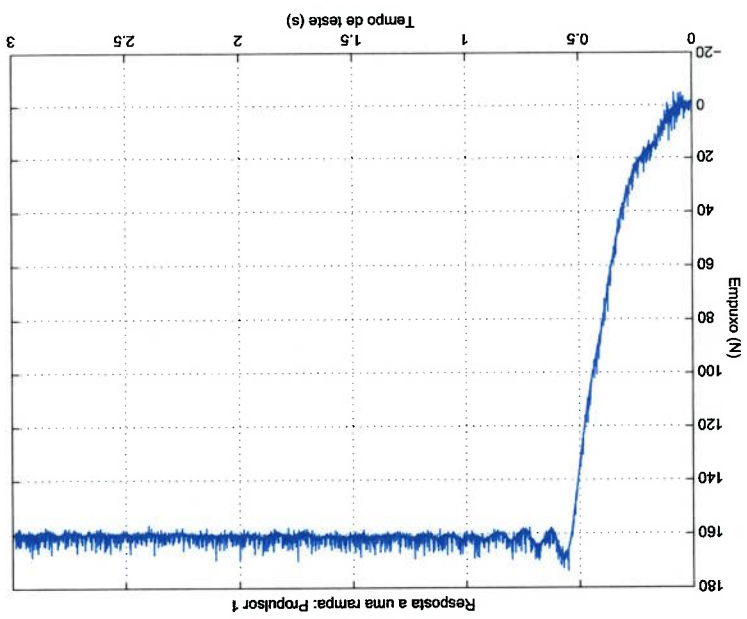


Figura 3.15. Resposta a uma entrada em rampa. Tempo de subida: 0.5s e Tensão de chegada: 5V.

Figura 3.16. Resposta a várias entradas em rampa. Tempo de subida: 0.5s e Tensão de chegada: 1V, 2V, 3V, 4V e 5V.

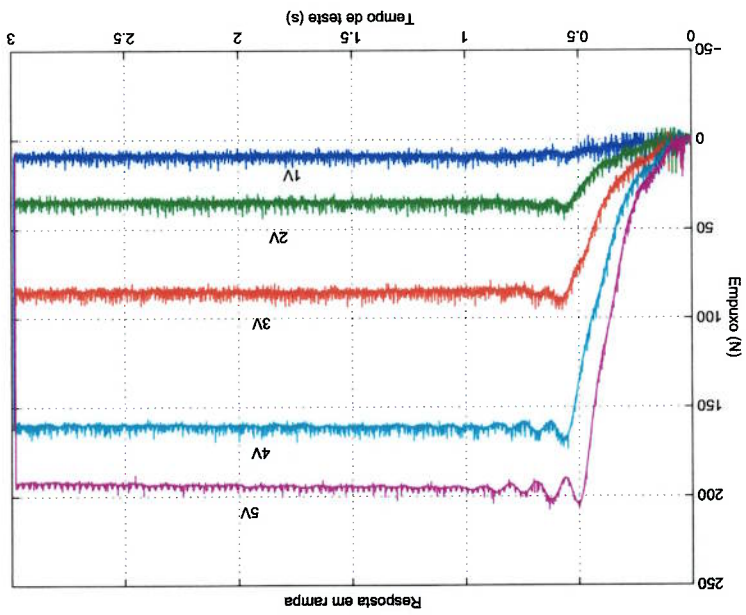
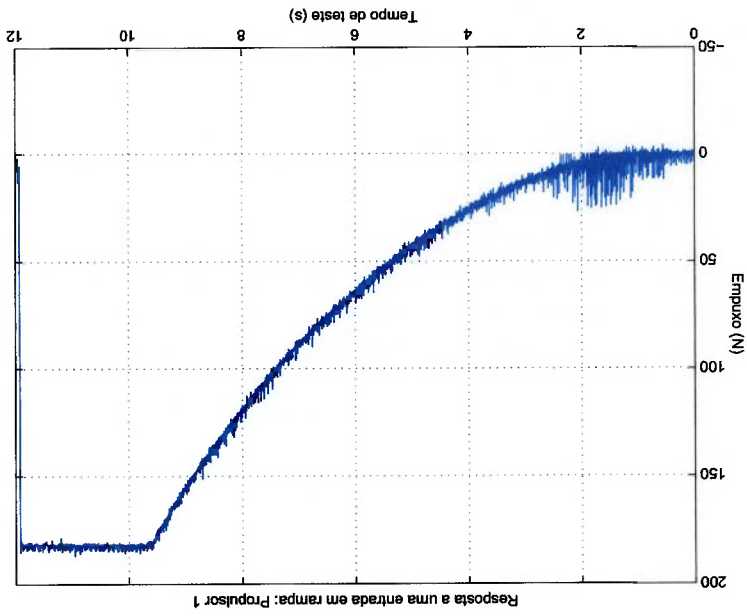


Figura 3.17. Resposta a uma entrada em rampa. Tempo de subida: 10s e Tensão de chegada: 5V.



Capítulo 4

Coefficientes de arrasto do SR

Este capítulo cumpre o objetivo principal de determinar os coeficientes de arrasto do SR a partir de ensaios feitos com modelo em tanque de provas. Para que sejam úteis, os ensaios devem fornecer dados que por meio das leis de escala nos permitam determinar a força de arrasto a que estará sujeito o respectivo protótipo; isto se consegue utilizando o conceito de semelhança de escoamentos. Então surge a questão: que condições devem ser exigidas nos ensaios para garantir a semelhança de escoamentos no modelo e no protótipo? Tais condições serão explicadas neste capítulo.

Devido à sua configuração estrutural do SR (*open-frame*), a necessidade de realizar-se ensaios em tanque de provas é óbvia, já que não é possível determinar por cálculos analíticos a força de arrasto. Os apêndices do veículo e o material de flutuação que possivelmente leve na parte superior do mesmo, originam um escoamento muito complexo ao redor do corpo em movimento, impossibilitando desta maneira a sua análise.

Provas estáticas de velocidade constante foram executadas com o modelo a fim de determinar os coeficientes de arrasto nos movimentos de avanço, lateral e vertical do SR.

4.1 Arrasto hidrodinâmico

Um corpo com movimento uniforme imerso num fluido viscoso experimenta uma força de reação hidrodinâmica F_D que é função da velocidade de avanço V , do

O fenômeno físico pode ser formulado pela equação [22]:

$$F_D = f(L, V, \rho, \mu) \quad (4.1)$$

onde as variáveis envolvidas podem ser medidas, porém a relação que as unem é desconhecida. Pelo procedimento chamado análise dimensional, o fenômeno deve ser formulado como a relação entre um conjunto de grupos adimensionais os quais são funções das variáveis medidas. A vantagem imediata desse procedimento, é que, com o menor número de experiências pode-se obter a maior quantidade de informações possível diminuindo-se os custos e tempos de execução.

Ao fazer uma análise dimensional da Equação 4.1, obtêm-se dois grupos adimensionais cuja relação funcional é dada por:

$$\left[\frac{F_D}{\rho V L} \right] = g \left[\frac{\frac{1}{2} \rho V^2 L^2}{\mu} \right] \quad (4.2)$$

onde a natureza da função g é desconhecida. Entretanto, pela experiência, uma curva simples que relacione os dois grupos adimensionais pode ser estabelecida. Na mecânica dos fluidos, os grupos adimensionais $\frac{\rho V L}{\mu}$ e $\frac{1}{2} \rho V^2 L^2$ são chamados o *número de Reynolds* e *coeficiente de arrasto*, respectivamente.

No caso do SR, tal curva pode ser levantada ao ensaiar um modelo (escala reduzida) em tanque de provas onde o número de Reynolds pode ser continuamente ajustado pela variação da velocidade de avanço V , tal como mostra a Figura 4.1. Desta maneira, conhecendo-se a curva do coeficiente de arrasto, $C_D = \frac{1}{2} \frac{\rho V^2 A_c}{F_D}$, em função do número de Reynolds, $Re = \frac{\rho V L_c}{\mu}$, pode-se prever a resistência hidrodinâmica do protótipo mediante o uso das leis de escala. Nota-se que L_c e A_c são o comprimento característico e a área característica do modelo, respectivamente.

4.1.1 Semelhança de escoamentos: Modelo e Protótipo

Para uma predição confiável do arrasto do protótipo a partir de ensaios com modelo, ambos os escoamentos no modelo e no protótipo devem ser semelhantes. Então surge a questão: que condições devem ser exigidas nos ensaios para garantir-se a semelhança de escoamentos?

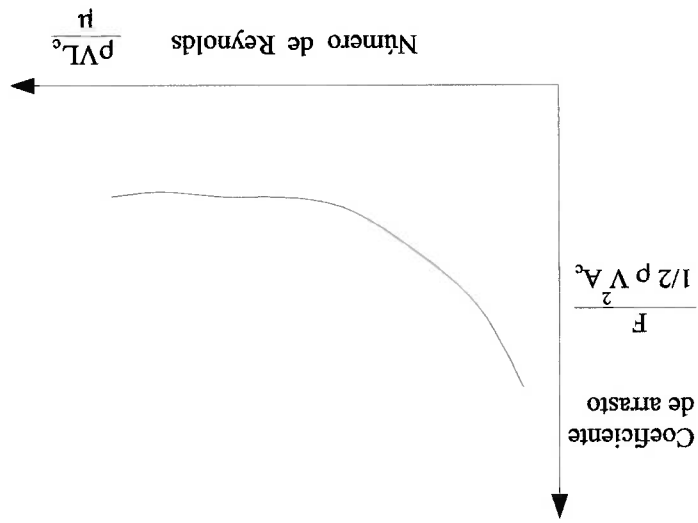


Figura 4.1. Curva que relaciona o coeficiente de arrasto do modelo C_D em função do número de Reynolds Re .

Semelhança geométrica

A *semelhança geométrica* impõe que modelo e protótipo tenham a mesma forma e que todas as dimensões lineares do modelo estejam relacionadas às correspondentes dimensões do protótipo por meio de um fator de escala constante.

Semelhança cinemática

A segunda exigência é que no modelo e no protótipo os escoamentos devem ser cinematicamente semelhantes. Dois escoamentos são *cinematicamente semelhantes* quando as velocidades em pontos correspondentes tenham a mesma direção e o mesmo sentido e estejam relacionados por um fator de escala constante. Isto implica que as linhas de corrente destes escoamentos também devem ser semelhantes. Em princípio, seria necessário um tanque de secção transversal infinita para permitir o desenvolvimento completo do escoamento. Na prática, um tanque de provas de dimensões relativamente grandes, como o tanque do IPT, é suficiente para determinar o arrasto do modelo com boa precisão.

Semelhança dinâmica

A terceira exigência é que os escoamentos no modelo e no protótipo sejam dinamicamente semelhantes. Por definição, dois escoamentos são dinamicamente semelhantes quando, em pontos correspondentes, tipos idênticos de forças (tais como cisalhamento, pressão, etc.) são paralelos e cuja relação tenha o mesmo valor em todos os pontos de correspondência entre os dois escoamentos [23].

Ao examinar dois escoamentos viscosos dinamicamente semelhantes, em torno de esteras denominadas de modelo e protótipo, Figura 4.3, podem-se distinguir dois tipos de forças que agem sobre cada partícula de fluido, que são as forças de atrito F_{atrito} e de pressão $F_{\text{pressão}}$. Então pode-se desenvolver um triângulo de forças em cada ponto do escoamento e pelas regras de semelhança dinâmica, os triângulos de forças para esses pontos são semelhantes porque os lados do mesmo devem ser paralelos. Podemos formar as seguintes equações que valem para todos os pontos correspondentes:

$$(4.3) \quad \frac{(F_{\text{pressão}})_{\text{modelo}}}{(F_{\text{atrito}})_{\text{modelo}}} = \frac{(F_{\text{atrito}})_{\text{protótipo}}}{(F_{\text{atrito}})_{\text{modelo}}} = \frac{(F_{\text{pressão}})_{\text{protótipo}}}{(F_{\text{atrito}})_{\text{protótipo}}} = \text{const.}$$

A partir das Equações 4.3 podem-se derivar as seguintes relações:

$$\frac{(F_{\text{atrito}})_{\text{modelo}}}{(F_{\text{atrito}})_{\text{protótipo}}} = \frac{(F_{\text{atrito}})_{\text{protótipo}}}{(F_{\text{atrito}})_{\text{protótipo}}} = \text{const.1}$$

$$\frac{(F_{\text{pressão}})_{\text{modelo}}}{(F_{\text{atrito}})_{\text{protótipo}}} = \frac{(F_{\text{atrito}})_{\text{protótipo}}}{(F_{\text{atrito}})_{\text{protótipo}}} = \text{const.2}$$

onde depois de substituir as forças de inércia ($\sim \rho V_0^2 L_2$), de atrito ($\sim \mu V L$) e de pressão ($\sim p_0 L^2$), obtêm-se as equações:

$$\left(\frac{\rho V_0 L}{\mu} \right)_{\text{modelo}} = \left(\frac{\rho V_0 L}{\mu} \right)_{\text{protótipo}}$$

$$\left(\frac{p_0}{\rho V_0^2} \right)_{\text{modelo}} = \left(\frac{p_0}{\rho V_0^2} \right)_{\text{protótipo}}$$

A partir desses resultados, pode-se dizer que uma condição necessária para semelhança dinâmica em escoamentos particulares é a igualdade do número de Reynolds e do número de Euler entre os escoamentos [22], ou seja:

$$(Re)_{\text{modelo}} = (Re)_{\text{protótipo}}$$

$$(Eu)_{\text{modelo}} = (Eu)_{\text{protótipo}}$$

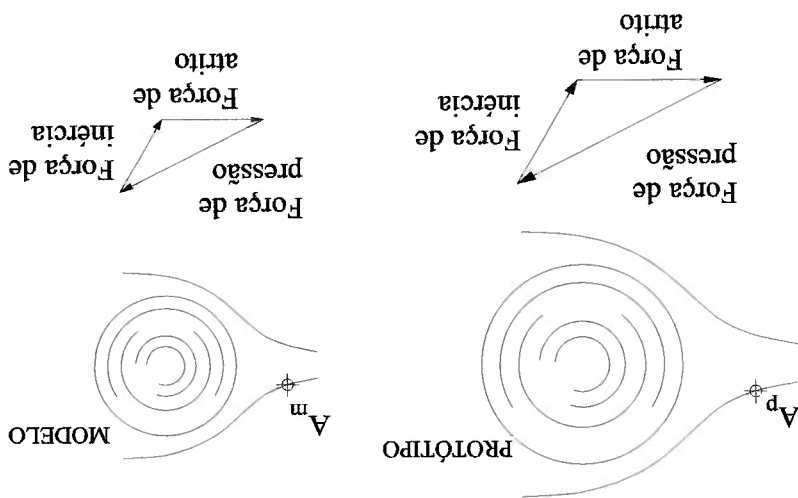


Figura 4.2. Triângulo de Forças em escoamentos dinamicamente semelhantes.

