Juan Pablo Julca Avila

**MODELAGEM E IDENTIFICAÇÃO
DE PARÂMETROS
HIDRODINÂMICOS DE UM
VEÍCULO ROBÓTICO SUBMARINO**

Texto apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para
obtenção do Título de Doutor em
Engenharia Mecânica.

Juan Pablo Julca Avila

**MODELAGEM E IDENTIFICAÇÃO
DE PARÂMETROS
HIDRODINÂMICOS DE UM
VEÍCULO ROBÓTICO SUBMARINO**

Texto apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para
obtenção do Título de Doutor em
Engenharia Mecânica.

Área de concentração:
Engenharia Mecatrônica

Orientador:
Prof. Dr. Julio Cezar Adamowski

Ficha Catalográfica

, Juan Pablo Julca Avila

MODELAGEM E IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS
HIDRODINÂMICOS DE UM VEÍCULO ROBÓTICO SUB-
MARINO. São Paulo, 2008. 134 p.

Tese (Doutorado) — Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo. Departamento de Engenharia de Mecânica

1. Identificação de Sistemas. 2. Robótica Sub-
marina. I. Universidade de São Paulo. Escola
Politécnica. Departamento de Engenharia de Mecânica
. II. Título.

Para Katherine e Solange

Agradecimentos

Primeiramente, agradeço a Deus por mais esta oportunidade em minha vida.

Ao meu orientador Prof. Dr. Julio Cezar Adamowski, por todo o apoio concedido, sem o qual não teria sido possível realizar este trabalho.

O autor agradece os recursos financeiros provenientes das seguintes agências de fomento: RECOPE/FINEP, CTPETRO/FINEP, CNPq, e FAPESP que foram decisivos na execução desse trabalho.

A meu co-orientador o Prof. Dr. Newton Maruyama por suas contribuições em conhecimento e idéias no decorrer deste trabalho, e ao Prof. Dr. Ettore Apolônio de Barros por sua experiência transmitida na área da robótica submarina.

Ao Diretor do Centro de Engenharia Naval e Oceânica do IPT Dr. Carlos Padovezi por permitir a utilização do tanque de provas de reboque, e aos amigos Marco e Felipe pela grande ajuda prestada durante a realização dos ensaios com o veículo submarino.

Aos meus colegas do Grupo de Sensores e Atuadores: Timóteo, Alan, Eduardo, Mario, Edgard, Marcelo e Marco Aurélio, pela ajuda prestada em momentos de dificuldades no desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus amigos Cida Carvalho, Cutipa, Freddy, e Cristian e a todos aqueles que me apoiaram durante os experimentos na piscina do CEPEUSP.

Aos meus pais e ao meu irmão Jorge pelo apoio em momentos difíceis e conselhos que me deram ao longo da vida.

Resumo

Esta tese apresenta um procedimento de identificação experimental de coeficientes hidrodinâmicos de veículos submarinos não tripulados. Apresenta-se o desenvolvimento de uma plataforma experimental para pesquisas em dinâmica, controle e navegação de veículos submarinos. A plataforma experimental inclui: 1) um veículo submarino não tripulado semi-autônomo do tipo estrutura-aberta chamado de LAURS, 2) um sistema multissensorial e multipropulsores para o controle de movimento, e 3) "software" e arquitetura de controle para a aquisição de dados dos sensores e o controle de movimento. A fim de deduzir as equações do movimento dinâmico do LAURS, apresenta-se a formulação geral das equações hidrodinâmicas não lineares de um veículo submarino com seis graus de liberdade. A partir destas equações gerais acopladas, são deduzidos modelos mais simples para um grau de liberdade (movimento unidirecional) e três graus de liberdade (movimento planar) do veículo. O método de estimação de parâmetros utilizado neste trabalho não requer medidas de aceleração e é baseado na aplicação da técnica dos mínimos quadrados à forma integral das equações dinâmicas do sistema. O procedimento de identificação proposto é baseado na informação dos sensores embarcados. Primeiramente, os coeficientes de arrasto são obtidos a partir de testes de velocidade constante e depois, fixando os coeficientes de arrasto do modelo matemático com estes valores obtidos, são identificados a inércia virtual e os coeficientes de acoplamento a partir de testes de velocidade variável. Nos testes de velocidade variável são aplicadas entradas de força do tipo senoidal. Apresentam-se os valores dos coeficientes hidrodinâmicos para os movimentos de avanço, deriva, arfagem, guinada e caturro do veículo, os quais foram obtidos usando o procedimento de identificação proposto. O desempenho dos modelos dinâmicos identificados é quantitativamente comparado ao movimento do veículo observado experimentalmente. Para o caso dos testes de velocidade constante em avanço e arfagem, foi feita uma comparação dos valores dos coeficientes obtidos usando a abordagem de identificação de sistemas com os dados obtidos a partir dos ensaios de reboque em tanque de provas. Os resultados obtidos validam o procedimento de identificação proposto. Além disso, são apresentados os resultados experimentais obtidos a partir de manobras do tipo *zig-zag* e é feita uma discussão da identificabilidade de coeficientes de modelos acoplados. Conclui-se que o procedimento de identificação proposto é eficaz na obtenção de valores reais (consistentes com a concepção física do veículo) para os coeficientes hidrodinâmicos de veículos submarinos. A fim de modelar a força hidrodinâmica que atua no veículo em avanço com movimento oscilatório e amplitudes menores do que um comprimento característico, são apresentados os resultados dos ensaios de oscilação forçada usando um mecanismo de movimento planar (MMP). Apresentam-se os valores dos coeficientes de arrasto e de inércia obtidos a partir dos ensaios em avanço no MMP para diferentes números de Keulegan-Carpenter. Os resultados mostram que os coeficientes de arrasto e de inércia para a faixa de velocidades de 0,1 até 0,8m/s dependem fortemente do número de Keulegan-Carpenter e não do número de Reynolds. A partir destes resultados, conclui-se

que a amplitude da oscilação do veículo é o principal fator que causa a variação dos coeficientes hidrodinâmicos e não a velocidade do veículo.

Abstract

In this work, a procedure for experimental identification of hydrodynamic coefficients of unmanned underwater vehicles is presented. At first, the development of a testbed for research on dynamics, control, and navigation of underwater vehicles is presented. This experimental platform includes: 1) a open-frame semi-autonomous unmanned underwater vehicle named LAURS, 2) a multi-sensorial and multi-thruster system for motion control, and 3) software and control architecture for sensor data logging and motion control. In order to derive the LAURS dynamic motion equations, the general formulation of the nonlinear hydrodynamic equations of motion of an underwater vehicle with six degree of freedom is initially presented. From these general coupled equations, simpler formulations with one (unidirectional movement) and three degrees of freedom (planar movement) are derived. The parameter estimation method does not require acceleration measurements and is based on the application of the least squares technique to the integral form of the system dynamic equations. The identification procedure is based on on-board sensor data. First the drag coefficients are obtained from constant velocity tests and afterwards, fixing the drag coefficients in the mathematical model with the obtained values, virtual inertia and coupling coefficients of the vehicle are identified from variable velocity tests. In the tests of variable velocity, sinusoidal force inputs are applied. Values of hydrodynamic coefficients for surge, sway, heave, yaw, and pitch motions are estimated using the proposed identification procedure. Performance of the identified dynamic models is quantitatively compared to the experimentally observed vehicle motion. In the case of constant velocity tests, for the surge and heave motions, comparisons of the hydrodynamic drag coefficient values obtained using the system identification method with data obtained from towing tank tests are presented. Obtained results corroborate for the feasibility of the proposed identification method. Moreover, experimental results obtained from zig-zag maneuvers are presented and the identifiability of coupled dynamic models is discussed. It is possible to conclude that using the proposed method actual hydrodynamic parameters might be estimated. In order to model the hydrodynamic force that acts on the vehicle, in surge motion, with oscillatory movements and with amplitudes that are smaller than or equal to the characteristic length of the LAURS, results of forced oscillation tests in a planar motion mechanism (PMM) are presented. The drag and inertia coefficient values obtained from surge motion tests in the PMM for different Keulegan-Carpenter numbers are presented and discussed. Results illustrates that drag and inertia coefficients, when the vehicle velocity is in the range of 0,1 and 0,8m/s, do not strongly depend on the Reynolds number, however, they are strongly dependent on the Keulegan-Carpenter number. In this context, we can conclude that the oscillation amplitude is the main factor that causes the variation of hydrodynamic coefficients and not the vehicle velocity.

Sumário

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

Lista de Abreviaturas

Convenções e Lista de Símbolos

1	Introdução	1
1.1	Contribuições da tese	7
2	O Veículo Robótico Submarino LAURS	9
2.1	Motivação	9
2.2	Projeto e construção	10
2.2.1	Sistema de propulsão	10
2.2.2	Estrutura mecânica e vasos de pressão	13
2.2.3	Distribuição de potência	15
2.2.4	Sistema sensorial	18
2.2.5	Arquitetura de controle	21
3	Modelagem de veículos robóticos submarinos	23
3.1	Revisão da literatura	23
3.1.1	Projeto de sistemas de controle baseados em modelos . . .	24
3.2	Dinâmica de corpo rígido	25
3.2.1	Sistema de coordenadas	25
3.2.2	Equações dinâmicas de movimento	25

3.3	Forças e momentos hidrodinâmicos	30
3.3.1	Massas e inércias adicionadas	31
3.3.2	Amortecimento hidrodinâmico	32
3.3.3	Forças e momentos de restauração	33
3.4	Modelagem dinâmica do LAURS	34
3.4.1	Equação de movimento de corpo rígido	35
3.4.2	Equações hidrodinâmicas	36
3.4.3	Equações dinâmicas do LAURS	37
4	O método de estimação	39
4.1	O problema de estimação	39
4.1.1	Caso de observações lineares	40
4.1.2	A solução por mínimos quadrados	41
4.1.3	Suposições estatísticas para o ruído	41
4.1.4	Mínimos quadrados ponderados	43
4.2	Forma integral das equações dinâmicas e aplicação da técnica dos MQ	43
5	Identificação	47
5.1	Procedimento de identificação experimental	47
5.1.1	Organização dos testes	47
5.1.2	Procedimento de identificação	49
5.2	Definições básicas	50
5.3	Estimação do empuxo real aplicado pelos propulsores	52
5.4	Movimento de avanço	59
5.4.1	Ensaio de reboque	59
5.4.2	Testes autopropelidos com velocidade constante	64
5.4.3	Testes autopropelidos com velocidade variável	70
5.4.4	Resultados de validação	75

5.5	Movimento de deriva	79
5.6	Movimento de guinada	81
5.6.1	Testes de velocidade constante	81
5.6.2	Testes de velocidade variável	85
5.7	Movimento de arfagem	88
5.7.1	Ensaio de reboque	88
5.7.2	Testes autopropelidos com velocidade constante	90
5.7.3	Testes autopropelidos com velocidade variável	95
5.8	Movimento de caturro	100
5.9	Movimento no plano horizontal	105
5.9.1	Resultados experimentais	106
5.10	Ensaio em um mecanismo de movimento planar	112
5.10.1	Modelagem matemática	112
5.10.2	Método de estimação	113
5.10.3	Resultados experimentais	115
5.10.4	Comentários sobre os resultados experimentais	126
6	Conclusões e trabalhos futuros	127
6.1	Trabalhos futuros	129
	Referências	131
	Apêndice A – Propriedades geométricas e de distribuição de massa do LAURS	134

Lista de Figuras

1.1	Diagrama esquemático da recuperação de um transponder com o sistema robótico submarino proposto.	2
1.2	Modelo em escala reduzida (1:2) do LAURS - Configuração inicial. Dimensões: $639 \times 556 \times 400mm$ ($c \times l \times a$)	3
2.1	Bancada de teste dos propulsores do LAURS.	11
2.2	O propulsor.	12
2.3	Tensão de controle <i>vs</i> empuxo produzido para o propulsor 2. . . .	12
2.4	O veículo LAURS.	14
2.5	O veículo LAURS.	14
2.6	Vasso de pressão do LAURS.	15
2.7	Diagrama de blocos da distribuição de potência do LAURS. . . .	16
2.8	Módulo de baterias. Comprimento: 1,0m aprox.	17
2.9	Módulo da eletrônica de controle.	19
2.10	Sensores embarcados no módulo da Fig. 2.9. 1: Giroscópio, 2: Bússola, 3: Inclinômetros, 4: Computador e placas de interface PC-104.	19
2.11	Velocímetro Doppler.	20
2.12	Diagrama de blocos do sistema de controle.	22
3.1	Sistema local de coordenadas $X_OY_OZ_O$ e os seis graus de liberdade do LAURS.	25
3.2	Sistema de coordenadas: inercial $X_IY_IZ_I$ e local $X_OY_OZ_O$	26
3.3	Momento em relação ao sistema local de coordenadas.	28
5.1	Organização dos testes experimentais conduzidos com o LAURS. .	49
5.2	Diagrama de blocos do procedimento de identificação de coeficientes hidrodinâmicos.	50

5.3	Redução da força nominal devido às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor. Direção: avanço. Propulsores acionados: P5, P6, P2, P8.	54
5.4	Redução da força nominal devido às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor. Direção: arfagem. Propulsores acionados: P1, P3, P4, P7.	55
5.5	Numeração dos propulsores horizontais. Vista superior do LAURS.	56
5.6	Numeração dos propulsores verticais. Vista superior do LAURS. .	57
5.7	Empuxo produzido pelos propulsores do veículo em diferentes velocidades de avanço. Dados fornecidos pela Tecnadyne Inc. para o propulsor modelo 1020-150VCC.	58
5.8	Sistema de coordenadas para os ensaios de reboque em avanço. . .	59
5.9	Dados experimentais dos ensaios de reboque na direção de avanço: força de arrasto, força lateral e momentos hidrodinâmicos. . . .	61
5.10	O LAURS durante os ensaios de reboque na direção de avanço. . .	62
5.11	O LAURS durante os ensaios de reboque na direção de avanço. . .	63
5.12	Dados experimentais de um teste autopropelido de velocidade constante - Movimento de avanço - Tensão de controle: 4,25V. a) Força nominal, b) velocidades de avanço, deriva, e arfagem, medidos usando o velocímetro Doppler, c) ângulo de guinada fornecido pela bússola, d) ângulos de balanço e caturro fornecidos pelos inclinômetros, e e) profundidade, medida usando o sensor de pressão.	66
5.13	Diagrama de corpo livre do veículo para o movimento de avanço. .	67
5.14	Redução da força nominal devido à velocidade de avanço e efeitos de interação assim como à inclinação do veículo.	68
5.15	Curvas de arrasto para o movimento de avanço do veículo em condições estacionárias, obtidas a partir dos ensaios de reboque e dos testes autopropelidos.	69
5.16	Teste autopropelido na direção de avanço - Dados do experimento com entrada senoidal de período igual a 8s. a) Força aplicada, b) velocidade, obtida usando os velocímetros Doppler, e c) ângulo de caturro, obtido usando os inclinômetros.	72

5.17	Teste autopropelido na direção de avanço - Dados do experimento com entrada senoidal de período igual a 8s. a) Força aplicada, b) velocidade filtrada, c) ângulo de guinada fornecido pela bússola, d) ângulos de caturro e balanço, e d) profundidade.	73
5.18	Teste autopropelido na direção de avanço - Resultado do experimento com entrada senoidal de período igual a 8s. a) Trecho de força usado na identificação dos coeficientes, b) velocidades medida e simulada, e c) forças simuladas atuantes no veículo	74
5.19	Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 145,3\text{sen}(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 28s$	76
5.20	Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 145,3\text{sen}(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 16s$	77
5.21	Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 145,3\text{sen}(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 12s$	77
5.22	Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 145,3\text{sen}(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 8s$	78
5.23	Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 63,7\text{sen}(2\pi t/T) + 104,0$ [N] e período $T = 8s$	79
5.24	Sistema de coordenadas para os ensaios de reboque em deriva. . .	79
5.25	Dados experimentais dos ensaios de reboque em deriva: força de arrasto, força lateral e momentos hidrodinâmicos.	80
5.26	Teste autopropelido em guinada - Dados experimentais correspondentes à aplicação de um torque nominal de 152,34Nm. a) Velocidades de avanço, deriva e arfagem, b) ângulo de guinada, c) profundidade, e d) deslocamentos angulares em balanço e caturro.	83
5.27	Resultados dos testes autopropelidos em guinada - Dados experimentais de torque e velocidade de guinada.	84