4.1.2 Condição de escoamentos semelhantes no modelo e protótipo

No caso de ROVs, a experiência justifica que se o número de Reynolds se mantém igual em ambos os escoamentos do modelo e protótipo, então assegura-se a semelhança dinâmica destes escoamentos. Conseqüentemente, a predição do arrasto do protótipo será um valor confiável tal como foi mostrado por NOMOTO *et. al.* [7] na predição do arrasto de DOLPHIN 3K.

4.2 Descrição experimental

O reboque do modelo foi realizado no tanque de provas do IPT com a finalidade de se obter os coeficientes de arrasto do protótipo. Primeiro descrevem-se algumas características do tanque de provas e depois o princípio de operação utilizado para medir a força de arrasto.

4.2.1 Tanque de provas

A Figura 4.3 é uma foto do tanque de provas do IPT. Os ensaios são realizados num carro móvel que se desloca ao longo do tanque onde se fixa o modelo. A força é medida por uma célula de carga ligada a um amplificador e um computador para aquisição dos sinais.

Dimensões do tanque

O tamanho do tanque de provas do IPT garante que os efeitos de superfície livre e de seção transversal sejam desprezados. As dimensões do tanque são:

- comprimento : 280 m
- largura : 6.4 m
- profundidade: 4 m



Figura 4.3. Tanque de provas do IPT.

Fixação do modelo

Por simplicidade, uma barra vertical de aço foi usada para suportar o modelo quando está sendo rebocado na água. A seção transversal da barra é a de um retângulo com o lado menor para frente, minimizando o arrasto adicional e os distúrbios da superfície livre criadas pela barra. A Figura 4.4 é uma foto tirada no momento que o modelo está sendo rebocado pelo carro móvel.



Figura 4.4. Fotografia do modelo no momento que esta sendo rebocado.

O modelo

O modelo do SR foi construído em escala reduzida de 1:2. Isto significa que todas as medidas lineares do protótipo foram reduzidas à metade, assegurando-se a semelhança geométrica do modelo e do protótipo. A Figura 4.5 mostra uma fotografia do modelo que foi usado nos ensaios e a Figura 4.6 é uma fotografia do modelo no tanque de provas.

4.2.2 Princípio de operação do aparato de teste do modelo

A Figura 4.7 representa o aparato utilizado para medir a força de arrasto do modelo durante o reboque. Quando o conjunto carro-barra-modelo desloca-se ao longo do tanque com velocidade constante V , origina-se uma força de arrasto cuja linha de ação passa por algum ponto na área projetada do modelo na direção de avanço. No mesmo instante que a força de arrasto age sobre o modelo, a barra tende a girar em torno da articulação e a célula de carga mede a força. Como resultado do ensaio, obtêm-se dois dados experimentais: a velocidade de avanço do modelo e a força medida pela célula de carga. A seguir, será visto que a força de arrasto é determinada a partir da soma dos momentos em torno da articulação.



Figura 4.5. Fotografia do modelo do SR.



Figura 4.6. Fotografia do modelo no tanque de provas.

4.3 Resultados dos ensaios

Antes de apresentar os resultados dos ensaios, é importante determinar o centro de pressão da força de arrasto, ou seja, o ponto de aplicação da força na área projetada do modelo.

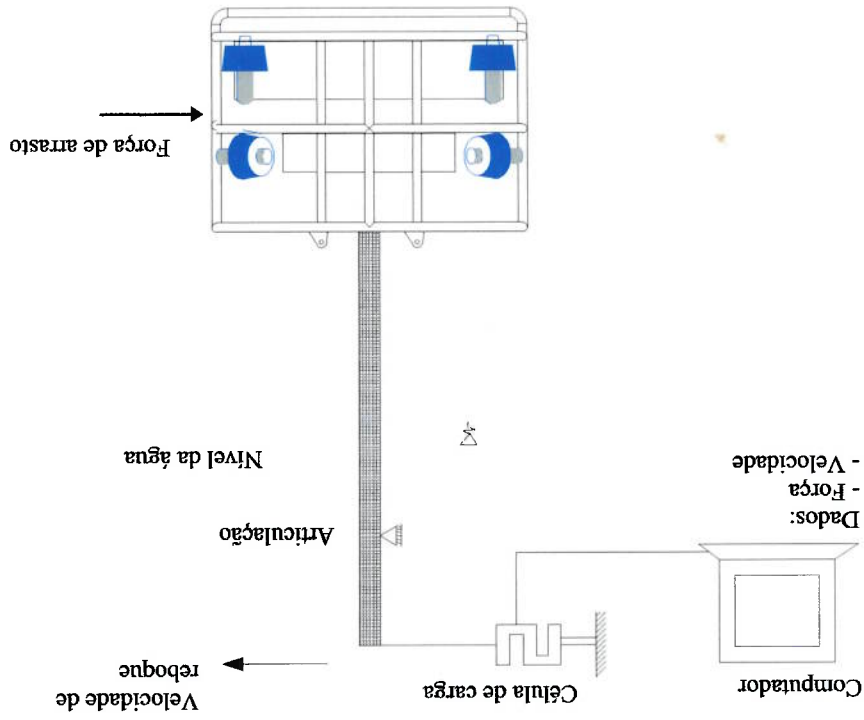


Figura 4.7. Representação esquemática do aparato experimental utilizado para medir o arrasto do modelo.

Centro de pressão do modelo

O centro de pressão da força de arrasto F_D , em primeira aproximação, pode ser considerado como sendo o centro geométrico da área projetada do modelo na direção de movimento. Utilizando o programa AUTOCAD, determinaram-se os centros de pressão do modelo. A Figura 4.8 mostra a posição dos centros de pressão nas vistas correspondentes do modelo.

Cálculo da força de arrasto

A Figura 4.9 mostra uma alavanca articulada no ponto A com braços de comprimento a e b . F_{cel} é a força medida pela célula de carga e F_D é a força de arrasto que se deseja determinar. Ao aplicar a soma dos momentos em torno da articulação, a força de arrasto é determinada através da expressão:

$$F_D = \frac{F_{cel} \times a}{b} \quad (4.4)$$

Foram realizados dois tipos de ensaios: o primeiro consistiu em rebocar o conjunto barra-modelo e o segundo consistiu em rebocar só a barra com a finalidade de descontar o arrasto adicional provocado pela barra. A terminologia utilizada na apresentação dos resultados é descrita a seguir:

4.3.1 Apresentação de resultados

$$d = 1548mm.$$

$$c = 288mm, \text{ para o movimento vertical,}$$

$$c = 262mm, \text{ para o movimento lateral,}$$

$$c = 236mm, \text{ para o movimento de avanço,}$$

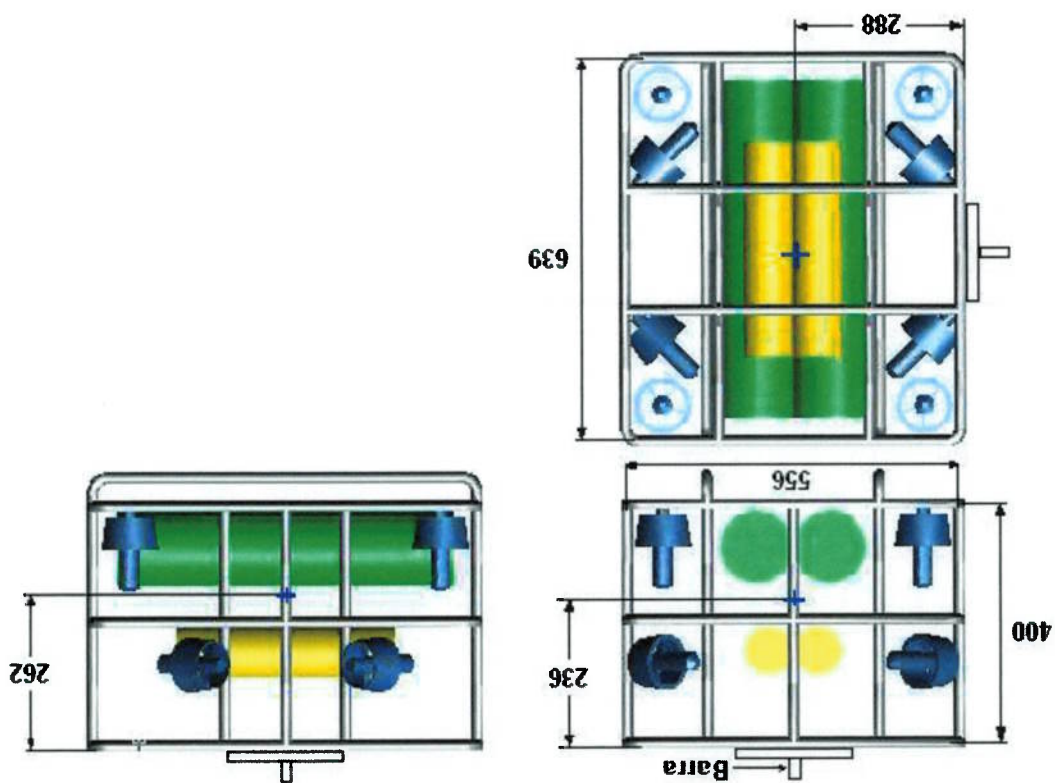
$$b = d + c,$$

$$a = 315mm,$$

onde:

modelo.

Figura 4.8. Desenho esquemático indicando os centros de pressões do



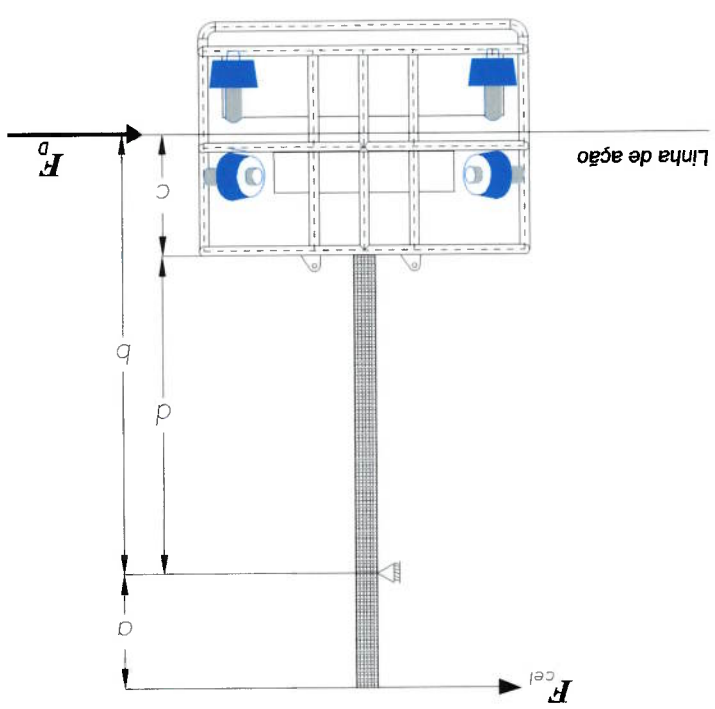


Figura 4.9. Esquema para calcular a força de arrasto no modelo.

- $F^{model+bar}$: é a força medida pela célula de carga quando o conjunto modelo-barra é rebocado,
- F^{bar} : é a força medida pela célula de carga quando só a barra é rebocada,
- F^{model} : é a força que a célula de carga mediria se o arrasto da barra fosse zero,
- F_x, F_y e F_z são as forças de arrasto no modelo nas direções de avanço, lateral e vertical, respectivamente. Para calcular tais forças, utiliza-se a expressão:

$$F_x, F_y, F_z = \frac{F^{model} \cdot a}{b}$$

As Tabelas 4.1, 4.2 e 4.3 apresentam os resultados dos ensaios nos movimentos de avanço, lateral e vertical, respectivamente. Ressalta-se que a força medida pela célula de carga ($F^{model+bar}$) é o valor médio das flutuações de forças registradas durante o ensaio. Conseqüentemente, indica-se também o desvio padrão das flutuações da força.

Tabela 4.1. Resultados dos ensaios no movimento de avanço.