5.28	Teste autopropelido em guinada - Dados experimentais correspondentes à entrada de torque senoidal: $T_r^{nom} = 110,1 \sin(2\pi t/28) + 139,2$ [Nm]. a) Torque aplicado, b) ângulo de guinada, e c) velocidade de guinada.	86
5.29	Teste autopropelido em guinada - Resultados experimentais correspondentes a uma entrada de torque senoidal $T_r^{nom} = 110,1 \sin(2\pi t/28) + 139,2$ [Nm]. a) Trecho de torque usado na identificação da inércia virtual, b) velocidades medida e simulada, e c) torques de simulação atuantes no corpo do veículo.	87
5.30	Sistema de coordenadas para os ensaios de reboque em arfagem. .	89
5.31	Dados experimentais dos ensaios de reboque na direção de arfagem: força de arrasto, força lateral e momentos hidrodinâmicos.	89
5.32	O LAURS na piscina de mergulho do CEPEUSP.	91
5.33	O LAURS na piscina de mergulho do CEPEUSP.	91
5.34	Teste autopropelido em arfagem - Dados experimentais para uma entrada de força nominal de 547,6N.	93
5.35	Resultados dos testes autopropelidos e dos ensaios de reboque em arfagem - Dados experimentais de força e velocidade.	94
5.36	Teste autopropelido em arfagem - Dados experimentais correspondentes ao teste com entrada de força $F_w^{nom} = 141,9 \sin(2\pi t/6) + 243,0$ [N]. a) Força aplicada, b) velocidade, c) ângulo de guinada, d) ângulos de balanço e caturro, e e) profundidade.	96
5.37	Teste autopropelido em arfagem - Resultados das simulações numéricas. a) Força aplicada, b) velocidades medida e simulada, e c) forças simuladas de arrasto e de inércia que atuam no veículo	97
5.38	Validação do modelo escolhido em outra condição experimental - Movimento oscilatório em arfagem.	99
5.39	Resultados de um dos experimentos em caturro, torque nominal: $T_q^{nom} = 168,25$ Nm, e deslocamento máximo: $\Delta\theta_{max} = 30^\circ$. a) Torque aplicado, b) ângulos de caturro e balanço, e c) velocidades simulada e filtrada.	102
5.40	Simulação dos torques que atuam no eixo de caturro do veículo para o experimento em consideração.	103

5.41	Validação do modelo, com coeficientes obtidos ao aplicar a entrada de torque $T_q^{nom} = 168,25\text{Nm}$, quando submetido ao torque de valor $T_q^{nom} = 110,85\text{Nm}$	104
5.42	Dados experimentais coletados para uma manobra em <i>zig-zag</i> com velocidade de avanço média de 0,46m/s, deslocamento angular máximo de 60° , e torque aplicado de 70,76Nm. a) Forças nominais em avanço e deriva, b) torque aplicado, c) velocidades de avanço, deriva e arfagem, d) ângulo de guinada, e d) velocidade de guinada fornecida pelo giroscópio.	107
5.43	Resultados do experimento em consideração. a) Torque aplicado, b) velocidades medida e simulada, e c) simulação dos torques que atuam no LAURS.	108
5.44	Trajetória do LAURS durante manobra em <i>zig-zag</i>	109
5.45	O mecanismo de movimento planar do IPT.	116
5.46	Câmeras utilizadas para medir a posição do LAURS. Os marcadores de rastreamento de trajetória.	117
5.47	Dados experimentais de um dos ensaios de oscilação forçada em avanço: Amplitude = 400mm e Período=8s. a) Forças em avanço e deriva medidas usando células de carga, e b) posição do veículo medida usando o sistema de captura de movimento por câmeras. .	120
5.48	Dados experimentais do ensaio de oscilação forçada em avanço com Amplitude = 400mm e Período=8s. a) Forças medidas em avanço e deriva. Mostra-se a força líquida aplicada ao veículo obtida ao descontar a força exercida pela barra, b) posição.	121
5.49	Para o teste em consideração: Resultados da simulação numérica baseada na equação de Morison. a) Forças medida e simulada (equação de Morison), e b) simulação das forças de arrasto e de inércia que atuam no veículo.	122
5.50	Resultados do ensaio oscilatório em avanço com Amplitude = 50mm e Período=4s. a) Forças medida e simulada, e b) simulação das forças de arrasto e de inércia que atuam no veículo.	123
5.51	Resultados dos ensaios de oscilação forçada em avanço. Coeficiente de arrasto em função de KC e Re	124

5.52 Resultados dos ensaios de oscilação forçada em avanço. Coeficiente de inércia em função de KC e Re	125

Lista de Tabelas

2.1	Especificações técnicas do LAURS.	10
2.2	Especificações técnicas dos propulsores: Motor de c.c sem escovas, Modelo 1021 - <i>Tecnadyne</i>	11
2.3	Valores estimados dos coeficientes de força dos propulsores.	13
2.4	Sistema Sensorial do LAURS.	18
3.1	Nomenclatura para as variáveis de movimento de um veículo sub- marino.	26
5.1	Valores estimados para o coeficiente $\eta_{interacao}$	53
5.2	Relação entre a velocidade de avanço do propulsor e o coeficiente η_{avanco}	57
5.3	Dados experimentais dos ensaios de reboque em avanço.	60
5.4	Dados experimentais dos testes autopropelidos de velocidade con- stante - Movimento de avanço.	64
5.5	Coeficientes de arrasto para o movimento de avanço do veículo. Resultados obtidos a partir dos ensaios de reboque e testes auto- propelidos.	69
5.6	Testes autopropelidos em avanço. Resultados da estimação de parâmetros. Entrada de força senoidal: $F_u^{nom} = A\sin(2\pi t/T) + B$	71
5.7	Coeficientes hidrodinâmicos para o movimento de avanço. Resul- tados obtidos a partir dos dados da Tab. 5.6.	71
5.8	Resultados da validação do modelo da Eq. 5.16, quando submetido a diferentes entradas de força.	76
5.9	Coeficientes de arrasto para o movimento de deriva. Resultados obtidos a partir dos ensaios de reboque.	80
5.10	Coeficientes de arrasto para o movimento de guinada.	82

5.11	Testes autopropelidos em guinada. Resultados obtidos ao aplicar o método estimação de parâmetros. Entrada de torque senoidal: $T_r^{nom} = A \sin(2\pi t/T) + B$	88
5.12	Inércia virtual para o movimento de guinada do veículo. Resultados obtidos a partir dos dados da Tab. 5.11.	88
5.13	Dados experimentais dos ensaios de reboque em arfagem.	88
5.14	Dados experimentais dos testes autopropelidos com velocidade constante - Movimento de arfagem.	92
5.15	Coeficientes de arrasto para o movimento de arfagem do LAURS. Resultados obtidos a partir dos ensaios de reboque e dos testes autopropelidos.	95
5.16	Testes autopropelidos em arfagem. Resultados obtidos ao aplicar o método de estimação de parâmetros. Entrada de força senoidal: $F_w^{nom} = A \sin(2\pi t/T) + B$	98
5.17	Coeficientes hidrodinâmicos para o movimento de arfagem do LAURS. Resultados obtidos a partir dos dados da Tab. 5.16.	98
5.18	Resultados obtidos ao aplicar o método de estimação de parâmetros - Movimento de caturro.	101
5.19	Coeficientes hidrodinâmicos para o movimento de caturro do LAURS. 101	
5.20	Valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos segundo o método de identificação proposto. Tipo de teste: manobra em <i>zig-zag</i> . . .	109
5.21	Valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos segundo o método de identificação proposto. Tipo de teste: manobra em <i>zig-zag</i> . . .	109
5.22	Valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos quando todos eles são identificados a partir de um único teste. Manobra em <i>zig-zag</i>	111
5.23	Valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos quando todos eles são identificados a partir de um único teste. Manobra em <i>zig-zag</i>	111
5.24	Resultados dos ensaios de oscilação forçada em avanço. A=Amplitude da oscilação.	119

A.1	Propriedades geométricas e de distribuição de massa do LAURS calculados usando o programa AUTOCAD.	134

Lista de Abreviaturas

MMP Mecanismo de Movimento Planar

MQ Mínimos Quadrados

MQP Mínimos Quadrados Ponderados

ROV *Remotely Operated Vehicle*, Veículo submarino de operação remota

AUV *Autonomous Unmanned Vehicle*, Veículo não tripulado autônomo

IPT Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo

CEPEUSP Centro de Práticas Esportivas da USP

Convenções e Lista de Símbolos

Os seguintes símbolos serão utilizados:

símbolo	descrição
KC	Número de Keulegan-Carpenter
Re	Número de Reynolds
$\eta_{interacao}$	Coeficiente de eficiência do propulsor que considera a perda do empuxo devido às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor
η_{avanco}	Coeficiente de eficiência do propulsor que considera a perda do empuxo devido à velocidade de avanço
C_D	Coeficiente de arrasto
C_M	Coeficiente de inércia
λ	Quociente entre os somatórios dos valores absolutos da força de arrasto e da força de inércia do veículo.

1 Introdução

Em 2001 se deu início ao desenvolvimento de um sistema robótico submarino para a recuperação de transponders localizados em águas profundas. Os transponders são sinalizadores acústicos utilizados para o posicionamento dinâmico de navios de perfuração de poços de petróleo. Atualmente a recuperação de transponders é feita usando os sistemas ROVs- (*Remotely Operated Vehicle*), que são veículos controlados remotamente por um operador de superfície. A ligação entre o ROV e o navio de superfície é assegurada por um cabo umbilical que permite a comunicação bidireccional, assim como o transporte de energia para o veículo. O sucesso da recuperação de um transponder usando o sistema ROV depende principalmente da habilidade do operador assim como das condições marítimas (ventos, correntezas, etc.). Devido a isso, esta tarefa torna-se tediosa e demorada. A fim de solucionar este problema, propõe-se o desenvolvimento de um veículo submarino semi-autônomo que tem como primeira missão a recuperação de transponders. Com a utilização deste equipamento, pretende-se aumentar a rapidez e exatidão na tarefa de recuperação de transponders.

A Fig. 1.1 mostra um esquema do funcionamento do sistema robótico proposto. Inicialmente uma gaiola de aço que contém o veículo submarino é submergida através de um cabo umbilical a partir de um navio de superfície. A posição da ponta do cabo e conseqüentemente da gaiola é controlada por um operador de superfície através de um sistema hidroacústico com precisão de $\pm 10\text{m}$. O transponder a ser recuperado contém um sinalizador de ultra-som que auxilia sua localização no fundo do mar. Quando a gaiola entra numa região num raio de 50m do transponder a ser recuperado, o veículo sai da gaiola e começa a atuar como um veículo autônomo na busca do transponder, posicionando-se com precisão da ordem de $\pm 5\text{cm}$ para se acoplar à conexão de içamento do mesmo. Após feita a conexão mecânica, o veículo entra na gaiola para sua respectiva recuperação. Devido ao fato de o veículo proposto funcionar como um ROV e como um AUV- (*Autonomous Unmanned Vehicle*), este é definido como sendo semi-autônomo. O veículo possui um módulo de baterias embarcado para a alimentação elétrica dos

Figura 1.1: Diagrama esquemático da recuperação de um transponder com o sistema robótico submarino proposto.

propulsores, e pode ser considerado tanto um ROV como um AUV.

O autor, em seu trabalho de mestrado, fez a estimação dos coeficientes hidrodinâmicos do veículo proposto a partir de ensaios com um modelo de escala reduzida em tanque de provas, vide Avila (2003). A Fig. 1.2 mostra o modelo do veículo em escala reduzida (1:2) usado nos ensaios hidrodinâmicos. Já em seu trabalho de doutorado, o autor teve como objetivo principal identificar experimentalmente os coeficientes hidrodinâmicos a partir da execução de testes auto-propelidos com um protótipo real do veículo proposto. Conseqüentemente, para conduzir a pesquisa de doutorado, o autor fez o projeto e construção do protótipo do veículo submarino proposto. Como resultado dos trabalhos realizados pelo autor durante seu curso de doutorado, foi construída uma plataforma experimental para conduzir pesquisas em dinâmica, controle e navegação de veículos robóticos submarinos.

Este trabalho tem como enfoque o desenvolvimento de um procedimento de

Figura 1.2: Modelo em escala reduzida (1:2) do LAURS - Configuração inicial. Dimensões: $639 \times 556 \times 400mm$ ($c \times l \times a$) .

identificação experimental dos parâmetros hidrodinâmicos de veículos robóticos submarinos. Os objetivos principais são: 1) projeto e construção de um protótipo de um veículo submarino, e 2) estimação dos coeficientes hidrodinâmicos do protótipo através da abordagem de identificação de sistemas. A pesquisa desenvolvida aborda o problema de identificação experimental de modelos dinâmicos não lineares a parâmetros concentrados para veículos submarinos de posicionamento dinâmico.

Uma abordagem comum utilizada para estimar os coeficientes hidrodinâmicos de veículos submarinos considera a execução de testes com modelo em escala reduzida em tanque de provas. Entre outros, Nomoto e Hattori (1986) fizeram a estimação dos coeficientes hidrodinâmicos do *Dolphin-3K* (um veículo submarino de controle remoto) usando um modelo de escala reduzida em um canal de água circulante. A determinação dos coeficientes hidrodinâmicos de veículos submarinos usando modelos em escala reduzida em tanque de provas apresenta as seguintes desvantagens: 1) os valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos sofrem os efeitos de escala, 2) aumento do custo do projeto para construir novos modelos, caso exista a necessidade de mudar a configuração do veículo, e 3) não é possível quantificar os efeitos das interações propulsor-propulsor e casco-propulsor assim como a perda do empuxo dos propulsores devido a sua velocidade de avanço.

Por tais motivos, os resultados obtidos a partir de ensaios com modelo em escala reduzida são considerados como dados iniciais de projeto. Uma outra abordagem de determinação de coeficientes hidrodinâmicos é a utilização de técnicas de identificação de sistemas baseadas na informação dos sensores embarcados. Nas últimas duas décadas, a comunidade científica tem tido um interesse crescente na determinação experimental dos coeficientes hidrodinâmicos de veículos submarinos usando métodos de identificação de sistemas (MORRISON; YOERGER, 1993; ALESSANDRI et al., 1998; MARCO; MARTINS; HEALEY, 1998; CACCIA; INDIVERI; VERUGGIO, 2000; KIM; KIM; CHOI, 2002; SMALLWOOD; WHITCOMB, 2003; RIDAO et al., 2004; MISKOVIC; VUKIC; BARISIC, 2007). A utilização destes métodos reduz drasticamente o tempo e custo da tarefa de estimação de parâmetros em relação ao uso de métodos tradicionais de engenharia naval que usam modelos reduzidos.

Embora alguns autores tenham proposto a obtenção de modelos dinâmicos para veículos submarinos usando redes neurais (VEN et al., 2007), a maioria dos trabalhos de identificação usam as equações dinâmicas de movimento que são caracterizadas por um grupo extensivo de coeficientes desconhecidos e deduzidas a partir da mecânica Newtoniana ou Lagrangeana (ABKOWITZ, 1969; FOSSEN, 1994). Várias técnicas de identificação de sistemas que usam modelos matemáticos de simulação são aplicadas para determinar os coeficientes hidrodinâmicos destes veículos. Estas incluem o método dos mínimos quadrados (CACCIA; INDIVERI; VERUGGIO, 2000; SMALLWOOD; WHITCOMB, 2003; RIDAO et al., 2004) e o uso do filtro de Kalman estendido (ALESSANDRI et al., 1998; KIM; KIM; CHOI, 2002; TIANO et al., 2007). Não obstante, devido ao fato de que as equações dinâmicas de movimento para veículos submarinos de operação real podem ser formuladas como equações lineares em relação ao vetor de parâmetros desconhecidos, uma técnica de estimação linear deve ser escolhida. Neste trabalho, considerou-se conveniente usar o método dos mínimos quadrados linear para resolver este problema de estimação de parâmetros.

Neste trabalho, o método de estimação de parâmetros utilizado é o algoritmo dos mínimos quadrados aplicado à forma integral das equações dinâmicas do veículo. Como será visto mais para frente, este método pode ser usado para estimar parâmetros de modelos desacoplados assim como também de modelos acoplados.

Indiveri (1998) apresentou uma metodologia para identificar os coeficientes hidrodinâmicos do *Romeo*, um ROV com velocidades de operação menores do que 0,4m/s. Ele usou o método dos mínimos quadrados para estimar os coe-

ficientes do modelo do veículo. Realizou experimentos com excitação em um grau de liberdade e usou equações dinâmicas desacopladas para a modelagem do *Romeo*. O coeficiente de eficiência dos propulsores que considera a perda do empuxo devido às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor, $\eta_{interacao}$, foi introduzido na equação dinâmica como um coeficiente a mais para ser identificado. Não considerou a perda do empuxo dos propulsores devido à velocidade de avanço do veículo. Não mencionou a realização de testes com movimentos acoplados próprios do movimento planar destes veículos.

Smallwood (2003) apresentou uma técnica de identificação adaptativa para estimar *on-line* os coeficientes hidrodinâmicos do *Jhurov*, um ROV com velocidades de operação menores do que 0,5m/s. Ele usou modelos dinâmicos desacoplados. Uma desvantagem desta técnica é que os ganhos do estimador adaptativo proposto são sintonizados por busca exaustiva¹. A sintonização por busca exaustiva é considerada porque não existem publicações de técnicas analíticas de sintonização ótima dos ganhos de adaptação.