Velocidade (m/s)	$F^{model+bar}$ (kgf)	F^{bar} (kgf)	F^{model} (kgf)	F_x (kgf)
0.2	2.273 ± 0.079	0.056	2.217	0.392 ± 0.014
0.3	5.268 ± 0.145	0.235	5.033	0.889 ± 0.026
0.4	8.533 ± 0.134	0.406	8.127	1.435 ± 0.024
0.5	14.152 ± 0.198	0.707	13.445	2.374 ± 0.035
0.6	20.224 ± 0.253	1.039	19.185	3.388 ± 0.045
0.7	27.432 ± 0.273	1.386	26.046	4.600 ± 0.048
0.8	35.264 ± 0.318	1.806	33.458	5.909 ± 0.056

Tabela 4.2. Resultados dos ensaios no movimento lateral.

Velocidade (m/s)	$F^{model+bar}$ (kgf)	F^{bar} (kgf)	F^{model} (kgf)	F_y (kgf)
0.2	2.806 ± 0.122	0.056	2.75	0.479 ± 0.021
0.3	6.396 ± 0.120	0.235	6.161	1.072 ± 0.021
0.4	11.00 ± 0.140	0.406	10.594	1.843 ± 0.024
0.5	17.345 ± 0.220	0.707	16.638	2.895 ± 0.038
0.6	24.720 ± 0.244	1.039	23.681	4.120 ± 0.043
0.7	33.395 ± 0.251	1.386	32.009	5.570 ± 0.044
0.8	43.070 ± 0.289	1.806	41.264	7.180 ± 0.050

Tabela 4.3. Resultados dos ensaios no movimento vertical.

Velocidade (m/s)	$F^{model+bar}$ (kgf)	F^{bar} (kgf)	F^{model} (kgf)	F_z (kgf)
0.2	3.557 ± 0.165	0.056	3.501	0.601 ± 0.028
0.3	8.900 ± 0.231	0.235	8.665	1.487 ± 0.040
0.4	14.649 ± 0.157	0.406	14.243	2.444 ± 0.027
0.5	23.650 ± 0.293	0.707	22.943	3.937 ± 0.050
0.6	32.869 ± 0.255	1.039	31.830	5.462 ± 0.044
0.7	44.940 ± 0.707	1.386	43.554	7.474 ± 0.121

4.3.2 Coeficiente de arrasto do modelo

Nesta seção se apresentam os gráficos dos coeficientes de arrasto do modelo em função do número de Reynolds dos ensaios.

Número de Reynolds dos ensaios

Nos ensaios com modelo, uma medida dos efeitos viscosos no desenvolvimento do escoamento é o número de Reynolds. Este número adimensional definido pela relação das forças inerciais e viscosas do fluido é dado pela expressão:

$$Re = \frac{VL_c}{\nu}$$

onde V é a velocidade do corpo, L_c é o comprimento característico do corpo e ν é a viscosidade cinemática do fluido. Para o modelo do SR, o comprimento característico está relacionado ao volume de fluido deslocado pelo modelo V , ou seja, igual a $V^{1/3}$ [7]. Desta forma, o número de Reynolds de todos os ensaios foi calculado pela seguinte expressão:

$$Re = \frac{V^{1/3}}{\nu} \quad (4.5)$$

onde

$V = 0.02356 \text{ m}^3$, calculado pelo programa AUTOCAD e $\nu = 1.01 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ é a viscosidade cinemática da água (19°C).

Coefficiente de arrasto do modelo

O coeficiente de arrasto é definido usualmente como:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A_c}$$

onde A_c é a área característica do corpo; muitas vezes tomada como a área projetada do corpo na direção do movimento. No caso de ROVs tipo *open-frame*, é recomendável utilizar a área relacionada ao volume deslocado pelo veículo, ou seja, $A_{2/3}$. Consequentemente, os coeficientes de arrasto do modelo nos movimentos de avanço, lateral e vertical são respectivamente:

$$C_x = \frac{F_x}{\frac{1}{2}\rho V_x^2 A_{2/3}}, \quad C_y = \frac{F_y}{\frac{1}{2}\rho V_y^2 A_{2/3}}, \quad C_z = \frac{F_z}{\frac{1}{2}\rho V_z^2 A_{2/3}} \quad (4.6)$$

As Tabelas 4.4, 4.5 e 4.6 apresentam os resultados dos cálculos do coeficiente de arrasto do modelo e o número de Reynolds. As representações gráficas destes resultados são apresentadas nas Figuras 4.10, 4.11 e 4.12.

Tabela 4.4. Coeficiente de arrasto do modelo e número de Reynolds

correspondente ao movimento de avanço.

V (m/s)	F_x (N)	$Re = \frac{V^{41/3}}{\nu}$	$C_x = \frac{F_x}{\frac{1}{2}\rho V^2 A^{2/3}}$
0.2	3.846 ± 0.137	0.568 × 10 ⁵	2.336 ± 0.083
0.3	8.721 ± 0.255	0.852 × 10 ⁵	2.355 ± 0.069
0.4	14.077 ± 0.235	1.135 × 10 ⁵	2.138 ± 0.036
0.5	23.289 ± 0.343	1.419 × 10 ⁵	2.264 ± 0.033
0.6	33.236 ± 0.442	1.703 × 10 ⁵	2.243 ± 0.030
0.7	45.126 ± 0.471	1.987 × 10 ⁵	2.238 ± 0.023
0.8	57.967 ± 0.549	2.271 × 10 ⁵	2.201 ± 0.021

Tabela 4.5. Coeficiente de arrasto do modelo e número de Reynolds

correspondente ao movimento lateral.

V (m/s)	F_y (N)	$Re = \frac{V^{41/3}}{\nu}$	$C_y = \frac{F_y}{\frac{1}{2}\rho V^2 A^{2/3}}$
0.2	4.699 ± 0.206	0.568 × 10 ⁵	2.855 ± 0.125
0.3	10.516 ± 0.206	0.852 × 10 ⁵	2.839 ± 0.056
0.4	18.080 ± 0.235	1.135 × 10 ⁵	2.746 ± 0.036
0.5	28.400 ± 0.373	1.419 × 10 ⁵	2.761 ± 0.036
0.6	40.417 ± 0.422	1.703 × 10 ⁵	2.728 ± 0.029
0.7	54.642 ± 0.432	1.987 × 10 ⁵	2.710 ± 0.021
0.8	70.436 ± 0.491	2.271 × 10 ⁵	2.674 ± 0.019

Comentário sobre as curvas de arrasto do modelo

De acordo com as Figuras 4.10, 4.11 e 4.12, verifica-se que os coeficientes de arrasto do modelo são aproximadamente constantes para os valores de Reynolds acima de 1.419×10^5 .

Tabela 4.6. Coeficiente de arrasto do modelo e número de Reynolds correspondente ao movimento vertical.

V (m/s)	F_z (N)	$Re = \frac{V}{\nu}$	$C_z = \frac{F_z}{\frac{1}{2}\rho V^2 A_z/3}$
0.2	5.896 ± 0.275	0.568×10^5	3.582 ± 0.167
0.3	14.588 ± 0.392	0.852×10^5	3.939 ± 0.106
0.4	23.976 ± 0.265	1.135×10^5	3.641 ± 0.040
0.5	38.622 ± 0.491	1.419×10^5	3.754 ± 0.048
0.6	53.582 ± 0.432	1.703×10^5	3.617 ± 0.029
0.7	73.340 ± 1.187	1.987×10^5	3.637 ± 0.059

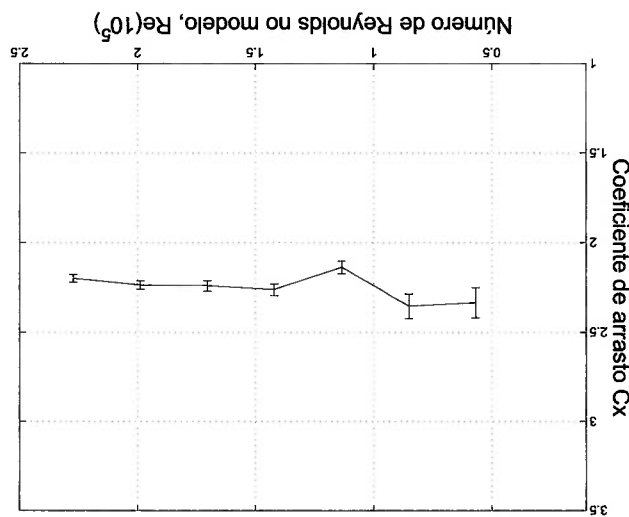


Figura 4.10. Coeficiente de arrasto do modelo. Movimento de avanço.

A Tabela 4.7 apresenta os coeficientes de arrasto do modelo que serão considerados nos cálculos.

Tabela 4.7. Valores médios dos coeficientes de arrasto do modelo, para

$$Re \geq 1.419 \times 10^5.$$

Movimento de avanço	$C_x = 2.243 \pm 0.03$
Movimento lateral	$C_y = 2.728 \pm 0.029$
Movimento vertical	$C_z = 3.617 \pm 0.029$

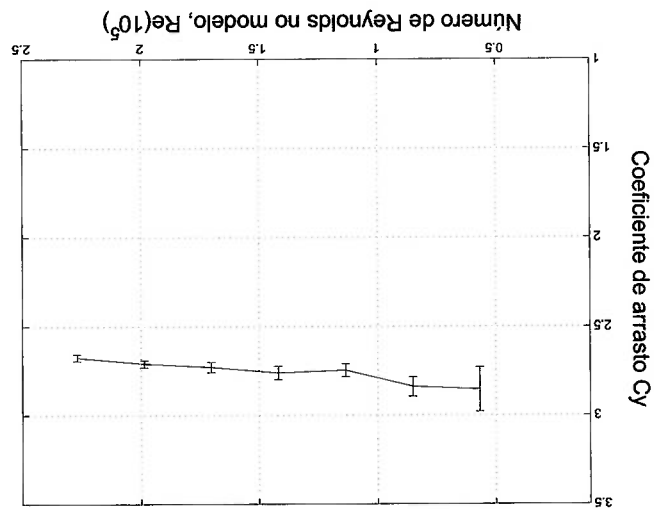


Figura 4.11. Coeficiente de arrasto do modelo. Movimento lateral.

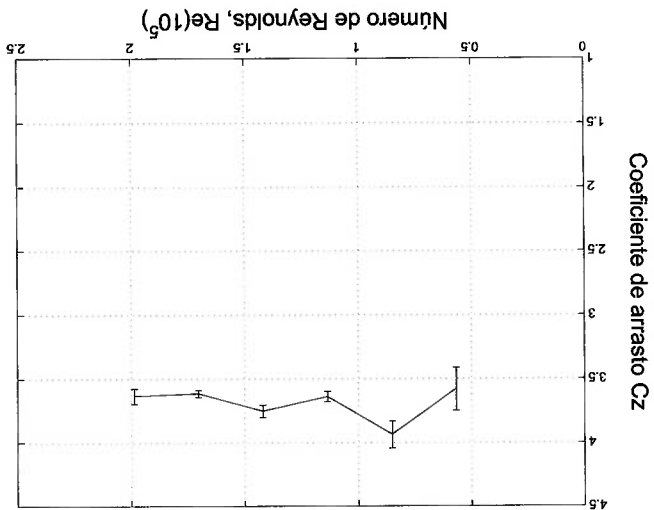


Figura 4.12. Coeficiente de arrasto do modelo. Movimento vertical.

4.4 Força de arrasto no protótipo do SR

As forças de arrasto no protótipo podem ser determinadas utilizando as seguintes

equações:

$$\begin{aligned}
 (F_x)_p &= \frac{1}{2} \rho V^2 A^{2/3} (C_x)_p \\
 (F_y)_p &= \frac{1}{2} \rho V^2 A^{2/3} (C_y)_p \\
 (F_z)_p &= \frac{1}{2} \rho V^2 A^{2/3} (C_z)_p
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

onde $(C_x)^p$, $(C_y)^p$ e $(C_z)^p$ são os coeficientes de arrasto do protótipo cujos valores podem ser considerados iguais aos coeficientes de arrasto do modelo obtidos em tanque de provas. Isto é certo sempre e quando exista semelhança dinâmica entre ambos os escoamentos.

Determinação dos coeficientes de arrasto do protótipo

Para encontrar os coeficientes de arrasto do protótipo a partir de ensaios com modelo, primeiro deve-se garantir que os escoamentos tanto no modelo como no protótipo sejam semelhantes. Tal semelhança está garantida quando o número de Reynolds no protótipo é igual ao número de Reynolds no modelo.

A Figura 4.13 é uma representação esquemática da determinação do coeficiente de arrasto do protótipo a partir de ensaios com modelo. A igualdade de números de Reynolds, $(Re)^p = (Re)^m$, assegura uma reprodução fiel do escoamento real em laboratório.

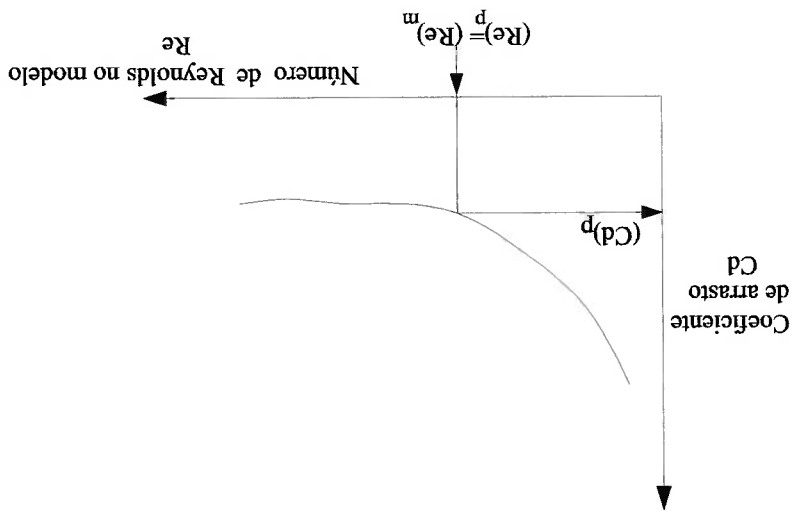


Figura 4.13. Igualdade de números de Reynolds para determinar o coeficiente de arrasto do protótipo $(Cd)^p$, a partir da curva de arrasto do modelo.