Ridao et al. (2004) usaram o método dos mínimos quadrados para identificar os coeficientes hidrodinâmicos do *Uris*, um ROV em forma de esfera. Usando um modelo desacoplado, que é apropriado para este veículo, os coeficientes de arrasto linear e quadrático assim como o de inércia, foram obtidos de uma só vez a partir de um único teste. Abkowitz (1980), em seu trabalho de identificação de coeficientes hidrodinâmicos de um navio, afirma que a identificabilidade dos coeficientes é degradada ao se tentar identificar de uma só vez todos os coeficientes do modelo a partir de uma única manobra. No presente trabalho, esta afirmação foi verificada, como será visto mais adiante ao tentar identificar todos os coeficientes de um modelo matemático acoplado a partir de um único teste.

Miskovic, Vukic e Barisic (2007) a partir de uma única manobra em *zig-zag* estimam todos os coeficientes hidrodinâmicos correspondentes ao movimento planar de um microrrobô submarino. No presente trabalho, foi verificado que ao tentar identificar todos os coeficientes hidrodinâmicos a partir de uma única manobra em *zig-zag*, os valores dos coeficientes tomam valores absurdos. Em contradição, as simulações numéricas baseadas nos valores estimados dos coeficientes têm um bom desempenho.

É importante salientar que não foram encontrados na literatura trabalhos de identificação de parâmetros hidrodinâmicos de ROVs que validem os resultados obtidos por identificação de sistemas com os obtidos através de ensaios de reboque

---

¹Busca por tentativa e erro.

em tanque de provas.

Neste trabalho foram conduzidos testes com excitação em um grau de liberdade (movimento unidirecional) e, diferentemente dos trabalhos publicados, apresentam-se os resultados obtidos a partir de testes com excitação em três graus de liberdade (movimento planar). Por outro lado, propõe-se um modelo matemático para determinar o empuxo real aplicado pelos propulsores ao veículo. Este modelo considera a perda do empuxo de um propulsor devida às interações propulsor-propulsor e propulsor-casco assim como a devida à velocidade de avanço do veículo. A interação propulsor-propulsor considera o efeito do fluxo à saída de um propulsor na eficiência de outro propulsor.

Hwang (1980) tratou o problema de identificabilidade dos coeficientes hidrodinâmicos de navios. Ele encontrou um "problema de não unicidade" na identificação dos coeficientes hidrodinâmicos de modelos acoplados e, para evitar este problema, sugeriu que os valores de certos coeficientes sejam fixados com as melhores estimativas possíveis. Até o momento não foram encontrados trabalhos publicados que reportem ter encontrado problemas de identificabilidade de coeficientes hidrodinâmicos para veículos submarinos, tal como foi encontrado no presente trabalho.

Aqui, ao tentar identificar de uma só vez todos os coeficientes de um modelo desacoplado, verificou-se que os valores dos coeficientes estimados são altamente sensíveis a pequenas mudanças paramétricas da filtragem do sinal. Portanto, a fim de aumentar a identificabilidade dos coeficientes hidrodinâmicos de veículos submarinos e diminuir as incertezas devido ao ruído dos sensores e à perda do empuxo dos propulsores, esta tese propõe um procedimento de identificação experimental de coeficientes hidrodinâmicos de ROVs. O procedimento consiste basicamente em quatro etapas:

1. *Estimação da força/torque real aplicada pelos propulsores.* Nesta etapa, usa-se o modelo matemático proposto para determinar o empuxo real aplicado pelos propulsores ao veículo. Quando um propulsor está funcionando fixo ao veículo em movimento, seu empuxo nominal, aquele obtido em água aberta, é reduzido devido à interação com os outros propulsores ou com o casco do veículo assim como à velocidade de avanço do veículo.
2. *Identificação dos coeficientes de arrasto linear e quadrático.* Aqui os coeficientes de arrasto do veículo são obtidos a partir da execução de testes de velocidade constante. Para isso são aplicadas entradas de força/torque tipo degrau.

3. *Identificação da massa virtual e dos coeficientes de acoplamento.* Nesta etapa, os valores dos coeficientes de arrasto obtidos na segunda etapa são usados para identificar a massa/inércia virtual e os coeficientes de acoplamento caso se trate de um movimento acoplado. Para o caso de excitação em um só grau de liberdade, são aplicadas entradas de força/torque tipo senoidal ao veículo. Os sinais adquiridos e os obtidos por diferenciação numérica são filtrados usando o filtro polinomial Savitzky-Golay, cuja ordem do polinômio e o tamanho da janela são escolhidos cuidadosamente de acordo com o comportamento do sinal.
4. *Validação dos valores estimados dos coeficientes.* Nesta etapa, faz-se uma avaliação de desempenho de um dos modelos obtidos em condições experimentais diferentes daquela usada para identificar os coeficientes do modelo.

1.1 Contribuições da tese

1. Neste trabalho, os resultados obtidos com a técnica de identificação de sistemas para o movimento do veículo em condições estacionárias foram validados com os resultados experimentais obtidos a partir do reboque em tanque de provas do protótipo do veículo. Os trabalhos publicados na literatura sobre identificação de coeficientes hidrodinâmicos de ROVs não apresentam resultados de validação com a técnica de reboque do veículo em escala real em tanque de provas.
2. Determinação dos coeficientes hidrodinâmicos de um ROV a partir de ensaios de oscilação forçada com o protótipo e usando um mecanismo de movimento planar. Foi desenvolvido um modelo hidrodinâmico baseado na equação de Morison para o movimento oscilatório de um ROV com amplitudes menores que o comprimento característico.
3. Foram reportados os resultados experimentais de manobras em *zig-zag*. As manobras em *zig-zag* são normalmente utilizadas para avaliar as características de manobrabilidade de navios, porém, não foram encontrados na literatura resultados de testes em *zig-zag* para ROVs até o momento.
4. Foi utilizado um velocímetro Doppler na identificação dos coeficientes hidrodinâmicos de um ROV. Não foram encontrados na literatura trabalhos de identificação de parâmetros hidrodinâmicos de ROVs baseados em sistemas Doppler. Apesar da baixa frequência de amostragem (no caso 3Hz) e da

alta sensibilidade do sensor às vibrações mecânicas da estrutura, mostra-se que este sensor pode ser usado com precisão aceitável na obtenção dos coeficientes hidrodinâmicos.

2 O Veículo Robótico Submarino LAURS

Este capítulo reporta o desenvolvimento do LAURS, o veículo submarino semi-autônomo usado na pesquisa de doutorado. Este capítulo está dividido em duas seções. A Seção 2.1 discute a motivação da construção de um veículo submarino experimental, e a Seção 2.2 apresenta o projeto mecânico do LAURS, as características do sistema sensorial e de propulsão assim como a arquitetura de controle.

2.1 Motivação

O motivo principal para a construção do LAURS, além de servir como instrumento para conduzir a pesquisa de doutorado, foi o desafio de construir um sistema robótico submarino para a recuperação de "transponders" em águas profundas. A partir disso, surgiu a necessidade de se projetar e construir o protótipo de um veículo robótico submarino de posicionamento dinâmico com seis graus de liberdade de movimento. O veículo submarino LAURS, cujo nome leva as siglas do lugar onde foi desenvolvido, Laboratório de Ultra-som e Robótica Submarina do Departamento de Engenharia Mecatrônica da Universidade de São Paulo, foi construído a partir do financiamento de instituições de apoio à pesquisa. Os trabalhos realizados na primeira fase do projeto conduziram à construção de uma plataforma de testes para pesquisas em dinâmica, controle e navegação de veículos robóticos submarinos.

Um ROV é um veículo submarino operado remotamente por um operador a partir de um navio de superfície através de um cabo umbilical. Optou-se por construir um veículo semelhante a um ROV devido à versatilidade para a adição de apêndices e instrumentos de medição. Diferentemente dos ROVs, o LAURS foi projetado para levar a bordo um banco de baterias para a alimentação dos propulsores.

2.2 Projeto e construção

A Tab. 2.1 apresenta as especificações técnicas do LAURS. Esta seção está organizada como segue. A seção 2.2.1 apresenta as especificações técnicas do sistema de propulsão. A seção 2.2.2 reporta o projeto da estrutura mecânica e dos vasos de pressão. A seção 2.2.3 apresenta a distribuição de potência, e a seção 2.2.5 apresenta a arquitetura de controle.

Tabela 2.1: Especificações técnicas do LAURS.

Parâmetros	Especificação	Propósito
Tamanho/Massa	1.4m x 1.2m x 0.9m (c x l x h), 190kg. Flutuação positiva: 4,05kgf	Facilidade de manobra e lançamento
Profundidade máxima	700m	Recuperação de transponders
Atitude	Passivamente estável em balanço e caturro.	Dinâmica em 4 graus de liberdade
Estabilidade	Alocação dos propulsores para a atuação em seis graus de liberdade.	Dinâmica em seis graus de liberdade
Propulsão	Propulsores elétricos de c.c. Controle por tensão. Empuxo: 200N (para frente) e 120N (reverso).	Controle em ampla largura de banda
Instrumentação	Posição: 10-20Hz Velocidade: 3Hz	Navegação do veículo, e pesquisas em dinâmica controle
Sistema computacional de controle	Computador embarcado e placas de interface padrão PC-104, CPU 300MHz. Placa D/A para controle dos propulsores.	Navegação do veículo, e pesquisas em dinâmica e controle
Comunicação	Sistema operacional de tempo real, <i>VxWorks</i> . Ethernet.	
Sistema de inspeção	Câmera de vídeo e braço mecânico. Atualmente não implementado	Recuperação de equipamentos
Cabo umbilical	Circunstancialmente, cabos comerciais para a alimentação elétrica e transmissão de dados.	Pesquisas em dinâmica e controle
Energia embarcada	Circunstancialmente, baterias de chumbo-ácido.	Autonomia

2.2.1 Sistema de propulsão

A Tab. 2.2 apresenta as especificações técnicas dos propulsores. A fim de obter um modelo matemático para o empuxo produzido pelos propulsores, foram conduzidos testes experimentais com os oito propulsores em tanque de água. Os testes foram realizados com o propulsor em condição de amarramento (*bollard-pull*) e consistiram na aplicação de uma tensão de controle ao propulsor com a correspondente medição do empuxo produzido. A Fig. 2.1 mostra a bancada de teste dos propulsores e a Fig. 2.2 mostra uma fotografia do propulsor. A seguir apresenta-se o modelo matemático utilizado para modelar o empuxo dos propulsores

$$E = aV^2 + bV, \quad (2.1)$$

Figura 2.1: Bancada de teste dos propulsores do LAURS.

onde E é o empuxo produzido, V é a tensão de controle aplicada ao propulsor e a e b são os coeficientes de força do propulsor. A Tab. 2.3 apresenta os valores estimados dos coeficientes de força para os oito propulsores. A Fig. 2.3 apresenta a curva de empuxo para o propulsor 2.

Tabela 2.2: Especificações técnicas dos propulsores: Motor de c.c sem escovas, Modelo 1021 - *Tecnadyne*.

Alimentação	145V, nominal
Empuxo máximo	222,7N , 5,5A (para frente) ; 142,2N, 5,2A (reverso).
Tensão de controle	na faixa de -5V ate +5V
Peso	32,4N (no ar) e 21,6N (na água)
Profundidade	até 1500m

Figura 2.2: O propulsor.

Figura 2.3: Tensão de controle *vs* empuxo produzido para o propulsor 2.

Tabela 2.3: Valores estimados dos coeficientes de força dos propulsores.

Nº de Propulsor	Para frente		Reverso	
	a [N/V^2]	b [N/V]	a	b
1	$11,53 \pm 0,10$	$-4,21 \pm 0,36$	$7,87 \pm 0,15$	$-4,68 \pm 0,55$
2	$12,46 \pm 0,16$	$-7,99 \pm 0,56$	$7,97 \pm 0,16$	$-5,21 \pm 0,56$
3	$11,30 \pm 0,12$	$-7,64 \pm 0,42$	$7,09 \pm 0,13$	$-5,04 \pm 0,45$
4	$11,54 \pm 0,13$	$-8,14 \pm 0,48$	$7,74 \pm 0,19$	$-5,84 \pm 0,66$
5	$11,91 \pm 0,19$	$-8,18 \pm 0,68$	$7,44 \pm 0,12$	$-4,99 \pm 0,43$
6	$11,81 \pm 0,19$	$-6,46 \pm 0,67$	$7,57 \pm 0,12$	$-3,99 \pm 0,44$
7	$11,42 \pm 0,15$	$-6,26 \pm 0,54$	$6,90 \pm 0,06$	$-2,56 \pm 0,23$
8	$11,83 \pm 0,20$	$-8,15 \pm 0,72$	$7,89 \pm 0,16$	$-6,32 \pm 0,56$

2.2.2 Estrutura mecânica e vasos de pressão

O projeto mecânico do LAURS consiste basicamente de uma estrutura tubular de dimensões $1,4\text{m} \times 1,2\text{m} \times 0,9\text{m}$ ($c \times l \times h$) e três vasos de pressão de dimensões $1,0\text{m} \times 0,167\text{m}$ ($c \times d$), ambos em liga de alumínio. As figuras 2.4 e 2.5 apresentam o veículo LAURS. Os dois vasos da parte inferior do veículo contêm as baterias para a alimentação elétrica dos propulsores, e o vaso da parte superior contém a eletrônica de controle. Para sua atuação, o veículo contém 8 propulsores, os quais são alocados seguindo o padrão de dois propulsores por canto, um com seu eixo na vertical e o outro com seu eixo na horizontal. Esta configuração de propulsores permite controlar o movimento do LAURS em seis graus de liberdade. A massa do veículo é de 190kg e a força de flutuação é de 40N (positivo), aproximadamente. Na parte superior do veículo encontra-se uma camada de 7 tubos de PVC que servem como flutuadores. Posteriormente os tubos de PVC serão substituídos por flutuadores adequados para altas profundidades.

A modularidade do projeto permite de maneira fácil adicionar novos apêndices ou instrumentos, assim como reconfigurar os existentes. Uma característica importante do LAURS é que tanto sua geometria como sua distribuição de massa são simétricos em relação aos planos longitudinal e transversal. Devido a isso, ele é definido como sendo intrinsecamente estável em balanço e caturro.

Cada vaso de pressão é constituído por um tubo cilíndrico de liga de alumínio selado em ambos os extremos com tampas montadas por pressão mecânica. O tubo cilíndrico tem 1000mm de comprimento, 167mm de diâmetro e 8mm de parede. Usando um software de elementos finitos, foram feitas simulações de flambagem e resistência à pressão externa para os vasos de pressão. Os vasos foram projetados para resistir pressões externas de até 700m de coluna de água. Para fins de validação, um protótipo do vaso de pressão foi testado em uma câmara

Figura 2.4: O veículo LAURS.

Figura 2.5: O veículo LAURS.

Figura 2.6: Vasso de pressão do LAURS.

hiperbárica do CENPES-PETROBRAS (Centro de Pesquisas da Petrobrás, Rio de Janeiro), passando o teste de resistência à pressão externa de 700m de coluna de água. O protótipo do vaso de pressão suportou sem vazamento a pressão externa de projeto. A vedação dos vasos foi feita usando anéis de borracha de alta pressão (O’RING). A Fig. 2.6 mostra um dos vasos de pressão do LAURS.

2.2.3 Distribuição de potência

Atualmente uma fonte de CC e potência 4,5kW é usada para a alimentação elétrica dos oito propulsores. Futuramente a alimentação elétrica dos propulsores será feita a partir de um banco de baterias embarcado.

No início do projeto, as baterias convencionais de chumbo-ácido foram as escolhidas para fornecer energia ao veículo pelas seguintes razões: 1) baixo custo, 2) pronta disponibilidade e variedade de tamanhos e formas, e 3) fácil de recarregar com risco mínimo de explosão. Foram adquiridas baterias de chumbo-ácido com capacidade de 12V-12AH da *MicroCell* para uso no projeto.

A Fig. 2.7 apresenta um diagrama de blocos para a distribuição de potência do veículo. Três bancos de baterias chamados de módulo 1, módulo 2 e módulo 3 são usados para o fornecimento de energia ao LAURS. Cada um dos módulos 1 e 2 contém seis baterias conectadas em série fornecendo cada módulo uma tensão de saída de +72V. Os módulos 1 e 2 por sua vez estão conectados em série fornecendo

Figura 2.7: Diagrama de blocos da distribuição de potência do LAURS.

uma tensão de saída de 154V para a alimentação elétrica dos propulsores. A capacidade nominal dos módulos 1 e 2 em seu conjunto é de 12AH. O módulo 3 é usado para a alimentação elétrica de toda a eletrônica embarcada do LAURS. Este módulo contém duas baterias conectadas em série fornecendo uma tensão de saída de +24V. Um conversor CC-CC, alimentado a partir do módulo 3 com 24V, fornece quatro canais isolados de +12V, -12V, +5V, e -5V para a alimentação da eletrônica embarcada: o PC-104, placas de interface e sensores. A Fig. 2.8 mostra o módulo 1 de baterias.

Figura 2.8: Módulo de baterias. Comprimento: 1,0m aprox.

2.2.4 Sistema sensorial

O sistema sensorial do LAURS é composto por um conjunto de sensores sofisticados para a medida de posição, inclinação e velocidade do veículo. A Tab. 2.4 lista os sensores embarcados no veículo e suas respectivas variáveis de medição. O computador embarcado, através das portas seriais disponíveis e da placa conversora A/D, faz a aquisição de sinais de todos os sensores embarcados. Quando o sistema robótico está em funcionamento, os sinais dos sensores são adquiridos e guardados imediatamente na memória RAM do computador, nos *buffers* circulares criados para cada um dos sensores. Com outra prioridade, os dados escritos nos *buffers* são esvaziados continuamente e armazenados no disco rígido do computador. A aquisição de dados é feita por interrupção do processador, através de um programa de computador que controla os pedidos das interrupções dos sensores embarcados.

A Fig. 2.9 mostra o módulo da eletrônica embarcada e a Fig. 2.10 mostra a bússola, os inclinômetros e o giroscópio alojados neste módulo. O velocímetro Doppler, o profundímetro e o altímetro encontram-se alojados na estrutura do veículo. A Fig. 2.11 mostra o velocímetro Doppler do veículo.

Tabela 2.4: Sistema Sensorial do LAURS.

Variável	Sensor	Precisão	Interface	Taxa de amostragem
Guinada	Bússola, TCM2-50 (<i>PNI</i>)	$\pm 1^\circ$	Serial	13Hz
Balanço e caturro	Inclinômetros, Série 757 (<i>Applied Geomechanics</i>)	$\pm 1^\circ$	Analógico	20Hz
Profundidade	Sensor de pressão TW-PI (<i>IOPE</i>)	5cm	Analógico	20Hz
Velocidade de guinada	Giroscópio de fibra óptica, E-Core2000 (<i>KVH</i>)	Bias $< 2^\circ/hr$	Serial	9Hz
Altitude (z)	Altímetro, PA-200 (<i>Tritech</i>)	1mm	Serial	10Hz
Velocidade (x , y e z) e altitude	Velocímetros Doppler, NavQuest 600 Micro (<i>LinkQuest Inc.</i>)	$0.2\% \pm 1\text{mm/s}$	Serial	3Hz

Figura 2.9: Módulo da eletrônica de controle.

Figura 2.10: Sensores embarcados no módulo da Fig. 2.9. 1: Giroscópio, 2: Bússola, 3: Inclinômetros, 4: Computador e placas de interface PC-104.

Figura 2.11: Velocímetro Doppler.

2.2.5 Arquitetura de controle

A arquitetura de controle do LAURS foi projetada para facilitar o rápido desenvolvimento do sistema de aquisição de dados e dos controladores de rumo e de profundidade. A Fig. 2.12 apresenta um diagrama de blocos da arquitetura de controle, a qual consiste basicamente de dois módulos: um sistema de computador de superfície e um sistema de computador embarcado. O sistema de computador de superfície consiste em um notebook utilizando o sistema operacional Windows XP e é o responsável pelos comandos de controle a nível de tarefas. A comunicação entre o sistema de computador de superfície e o sistema de computador embarcado é feita usando o protocolo de comunicação Ethernet TCP/IP. A ligação física é feita através de um cabo par trançado. O sistema de computador embarcado é o responsável pelo processamento do sistema sensorial (aquisição de dados e estimação de posição e velocidade) e pelo sistema de controle de baixo nível (malhas de realimentação para o controle de posição e velocidade). O sistema de computador embarcado consiste de quatro placas padrão PC-104: uma placa de CPU Onboard NS Geode GX1 300MHz utilizando o sistema operacional de tempo real *VxWorks* da *Windriver Inc*, duas placas conversoras de sinais D/A e A/D e uma placa multiseriada de 4 portas. Os programas são desenvolvidos e compilados no computador de superfície usando o programa de desenvolvimento de software *Tornado 2.2* da *Windriver Inc*. Os códigos executáveis são descarregados no computador embarcado para a execução da tarefa correspondente.

No computador embarcado encontra-se rodando o programa de controle *multi-threaded* (multitarefa). Este programa consiste de diferentes sub-programas para a manipulação das seguintes tarefas: aquisição, registro e envio de dados; controle dos movimentos de guinada e arfagem; monitoramento da tensão de alimentação dos propulsores; controle dos propulsores e ligação telemétrica. No computador de superfície encontra-se rodando o programa de comunicação GUI (*Graphical User Interfaces*), o qual permite o envio de comandos de controle assim como a visualização *on-line* dos estados do veículo e da tensão de alimentação dos propulsores.

Figura 2.12: Diagrama de blocos do sistema de controle.

3 Modelagem de veículos robóticos submarinos

Este capítulo faz uma revisão da modelagem dinâmica de veículos submarinos com o objetivo de obter os modelos matemáticos para o movimento do LAURS.

3.1 Revisão da literatura

Uma análise exata da dinâmica de um veículo submarino inclui a dinâmica de corpo rígido e a dinâmica do sistema fluido. O corpo rígido e o sistema fluido são sistemas dinâmicos de dimensão finita e infinita respectivamente. O movimento de um corpo rígido é representado por um conjunto de equações diferenciais ordinárias, porém o movimento do sistema fluido é representado pela equação de Navier-Stokes para um fluido incompressível, uma equação diferencial parcial. Exceto para poucos casos ideais de pequena utilidade prática (tal como corpos simétricos movendo-se num fluido invíscido), nos quais a equação de derivadas parciais apresentam solução fechada, a solução numérica conjunta das equações dinâmicas de corpo rígido e do sistema fluido é ainda um grande obstáculo computacional e uma área de pesquisa ativa (LARSSON et al., 2000).

A complexidade computacional dos modelos dinâmicos a derivadas parciais tem motivado o amplo uso, especialmente por engenheiros navais, de modelos aproximados de dimensão finita, muitas vezes chamados de modelos de parâmetros concentrados. A determinação experimental dos modelos aproximados de dimensão finita para fenômenos de fluidos complexos é uma tarefa comum em engenharia naval. Como um exemplo histórico, pode-se considerar o estudo de William Froude (1810-1871). Froude revela a partir de seus experimentos que o arrasto hidrodinâmico de um navio devido ao atrito superficial, d , está relacionado ao coeficiente de atrito superficial, f , à área molhada, a , e à velocidade do navio, v , pela relação $d = f.a.v^n$, onde n e f são empiricamente determinados.

Os modelos aproximados de dimensão finita são simples de serem tratados

computacionalmente, porém os parâmetros do modelo são difíceis de serem calculados diretamente a partir das leis da física, em consequência, devem ser determinados experimentalmente.

Os modelos dinâmico e cinemático para veículos submarinos mais aceitos pela comunidade científica têm sua origem em estudos realizados nas instalações da Marinha dos Estados Unidos, o Centro de Engenharia Naval *David Taylor Model Basin*. Ver os trabalhos de SNAME (1950) e Gertler e Hagen (1967). Os modelos consistem em um grupo de 12 equações diferenciais ordinárias de segunda ordem, não lineares, acopladas e com coeficientes constantes. Como os coeficientes destas equações são considerados como constantes, tais equações são válidas para velocidades de operação relativamente baixas, assim como para pequenas inclinações angulares próprias das manobras usuais desses veículos. As equações são válidas para a faixa de velocidades na qual não exista uma dependência dos coeficientes hidrodinâmicos com o número de Reynolds. Se o movimento dominante destes veículos é do tipo oscilatório, os coeficientes hidrodinâmicos podem mudar de valor de acordo com a amplitude e frequência da oscilação. Na seção 5.10 são apresentados os valores dos coeficientes hidrodinâmicos do LAURS obtidos através de ensaios de oscilação forçada usando um mecanismo de movimento planar.

3.1.1 Projeto de sistemas de controle baseados em modelos

O desenvolvimento de técnicas de controle baseadas em modelos para veículos submarinos de posicionamento dinâmico tem sido limitado pela falta de estudos de validação experimental do modelo do veículo. Embora muitos autores tenham reportado o desenvolvimento de sistemas de controle incorporando modelos dinâmicos de veículos submarinos, relativamente poucos estudos (MORRISON; YOERGER, 1993; YOERGER; SLOTINE, 1991; CACCIA; INDIVERI; VERUGGIO, 2000; ANTONELLI et al., 2001; SMALLWOOD; WHITCOMB, 2004; RIDAO et al., 2004) reportam os resultados da identificação de seus modelos propostos. Nenhum dos trabalhos referenciados acima reportam resultados de experimentos que considerem o movimento acoplado de seus veículos. Além disso, não foi encontrado na literatura trabalho de identificação experimental de ROVs que validem os resultados obtidos por identificação de sistemas com os obtidos rebocando o *veículo real* em tanque de provas ou usando um mecanismo de movimento planar.

Figura 3.1: Sistema local de coordenadas $X_O Y_O Z_O$ e os seis graus de liberdade do LAURS.

3.2 Dinâmica de corpo rígido

Esta seção apresenta as formulações básicas utilizadas na obtenção das equações de corpo rígido para um veículo submarino.

3.2.1 Sistema de coordenadas

O movimento de um veículo submarino é descrito por 6 coordenadas independentes, 3 para posição e 3 para orientação. Dois sistemas de referência em coordenadas cartesianas são definidos: o sistema inercial de coordenadas, denotado por $X_I Y_I Z_I$, e o sistema local de coordenadas, denotado por $X_O Y_O Z_O$ que se encontra fixo ao corpo do veículo.

Este trabalho usa a notação vetorial dada em SNAME (1950) para formular as equações dinâmicas. Ver Tab. 3.1. A Fig. 3.1 mostra o sistema local de coordenadas $X_O Y_O Z_O$ e os 6 graus de liberdade do LAURS. As forças e momentos atuantes no veículo, assim como as velocidades linear e angular, são definidos em relação ao sistema local de coordenadas. Por outro lado, as posições linear e angular do veículo são definidas em relação ao sistema inercial de coordenadas.

3.2.2 Equações dinâmicas de movimento

No desenvolvimento das equações dinâmicas de corpo rígido para um veículo submarino, duas suposições são feitas: a massa do veículo é constante no tempo

Tabela 3.1: Nomenclatura para as variáveis de movimento de um veículo submarino.

Grau de liberdade	Força e momento	Velocidade linear e angular	Posição e ângulos de Euler
Translação em x (<i>avanço</i>)	X	u	x
Translação em y (<i>deriva</i>)	Y	v	y
Translação em z (<i>arfagem</i>)	Z	w	z
Rotação ao redor de x (<i>balanço</i>)	K	p	ϕ
Rotação ao redor de y (<i>caturro</i>)	M	q	θ
Rotação ao redor de z (<i>guinada</i>)	N	r	ψ

Figura 3.2: Sistema de coordenadas: inercial $X_I Y_I Z_I$ e local $X_O Y_O Z_O$.

e o efeito de rotação da Terra é omitido.

A Fig. 3.2 representa o movimento geral de um corpo rígido (translação e rotação) relativo ao sistema $X_I Y_I Z_I$. As equações são deduzidas considerando o caso mais geral, onde a origem do sistema local de coordenadas $\{O\}$ não coincide com o centro de gravidade $\{G\}$ do veículo. A seguir é apresentada a terminologia usada no estudo da dinâmica de veículos submarinos:

$\hat{\mathbf{i}}, \hat{\mathbf{j}}, \hat{\mathbf{k}}$ são os vetores unitários ao longo dos eixos X_O, Y_O e Z_O , respectivamente, $\mathbf{r}_G$ é o vetor distância da origem $\{O\}$ ao centro de gravidade $\{G\}$, assim $\mathbf{r}_G = x_G \hat{\mathbf{i}} + y_G \hat{\mathbf{j}} + z_G \hat{\mathbf{k}}$,

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

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

$\mathbf{I}_O$ é o tensor de inércia do corpo rígido em relação ao sistema local de coordenadas $X_O Y_O Z_O$,

$$\mathbf{I}_O = \begin{bmatrix} I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_y & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix},$$

$\mathbf{F}$ é o vetor de forças externas atuantes no veículo com componentes X, Y e Z , assim $\mathbf{F} = X\hat{\mathbf{i}} + Y\hat{\mathbf{j}} + Z\hat{\mathbf{k}}$,

$\mathbf{M}$ é o vetor de momentos externos atuantes no veículo em torno dos eixos $X_O Y_O Z_O$ e com componentes K, M e N , assim $\mathbf{M} = K\hat{\mathbf{i}} + M\hat{\mathbf{j}} + N\hat{\mathbf{k}}$.

3.2.2.1 Movimento de translação

As equações da dinâmica translacional de um corpo rígido são obtidas através da aplicação da segunda Lei de Newton. Seguindo o centro de gravidade $\{G\}$, vide Fig. 3.2, a equação de forças no sistema local de coordenadas é escrita como:

$$\mathbf{F} = m \frac{d\mathbf{U}_G}{dt}, \quad (3.1)$$

onde $\mathbf{U}_G$ é a velocidade absoluta de $\{G\}$ em relação ao sistema inercial de coordenadas $X_I Y_I Z_I$. O vetor $\mathbf{U}_G$ é calculado usando-se a seguinte equação:

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

onde $\mathbf{U}_O$ é a velocidade da origem $\{O\}$ em relação ao sistema inercial de coordenadas, e $\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}_G$ considera a rotação do corpo rígido em torno dos eixos $X_O Y_O Z_O$. Logo, a Eq. 3.1 é expressa como

$$\mathbf{F} = m \frac{d}{dt}(\mathbf{U}_O + \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}_G). \quad (3.2)$$

A Eq. 3.2 não considera as forças de Coriolis e centrípeta produzidas pela rotação da Terra, já que são desprezíveis frente às forças que atuam diretamente no corpo rígido.

A aplicação da Eq. 3.2 exige a derivação dos vetores unitários $\hat{\mathbf{i}}$, $\hat{\mathbf{j}}$, e $\hat{\mathbf{k}}$ em relação a um sistema de coordenadas de eixos rotatórios. Conseqüentemente, no cálculo de $\mathbf{F}$ são utilizadas as seguintes expressões:

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

Ao fazer as substituições correspondentes na Eq. 3.2, obtêm-se as três com-

Figura 3.3: Momento em relação ao sistema local de coordenadas.

ponentes do vetor de forças externas que agem no veículo

$$X = m[\dot{u} - vr + wq - x_G(q^2 + r^2) + y_G(pq - \dot{r}) + z_G(pr + \dot{q})], \quad (3.3)$$

$$Y = m[\dot{v} - wp + ur - y_G(r^2 + p^2) + z_G(qr - \dot{p}) + x_G(qp + \dot{r})], \quad (3.4)$$

$$Z = m[\dot{w} - uq + vp - z_G(p^2 + q^2) + x_G(rp - \dot{q}) + y_G(rq + \dot{p})]. \quad (3.5)$$

A seguir faz-se a identificação das componentes da força total de corpo rígido para uma das equações dadas acima. Reordenando a equação que corresponde a X , Eq. 3.3, tem-se

$$X = m[\dot{u} - vr + wq + z_G\dot{q} - y_G\dot{r} + qpy_G - x_G(q^2 + r^2) + prz_G], \quad (3.6)$$

onde os termos $m(-vr + wq)$ representam as forças de Coriolis, os termos $m[z_G\dot{q} - y_G\dot{r}]$ representam as forças devido à aceleração tangencial do centro de gravidade, e $m[qpy_G - x_G(q^2 + r^2) + prz_G]$ representam as forças centrífugas atuando na origem $\{O\}$ devido ao movimento rotacional de $\{G\}$ em torno de $\{O\}$.

3.2.2.2 Equação de Momentos

O momento $\mathbf{M}$ em $\{O\}$ é igual ao momento em $\{G\}$ mais o momento produzido pela força $\mathbf{F}$ atuando a uma distância $\mathbf{r}_G$, vide Fig. 3.3. Isto é

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_G + \mathbf{r}_G \times \mathbf{F}. \quad (3.7)$$

A definição do momento angular $\mathbf{H}$ de um corpo rígido em relação a um sistema de referência fixo no corpo é dado como o produto do tensor de inércia

vezes a velocidade angular

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_y & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix}.$$

O vetor $\mathbf{M}_G$ da Eq. 3.7 é definido como a taxa de variação do momento angular em $\{G\}$, ou seja

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

Ao fazer as operações vetoriais na Equação 3.7, obtêm-se os três componentes escalares para o vetor de momentos:

$$\begin{aligned} K &= I_x \dot{p} + (I_z - I_y)qr - (\dot{r} + pq)I_{xz} + (r^2 - q^2)I_{yz} + (pr - \dot{q})I_{xy} \\ &\quad + m[y_G(\dot{w} - uq + vp) - z_G(\dot{v} - wp + ur)], \\ M &= I_y \dot{q} + (I_x - I_z)rp - (\dot{p} + qr)I_{xy} + (p^2 - r^2)I_{zx} + (qp - \dot{r})I_{yz} \\ &\quad + m[z_G(\dot{u} - vr + wq) - x_G(\dot{w} - uq + vp)], \\ N &= I_z \dot{r} + (I_y - I_x)pq - (\dot{q} + rp)I_{yz} + (q^2 - p^2)I_{xy} + (rq - \dot{p})I_{zx} \\ &\quad + m[x_G(\dot{v} - wp + ur) - y_G(\dot{u} - vr + wq)]. \end{aligned} \quad (3.8)$$

3.2.2.3 Representação vetorial das equações de corpo rígido

Fossen (1994) faz um agrupamento de termos e parametriza as equações 3.3 e 3.8 de forma a facilitar o projeto de sistemas de controle não linear de veículos submarinos. Ele representa tais equações por uma só equação vetorial:

$$\boxed{\boldsymbol{\tau}_{RB} = \mathbf{M}_{RB} \dot{\boldsymbol{\nu}} + \mathbf{C}_{RB}(\boldsymbol{\nu}) \boldsymbol{\nu}} \quad (3.9)$$

onde:

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

$\boldsymbol{\tau}_{RB} = [X, Y, Z, K, M, N]^T$ é o vetor de forças e momentos externos,

$\mathbf{M}_{RB}$ é a matriz de inércia de corpo rígido,

$\mathbf{C}_{RB}(\boldsymbol{\nu})$ é a matriz de Coriolis e centrípeta de corpo rígido.