Número de Reynolds no protótipo

O número de Reynolds no protótipo é calculado da mesma forma que para o modelo:

$$(Re)^p = \frac{V A^{1/3}}{\nu}$$

onde $V = 0.18846 \text{ m}^3$ (volume deslocado pelo protótipo) e $\nu = 1.01 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (viscosidade cinemática da água). Utilizando-se estes valores obtêm-se:

$$(Re)_p = 5.676 \times 10^5 (V)_p \quad (4.8)$$

Como a faixa de velocidades de operação do protótipo $(V)_p$ está no intervalo de 0.1 m/s a 1 m/s , então os números de Reynolds $(Re)_p$ correspondentes estarão na faixa de 0.568×10^5 a 5.676×10^5 .

4.4.1 Exemplo de cálculo

Problema: Determinar a força de arrasto no protótipo do SR quando desloca-se a uma velocidade de 0.35 m/s na direção de avanço.

Dados:

$$(V)_p = 0.35 \text{ m/s},$$

$$V = 0.18846 \text{ m}^3$$

Solução

Utilizando a Equação 4.8

$$(Re)_p = 5.676 \times 10^5 (V)_p = 5.676 \times 10^5 (0.35) = 1.987 \times 10^5$$

De acordo com a Figura 4.10, o Reynolds do protótipo posiciona-se na faixa onde o coeficiente de arrasto é considerado uma constante. Isto indica que $(C_x)_p = 2.243$. Logo, aplicando-se a Equação 4.7:

$$(F_x)_p = \frac{1}{2} \rho V^2 A^{2/3} (C_x)_p = \frac{1}{2} (1000)(0.35)^2 (0.18846)^{2/3} (2.243) = 45.16 \text{ N} \approx 4.6 \text{ kgf}$$

Agora, considerando-se que o protótipo avança com sua velocidade máxima de 1 m/s , então, utilizando a Equação 4.7 para o movimento de avanço, estima-se que a força de arrasto máxima é 37.6 kgf .

Capítulo 5

Coefficientes de massa adicionada do SR

Este capítulo apresenta a técnica experimental utilizada para determinar os coeficientes de massa adicionada do SR nos movimentos de avanço, lateral e vertical. A técnica consiste em fazer oscilar harmonicamente o modelo na água através de um sistema de molas com constantes elásticas conhecidas.

A massa adicionada de um sistema mecânico vibrando num líquido é um parâmetro importante no estudo das interações estrutura-fluido. Este parâmetro modela as flutuações de pressão de fluido que ocorrem em torno dos elementos estruturais do sistema mecânico.

5.1 Corpos acelerando e massa adicionada

O capítulo anterior considerou as forças sobre corpos criadas por um escoamento estacionário, dito de outra forma, as forças devido ao movimento de velocidade constante do corpo. Supondo-se que um corpo imerso num fluido é acelerado desde o repouso até uma velocidade finita, além da força de arrasto que resiste o movimento do corpo, uma força hidrodinâmica extra também resiste a aceleração do corpo. Esta força extra de resistência ocorre porque o corpo acelerando deve colocar o fluido em movimento, empurrando-o para fora do caminho. Esta força hidrodinâmica é usualmente modelada por uma *massa adicionada* m_{ad} . Depois de aplicar a segunda lei de Newton ao movimento de translação do SR, tem-se que a força propulsiva

T_{prop} é equilibrada pelas forças devido ao arrasto, à massa adicionada e à inércia do veículo, isto é [24]:

$$T_{prop} = \frac{1}{2} C_D \rho A_c |V|V + \overbrace{(m + m_{ad})}^{Massa\ virtual} \frac{dV}{dt} \quad (5.1)$$

Neste modelo, a soma da massa real do veículo m e a massa adicionada m_{ad} é chamada de *massa virtual*. No Apêndice B apresenta-se uma dedução matemática da massa virtual de corpos acelerando em líquidos.

A massa adicionada é uma função da forma e das dimensões do corpo, da direção

da aceleração e da densidade do fluido. Para alguns corpos de geometria simples, tal parâmetro pode ser avaliado analiticamente baseando-se na energia cinética transmitida ao fluido pelo corpo acelerando. Existem tabelas que especificam as massas adicionadas de corpos como cilindros, esferas, chapas, etc. [24], as quais são determinadas usando um escoamento ideal, sem viscosidade. Neste trabalho, a análise teórica para se determinar as massas adicionadas no SR é quase impossível, isto é porque o escoamento decorrente do seu movimento é muito complexo.

Um fluido sem viscosidade (inviscido) e um escoamento não-separado definem teoricamente um escoamento potencial. Frequentemente um escoamento real externo onde as forças de pressão são predominantes (escoamento ao redor de cilindros), pode ser representado em primeira aproximação por um escoamento potencial. Porém, deve ser enfatizado que a solução com escoamento potencial não constitui ainda uma aproximação de primeira ordem. Isto é porque a formação de turbulências, o ponto de descolamento da camada limite e a largura da esteira que influem no valor da resistência hidrodinâmica de um corpo são devidos aos efeitos viscosos. O estado da arte é tal que resultados analíticos, em particular os baseados na suposição de vorticidade zero, são comparáveis com os obtidos experimentalmente, afirma SARPKEYA [24].

Massa adicionada num cilindro

Considerando que a massa adicionada de um corpo é uma medida da inércia do fluido e não dos efeitos viscosos, pode-se utilizar o campo de velocidades de um fluido sem viscosidade na determinação da massa adicionada [24]. Em geral, escoamentos acelerados ou que são dominados por forças inerciais podem ser tratados por métodos

de escoamento potencial. A massa adicionada por unidade de comprimento de um cilindro (corpo bidimensional) de raio c , é deduzida utilizando-se a aproximação de escoamento potencial dada por [24]:

$$m_{ad}^{cilindro} = \rho \pi c^2, \quad [kg/m]$$

5.1.1 Coeficiente de Keulegan-Carpenter KP

Um cilindro circular com movimento oscilatório imerso num fluido é um problema clássico em dinâmica dos fluidos. De ali o considerável interesse para compreender o fenômeno da geração e emissão de vórtices. Na prática, este problema aplica-se para prever as cargas hidrodinâmicas dos elementos cilíndricos que conformam uma estrutura *offshore*, exposta a ondas.

Keulegan e Carpenter (1958), investigaram os coeficientes de arrasto e de inércia de um cilindro oscilando harmonicamente num fluido. Eles introduziram um parâmetro para caracterizar o fluxo ao redor do cilindro. Este parâmetro que relaciona a amplitude da oscilação e o tamanho do cilindro é referido como o número de Keulegan-Carpenter [24]:

$$KC = \frac{U_m T}{D}$$

onde U_m é a velocidade máxima que o cilindro alcança em seu movimento oscilatório, T é o período da oscilação, e D é o diâmetro do cilindro (comprimento característico). O número de Keulegan-Carpenter também pode ser escrito como:

$$KC = \frac{2\pi A}{D}$$

onde A é a amplitude máxima da oscilação. O valor do coeficiente KC indica a importância da força de inércia em relação à força de arrasto.

A técnica utilizada neste trabalho para estimar as massas adicionadas baseia-se na medida da frequência natural do modelo vibrando livremente em água. Uma condição necessária para a estimação correta das massas adicionadas utilizando esta técnica é que não deve existir a separação do escoamento. O fenômeno de separação pode ser evitado considerando um movimento oscilatório de pequena amplitude, desta maneira, cria-se um escoamento potencial ao redor do cilindro. Num escoamento potencial não se consideram os efeitos viscosos mais sim os efeitos da inércia do fluido.

Uma forte aproximação considera que a força de arrasto é omitida para pequenos valores de KC , sendo mais precisos para $KC > 3$ [24]. Dentro deste intervalo o fluxo permanece aderido ao cilindro e não existe separação do escoamento, conseqüentemente, obtêm-se um escoamento potencial. Para grandes valores de KC ocorre a separação dando início à geração e emissão de vórtices.

Considerando que a amplitude máxima da oscilação do modelo é $A = 60mm$ ¹ e que o comprimento característico do modelo é $D = 287mm$, então o número KC dos ensaios com modelo é:

$$KC = \frac{2\pi A}{D} = \frac{2\pi \times 60}{287} = 1.31$$

De acordo com este resultado, $KC = 1.31$, pode-se dizer que não ocorrerá a separação do escoamento durante os ensaios com modelo. Portanto, a força devida à inércia do fluido é a única responsável pela existência da massa adicionada, tal como estipula-se nos cálculos teóricos de massas adicionadas.

5.2 Movimento oscilatório do modelo

O problema de se determinar a massa adicionada no SR com movimento acelerado e submerso em água pode ser resolvido através de ensaios com modelo considerando um mecanismo de movimento planar [23]. Como alternativa pode-se utilizar a técnica de *corpos vibrando em líquidos* onde o modelo é submetido a um movimento harmônico simples. Desta maneira, fazendo o modelo oscilar livremente em água, como um sistema massa-mola, pode-se medir a frequência natural que possibilita determinação da massa adicionada.

5.2.1 Sistema equivalente: Massa-mola

O sistema mecânico real que foi testado em tanque de provas consiste no modelo suspenso por 8 molas de rigidez k_i em paralelo, como mostrado no desenho esquemático da Figura 5.1. Porém, pode-se substituir tal configuração real por um sistema simples composto de massa, mola e amortecedor, que é chamado de *sistema*¹ Este valor representa a amplitude máxima de oscilação que as molas podem fornecer ao modelo.

*equivalente*². É no sistema equivalente onde realiza-se o procedimento de análise e

solução do problema, como é mostrado na Figura 5.2.

De acordo com a Figura 5.2, o deslocamento x (medido desde a posição de

equilíbrio) é considerado positivo para baixo, por conveniência, e as derivadas \dot{x}

e \ddot{x} são também positivas nesse sentido. A equação que governa o fenômeno de

vibração livre do modelo em água é semelhante à de um corpo com vibração livre

amortecida [25], isto é:

$$(m + m_{ad})\ddot{x} + c\dot{x} + k_{eq}x = 0 \quad (5.2)$$

onde:

m é a massa do modelo no ar,

m_{ad} é a massa adicionada ao modelo devido ao movimento acelerado em água,

c é o coeficiente de amortecimento viscoso,

k_{eq} é a rigidez equivalente do sistema,

$(m + m_{ad})$ é a massa total do sistema (virtual).

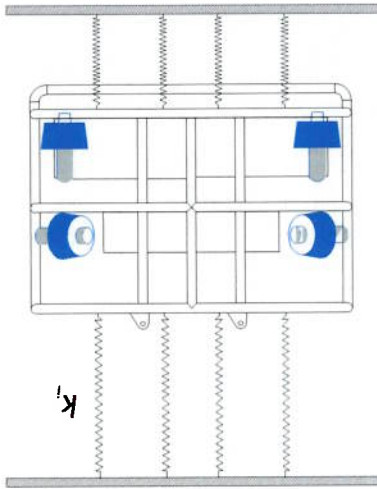


Figura 5.1. Representação esquemática do sistema mecânico utilizado

para se determinar as massas adicionadas no SR.

Frequência natural do modelo imerso em água

O cálculo da frequência de oscilação natural do modelo imerso em água é semelhante

ao do modelo oscilando no ar, com a diferença de que no primeiro a massa do sistema

²Também chama-se de oscilador mecânico.

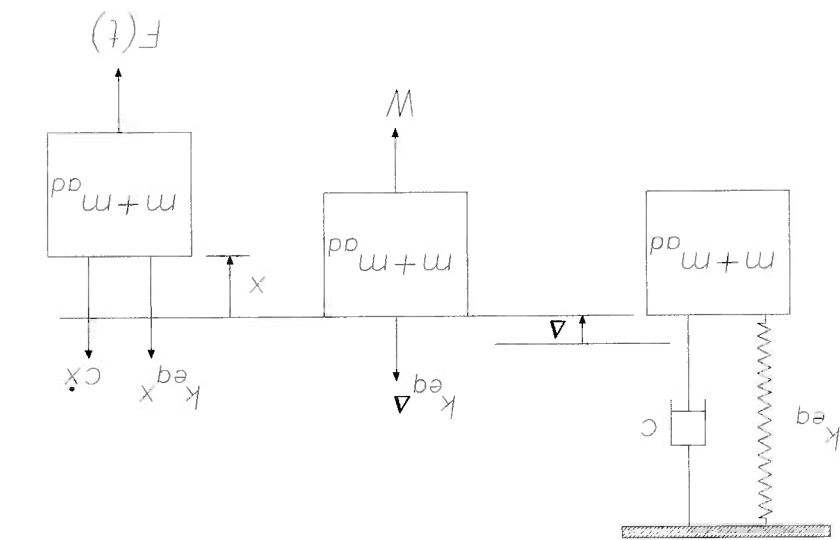


Figura 5.2. Diagrama de corpo livre do sistema massa-mola equivalente.

deve incluir, além da massa do modelo, o termo de massa adicionada. A expressão que permite calcular a frequência natural do modelo em água é [25]:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eq}}{m + m_{ad}}} \quad (5.3)$$

5.2.2 Seleção da mola

Para implementar o sistema massa-mola foi construída uma gaiola de perfis de aço na qual foram fixadas 8 molas que estão pressas ao modelo. A Figura 5.1 apresenta o desenho esquemático do sistema massa-mola e a Figura 5.4 é uma foto da gaiola de teste do modelo.

A mola foi escolhida sob o critério de fornecer uma frequência natural não muito alta ao modelo. Inicialmente, para efeitos de cálculo, considerou-se uma frequência natural de 2.2Hz do modelo no ar. Logo, utilizando-se a equação que calcula a frequência natural de um sistema massa-mola [25]:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eq}}{m}}$$

determinou-se a rigidez equivalente do sistema k_{eq} , uma vez que a frequência natural $f_n = 2.2Hz$, e a massa do sistema no ar $m = 24kg$ são conhecidas. O valor ³A massa do sistema no ar inclui a massa do modelo mais a massa das molas.

Tabela 5.1. Características técnicas da mola.

Dímetro médio da mola	$D^m = 15.15mm$
Dímetro do arame	$D^a = 1.85mm$
Número de espiras	$N^e = 56$
Comprimento da mola	$L_0 = 101.4mm$
Rigidez da mola	$k = 596.27N/m$

encontrado foi de:

$$k_{eq} = 4585.8N/m$$

Considerando que o sistema mecânico contém 8 molas, então a rigidez de cada

mola será:

$$k = 4585.8/8 = 573.2N/m$$

Baseando-se no valor de rigidez da mola calculado analiticamente, escolheu-se

uma mola com características técnicas dada na Tabela 5.1.

Rigidez da mola

A rigidez de uma mola pode ser calculada utilizando-se a seguinte expressão [25]:

$$k = \frac{D^4 G}{8 D_3^3 N^e} \quad (5.4)$$

Considerando-se que o material da mola é aço-carbono, com módulo de cisalhamento $G = 79.3MPa$, sua rigidez pode ser calculada utilizando-se a expressão 5.4. O valor calculado da rigidez da mola é dada na Tabela 5.1.

5.3 Descrição experimental

Esta seção explica como foram realizados os ensaios no tanque de provas para determinar os coeficientes de massa adicionada do SR. Inicialmente foi feita uma verificação experimental da constante de rigidez da mola.

5.3.1 Verificação das constantes de rigidez das molas utilizadas

A rigidez de cada mola do sistema mecânico foi verificada experimentalmente medindo-se o seu alongamento para diferentes forças conhecidas. A partir de uma análise de regressão linear com os dados experimentais, determinou-se a constante de rigidez de cada mola do sistema. Logo, a partir da soma das rigidezes das molas do sistema, determinou-se a constante de rigidez equivalente que é igual a: $k_{eq} = 4165,978 \pm 30,031N/m$.

5.3.2 Descrição do experimento

Os experimentos foram executados considerando-se a oscilação harmônica de um sistema massa-mola medida com um acelerômetro fixado no modelo. Aplica-se um movimento impulsivo ao modelo deslocando-o na direção desejada e soltando-o rapidamente. O sinal de saída do acelerômetro é adquirido por um osciloscópio digital; nesse instrumento o sinal de entrada é simultaneamente digitalizado e armazenado numa memória eletrônica. O osciloscópio transfere o sinal digitalizado à memória de um PC através de uma interface de comunicação GPIB (*Global Purpose Interface Bus*). No PC, utilizando-se o programa MATLAB, aplicou-se a transformada de Fourier aos sinais digitalizados para se determinar o espectro de frequências do sinal. A Figura 5.3 apresenta o diagrama de blocos para a aquisição do sinal. A Figura 5.4 apresenta uma fotografia da gaiola de teste do modelo. A gaiola tem dimensões $1278 \times 1135 \times 979mm$ e sua estrutura é feita com perfis de aço. A Figura 5.5 é uma fotografia do modelo montado na gaiola, onde pode-se visualizar as molas e o acelerômetro. A Figura 5.6 é uma fotografia do modelo posto no tanque de provas.

5.4 Apresentação dos resultados

O sinal de saída do acelerômetro capturado num intervalo de tempo de 5s com uma frequência de amostragem de $500Hz$ é apresentado no domínio do tempo e da frequência. As Figuras 5.7, 5.8 e 5.9 apresentam a resposta do acelerômetro no tempo

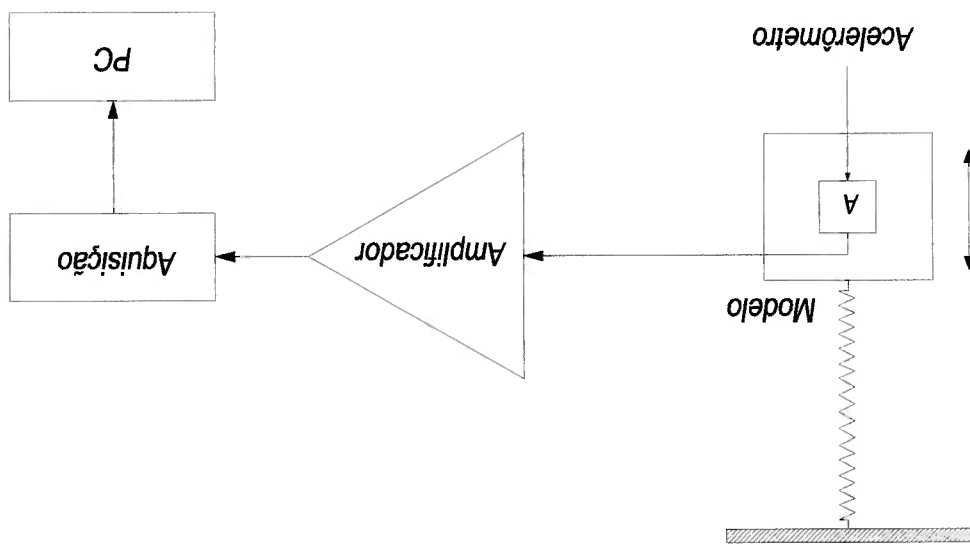


Figura 5.3. Diagrama de blocos para adquirir o sinal do movimento harmônico do modelo.

quando o modelo oscila nas direções de avanço, lateral e vertical respectivamente. As Figuras 5.10, 5.11 e 5.12 apresentam a resposta do acelerômetro no domínio da frequência. As Figuras 5.13, 5.14 e 5.15 apresentam a frequência do sinal de maior energia que conforma o sinal original. A Tabela 5.2 mostra as frequências naturais do modelo submerso em água obtidas a partir dos gráficos de espectro das frequências.

Tabela 5.2. Frequências naturais do modelo submerso em água.

Direção de movimento	Frequência natural (Hz)
Avanço	1.771
Lateral	1.648
Vertical	1.404



Figura 5.4. Gaiola de teste para se determinar a massa adicionada no modelo.



Figura 5.5. Posição do acelerômetro no modelo.

As massas adicionadas no SR, indispensáveis para a simulação de seu movimento, podem ser determinadas a partir dos coeficientes de massa adicionada do modelo. Como o modelo e o protótipo são geometricamente semelhantes, então seus coeficientes de massa adicionada são teoricamente iguais. O coeficiente de massa

5.5 Massa adicionada no SR

adicionada de um corpo C_{ad} é definido como a razão da massa adicionada m_{ad} e a massa correspondente ao volume de fluido deslocado pelo corpo ρV . Assim tem-se que:

$$C_{ad} = \frac{m_{ad}}{A^d} \quad (5.5)$$



Figura 5.6. Fotografia do modelo oscilando no tanque de provas.

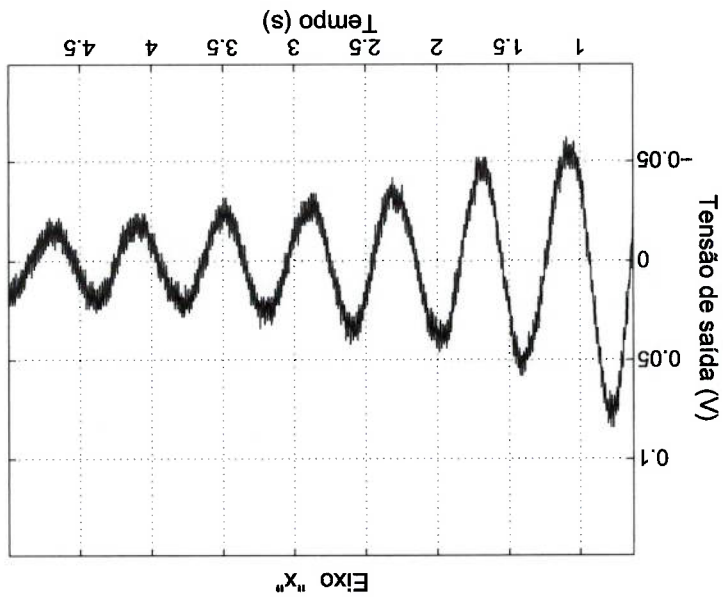


Figura 5.7. Resposta do acelerômetro quando o modelo oscila na direção de avanço.

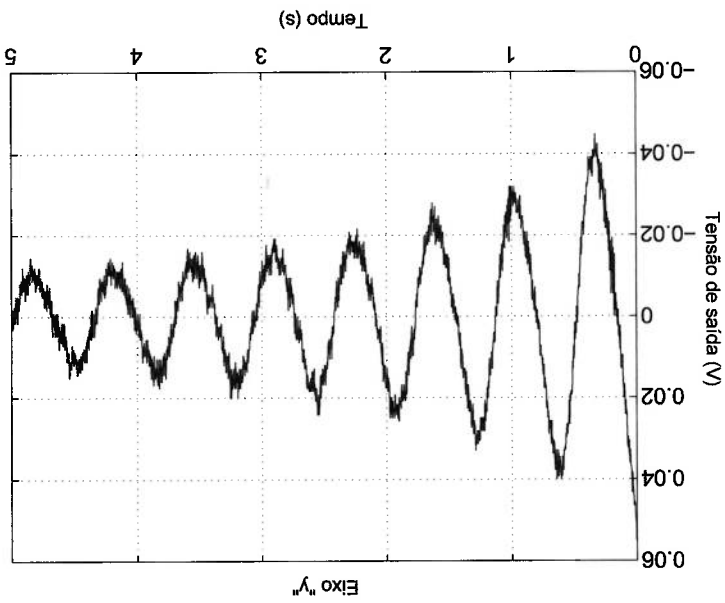


Figura 5.8. Resposta do acelerômetro quando o modelo oscila na di-

reção lateral.

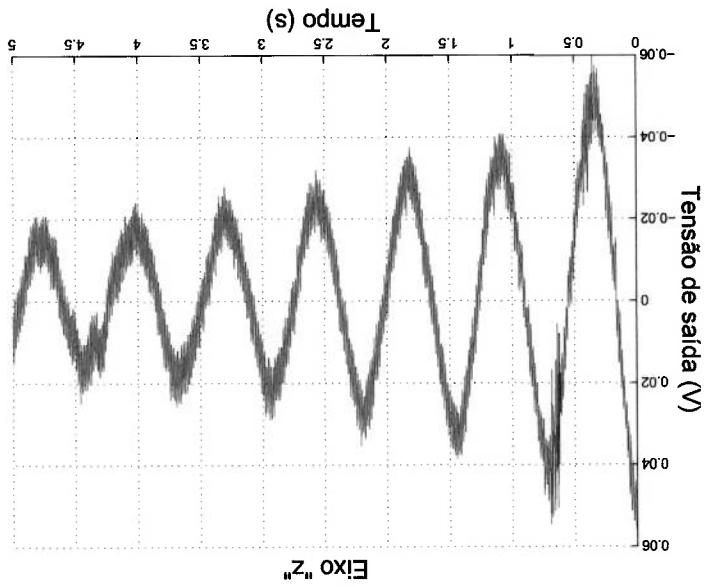


Figura 5.9. Resposta do acelerômetro quando o modelo oscila na di-

reção vertical.

Devido à semelhança geométrica existente entre o modelo e o protótipo, tem-se que:

$$(5.6) \quad \left(\frac{pA}{m_{ad}}\right)^{\text{modelo}} = \left(\frac{pA}{m_{ad}}\right)^{\text{protótipo}}$$

Logo, utilizando-se a Equação 5.6, pode-se determinar a massa adicionada no protótipo, já que os volumes deslocados pelo modelo e pelo protótipo, a densidade do

fluido e a massa adicionada no modelo são conhecidos a priori.

Massa adicionada no modelo

A massa adicionada no modelo é calculada utilizando-se a Equação 5.3. A Tabela 5.3 apresenta as massas adicionadas no modelo correspondentes aos movimentos de avanço, lateral e vertical. A Tabela 5.4 apresenta os coeficientes de massa adicionada

Tabela 5.3. Massas adicionadas no modelo.

Direção	f_n (Hz)	k_{eq} (N/m)	m (kg)	m_{ad} (kg)
Avanço	1.771	4165.978 ± 30.031	24	9.645 ± 0.243
Lateral	1.648	4165.978 ± 30.031	24	14.855 ± 0.280
Vertical	1.404	4165.978 ± 30.031	24	29.533 ± 0.386

do modelo calculados a partir da Equação 5.5. A massa correspondente ao volume de fluido deslocado pelo modelo ρV foi determinada experimentalmente utilizando um dinamômetro. A partir da diferença das medidas de massa do modelo no ar ($24kg$) e na água ($1.8kg$), obteve-se um valor para $\rho V = 22.2kg$.