Os vetores $\boldsymbol{\nu}$ e $\boldsymbol{\tau}_{RB}$ são definidos em relação ao sistema local de coordenadas.

A matriz $\mathbf{M}_{RB}$ cumpre que $\mathbf{M}_{RB}^T > \mathbf{0}_{6 \times 6}$ e é definida como:

$$\mathbf{M}_{RB} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mz_G & -my_G \\ 0 & m & 0 & -mz_G & 0 & mx_G \\ 0 & 0 & m & my_G & -mx_G & 0 \\ 0 & -mz_G & my_G & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ mz_G & 0 & -m_G & -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -my_G & mx_G & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix},$$

e a matriz $\mathbf{C}_{RB}(\boldsymbol{\nu})$ é definida como

$$\mathbf{C}_{RB}(\boldsymbol{\nu}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & m(y_G q + z_G r) \\ 0 & 0 & 0 & -m(y_G p + w) \\ 0 & 0 & 0 & -m(z_G p - v) \\ -m(y_G q + z_G r) & m(y_G p + w) & m(z_G p - v) & 0 \\ m(x_G q - w) & -m(z_G r + x_G p) & m(z_G q + u) & I_{yz} q + I_{xz} p - I_{zz} r \\ m(x_G r + v) & m(y_G r - u) & -m(x_G p + y_G q) & -I_{yz} r - I_{xy} p + I_{yy} q \\ -m(z_G q - w) & -m(x_G r + v) \\ m(z_G r + x_G p) & -m(y_G r - u) \\ -m(z_G q + u) & m(x_G p + y_G q) \\ -I_{yz} q - I_{xz} p + I_{zz} r & I_{yz} r + I_{xy} p - I_{yy} q \\ 0 & -I_{xz} r - I_{xy} q + I_{xx} p \\ I_{xz} r + I_{xy} q - I_{xx} p & 0 \end{bmatrix}. \quad (3.10)$$

3.3 Forças e momentos hidrodinâmicos

Na ausência de ondas e correntezas, as forças e momentos hidrodinâmicos atuantes num veículo submarino quando este é forçado a oscilar em qualquer modo de movimento de corpo rígido são (FALTINSEN, 1990):

1. *Forças de massa adicionada*, devidas à inércia do fluido,
2. *Forças de amortecimento hidrodinâmico*, devidas à viscosidade do fluido,
3. *Forças de restauração*, devidas ao peso e empuxo do veículo.

Ao somar as três forças citadas acima, obtém-se a força hidrodinâmica total que atua no veículo:

$$\boldsymbol{\tau}_H = - \underbrace{\mathbf{M}_A \dot{\boldsymbol{\nu}} - \mathbf{C}_A(\boldsymbol{\nu}) \boldsymbol{\nu}}_{\text{Massa adicionada}} - \underbrace{\mathbf{D}(\boldsymbol{\nu}) \boldsymbol{\nu}}_{\text{Amortecimento}} - \underbrace{\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta})}_{\text{Forças de restauração}}, \quad (3.11)$$

onde $\mathbf{M}_A$ é matriz de massas e inércias adicionadas; $\mathbf{C}_A(\boldsymbol{\nu})$ é a matriz de Coriolis e centrípeta hidrodinâmica; $\mathbf{D}(\boldsymbol{\nu})$ é a matriz de amortecimento hidrodinâmico, e $\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta})$ é o vetor de forças e momentos de restauração.

O vetor de forças/momentos de corpo rígido $\boldsymbol{\tau}_{RB}$, dado pela Eq. 3.9, é igual à soma de $\boldsymbol{\tau}_H$ e o vetor de forças/momentos de controle $\boldsymbol{\tau}$, isto é:

$$\boldsymbol{\tau}_{RB} = - \underbrace{\mathbf{M}_A \dot{\boldsymbol{\nu}} - \mathbf{C}_A(\boldsymbol{\nu}) \boldsymbol{\nu}}_{\text{Massa adicionada}} - \underbrace{\mathbf{D}(\boldsymbol{\nu}) \boldsymbol{\nu}}_{\text{Amortecimento}} - \underbrace{\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta})}_{\text{Forças de restauração}} + \underbrace{\boldsymbol{\tau}}_{\text{Forças de controle}} \quad (3.12)$$

A seguir apresentam-se as matrizes $\mathbf{M}_A$, $\mathbf{C}_A(\boldsymbol{\nu})$, $\mathbf{D}(\boldsymbol{\nu})$, e o vetor $\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta})$.

3.3.1 Massas e inércias adicionadas

Sempre que uma aceleração é imposta a um fluido pela aceleração de um corpo, além das forças produzidas pelos efeitos viscosos, uma força hidrodinâmica de origem inercial chamada de força de massa adicionada atuará na superfície do corpo em contato com o fluido. A força de massa adicionada para um movimento harmônico forçado é a força e momento induzido por pressão hidrodinâmica, a qual é proporcional à aceleração do corpo (FOSSEN, 1994).

A matriz de inércia adicionada é definida como:

$$\mathbf{M}_A = \begin{bmatrix} X_{\ddot{u}} & X_{\ddot{v}} & X_{\ddot{w}} & X_{\ddot{p}} & X_{\ddot{q}} & X_{\ddot{r}} \\ Y_{\ddot{u}} & Y_{\ddot{v}} & Y_{\ddot{w}} & Y_{\ddot{p}} & Y_{\ddot{q}} & Y_{\ddot{r}} \\ Z_{\ddot{u}} & Z_{\ddot{v}} & Z_{\ddot{w}} & Z_{\ddot{p}} & Z_{\ddot{q}} & Z_{\ddot{r}} \\ K_{\ddot{u}} & K_{\ddot{v}} & K_{\ddot{w}} & K_{\ddot{p}} & K_{\ddot{q}} & K_{\ddot{r}} \\ M_{\ddot{u}} & M_{\ddot{v}} & M_{\ddot{w}} & M_{\ddot{p}} & M_{\ddot{q}} & M_{\ddot{r}} \\ N_{\ddot{u}} & N_{\ddot{v}} & N_{\ddot{w}} & N_{\ddot{p}} & N_{\ddot{q}} & N_{\ddot{r}} \end{bmatrix}, \quad (3.13)$$

onde, por exemplo, todos os elementos da primeira coluna representam as massas e inércias adicionadas no veículo quando este acelera na direção x e com valor $\ddot{u}$. Especificamente, $X_{\ddot{u}}$, $Y_{\ddot{u}}$, e $Z_{\ddot{u}}$ são respectivamente as massas adicionadas nos eixos x , y e z do veículo, e $K_{\ddot{u}}$, $M_{\ddot{u}}$ e $N_{\ddot{u}}$ são respectivamente as inércias adicionadas ao redor dos eixos x , y e z do veículo.

Fossen (1994) parametriza a matriz de Coriolis e centrípeta hidrodinâmica

como,

$$\mathbf{C}_A(\boldsymbol{\nu}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_3 & 0 & -a_1 \\ 0 & 0 & 0 & -a_2 & a_1 & 0 \\ 0 & -a_3 & a_2 & 0 & -b_3 & b_2 \\ a_3 & 0 & -a_1 & b_3 & 0 & -b_1 \\ -a_2 & a_1 & 0 & -b_2 & b_1 & 0 \end{bmatrix}, \quad (3.14)$$

onde,

$$\begin{aligned} a_1 &= X_{\dot{u}}u + X_{\dot{v}}v + X_{\dot{w}}w + X_{\dot{p}}p + X_{\dot{q}}q + X_{\dot{r}}r, \\ a_2 &= X_{\dot{v}}u + Y_{\dot{v}}v + Y_{\dot{w}}w + Y_{\dot{p}}p + Y_{\dot{q}}q + Y_{\dot{r}}r, \\ a_3 &= X_{\dot{w}}u + Y_{\dot{w}}v + Z_{\dot{w}}w + Z_{\dot{p}}p + Z_{\dot{q}}q + Z_{\dot{r}}r, \\ b_1 &= X_{\dot{p}}u + Y_{\dot{p}}v + Z_{\dot{p}}w + K_{\dot{p}}p + K_{\dot{q}}q + K_{\dot{r}}r, \\ b_2 &= X_{\dot{q}}u + Y_{\dot{q}}v + Z_{\dot{q}}w + K_{\dot{q}}p + M_{\dot{q}}q + M_{\dot{r}}r, \\ b_3 &= X_{\dot{r}}u + Y_{\dot{r}}v + Z_{\dot{r}}w + K_{\dot{r}}p + M_{\dot{r}}q + N_{\dot{r}}r. \end{aligned} \quad (3.15)$$

3.3.2 Amortecimento hidrodinâmico

Na modelagem do amortecimento hidrodinâmico de veículos submarinos é necessário introduzir o vetor de velocidade relativa, $\boldsymbol{\nu}_r$. Este vetor considera a velocidade do fluido em relação ao casco do veículo. O amortecimento hidrodinâmico total atuante num veículo marinho pode ser expresso como a soma de dois componentes (GOLDING, 2005). O primeiro é linear em relação a $\boldsymbol{\nu}_r$ e especificado por uma matriz de amortecimento constante $\mathbf{D}_L$. O segundo é não-linear em relação a $\boldsymbol{\nu}_r$ e especificado por $\mathbf{d}(\boldsymbol{\nu}_r, \alpha, \beta, \gamma)$, onde α , β e γ são os ângulos de ataque definidos pela orientação do veículo em relação ao fluxo de fluido. Para um veículo submarino, o amortecimento linear é devido principalmente ao atrito superficial linear que é causado pela interação da camada limite laminar com o casco do veículo, enquanto que o amortecimento não-linear é assumido como sendo causado pelo atrito superficial turbulento e a geração de vórtices. Portanto, o amortecimento hidrodinâmico total $\tilde{\mathbf{d}}(\boldsymbol{\nu}_r)$ atuante num veículo submarino pode ser expresso como:

$$\tilde{\mathbf{d}}(\boldsymbol{\nu}_r) = \mathbf{D}_L \boldsymbol{\nu}_r + \mathbf{d}(\boldsymbol{\nu}_r, \alpha, \beta, \gamma). \quad (3.16)$$

A contribuição relativa da parte linear versus a parte não linear do amortecimento é basicamente dependente da velocidade relativa $\boldsymbol{\nu}_r$ e dos ângulos de

ataque.

Para um fluido em repouso, a Eq. 3.16 é equivalente ao termo $\mathbf{D}(\boldsymbol{\nu})\boldsymbol{\nu}$ da Eq. 3.11, ou seja:

$$\tilde{\mathbf{d}}(\boldsymbol{\nu}) = \mathbf{D}(\boldsymbol{\nu})\boldsymbol{\nu},$$

onde $\boldsymbol{\nu}_{\mathbf{r}} = \boldsymbol{\nu}$.

Considerando que um veículo submarino tem três planos de simetria na sua configuração geométrica, e que o amortecimento hidrodinâmico é devido ao atrito viscoso superficial e aos efeitos dos vórtices, então, a matriz de amortecimento hidrodinâmico pode ser diagonalizada incluindo somente os termos de arrasto linear e quadrático:

$$\mathbf{D}(\boldsymbol{\nu}) = \begin{bmatrix} X_u + X_{u|u||u|} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_v + Y_{v|v||v|} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_w + Z_{w|w||w|} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_p + K_{p|p||p|} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_q + M_{q|q||q|} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_r + N_{r|r||r|} \end{bmatrix}. \quad (3.17)$$

3.3.3 Forças e momentos de restauração

A força gravitacional $\mathbf{f}_G$ e a força de empuxo $\mathbf{f}_B$ de um veículo submarino são produzidas respectivamente pelo peso $W = mg$ e empuxo $B = \rho g \forall$ do veículo, onde ρ é a densidade da água e $\forall$ é o volume de água deslocado pelo veículo. A força $\mathbf{f}_G$ atua no centro de gravidade $\mathbf{r}_G = [x_G, y_G, z_G]^T$ e a força $\mathbf{f}_B$ atua no centro de flutuação $\mathbf{r}_B = [x_B, y_B, z_B]^T$ do veículo. Como as forças de empuxo e gravitacional são definidas no sistema inercial de coordenadas, para sua utilização nas equações dinâmicas, estas devem ser referidas no sistema local de coordenadas

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_G &= W [-\sin \theta \quad \cos \theta \sin \phi \quad \cos \theta \cos \phi]^T, \\ \mathbf{f}_B &= -B [-\sin \theta \quad \cos \theta \sin \phi \quad \cos \theta \cos \phi]^T, \end{aligned}$$

onde o sinal negativo de B é porque o eixo Z_O do sistema local de coordenadas é positivo para baixo. O momento gerado pela força $\mathbf{f}_G$ em relação ao centro de gravidade $\{G\}$ e o momento gerado pela força $\mathbf{f}_B$ em relação ao centro de

flutuação $\{B\}$ são, respectivamente:

$$\begin{aligned}\mathbf{M}_G &= \mathbf{r}_G \times \mathbf{f}_G, \\ \mathbf{M}_B &= \mathbf{r}_B \times \mathbf{f}_B.\end{aligned}$$

As forças e momentos de restauração são agrupados num só vetor $\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta})$:

$$\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) \triangleq - \begin{bmatrix} \mathbf{f}_G + \mathbf{f}_B \\ \mathbf{r}_G \times \mathbf{f}_B + \mathbf{r}_B \times \mathbf{f}_B \end{bmatrix}, \quad (3.18)$$

ou escrita em forma de componentes:

$$\mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) = \begin{bmatrix} (W - B) \sin(\theta) \\ -(W - B) \cos(\theta) \sin(\phi) \\ -(W - B) \cos(\theta) \cos(\phi) \\ -(y_G W - y_B B) \cos(\theta) \cos(\phi) + (z_G W - z_B B) \cos(\theta) \sin(\phi) \\ (z_G W - z_B B) \sin(\theta) + (x_G W - x_B B) \cos(\theta) \cos(\phi) \\ -(x_G W - x_B B) \cos(\theta) \sin(\phi) - (y_G W - y_B B) \sin(\phi) \end{bmatrix}. \quad (3.19)$$

A equação geral para o movimento de um veículo submarino movendo-se num meio fluido é escrita como:

$$\boldsymbol{\tau}_{RB} = \boldsymbol{\tau}_H + \boldsymbol{\tau}, \quad (3.20)$$

onde $\boldsymbol{\tau}_{RB}$ é o vetor de forças inerciais de corpo rígido (forças internas), $\boldsymbol{\tau}_H$ é o vetor de forças hidrodinâmicas (forças externas), e $\boldsymbol{\tau}$ é o vetor de forças de controle. A Eq. 3.20 é escrita explicitamente como:

$$\mathbf{M}_{RB} \dot{\boldsymbol{\nu}} + \mathbf{C}_{RB}(\boldsymbol{\nu}) \boldsymbol{\nu} = -\mathbf{M}_A \boldsymbol{\nu} - \mathbf{C}_A(\boldsymbol{\nu}) \boldsymbol{\nu} - \mathbf{D}(\boldsymbol{\nu}) - \mathbf{g}(\boldsymbol{\eta}) + \boldsymbol{\tau}, \quad (3.21)$$

ou em forma compacta como:

$$\boxed{\boldsymbol{\tau} = \mathbf{M} \dot{\boldsymbol{\nu}} + \mathbf{C}(\boldsymbol{\nu}) \boldsymbol{\nu} + \mathbf{D}(\boldsymbol{\nu}) + \mathbf{g}(\boldsymbol{\eta})} \quad (3.22)$$

onde

$$\mathbf{M} \triangleq \mathbf{M}_{RB} + \mathbf{M}_A, \quad \mathbf{C}(\boldsymbol{\nu}) \triangleq \mathbf{C}_{RB}(\boldsymbol{\nu}) + \mathbf{C}_A(\boldsymbol{\nu}).$$

3.4 Modelagem dinâmica do LAURS

Utilizando as equações de corpo rígido e hidrodinâmicas apresentadas nas Seções 3.2 e 3.3, são deduzidas as equações de movimento para o LAURS. Considerando as características de operação e as propriedades geométricas do LAURS, as equações

de corpo rígido e hidrodinâmicas são simplificadas.