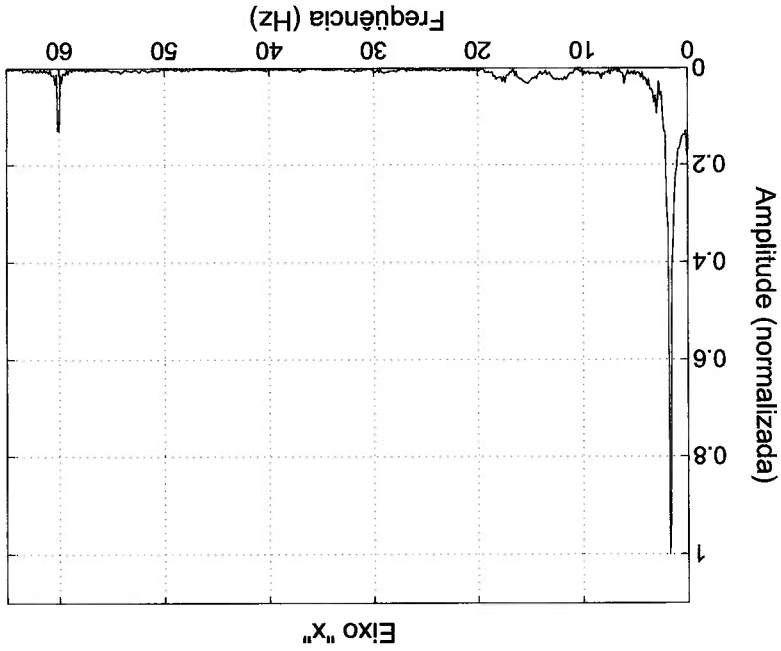


Figura 5.10. Resposta do acelerômetro no domínio da frequência - Oscilação do modelo na direção de avanço.

5.6 Simulação do movimento de translação do SR

Esta seção apresenta a resposta dinâmica simulada do SR para uma entrada de força propulsiva. Utilizando-se os coeficientes de arrasto e as massas adicionadas no

A partir dos coeficientes de massa adicionada do modelo, determinaram-se as massas adicionadas no protótipo. Tais valores são resumidos na Tabela 5.5.

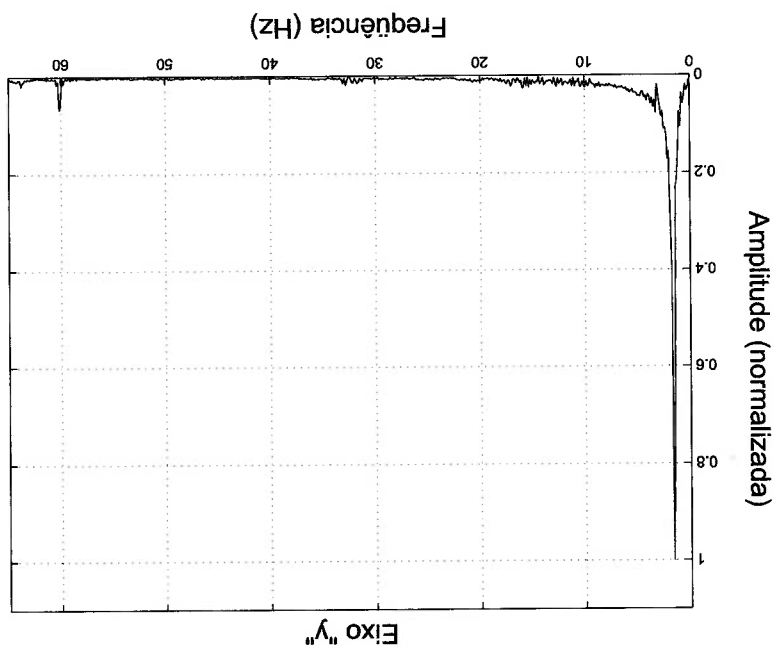
Massa adicionada no SR

Direção	m_{ad} (kg)	ρV (kg)	$C_{ad} = \frac{m_{ad}}{\rho V}$
Avanço	9.645 ± 0.243	22.2	0.434 ± 0.0109
Lateral	14.855 ± 0.280	22.2	0.669 ± 0.0126
Vertical	29.533 ± 0.386	22.2	1.330 ± 0.0174

Tabela 5.4. Coeficientes de massa adicionada do modelo.

Verificou-se experimentalmente que a frequência natural do modelo em ar é 2.09Hz.

Figura 5.11. Resposta do acelerômetro no domínio da frequência - Oscilação do modelo na direção lateral.



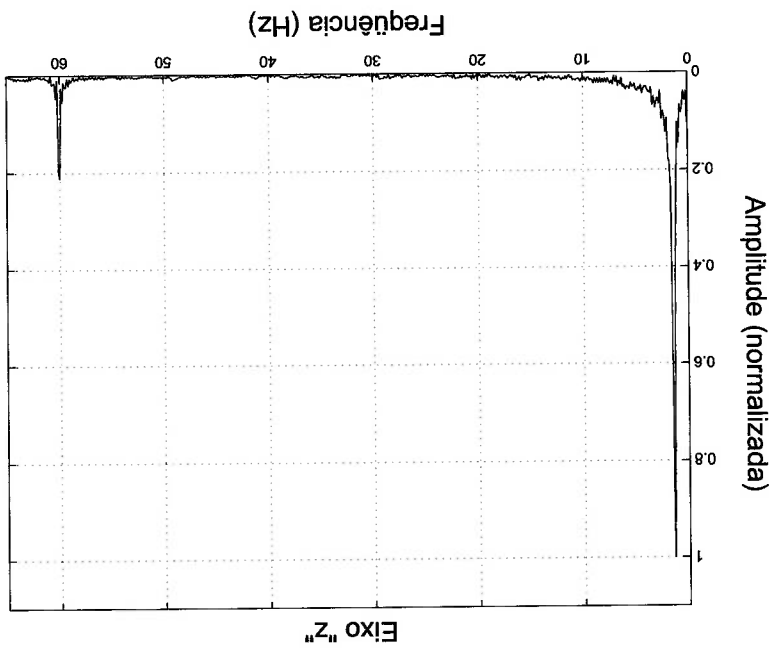


Figura 5.12. Resposta do acelerômetro no domínio da frequência - Oscilação do modelo na direção vertical.

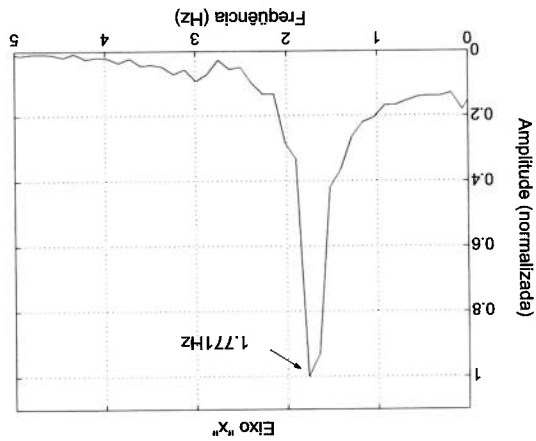


Figura 5.13. Resposta em frequência do sinal - Oscilação do modelo na direção de avanço.

modelo dinâmico simplificado do SR, pode-se prever a velocidade máxima que o SR pode alcançar nos movimentos de avanço, lateral e vertical. Em efeito, a equação que descreve o movimento de translação do SR é (Equação 5.1):

$$\eta T_{prop} = \frac{1}{2} C_D \rho A_c |V| V + (m + m_{ad}) \frac{dV}{dt} \quad (5.7)$$

onde T_{prop} é a força nominal dos propulsores (obtida em tanque de provas) e η é a eficiência do sistema de propulsão. Considerando-se que nos movimentos de

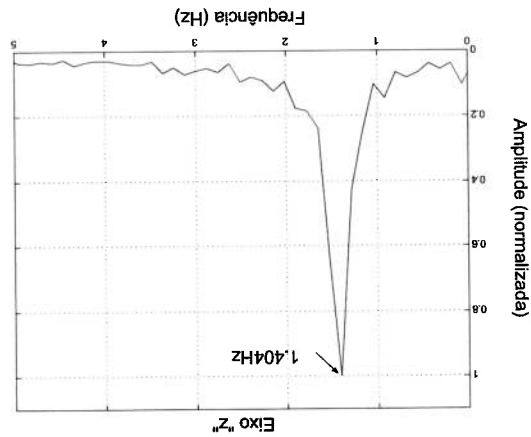
avango e lateral do SR os quatro propulsores horizontais funcionam simultaneamente, então a eficiência do sistema de propulsão é reduzida devido às interações propulsor-propulsor e propulsor-casco. Como o coeficiente η não foi medido neste trabalho, o valor assumido baseou-se na eficiência do sistema de propulsão do veículo

Direção	C_{ad}	ρV (kg)	$m_{ad} = C_{ad} \times \rho V$ (kg)
Avanço	0.434 ± 0.0109	188.5	81.81 ± 2.05
Lateral	0.669 ± 0.0126	188.5	126.11 ± 2.38
Vertical	1.330 ± 0.0174	188.5	250.71 ± 3.28

Tabela 5.5. Massas adicionadas no SR.

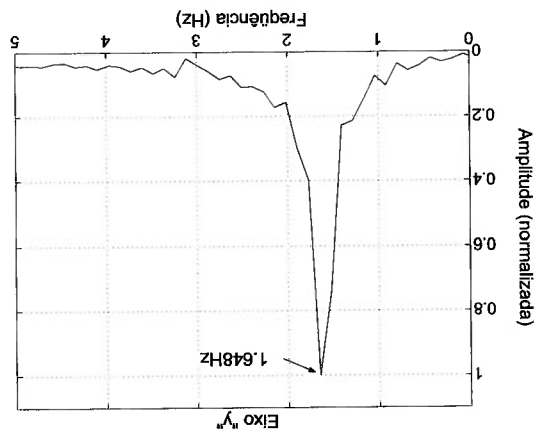
na direção vertical.

Figura 5.15. Resposta em frequência do sinal - Oscilação do modelo



na direção lateral.

Figura 5.14. Resposta em frequência do sinal - Oscilação do modelo



Romeo [8]. Isto é porque o SR tem uma configuração estrutural parecida ao de Romeo, incluindo a distribuição geométrica dos oito propulsores. No Apêndice C apresenta-se o cálculo da força útil do sistema de propulsão (ηT_{prop}) para o avanço do SR.

A Tabela 5.6 apresenta os valores de todos os parâmetros envolvidos na simulação do movimento do SR. A massa do SR, $m = 420\text{kg}$, a área característica do SR, $A_c = 0.3287\text{m}^2$, e a densidade da água, $\rho = 1000\text{kg/m}^3$, são constantes da Equação 5.7. A Tabela 5.7 apresenta as equações diferenciais que governam o movimento do SR em três graus de liberdade e, a Figura 5.16 apresenta a resposta do SR no tempo.

Tabela 5.6. Parâmetros envolvidos na equação simplificada do movimento do SR.

Movimento	C_D	m_{ad} (kg)	T_{prop} (N)	η
Avanço	2.243	81.81	497.8	0.75
Lateral	2.728	126.11	348.56	0.75
Vertical: subida	3.617	250.71	772	1
Vertical: descida	3.617	250.71	443.4	0.7

Tabela 5.7. Equações de movimento do SR em três graus de liberdade.

Movimento	Equação	Solução	Velocidade Máxima (m/s)
Avanço	$\frac{dV}{dt} = 0.744 - 0.7346V^2$	$V = 1.01 \tanh(0.74t)$	1.01
Lateral	$\frac{dV}{dt} = 0.4787 - 0.8210V^2$	$V = 0.76 \tanh(0.63t)$	0.76
Vertical: subida	$\frac{dV}{dt} = 1.1510 - 0.8863V^2$	$V = 1.14 \tanh(1.01t)$	1.14
Vertical: descida	$\frac{dV}{dt} = 0.4625 - 0.8863V^2$	$V = 0.72 \tanh(0.64t)$	0.72

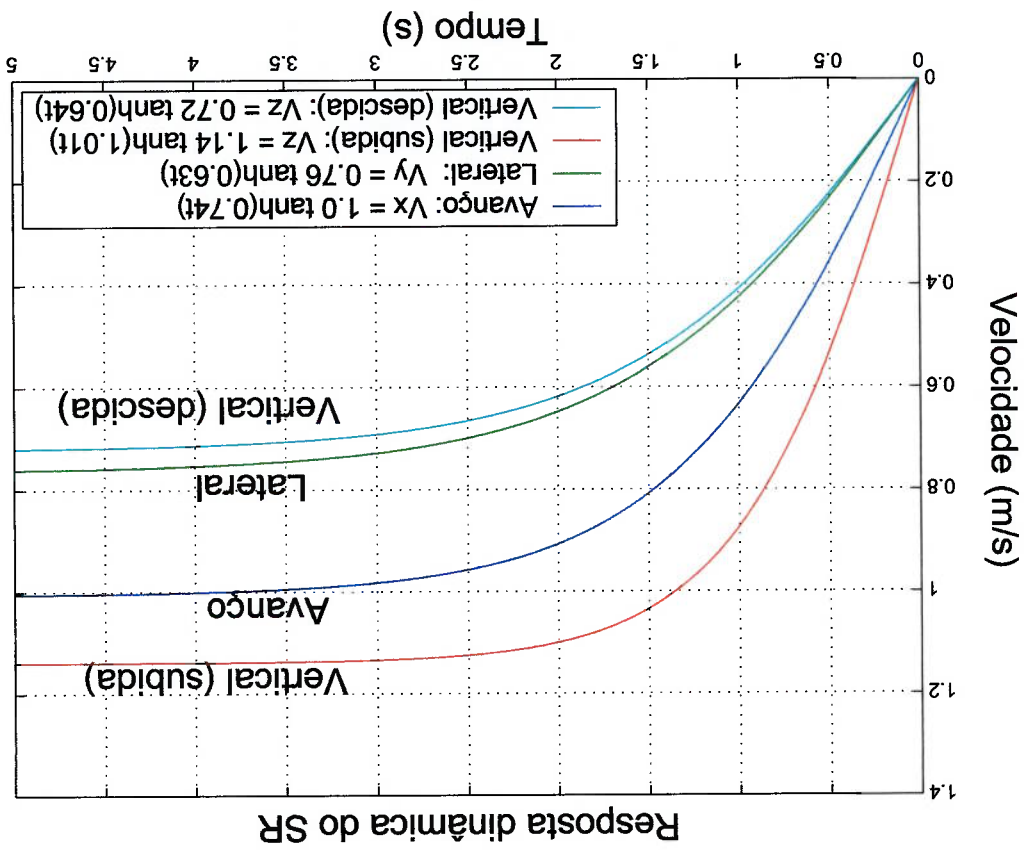


Figura 5.16. Resposta dinâmica do SR nos movimentos de avanço, lateral e vertical.

Capítulo 6

Conclusões e Perspectivas Futuras

A fim de avaliar a manobrabilidade e controlabilidade do SR baseando-se num modelo matemático, este trabalho determina, a partir de ensaios com modelo, os coeficientes de arrasto e de massa adicionada do SR nos movimentos de avanço, lateral e vertical. Na determinação dos coeficientes de arrasto, o modelo foi rebocado preso a uma barra articulada em tanque de provas e, na determinação das massas adicionadas, utilizou-se a técnica de corpos vibrando em líquidos. A utilização destas técnicas experimentais resultaram ser simples e de baixo custo de implementação. O modelo de força dos propulsores do SR, identificado experimentalmente em condições de *bollard pull* (amarramento), não considerava a perda de empuxo que ocorre quando o propulsor possui movimento de avanço. Considerando que o SR opera em baixas velocidades e executa tarefas com movimentos suaves, a perda de empuxo do propulsor que é proporcional à velocidade de avanço do SR pode ser desprezada nessas condições.

6.1 Conclusões

Coefficientes hidrodinâmicos do SR

Os coeficientes de arrasto do SR medem a resistência hidrodinâmica do corpo devido ao movimento de velocidade constante. Rebocando o modelo preso a uma barra articulada em tanque de provas, determinaram-se experimentalmente os coeficientes de arrasto do protótipo do SR, obtendo-se os seguintes valores: $C_x = 2.243 \pm 0.03$, $C_y = 2.728 \pm 0.029$ e $C_z = 3.617 \pm 0.029$. Tais valores dos coeficientes de arrasto

são aproximadamente constantes para número de Reynolds maiores de 1.419×10^5 , ou seja, para velocidades do SR maiores de $0.25m/s$. Portanto, para Reynolds maiores de 1.419×10^5 , verificou-se experimentalmente que a lei quadrática de resistência hidrodinâmica de corpos submersos também pode ser aplicada ao movimento do SR. Não foi possível realizar ensaios com modelo cativo para a determinação dos coeficientes de arrasto em função dos ângulos de ataque e de deriva do modelo. O tanque de provas do IPT não dispõe de um Mecanismo de Movimento Planar ou de um braço rotatório (*rotating arm*) para a estimação de coeficientes hidrodinâmicos. As massas adicionadas no SR devido a seu movimento acelerado foram estimadas em tanque de provas, obtendo-se os seguintes valores: $81.81 \pm 2.05kg$, $126.11 \pm 2.38kg$ e $250.71 \pm 3.28kg$ para os movimentos de avanço, lateral e vertical, respectivamente. Estes valores de massas adicionadas comparados à massa total do SR ($\sim 420Kg$) influem no comportamento dinâmico do veículo. As massas adicionadas representam a quantidade de fluido que está sendo acelerada com o SR tal que o novo sistema possua uma massa maior que o sistema original. Neste trabalho utilizou-se a técnica de *corpos vibrando em líquidos* para determinar as massas adicionadas que consiste em criar um movimento harmônico no modelo com a correspondente medida da frequência natural da oscilação. A utilização da técnica resultou ser viável e de baixo custo de implementação na determinação de massas adicionadas.

Um erro introduzido ao utilizar a técnica de corpos vibrando em líquidos é devido à falta de simetria estrutural do corpo. Quando o modelo do SR move-se na direção de avanço ou na direção lateral, origina-se além de uma força hidrodinâmica um momento hidrodinâmico devido ao fato de que as áreas projetadas nessas duas direções de movimento não são totalmente simétricas. Portanto, o momento hidrodinâmico produzido faz com que o modelo preso por molas se mova com certa inclinação em relação à direção de interesse. Outra técnica, que soluciona este problema, consiste em utilizar uma viga simplesmente apoiada nos extremos posicionada horizontalmente onde o modelo é fixo rigidamente à viga através de uma barra de montante. Logo, com a medida da frequência de vibração natural do conjunto viga/barra/modelo em água pode-se determinar as massas adicionadas no modelo.

A resposta dinâmica do SR em movimento de translação, obtida por integração da equação diferencial de movimento do SR em um grau de liberdade, mostra que

o tempo de subida até atingir a velocidade de regime estacionário é de aproximadamente 3s. Por outro lado, as flutuações de empuxo registradas na resposta transitória do propulsor têm uma duração menor que 0.2s. Portanto, pode-se concluir que as flutuações de empuxo da resposta transitória do propulsor têm pouca influência no comportamento do SR devido à sua grande inércia, pois têm pequena duração.

Considerando que é fornecida a máxima força de propulsão ao SR para seu movimento, calcularam-se as máximas velocidades de operação que o SR pode alcançar: $1.01m/s$ em movimento de avanço, $0.76m/s$ em movimento lateral, $1.14m/s$ em movimento vertical de subida e $0.72m/s$ em movimento vertical de descida. Esses valores de velocidades sofrerão mudanças ao se variar as características hidrodinâmicas do SR.

Modelo dos propulsores do SR

Estando o propulsor em condições de *bollard-pull* (amarramento) e regime permanente, o empuxo produzido mostra uma dependência quadrática com a tensão de entrada do acionamento do motor, que está de acordo com a lei quadrática de empuxo de propulsores marinhos em regime permanente. Os parâmetros de força obtidos ao identificar experimentalmente os propulsores mostram que estes atuadores não fornecem o mesmo empuxo para uma mesma tensão de comando apesar de terem características construtivas iguais. Também verificou-se que tais propulsores foram projetados para fornecer empuxo maior numa dada direção, sendo o empuxo máximo de $193N$ para frente e $110.85N$ para trás.

A diminuição do empuxo dos propulsores devido a sua velocidade de avanço não foi medida neste trabalho devido à falta de um túnel de cavitação para realizar os experimentos. Além disso, como a perda de força dos propulsores depende da velocidade de avanço do SR, seu efeito é considerado desprezível já que o SR tem movimentos suaves e opera em baixas velocidades ($<1m/s$).

Como a frequência das flutuações de empuxo que ocorrem na fase transitória do propulsor, $\approx 9Hz$, está próxima à frequência natural do sistema mecânico que suporta o propulsor, $\approx 10Hz$ (valor calculado numericamente), pode-se dizer que tais flutuações de empuxo são causadas pelas vibrações mecânicas da barra que

suporta o propulsor. Portanto, a baixa rigidez do sistema mecânico de testes influir na medida de empuxo dos propulsores do SR.

6.2 Perspectivas Futuras

Comparar os coeficientes hidrodinâmicos obtidos a partir de ensaios com modelo e os que seriam obtidos através de identificação experimental com o protótipo do SR. No processo de identificação dos coeficientes hidrodinâmicos, pode-se utilizar a técnica de Filtro de Kalman Estendido para estimar tais coeficientes e as variáveis de estado do veículo. Esta técnica de identificação de sistemas considera a realização de ensaios com o protótipo do SR autopropelido em tanque de provas.

Projetar um mecanismo que ao ser acoplado ao carro móvel do tanque de provas permita realizar ensaios com mudança de orientação angular do modelo, ou seja, rebocar o modelo com diferentes ângulos de ataque e de deriva. O mecanismo deve incluir sensores de força distribuídos espacialmente para medir as forças e momentos hidrodinâmicos que atuam no modelo.

Repetir todos os ensaios feitos com o modelo do SR considerando a adição de superfícies hidrodinâmicas (narizes arredondadas) em ambos os extremos dos vasos de pressão. Estudar o efeito desta nova configuração dos vasos nos coeficientes hidrodinâmicos.

Desenvolver um modelo dinâmico para os propulsores do SR considerando o comportamento eletromecânico do motor, a dinâmica do sistema fluido e o mapeamento das forças de arrasto e de sustentação desenvolvidas nas pás do hélice. Como este modelo pode prever o empuxo dos propulsores na fase transitória, então a precisão no controle do SR seria melhorada substancialmente.

Estudar as interações propulsor-propulsor e casco-propulsor que ocorrem quando os propulsores do SR estão funcionando simultaneamente. Tais interações podem ser modeladas ao introduzir um coeficiente de eficiência dos propulsores no modelo matemático do SR.

Realizar novos ensaios com os propulsores em condições de *bollard-pull* a fim de observar os efeitos do aumento da rigidez da barra na resposta dinâmica do propulsor.

Referências Bibliográficas

- [1] KIM, J.; KIM, K.; CHOI, H., *Estimation of Hydrodynamic Coefficients for an AUV Using Nonlinear Observers*, **IEEE - Journal of Oceanic Engineering**, v. 27, n. 4, p. 830-840, 2002.
- [2] ARKOWITZ, M. A., *Stability and Motion Control of Ocean Vehicles*. England: The M.I.T PRESS, May-1969.
- [3] YUH, J., *Learning Control for Underwater Robotic Vehicles*, **IEEE - Control Systems**, v. 14, n. 2, p. 39-46, 1994.
- [4] FARBROTHER, H. N.; STACEY, B. A., *Aspects of Remotely Operated Vehicle Control: A Review*, **ISSN - Journal of the Society for Underwater Technology**, v. 23, n. 2, p. 24-30, 1998.
- [5] SILPA-ANAN, C., *Autonomous Submersible Robot: Vision and Control*. Australian National University-Department of Engineering, February-2001.
- [6] YUH, J., *Modeling and Control of Underwater Robotic Vehicles*, **IEEE - Transactions on Systems, Man, and Cybernetics**, v. 20, n. 6, p. 1475-1483, 1990.
- [7] NOMOTO, M.; HATTORI, M., *A Deep ROV "DOLPHIN 3K": Design and Performance Analysis*, **IEEE - Journal of Oceanic Engineering**, v. 11, n. 3, p. 373-391, 1986.
- [8] INDIVERI, G., *Modeling and Identification of Underwater Robotic Systems*. Ph.D. dissertation, DIST Univ. of Genova-Italy, 1998.

- [9] HEALEY, A. J.; ROCK, S. M.; CODY, S., *Toward an Improved Understanding of Thruster Dynamics for Underwater Vehicles*, **IEEE - Journal of Oceanic Engineering**, v. 20, n. 4, p. 354-361, 1994.
- [10] BACHMAYER, R.; WHITCOMB, L.; GROSENBAUGH, M., *An Accurate Four-Quadrant Non-linear Dynamical Model for Marine Thrusters: Theory and Experimental Validation*, **IEEE - Journal of Oceanic Engineering**, v. 25, n. 1, p. 146-159, 2000.
- [11] CACCIA, M.; INDIVERTI, G.; VERUGGIO, G., *Modeling and Identification of Open-Frame Variable Configuration Unmanned Underwater Vehicles*, **IEEE - Journal of Oceanic Engineering**, v. 25, n. 2, p. 227-240, 2000.
- [12] HSU, L.; LIZARRALDE, F.; COSTA, R.; DA CUNHA, J. S., *Avaliação Experimental da Modelagem e Simulação da Dinâmica de um Veículo Submarino de Operação Remota*, *Revista de Controle e Automação*, v. 11, n. 2, p. 82-93, 2000.
- [13] ALESSANDRI, A.; CACCIA, M.; INDIVERTI, G.; VERUGGIO, G., *Application of LS and EKF Techniques to the Identification of Underwater Vehicles*, **IEEE - Int. Conf. Control Applications**, p. 1084-1088, 1998.
- [14] FOSSSEN, T. I., *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. England: John Wiley Sons, 1994.
- [15] HIBBELER, R. C., *Mecânica: Dinâmica Vol. 2*. Rio de Janeiro, Brazil: Editora Campus, 1986.
- [16] NEWMAN, J. N., *Marine Hydrodynamics*. London: The MIT Press, 1977.
- [17] BLAGOVESHCHENSKY, S. N., *Theory of Ship Motions*. New York: Dover, 1962.
- [18] BETLEHEM, T., *Autonomous Submersible Robot: State Estimation System*. Australian National University-Department of Engineering, November-1999.

- [19] MARCO, D. B.; MARTINS, A.; HEALEY, A. J., *Surge motion parameter estimation for the NPS Phoenix AUV*, IARP'98- International Advanced Robotics Program, February 1998.
- [20] YOERGER, D. R.; COOKE, J. G.; SLOTINE, J. E., *The Influence of Thruster Dynamics on Underwater Vehicle Behavior and Their Incorporation Into Control System Design*, IEEE - Journal of Oceanic Engineering, v. 15, n. 3, p. 167-178, 1990.
- [21] WHITCOMB, L. L.; YOERGER, D. R., *Development, Comparison, and Preliminary Experimental Validation of Nonlinear Dynamic Thruster Models*, IEEE - Journal of Oceanic Engineering, v. 24, n. 4, p. 481-493, 1999.
- [22] STREETER, V.; WYLIE, E.; K. BEDFORD, , *Fluid Mechanics*. New York: McGraw-Hill, 1998.
- [23] CLAYTON, B.; BISHOP, R., *Mechanics of Marine Vehicles*. Great Britain: Gulf Publishing Company, 1982.
- [24] SARPKAYA, T.; ISAACSON, M., *Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures*. New York: Van Nostrand Company, 1981.
- [25] VIERCK, R. K., *Vibration Analysis*. New York: Harper-Row, 1979.
- [26] STELSON, T. E.; MAVIS, F., *Virtual mass and acceleration in fluids*, ASCE - American Society of Civil Engineering, n. 670, p. 1-10, 1972.