3.4.1 Equação de movimento de corpo rígido

As equações de movimento de corpo rígido foram formuladas em relação ao sistema local de coordenadas fixo ao veículo e de origem arbitrária. Estas equações podem ser simplificadas se a origem do sistema local de coordenadas coincide com o centro de gravidade $\{G\}$ do veículo, ou seja $\mathbf{r}_G = [0, 0, 0]^T$; além disso, se a orientação dos eixos do sistema local de coordenadas coincide com os eixos principais de inércia do veículo. Este último implica a diagonalização do tensor de inércia, isto é $\mathbf{I}_O = \text{diag}\{I_x, I_y, I_z\}$.

Considerando que um veículo submarino tem dois planos de simetria na sua distribuição de massa, os eixos principais de inércia são fáceis de determinar. O LAURS tem dois planos de simetria: o plano xz (longitudinal) e o plano yz (transversal). Se o eixo Z_O se faz coincidir com a linha de intersecção desses dois planos de simetria e se os eixos X_O e Y_O são definidos como contidos nesses dois planos de forma que os três eixos sejam perpendiculares entre si, então, os três eixos X_O , Y_O e Z_O assim definidos coincidem com os eixos principais de inércia do LAURS.

Considerando estas restrições, o vetor de forças e momentos de corpo rígido, Eq. 3.9, para o LAURS é dado:

$$\boldsymbol{\tau}_{RB} = \underbrace{\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}}_{\text{Matriz de Inércia}} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{w} \\ \dot{p} \\ \dot{q} \\ \dot{r} \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & mw & -mv \\ 0 & 0 & 0 & -mw & 0 & mu \\ 0 & 0 & 0 & mv & -mu & 0 \\ 0 & mw & -mv & 0 & I_z r & -I_y q \\ -mw & 0 & mu & -I_z r & 0 & I_x p \\ mv & -mu & 0 & I_y q & -I_x p & 0 \end{bmatrix}}_{\text{Matriz de Coriolis e centrípeta}} \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \\ q \\ r \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

3.4.2 Equações hidrodinâmicas

Como o LAURS tem dois planos de simetria (um longitudinal e um transversal), a matriz de inércia adicionada pode ser diagonalizada com a inclusão dos termos de acoplamentos M_{15} , M_{24} , M_{42} e M_{51} . Em relação ao vetor de forças de restauração, a simplificação pode ser feita considerando que: 1) a origem $\{O\}$ do sistema local de coordenadas coincide com o centro de gravidade do veículo, e 2) o centro de empuxo do LAURS está localizado aproximadamente 90mm acima do centro de gravidade na direção Z_O , isto é: $\mathbf{r}_B = [x_B, y_B, z_B]^T = [0, 0, 90mm]^T$. Logo, considerando estas simplificações, o vetor de forças e momentos hidrodinâmicos

da Eq. 3.11 é reduzido para:

$$\begin{aligned}
 \tau_H = & - \underbrace{\begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & 0 & 0 & 0 & X_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & Y_{\dot{v}} & 0 & Y_{\dot{p}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_{\dot{w}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{\dot{v}} & 0 & K_{\dot{p}} & 0 & 0 \\ M_{\dot{u}} & 0 & 0 & 0 & M_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_{\dot{r}} \end{bmatrix}}_{\text{Matriz de inércia adicionada}} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{w} \\ \dot{p} \\ \dot{q} \\ \dot{r} \end{bmatrix} + \\
 & - \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -Z_{\dot{w}}w & Y_{\dot{v}}v+Y_{\dot{p}}p \\ 0 & 0 & 0 & Z_{\dot{w}}w & 0 & -X_{\dot{u}}u-X_{\dot{q}}q \\ 0 & 0 & 0 & -Y_{\dot{v}}v-Y_{\dot{p}}p & X_{\dot{u}}u+X_{\dot{q}}q & 0 \\ 0 & -Z_{\dot{w}}w & Y_{\dot{v}}v+Y_{\dot{p}}p & 0 & -N_{\dot{r}}r & X_{\dot{q}}u+M_{\dot{q}}q \\ Z_{\dot{w}}w & 0 & -X_{\dot{u}}u-X_{\dot{q}}q & N_{\dot{r}}r & 0 & -Y_{\dot{p}}v-K_{\dot{p}}p \\ -Y_{\dot{v}}v-Y_{\dot{p}}p & X_{\dot{u}}u+X_{\dot{q}}q & 0 & -X_{\dot{q}}u-M_{\dot{q}}q & Y_{\dot{p}}v+K_{\dot{p}}p & 0 \end{bmatrix}}_{\text{Matriz de Coriolis e centrípeta hidrodinâmica}} \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \\ q \\ r \end{bmatrix} - \\
 & - \underbrace{\begin{bmatrix} X_u+X_{u|u}|u| & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_v+Y_{v|v}|v| & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_w+Z_{w|w}|w| & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_p+K_{p|p}|p| & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_q+M_{q|q}|q| & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_r+N_{r|r}|r| \end{bmatrix}}_{\text{Matriz de amortecimento hidrodinâmico}} \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \\ q \\ r \end{bmatrix} - \\
 & - \underbrace{\begin{bmatrix} (W-B)\sin(\theta) \\ -(W-B)\cos(\theta)\sin(\phi) \\ -(W-B)\cos(\theta)\cos(\phi) \\ -z_B B \cos(\theta)\sin(\phi) \\ -z_B B \sin(\theta) \\ 0 \end{bmatrix}}_{\text{Forças de restauração}}.
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

3.4.3 Equações dinâmicas do LAURS

Esta seção apresenta os modelos matemáticos para o movimento do LAURS em um grau de liberdade assim como os modelos para o movimento planar de três graus de liberdade.

O movimento em um grau de liberdade para o LAURS implica que as forças de Coriolis e centrípeta das equações 3.24 e 3.23 sejam canceladas. Logo, são obtidas seis equações diferenciais correspondentes a cada um dos graus de liberdade do veículo. Estas equações são representadas pela seguinte equação escalar:

$$m_\xi \dot{\xi}(t) = -k_\xi \xi(t) - k_{\xi|\xi|} \xi(t) |\xi(t)| + f_\xi(t) - b, \quad (3.25)$$

onde ξ representa a velocidade linear/angular correspondente a um grau de liberdade do veículo e o símbolo de valor absoluto tem sido introduzido para conservar o sinal da velocidade; m_ξ é a massa/inércia virtual definida como a soma da massa/inércia do veículo no ar e a massa/inércia adicionada; k_ξ e $k_{\xi|\xi|}$ são os coeficientes de arrasto linear e quadrático, respectivamente; $f_\xi(t)$ é a força/torque aplicado, e b é uma constante que toma em conta os distúrbios que afetam a dinâmica do veículo. Para o movimento de arfagem do LAURS, b é igual à diferença do peso, W , e o empuxo, B , do veículo.

A seguir apresentam-se as equações que modelam o movimento no plano horizontal do veículo:

$$\begin{aligned} m_u \dot{u} &= m_v v r - k_u u - k_{u|u|} u |u| + F_u, \\ m_v \dot{v} &= -m_u u r - k_v v - k_{v|v|} v |v| + F_v, \\ I_r \dot{r} &= (m_u - m_v) u v - k_r r - k_{r|r|} r |r| + T_r, \end{aligned} \quad (3.26)$$

onde m_u e m_v são as massas virtuais em avanço e deriva respectivamente, I_r é a inércia virtual no eixo de guinada, F_u e F_v são as forças aplicadas pelos propulsores em avanço e deriva respectivamente, e T_r é o torque aplicado em guinada.

Considerando que o empuxo B é maior do que o peso W do veículo, a seguir apresentam-se as equações que modelam o movimento no plano vertical do veículo:

$$\begin{aligned} m_u \dot{u} &= -m_w w q - X_{\dot{q}} \dot{q} - k_u u - k_{u|u|} u |u| + F_u + (W - B) \sin(|\theta|), \\ m_w \dot{w} &= m_u u q - k_w w - k_{w|w|} w |w| + F_w + (W - B) \cos(|\theta|), \\ I_q \dot{q} &= -X_{\dot{q}} (u + w q) + (m_w - m_u) w u - k_p p - k_{p|p|} p |p| + T_q + B z_B \sin(|\theta|), \end{aligned} \quad (3.27)$$

onde m_w é a massa virtual em arfagem, $X_{\dot{q}}$ é um coeficiente de acoplamento. O termo $X_{\dot{q}} \dot{q}$ é a força que se origina em avanço devido à aceleração angular em caturro $\dot{q}$. I_q e T_q são a inércia virtual e o torque aplicado em caturro, e z_B é a distância do centro de flutuação ao centro de massa do veículo.

4 O método de estimação

Este capítulo apresenta o método de estimação de parâmetros que foi utilizado para obter os coeficientes hidrodinâmicos do LAURS. A seção 4.1 apresenta as técnicas dos mínimos quadrados tanto ordinários como ponderados, e a seção 4.2 apresenta as deduções matemáticas feitas para transformar o problema de estimação de coeficientes hidrodinâmicos em um problema de estimação linear.

4.1 O problema de estimação

O problema geral de estimação pode ser formulado como segue. Seja $\boldsymbol{\theta}$ o vetor cujos componentes devem ser estimados. Assume-se que certas observações $\mathbf{Y}$ são realizadas. Considerando que as observações são realizadas em tempo discreto, então, os n componentes do vetor $\mathbf{Y}$ representam os dados observados em intervalos iguais ou diferentes de tempo. É também assumido que existe uma relação funcional entre $\mathbf{Y}$ e o vetor $\boldsymbol{\theta}$:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{Y}(\boldsymbol{\theta}), \quad (4.1)$$

O problema de estimação consiste em estimar de alguma maneira o vetor $\boldsymbol{\theta}$ baseado no grupo de observações $\mathbf{Y}$.

O problema de estimação geral, como colocado acima, é muito difícil para resolver analítica ou numericamente. Na realidade, não existe uma única solução; são muitas estimativas para este problema. Isto conduz a considerar a "melhor" ou "ótima" estimativa. Assim surge a questão: qual estimador deve ser usado para obter estimativas ótimas? Existem muitos estimadores propostos na literatura, tais como o de máxima verossimilhança, variância mínima, não viciado de variância mínima, linear não viciado de variância mínima, mínimos quadrados, mínimos quadrados ponderados e estimadores de Bayes. Cada um destes estimadores podem dar diferentes estimativas para o mesmo problema. Também, as estimativas podem coincidir para outros problemas. Este trabalho utiliza um estimador linear não viciado de variância mínima, especificamente

o estimador de mínimos quadrados, para tratar o problema de estimação de parâmetros hidrodinâmicos do veículo. No que segue desta seção, serão apresentadas as deduções básicas para obter o estimador de mínimos quadrados e sua respectiva matriz de covariância. Além disso, será mostrado que, considerando certas suposições estatísticas, o estimador de mínimos quadrados é o *melhor estimador linear não viciado de variância mínima*.

4.1.1 Caso de observações lineares

Assume-se que o vetor de observações $\mathbf{Y}$ de dimensão $[n \times 1]$ está relacionado a $\boldsymbol{\theta}$ por

$$\mathbf{Y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\theta} + \boldsymbol{\epsilon}, \quad (4.2)$$

onde $\boldsymbol{\theta}$ é o vetor de parâmetros cujas p componentes devem ser estimadas. $\mathbf{X}$ é a matriz de regressão de dimensão $[n \times p]$. Os n componentes do vetor $\boldsymbol{\epsilon}$ representam o ruído ou erro no processo de medida de $\mathbf{Y}$. Os componentes do vetor $\boldsymbol{\epsilon}$ também são chamados de residuais. Para cada uma das observações obtém-se uma equação algébrica com a estrutura do modelo da Eq. 4.2, desta maneira, para uma sequência de observações obtém-se o seguinte sistema de equações algébricas:

$$\begin{aligned} Y_1 &= X_1\boldsymbol{\theta} + \epsilon_1, \\ Y_2 &= X_2\boldsymbol{\theta} + \epsilon_2, \\ &\vdots \\ Y_n &= X_n\boldsymbol{\theta} + \epsilon_n, \end{aligned} \quad (4.3)$$

onde cada X_i é uma matriz fila de dimensão $[1 \times p]$. Então, a matriz $\mathbf{X}$ da Eq. 4.2 consiste dos X_i , assim:

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{bmatrix}.$$

4.1.2 A solução por mínimos quadrados

O critério dos mínimos quadrados (MQ) declara que uma estimativa para o vetor de parâmetros $\boldsymbol{\theta}$ pode ser obtida por minimização de uma função custo $J(\boldsymbol{\theta})$ definida como:

$$\begin{aligned} J(\boldsymbol{\theta}) &= \sum_{i=1}^N \epsilon_i = \boldsymbol{\epsilon}^T \boldsymbol{\epsilon}, \\ &= (\mathbf{Y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\theta})^T (\mathbf{Y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\theta}), \end{aligned} \quad (4.4)$$

onde $J(\boldsymbol{\theta})$ é igual ao somatório dos quadrados dos residuais.

Diferenciando a Eq. 4.4 em relação a $\boldsymbol{\theta}$, pode-se mostrar que o valor de $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}$, que minimiza $J(\boldsymbol{\theta})$, satisfaz a equação (frequentemente chamada de *equação normal*)

$$(\mathbf{X}^T \mathbf{X}) \hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ} = \mathbf{X}^T \mathbf{Y}.$$

Se $\mathbf{X}^T \mathbf{X}$ é invertível, então existe uma única solução a qual pode ser expressa como

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y}, \quad (4.5)$$

onde $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}$ é o *estimador de mínimos quadrados*.

4.1.3 Suposições estatísticas para o ruído

Na obtenção do vetor de parâmetros $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}$ não foi necessário invocar qualquer suposição estatística. Porém, se se quer fazer uma avaliação estatística de $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}$, deve-se conhecer diferentes fatos considerando os erros.

Muitos problemas de estimação são modelados pela equação $\mathbf{Y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\theta} + \boldsymbol{\epsilon}$, onde $\boldsymbol{\theta}$ é um vetor determinístico desconhecido, $\mathbf{X}$ é uma matriz determinística conhecida, e $\boldsymbol{\epsilon}$ é um vetor de ruídos aleatórios ou perturbação com média zero e covariância $\mathbf{R}$, assim:

$$\begin{aligned} E(\boldsymbol{\epsilon}) &= \mathbf{0}, \\ E(\boldsymbol{\epsilon}\boldsymbol{\epsilon}^T) &= \mathbf{R}, \end{aligned}$$

onde $E(*)$ é o operador de esperança matemática.

Considerando as suposições de ruído aditivo, de média zero e covariância $\mathbf{R}$,

assim como $\boldsymbol{\theta}$ determinístico, o valor esperado de $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}$ é

$$\begin{aligned} E(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}) &= E[(\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y}] = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{E}[\mathbf{Y}] \\ &= (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{X} \boldsymbol{\theta} = \boldsymbol{\theta}, \end{aligned} \quad (4.6)$$

mostrando que o estimador de MQ é *não viciado*. Por outro lado, a matriz de covariância de $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}$ é calculada como

$$\begin{aligned} cov(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}) &= E[(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ} - \boldsymbol{\theta})(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ} - \boldsymbol{\theta})^T] \\ &= (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{R} \mathbf{X} (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1}. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Para que a matriz de covariância $cov(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ})$ tenha valores os mais mínimos possíveis e, conseqüentemente, $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}$ seja considerado um estimador eficiente, deve-se cumprir que $\mathbf{R} = \sigma^2 \mathbf{I}$, vide (BECK, 1977). Isto é provado usando o teorema de Gauss-Markov, que diz que um estimador é de variância mínima se os componentes do vetor erro $\boldsymbol{\epsilon}$ são de variâncias iguais, ou seja, os ϵ_i para $i = 1, \dots, n$ têm variância comum σ^2 , e se os erros são não correlacionados. Então, considerando que

$$\mathbf{R} = E(\boldsymbol{\epsilon} \boldsymbol{\epsilon}^T) = \sigma^2 \mathbf{I},$$

obtém-se

$$cov(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}) = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \sigma^2. \quad (4.8)$$

que é a matriz de covariância *mínima* de $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}$. Portanto, considerando as suposições de erros aditivos, de média zero, não correlacionados, e de variância constante, $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ}$ fornece um estimador eficiente.

Usando a Eq. 4.8, os desvios padrões das estimativas são calculados como:

$$\sigma_{MQ} = \sqrt{diag((\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \sigma^2)}. \quad (4.9)$$

Uma estimativa não viciada para σ^2 é calculada usando a seguinte expressão, vide (GOODWIN; PAYNE, 1977):

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{(\mathbf{Y} - \mathbf{X} \hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ})^T (\mathbf{Y} - \mathbf{X} \hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ})}{n - p}, \quad (4.10)$$

onde n é o número das observações e p é o número de parâmetros.

4.1.4 Mínimos quadrados ponderados

Em muitas aplicações (tal como filtragem adaptativa), a utilização do critério dos mínimos quadrados ponderados (MQP) é apropriada. A função custo de MQP é definida como:

$$J(\boldsymbol{\theta}) = (\mathbf{Y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\theta})^T \mathbf{W}(\mathbf{Y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\theta}), \quad (4.11)$$

onde $\mathbf{W}$ é a matriz de ponderação, qualquer matriz definida positiva hermitiana. Os elementos de $\mathbf{W}$ podem ser escolhidos para enfatizar (ou desenfatar) a influência de medições específicas sobre a estimativa de $\boldsymbol{\theta}$. Pode-se mostrar facilmente que o estimador de MQP é dado por:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQP} = (\mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{Y}. \quad (4.12)$$

Considerando as suposições dadas anteriormente de erros aditivos de média zero e valores não aleatórios para $\mathbf{X}$ e $\boldsymbol{\theta}$, a matriz de covariância de $\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQP}$ pode ser mostrada a ser:

$$\text{cov}(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQP}) = (\mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{R} \mathbf{W} \mathbf{X} (\mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{X})^{-1}. \quad (4.13)$$

Pode-se provar usando teorema de Gauss-Markov, que, ao fazer $\mathbf{R} = \mathbf{W}^{-1}$, o estimador de MQP também é um estimador de variância mínima. Portanto, considerando que $\mathbf{R} = \mathbf{W}^{-1}$, a matriz de covariância do estimador de MQP é calculada como:

$$\text{cov}(\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQP}) = (\mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{X})^{-1}, \quad (4.14)$$

e os desvios padrões das estimativas são calculados como

$$\sigma = \sqrt{\text{diag}(\mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{X})^{-1}}. \quad (4.15)$$

4.2 Forma integral das equações dinâmicas e aplicação da técnica dos MQ

Como o sistema sensorial do LAURS não inclui sensores de medida de aceleração, e sim de posição e velocidade, a identificação dos parâmetros hidrodinâmicos do veículo deve ser baseada nas medidas de posição e velocidade. Portanto, a fim de identificar os valores dos coeficientes das equações dinâmicas do veículo, as equações 3.25, 3.26 e 3.27, as quais contêm variáveis de aceleração, estas devem ser integradas antes da aplicação do algoritmo de estimação de parâmetros.

A seguir apresenta-se a forma integral das equações dinâmicas do veículo e as manipulações matemáticas feitas para transformar o problema de identificação de parâmetros hidrodinâmicos em um problema de estimação linear.

Abaixo apresenta-se a equação diferencial que foi usada nas deduções matemáticas do algoritmo de estimação de parâmetros. Esta é uma equação não linear e acoplada com estrutura análoga ao das equações que modelam a dinâmica do LAURS, equações 3.25, 3.26 e 3.27, e é dada por:

$$\dot{x}(t) = \alpha x(t)y(t) + \beta x(t) + \gamma x(t)|x(t)| + \delta \tau(t) + \zeta, \quad (4.16)$$

onde $x(t)$ e $\dot{x}(t)$ são a velocidade e aceleração do veículo, $y(t)$ é uma variável de acoplamento que considera algum movimento acoplado ao movimento principal do veículo definido por $x(t)$, $\tau(t)$ é a força/torque aplicado ao veículo de valor conhecido, e α , β , γ , δ , e ζ são os parâmetros (constantes) desconhecidos os quais devem ser estimados. As quantidades $x(t)$, $\dot{x}(t)$ e $y(t)$ são variáveis dependentes do tempo, das quais a primeira e a terceira são consideradas a ser conhecidas (medidas experimentalmente) enquanto que a segunda é considerada a ser desconhecida.

Expressando a Eq. 4.16 como

$$\dot{x}(t) = \begin{bmatrix} x(t)y(t) & x(t) & x(t)|x(t)| & \tau(t) & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \\ \delta \\ \zeta \end{bmatrix}, \quad (4.17)$$

e integrando a Eq. 4.17 entre dois instantes de tempo consecutivos, t_{k-1} e t_k , obtém-se:

$$x(t_k) - x(t_{k-1}) = \begin{bmatrix} \int_{t_{k-1}}^{t_k} x(t)y(t)dt & \int_{t_{k-1}}^{t_k} x(t)dt & \int_{t_{k-1}}^{t_k} x(t)|x(t)|dt & \int_{t_{k-1}}^{t_k} \tau(t)dt & \int_{t_{k-1}}^{t_k} 1dt \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \\ \delta \\ \zeta \end{bmatrix}. \quad (4.18)$$

Escrevendo a Eq. 4.18 para uma sequência de n observações, obtém-se um sistema de $(n - 1)$ equações algébricas, as quais podem ser compactadas na seguinte

equação matricial:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\theta} + \boldsymbol{\epsilon}, \quad (4.19)$$

onde $\boldsymbol{\epsilon}$ tem sido introduzido para considerar os ruídos ou erros no processo de medida de $\mathbf{Y}$. A seguir apresentam-se as matrizes envolvidas na Eq. 4.19:

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} x(t_2) - x(t_1) \\ x(t_3) - x(t_2) \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ x(t_n) - x(t_{n-1}) \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} (t_2-t_1)x(t_1)y(t_1) & (t_2-t_1)x(t_1) & (t_2-t_1)x(t_1)|x(t_1)| & (t_2-t_1)\tau(t_1) & (t_2-t_1) \\ (t_3-t_2)x(t_2)y(t_2) & (t_3-t_2)x(t_2) & (t_3-t_2)x(t_2)|x(t_2)| & (t_3-t_2)\tau(t_2) & (t_3-t_2) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ (t_n-t_{n-1})x(t_{n-1})y(t_{n-1}) & (t_n-t_{n-1})x(t_{n-1}) & (t_n-t_{n-1})x(t_{n-1})|x(t_{n-1})| & (t_n-t_{n-1})\tau(t_{n-1}) & (t_n-t_{n-1}) \end{bmatrix},$$

$$\boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \\ \delta \\ \zeta \end{bmatrix},$$

$$\boldsymbol{\epsilon} = \begin{bmatrix} \epsilon(t_1) \\ \epsilon(t_2) \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ \epsilon(t_n) \end{bmatrix}.$$

Observa-se que o problema de estimação de parâmetros das equações dinâmicas do veículo tem sido reduzido a um problema de estimação linear, a Eq. 4.19 é uma equação linear no vetor de parâmetros $\boldsymbol{\theta}$. Por outro lado, considerando que os erros ϵ_i são de média zero, não correlacionados e de variância constante e igual a σ^2 , e $\mathbf{X}$ e $\boldsymbol{\theta}$ são não aleatórios, então, os resultados apresentados na seção 4.1 podem ser utilizados para resolver a Eq. 4.19. Portanto, o vetor $\boldsymbol{\theta}$ da Eq. 4.19

é obtido usando o estimador de MQ definido pela Eq. 4.5, repetido aqui por conveniência:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y}. \quad (4.20)$$

Os desvios padrões das estimativas são calculados usando a Eq. 4.9:

$$\sigma_{MQ} = \sqrt{\text{diag}((\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \sigma^2)}, \quad (4.21)$$

onde σ^2 é calculado usando a Eq. 4.10:

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{(\mathbf{Y} - \mathbf{X}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ})^T (\mathbf{Y} - \mathbf{X}\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQ})}{n - p}, \quad (4.22)$$

n é o número de observações e p é o número de parâmetros.

5 Identificação

Este capítulo apresenta os resultados dos experimentos de identificação de coeficientes hidrodinâmicos. A seção 5.1 apresenta a organização dos experimentos conduzidos e o procedimento de identificação de parâmetros proposto. A seção 5.2 apresenta alguns parâmetros de dinâmica de fluidos utilizados para a interpretação de resultados. Em seguida, na seção 5.3 é apresentado o procedimento de estimação de força/torque real aplicado pelos propulsores. Da seção 5.4 até o final do capítulo são apresentados os resultados dos experimentos conduzidos.

5.1 Procedimento de identificação experimental

Esta seção apresenta a organização dos testes conduzidos e o procedimento de identificação proposto para a obtenção dos coeficientes hidrodinâmicos do LAURS.

5.1.1 Organização dos testes

A Fig. 5.1 mostra um diagrama de blocos dos testes de identificação conduzidos com o LAURS. Três abordagens diferentes foram usadas para identificar os coeficientes hidrodinâmicos do LAURS:

1. *Reboque em tanque.* Esta abordagem considerou rebocar o veículo em velocidade constante com a medição da força de arrasto e velocidade. Os ensaios de reboque foram realizados no tanque de provas do IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo, em maio de 2008 e, o sistema barra/carro móvel do tanque de provas foi utilizado para impor um movimento retilíneo uniforme ao veículo. Foram feitos ensaios nas direções de avanço, deriva e arfagem do veículo.
2. *Identificação de sistemas.* É considerada a realização de testes com o veículo autopropelido. Os testes consistiram na aplicação de uma entrada

de força/torque ao veículo por parte dos propulsores e na medição dos estados do veículo pelos sensores embarcados. Os testes foram conduzidos na piscina de mergulho do CEPEUSP - Centro de Práticas Esportivas da USP, em junho de 2008. Dois tipos de testes foram realizados: desacoplados (excitação em um só grau de liberdade) e acoplados (excitação em mais de um grau de liberdade). Foram conduzidos testes desacoplados nas direções de avanço, arfagem, guinada e caturro do veículo. O teste acoplado que foi considerado é o movimento planar do veículo, especificamente manobras em *zig-zag* que excitam o veículo em três graus de liberdade: avanço, deriva e guinada.

3. *Usando um mecanismo de movimento planar.* Foram realizados ensaios de oscilação forçada com o veículo usando um mecanismo de movimento planar. Os ensaios consistiram em fazer oscilar o veículo com diferentes amplitudes e períodos de oscilação. Durante os ensaios foram medidos a força de reboque e a posição linear do veículo. Os ensaios foram realizados no tanque de provas do IPT, em maio de 2008, e as direções de ensaio do veículo foram em avanço e deriva.

Durante os testes autopropelidos: 1) foi usada a fonte externa CC de 4,5kW para a alimentação elétrica dos propulsores através de um cabo elétrico, 2) o veículo teve flutuação positiva com valor aproximado igual a 39,73N, 3) a comunicação entre o computador embarcado e o computador de superfície foi feita usando o protocolo TCI/IP Ethernet através de um cabo do tipo par trançado, 4) o sistema de aquisição de dados e os controladores de rumo e de profundidade foram gerenciados pelo computador embarcado usando o sistema operacional de tempo real *VxWorks*.

Figura 5.1: Organização dos testes experimentais conduzidos com o LAURS.

5.1.2 Procedimento de identificação

A seguir apresenta-se o procedimento proposto que foi usado para obter os coeficientes hidrodinâmicos do LAURS. Este procedimento é aplicado somente para o caso dos testes autopropelidos e consiste basicamente em quatro etapas, vide Fig. 5.2:

1. *Estimação da força/torque real aplicada pelos propulsores.* Nesta etapa usa-se o modelo matemático proposto para determinar o empuxo real aplicado pelos propulsores ao veículo. Quando um propulsor está funcionando fixo ao veículo em movimento, seu empuxo nominal, aquele obtido em água aberta, é reduzido devido à interação com os outros propulsores ou com o casco do veículo, assim como à velocidade de avanço do veículo.
2. *Identificação dos coeficientes de arrasto linear e quadrático.* Aqui os coeficientes de arrasto do veículo são obtidos a partir da execução de testes de velocidade constante. Para isso são aplicadas entradas de força/torque do tipo degrau.
3. *Identificação da massa virtual e dos coeficientes de acoplamento.* Nesta etapa os valores dos coeficientes de arrasto obtidos na segunda etapa são usados para identificar a massa/inércia virtual e os coeficientes de acoplamento caso se trate de um movimento acoplado. Para o caso de excitação em um só grau de liberdade, são aplicadas entradas de força/torque do tipo senoidal ao veículo. Os sinais adquiridos e os obtidos por diferenciação

Figura 5.2: Diagrama de blocos do procedimento de identificação de coeficientes hidrodinâmicos.

numérica são filtrados usando o filtro polinomial Savitzky-Golay, cuja ordem do polinômio e o tamanho da janela são escolhidos de acordo com o comportamento do sinal. Para a implementação do filtro vide Orfanidis (1996) e a função *sgolayfilt()* do Matlab.

4. *Validação dos valores estimados dos coeficientes.* Nesta etapa, escolhe-se o modelo cujos parâmetros foram obtidos a partir dos dados experimentais com maior amplitude de oscilação. Em seguida, avalia-se o desempenho do modelo escolhido em condições experimentais diferentes daquela usada para a identificação dos coeficientes do modelo.

5.2 Definições básicas

Neste trabalho, utilizam-se os seguintes parâmetros adimensionais: número de Reynolds Re e número de Keulegan-Carpentier KC .

Seja $\forall$ o volume de fluido deslocado pelo corpo do veículo, então, o comprimento característico L_c desse corpo é calculado como $L_c = \forall^{1/3}$. Apresentam-se no Apêndice A os valores numéricos destes parâmetros.

Em dinâmica de fluídos, o número de Keulegan-Carpenter é uma quantidade adimensional que descreve a importância das forças de arrasto em relação às

forças de inércia para corpos em um fluxo de fluido oscilatório; ou, de forma semelhante, para corpos oscilando em um fluido em repouso. O KC para um cilindro de diâmetro D com movimento oscilatório em um fluido em repouso é definido como:

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

onde U_m é a velocidade máxima do cilindro e T é o período da oscilação. Define-se também o KC como uma medida da razão da dupla amplitude do movimento de uma partícula de água ao diâmetro do cilindro, Patel (1989). Assim,

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

onde A é a amplitude da oscilação.

Analogamente, o KC para o LAURS com movimento oscilatório harmônico é definido como:

$$KC = \frac{U_m T}{L_c}, \quad (5.1)$$

onde L_c é o comprimento característico do LAURS.

O número de Reynolds para o LAURS com movimento oscilatório é definido como:

$$Re = \frac{U_m L_c}{\nu} \quad (5.2)$$

onde ν é a viscosidade cinemática do fluido. Assume-se que $\nu = 1,004\text{E}-06\text{m}^2/\text{s}$.

Neste trabalho é introduzido o parâmetro λ para indicar a importância da força de arrasto em relação à força de inércia do sistema estrutura-fluido. A força de arrasto é devida ao amortecimento hidrodinâmico, e a força de inércia é criada pelas inércias do fluido e do corpo rígido. O parâmetro λ é definido como a razão dos somatórios dos valores absolutos da força de arrasto, F_D , e da força de inércia, F_I , assim:

$$\lambda = \frac{\sum_{k=1}^N |F_D(t_k)|}{\sum_{k=1}^N |F_I(t_k)|}, \quad (5.3)$$

onde t_k é o instante de tempo de aplicação da força.

5.2.0.1 Coeficientes de arrasto e de massa adicionada

O coeficiente de arrasto C_D para o movimento do LAURS em um grau de liberdade é calculado como:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho U^2 A_c}, \quad (5.4)$$

onde F_D é a força de arrasto, U é a velocidade de avanço em condições estacionárias, A_c é a área característica do veículo definida como a área projetada na direção de movimento, e ρ é a densidade da água.

O coeficiente de inércia C_M para o movimento do LAURS em um grau de liberdade é calculado como:

$$C_M = \frac{m_{ad}}{\rho \nabla}, \quad (5.5)$$

onde m_{ad} é a massa adicionada.

5.3 Estimação do empuxo real aplicado pelos propulsores

Define-se o *empuxo nominal* de um propulsor como aquele que é produzido com o propulsor em condição de amarramento (*bollard-pull*). O modelo matemático que relaciona o empuxo nominal dos propulsores com a tensão de controle foi apresentado na seção 2.2.1. Quando o propulsor está funcionando preso ao veículo que se desloca com certa velocidade, o empuxo produzido pelo propulsor é reduzido em relação ao seu valor nominal. Esta redução de empuxo é devido à velocidade de avanço do veículo e também, caso exista, à interação com os outros propulsores ou com o casco do veículo. Conseqüentemente, a modelagem dinâmica de um veículo submarino de posicionamento dinâmico deve considerar esta perda de empuxo.

Para um movimento de velocidade constante, o empuxo real τ_{real} pode ser obtido usando a seguinte expressão

$$\tau_{real} = \eta_{interacao} \eta_{avanco} \tau_{nom}, \quad (5.6)$$

onde $\eta_{interacao}$ e η_{avanco} são os coeficientes de perda de empuxo devido às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor, e devido à velocidade de avanço do veículo, respectivamente.

Para o caso de um movimento de velocidade variável, o coeficiente η_{avanco} da

Eq. 5.6 não será mais uma constante e sim uma variável, cujo valor dependerá do valor da velocidade de avanço do veículo. Por outro lado, admite-se que o coeficiente $\eta_{interacao}$ é independente do valor da velocidade de avanço, tal como será mostrado a seguir.