APÉNDICES

Apêndice A

Propriedades de massa do SR

As propriedades de massa do SR foram calculadas pelo programa AUTOCAD, considerado o aço inoxidável (AISI 316L) como o material para os vasos de pressão e a estrutura do SR.

A Figura A.1 apresenta um desenho 3D do SR com seu sistema local de coordenadas xyz . Nota-se que a linha de intersecção formada pelos dois planos de simetria xz e yz coincide com o eixo z do sistema de coordenadas. Desta maneira, os termos dos produtos de inércia da matriz tensor serão nulos. A Tabela A.1 apresenta uma lista dos elementos¹ estruturais que compõem o SR com as suas respectivas massas e centros de gravidade.

A Tabela A.2 apresenta as propriedades de massa e o centro de flutuação do SR. ¹ A massa de cada apêndice do SR é uma estimativa do valor real incluindo tampas, pranchas, etc.

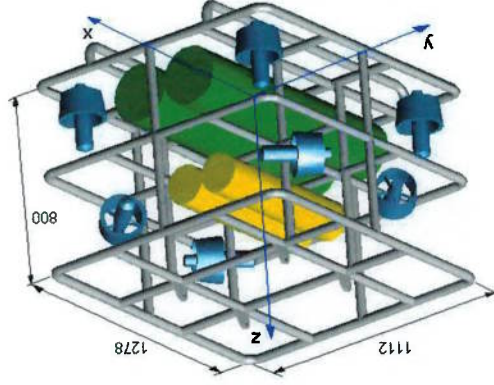


Figura A.1. Eixos de referência do SR.

Tabela A.1. Elementos estruturais que compõem o SR.

Elemento	Quantidade	Massa total(kg)	x_G	y_G	z_G (mm)
Vaso das baterias	2	244.8	0	0	141
Vaso da eletrônica	2	75.4	0	0	488
Estrutura	1	69	0	0	366.4
Propulsores horizontais	4	15.2	0	0	504
Propulsores verticais	4	15.2	0	0	122.5

Tabela A.2. Propriedades de massa do SR.

Massa total	419.6 kg
Centro de gravidade	$x_G = y_G = 0, z_G = 253 \text{ mm}$
Centro de flutuação	$x_B = y_B = 0, z_B = 257 \text{ mm}$
Momento de inércia I_{xx}^c	38.67 kg m ²
Momento de inércia I_{yy}^c	72.14 kg m ²
Momento de inércia I_{zz}^c	73.58 kg m ²

Aqui, os momentos de inércia I_{xx}^c, I_{yy}^c e I_{zz}^c foram medidos em relação ao centro de gravidade C.G do SR.

Apêndice B

Massa virtual de corpos acelerando

num fluido

Se um corpo de massa m move-se em movimento retilíneo com velocidade V , sua energia cinética é:

$$T_B = \frac{1}{2}mV^2$$

Energia cinética do fluido

Para esclarecer o significado físico da massa adicionada, deve-se estudar a energia cinética do fluido que envolve o corpo em movimento. Ao isolar, em algum ponto do ambiente fluido, um elemento diferencial de massa $\rho dx dy dz$ que move-se com velocidade V , a energia cinética da partícula elementar é igual a:

$$\frac{\rho dx dy dz V^2}{2}$$

A energia cinética total do ambiente fluido é igual à soma de todas as energias elementares e pode ser expressada pela integral [17]:

$$T_F = \frac{\rho}{2} \int \int \int V^2 dx dy dz$$

O valor da integral terá um valor finito desde que a velocidade V de várias partículas de fluido decresçam rapidamente a zero conforme se afastam do corpo.

Ao considerar um corpo movendo-se com velocidade V num fluido ideal, incompressível e de extensão infinita, e sem movimento rotacional, uma expressão para a energia cinética do fluido é dada por [26]:

$$T_F = \frac{1}{2}cV^2$$

onde c é uma constante que depende da densidade do fluido, tamanho e forma do corpo e da direção de movimento. Então, a energia cinética total do sistema T (corpo e fluido) é:

$$T = T_p + T_B = \frac{1}{2}(m + c)V^2$$

Quando o corpo é acelerado, a razão de câmbio da energia cinética total com respeito ao tempo é:

$$\frac{dT}{dt} = (m + c)V \frac{dV}{dt}$$

Porém,

$$\frac{dT}{dt} = F V$$

onde F é a resultante das forças externas que atuam sobre o corpo, produzindo sua aceleração $\frac{dV}{dt}$. Portanto,

$$F V = (m + c)V \frac{dV}{dt}$$

e

$$F = (m + c) \frac{dV}{dt}$$

Desta maneira, o fluido tem o efeito de aumentar a inércia do corpo desde m até $(m + c)$. O termo c é chamado de massa adicionada e o termo $(m + c)$ de massa virtual.

Apêndice C

Força útil do sistema de propulsão para o avanço do SR

Considerando-se que no movimento planar do SR os quatro propulsores horizontais funcionam simultaneamente, uma perda na eficiência do sistema de propulsão existe desde que, as interações propulsor-propulsor e propulsor-casco estão presentes. A força produzida por cada propulsor fixado no SR será reduzida em relação à força nominal determinada em tanque de provas. Ao introduzir o coeficiente de eficiência η para o sistema de propulsão, a força útil ou real que os propulsores fornecem ao SR para o avanço é dada por:

$$T_{util} = \eta T_{prop} \quad (C.1)$$

onde T_{prop} é a força nominal dos propulsores.

Calculo da força nominal dos propulsores horizontais

De acordo com a Figura C.1, a força nominal será:

$$T_{prop} = T_1 \cos(\beta) + T_2 \cos(\beta) + T_3 \cos(\beta) + T_4 \cos(\beta)$$

onde $T_1 = T_2 = 193N$ é a força máxima que um propulsor pode fornecer com rotação positiva e $T_3 = T_4 = 110.85N$ é a força máxima que um propulsor pode fornecer com rotação negativa. Ambos os valores de força foram determinados em tanque de provas e os resultados são apresentados no Capítulo 3. Considerando-se que o ângulo que forma o eixo do propulsor com a linha de avanço é de $\beta = 35^\circ$, a

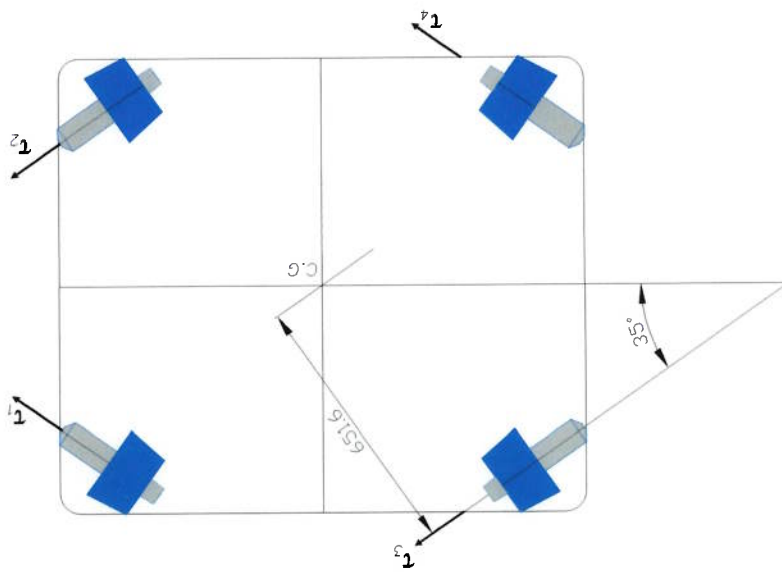


Figura C.1. Distribuição dos propulsores horizontais do SR.

força nominal será:

$$T_{prop} = 497.8N$$

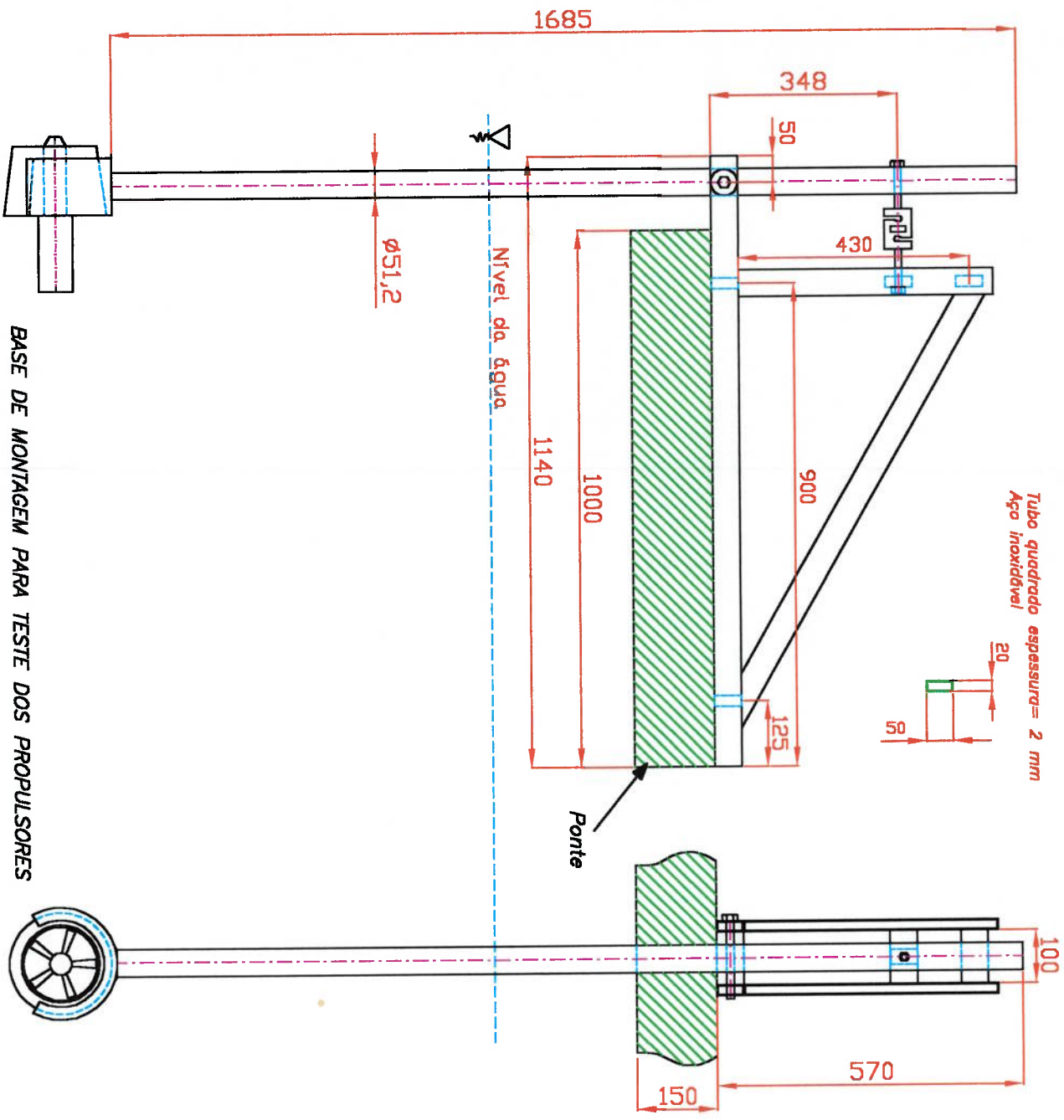
Cálculo da força útil dos propulsores horizontais

Baseando-se no valor da eficiência do sistema de propulsão de Romeo [11], considerou-se uma eficiência de $\eta = 0.75$ para os propulsores horizontais do SR. Portanto, uma estimativa da força útil dos propulsores horizontais é:

$$T_{util} = \eta T_{prop} = 0.75(497.8) = 373.4N$$

Apêndice D

Desenho da estrutura de teste dos propulsores



BASE DE MONTAGEM PARA TESTE DOS PROPULSORES

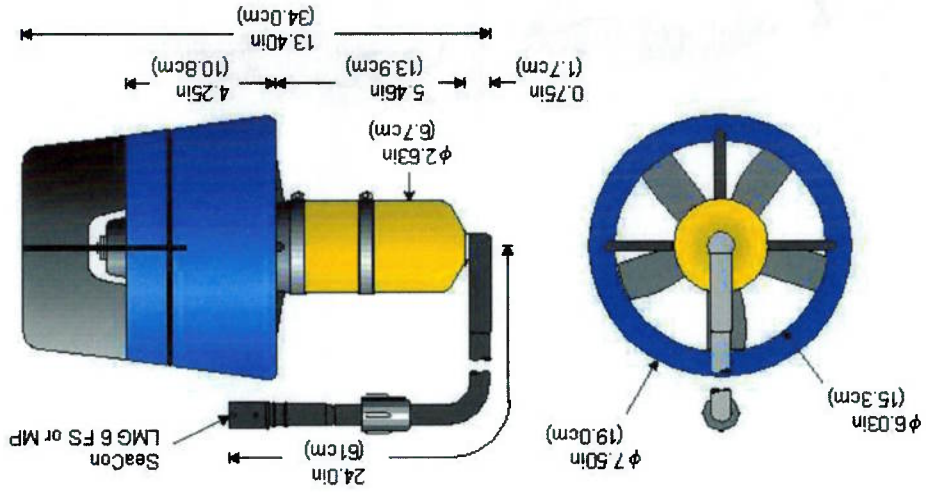


Figura E.1. Dimensões do propulsor.

Propulsor do SR

Apêndice E