5.3.0.2 Identificação do coeficiente $\eta_{interacao}$

Os valores do coeficiente $\eta_{interacao}$ referido às direções de avanço, deriva e arfagem foram obtidos através da execução de testes com propulsão com o veículo em condição de amarramento. Os valores de $\eta_{interacao}$ para as direções de avanço e deriva foram obtidos a partir da aplicação de uma força de propulsão senoidal ao veículo. Os experimentos foram realizados no tanque de provas do IPT e a força real aplicada ao veículo foi medida usando células de carga. Por outro lado, o valor de $\eta_{interacao}$ para a direção de arfagem foi determinado a partir da aplicação de entradas de força constante ao veículo. Para isso, o veículo foi pendurado no trampolim de mergulho do CEPEUSP por um dinamômetro e mediu-se a força real aplicada por parte dos propulsores verticais.

Daqui para frente os propulsores do veículo serão identificados como P_i , onde $i = 1, \dots, 8$. As Figuras 5.5 e 5.6 mostram a posição e numeração dos propulsores.

Os dados experimentais da Fig. 5.3 correspondem a um teste onde os propulsores P5, P6, P2 e P8 aplicam força na direção de avanço. A figura mostra a força real aplicada ao veículo (medida com célula de carga) durante a aplicação de uma força de propulsão senoidal. A força nominal aplicada foi da seguinte forma: $\tau_{nom} = 263,27\text{sen}(2\pi t/T) + 296,80$ [N], onde t é o tempo e T é o período com valor igual a 24s. Esta força foi determinada usando o modelo adotado para os propulsores (Tab. 2.3) e a série temporal da tensão de controle aplicado aos propulsores. A figura mostra também a força nominal reduzida, $\eta_{interacao}\tau_{nom}$, onde o valor do coeficiente $\eta_{interacao}$ é 0,905.

O dado experimental da Fig. 5.4 corresponde ao teste onde os propulsores P1, P3, P4 e P7 aplicam força na direção de arfagem. A figura mostra a força nominal aplicada e a força real medida usando um dinamômetro.

Tabela 5.1: Valores estimados para o coeficiente $\eta_{interacao}$.

Grau de liberdade	Propulsores acionados	$\eta_{interacao}$
Avanço	P5-P6	0,97
	P5-P6 e P2-P8	0,905
Deriva	P6-P8 e P5-P2	0,90
Arfagem	P1-P3-P4-P7	0,93

Figura 5.3: Redução da força nominal devido às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor. Direção: avanço. Propulsores acionados: P5, P6, P2, P8.

Figura 5.4: Redução da força nominal devido às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor. Direção: arfagem. Propulsores acionados: P1, P3, P4, P7.

Figura 5.5: Numeração dos propulsores horizontais. Vista superior do LAURS.

A Tab. 5.1 apresenta os valores estimados do coeficiente $\eta_{interacao}$ para as direções de avanço, deriva e arfagem. Estes valores foram encontrados usando o critério do menor somatório dos quadrados dos residuais.

Figura 5.6: Numeração dos propulsores verticais. Vista superior do LAURS.

5.3.0.3 Modelagem do coeficiente η_{avanco}

A fim de considerar o efeito da velocidade de avanço do veículo no empuxo produzido pelos propulsores, uma expressão de η_{avanco} em função da velocidade de avanço deve ser determinada. O coeficiente η_{avanco} pode ser determinado da seguinte forma. Primeiro, experimentalmente, deve-se impor uma velocidade de avanço constante ao propulsor e medir os empuxos produzidos para toda a faixa de operação do propulsor. Mudando a velocidade de avanço do propulsor, obtém-se um conjunto de curvas de empuxo parametrizadas de acordo com o valor da velocidade avanço. Segundo, a partir das curvas de empuxo, pode-se obter uma relação entre η_{avanco} e a velocidade de avanço do propulsor.

Como não foi possível realizar experimentos de determinação do coeficiente η_{avanco} , foi feita uma estimativa para η_{avanco} a partir dos dados experimentais fornecidos pelo fabricante dos propulsores, ver Fig. 5.7. A Fig. 5.7 mostra o empuxo produzido por um propulsor em três diferentes velocidades de avanço: 0, 0,514, e 1,028m/s. Usando o critério do menor somatório dos quadrados dos residuais, foi possível obter uma relação entre η_{avanco} e a velocidade de avanço do propulsor, como mostrado na Tab. 5.2.

Tabela 5.2: Relação entre a velocidade de avanço do propulsor e o coeficiente

η_{avanco}	
Velocidade de avanço do propulsor [m/s]	η_{avanco}
0	1
0,514	0,89
1,028	0,8

Usando os dados da Tab. 5.2, foi feito um ajuste linear por mínimos quadrados

Figura 5.7: Empuxo produzido pelos propulsores do veículo em diferentes velocidades de avanço. Dados fornecidos pela Tecnadyne Inc. para o propulsor modelo 1020-150VCC.

para obter uma expressão para η_{avanco} , assim

$$\eta_{avanco} = -0,1946v_a + 0,9967, \quad (5.7)$$

onde v_a é a velocidade de avanço do veículo.

A Eq. 5.7 será usada para estimar o coeficiente de perda de força dos propulsores devido à velocidade de avanço do veículo.

Figura 5.8: Sistema de coordenadas para os ensaios de reboque em avanço.

5.4 Movimento de avanço

Esta seção apresenta os resultados dos ensaios de reboque e dos testes autopropelidos para o movimento de avanço do veículo.

5.4.1 Ensaios de reboque

Nesses ensaios o veículo foi rebocado com diferentes velocidades de avanço e em regime permanente. Durante os ensaios foram medidas as forças e momentos hidrodinâmicos atuantes no veículo. Os resultados dos ensaios são apresentados em relação a um sistema de coordenadas cuja origem coincide com o acoplamento entre a barra de reboque e a estrutura do veículo, vide as figuras 5.8 e 5.11. Os eixos desse sistema de coordenadas são paralelos aos eixos do sistema local de coordenadas do veículo.

A Tab. 5.3 apresenta os dados experimentais dos ensaios e a Fig. 5.9 mostra um gráfico destes resultados. Os símbolos $\mathfrak{D}_x$ e $\mathfrak{M}_x$ são usados para representar a força na direção x e o momento hidrodinâmico ao redor do eixo x , respectivamente. A representação das outras componentes de força e momento é análoga.

A Fig. 5.9 mostra que praticamente não existe acoplamento hidrodinâmico do movimento de avanço com os movimentos de guinada e balanço. Os momentos $\mathfrak{M}_z$ e $\mathfrak{M}_x$ são praticamente nulos.

Considera-se que a força hidrodinâmica que se opõe ao movimento de avanço do veículo em condições estacionárias é modelada pela soma das forças de arrasto quadrático e linear representado por:

$$\mathfrak{D}_x = k_{u|u}|u|^2 + k_u u + b, \quad (5.8)$$

onde u é a velocidade de reboque em avanço, $k_{u|u}|$ e k_u são os coeficientes de arras-

to quadrático e linear para o movimento de avanço, respectivamente. O termo b tem sido introduzido para considerar qualquer distúrbio durante os experimentos ou erro de modelagem.

Os valores dos coeficientes da Eq. 5.8 foram obtidos a partir dos dados experimentais $\mathfrak{D}_x$ e u da Tab. 5.3. As estimativas dos coeficientes foram obtidas usando o estimador de MQ definido pela Eq. 4.5. Os desvios padrões das estimativas foram obtidos usando a Eq. 4.9. A Tab. 5.5 apresenta os valores estimados dos coeficientes.

Tabela 5.3: Dados experimentais dos ensaios de reboque em avanço.

u [m/s]	$\mathfrak{D}_x$ [N]	$\mathfrak{D}_y$ [N]	$\mathfrak{M}_x$ [Nm]	$\mathfrak{M}_y$ [Nm]	$\mathfrak{M}_z$ [Nm]
0	$0 \pm 0,54$	$0 \pm 0,22$	$0 \pm 0,39$	$0 \pm 0,67$	$0 \pm 0,25$
0,1	$-4,61 \pm 3,49$	$0,69 \pm 0,20$	$0,10 \pm 0,79$	$-2,16 \pm 2,43$	$-0,05 \pm 0,31$
0,2	$-16,14 \pm 1,30$	$0,88 \pm 0,26$	$-0,05 \pm 0,77$	$-6,33 \pm 1,64$	$-0,05 \pm 0,32$
0,3	$-35,71 \pm 1,07$	$1,77 \pm 0,90$	$-0,34 \pm 1,16$	$-13,54 \pm 1,88$	$-0,25 \pm 0,58$
0,35	$-48,46 \pm 1,21$	$2,75 \pm 1,11$	$-0,10 \pm 1,39$	$-19,23 \pm 1,30$	$0 \pm 1,18$
0,4	$-62,59 \pm 1,23$	$2,80 \pm 0,82$	$-0,44 \pm 1,15$	$-23,64 \pm 1,55$	$-0,20 \pm 0,71$
0,45	$-80,44 \pm 1,18$	$4,02 \pm 1,74$	$-0,29 \pm 1,33$	$-31,39 \pm 1,89$	$0 \pm 0,91$
0,5	$-97,95 \pm 1,00$	$3,83 \pm 1,45$	$-0,25 \pm 1,79$	$-37,03 \pm 2,09$	$-0,25 \pm 1,04$
0,55	$-117,52 \pm 1,69$	$5,30 \pm 1,92$	$-0,49 \pm 1,61$	$-45,52 \pm 2,02$	$0,20 \pm 1,48$
0,6	$-140,48 \pm 0,21$	$5,89 \pm 2,56$	$-0,69 \pm 1,98$	$-53,42 \pm 3,53$	$-0,34 \pm 1,99$
0,65	$-161,18 \pm 0,40$	$8,04 \pm 2,50$	$-1,28 \pm 2,30$	$-62,29 \pm 3,33$	$0,29 \pm 2,40$
0,7	$-186,98 \pm 1,00$	$6,47 \pm 3,39$	$0 \pm 2,92$	$-72,40 \pm 3,02$	$-1,08 \pm 2,55$
0,75	$-214,35 \pm 1,81$	$10,69 \pm 3,08$	$-1,86 \pm 2,46$	$-82,70 \pm 2,95$	$0,39 \pm 2,60$
0,8	$-243,88 \pm 1,60$	$7,85 \pm 3,24$	$0 \pm 2,90$	$-93,78 \pm 3,09$	$-1,47 \pm 3,31$
0,85	$-276,35 \pm 1,14$	$14,03 \pm 3,49$	$-3,04 \pm 2,94$	$-106,14 \pm 3,70$	$1,08 \pm 4,41$

As figuras 5.10 e 5.11 mostram o veículo durante os ensaios de reboque no tanque de provas do IPT.

Figura 5.9: Dados experimentais dos ensaios de reboque na direção de avanço: força de arrasto, força lateral e momentos hidrodinâmicos.

Figura 5.10: O LAURS durante os ensaios de reboque na direção de avanço.

Figura 5.11: O LAURS durante os ensaios de reboque na direção de avanço.

5.4.2 Testes autopropelidos com velocidade constante

Estes testes consideram a aplicação de uma força constante na direção de avanço do veículo pelos propulsores P5 e P6. Nos testes, o rumo do veículo foi controlado pelos propulsores P2 e P8 através da aplicação de baixos níveis de torque. Vide Fig. 5.5, para a numeração dos propulsores.

Os dados experimentais mostram que, quando o veículo tem velocidades de avanço na faixa de 0,5m/s até 0,82m/s, origina-se um deslocamento angular ao redor do eixo y , especificamente, um ângulo de caturro negativo. Nessa faixa de velocidades, observou-se que o veículo submerge suavemente conforme avança. O movimento do veículo é parecido ao de um corpo deslocando-se em um plano inclinado. A Tab. 5.4 apresenta os dados experimentais coletados quando o veículo alcança o regime estacionário. Observa-se que, para a maior força aplicada, o ângulo de caturro é de $11,55^\circ$. A Fig. 5.12 mostra os dados experimentais de um dos testes quando foi aplicada uma força nominal de 292,48N. Acredita-se que, para o movimento de avanço na faixa de velocidades de 0,5m/s até 0,82m/s, a origem do deslocamento angular em caturro é devido principalmente aos valores relativamente altos da força de propulsão. O momento criado pela força de propulsão supera as contribuições dos momentos criados pelas forças de restauração e de arrasto do veículo.

Tabela 5.4: Dados experimentais dos testes autopropelidos de velocidade constante - Movimento de avanço.

Tensão de controle [Volts]	Força nominal [N]	Velocidade [mm/s]	Ângulo de caturro [graus]
0	0	0	0
1,25	14,98	$167,77 \pm 7,56$	$-0,25 \pm 0,27$
1,50	25,08	$190,38 \pm 26,38$	$-0,27 \pm 0,33$
1,75	37,55	$247,10 \pm 18,95$	$-0,34 \pm 0,39$
2,00	52,39	$287,11 \pm 7,15$	$-0,54 \pm 0,14$
2,25	69,59	$357,45 \pm 16,35$	$-0,91 \pm 0,21$
2,50	89,17	$395,31 \pm 10,44$	$-1,26 \pm 0,11$
2,75	111,11	$458,63 \pm 14,87$	$-2,05 \pm 0,31$
3,00	135,42	$503,48 \pm 20,75$	$-2,63 \pm 0,53$
3,25	162,09	$551,11 \pm 26,09$	$-3,71 \pm 0,23$
3,50	191,14	$601,38 \pm 27,35$	$-6,51 \pm 0,31$
3,75	222,55	$652,59 \pm 23,15$	$-7,88 \pm 0,25$
4,00	256,33	$693,30 \pm 28,85$	$-9,00 \pm 0,61$
4,25	292,48	$748,03 \pm 44,70$	$-10,25 \pm 0,77$
4,50	331,00	$815,55 \pm 28,96$	$-11,55 \pm 0,34$

Para velocidades menores do que 0,5m/s, observa-se que o ângulo de caturro

do veículo é insignificante, com valor menor que $2,6^\circ$. Coincidentemente, os veículos submarinos entre outros o *Romeo* (CACCIA; INDIVERI; VERUGGIO, 2000), *Jhurov* (SMALLWOOD; WHITCOMB, 2003) e o *Uris* (RIDAO et al., 2004) em operação, alcançam velocidades menores do que 0,45m/s. Isso faz sentido porque nessa faixa de velocidades esses veículos dificilmente apresentam acoplamento angular com a força de propulsão, e o momento de restauração é maior do que o momento produzido pelos propulsores. Não foram encontrados na literatura trabalhos de identificação de coeficientes hidrodinâmicos de ROVs com velocidades de operação maiores do que 0,5m/s.

A Eq. 5.9 representa o modelo matemático que descreve o movimento de avanço do veículo em condições estacionárias,

$$F_u = k_{u|u}|u| + k_u u + b, \quad (5.9)$$

onde u é a velocidade de avanço e F_u é a força aplicada em avanço. Antes de aplicar o algoritmo de estimação de parâmetros, o vetor F_u da Eq. 5.9 deve ser estimado.

Figura 5.12: Dados experimentais de um teste autopropelido de velocidade constante - Movimento de avanço - Tensão de controle: 4,25V. a) Força nominal, b) velocidades de avanço, deriva, e arfagem, medidos usando o velocímetro Doppler, c) ângulo de guinada fornecido pela bússola, d) ângulos de balanço e caturro fornecidos pelos inclinômetros, e e) profundidade, medida usando o sensor de pressão.

Figura 5.13: Diagrama de corpo livre do veículo para o movimento de avanço.

5.4.2.1 Estimação de F_u

A Fig. 5.13 mostra o diagrama de corpo livre do veículo quando este move-se em avanço. Por equilíbrio estático de forças obtém-se a seguinte expressão para F_u :

$$F_u = \eta_{avanco} \eta_{interacao} F_u^{nom} + (W - B) \sin(|\theta|), \quad (5.10)$$

onde F_u^{nom} é a força nominal aplicada pelos propulsores, W e B são o peso e o empuxo do veículo, respectivamente. O valor considerado para $\eta_{interacao}$ foi de 0,97, ver Tab. 5.1.

A Fig. 5.14 mostra a redução da força nominal aplicada pelos propulsores devido à velocidade de avanço e às interações propulsor-propulsor e também à inclinação angular do veículo. Nos cálculos foi usada a Eq. 5.10.

A Fig. 5.15 mostra as curvas de arrasto obtidas de forma independente a partir dos ensaios de reboque e dos testes autopropelidos. O estimador de MQ, Eq. 4.5, foi usado para determinar os valores dos coeficientes da Eq. 5.9. Os desvios padrões das estimativas foram calculados usando a Eq. 4.9. A Tab. 5.5 apresenta os valores estimados dos coeficientes de arrasto. Observa-se que os resultados obtidos por identificação de sistemas são próximos aos obtidos rebocando o veículo. J é definido como o valor médio do somatório dos quadrados dos residuais, assim $J = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n \varepsilon_i^2$. A Fig. 5.15 mostra um erro de proximidade da curva de arrasto dos testes autopropelidos com a curva de arrasto dos ensaios de reboque, e acredita-se que este seja devido principalmente aos erros de estimação da força realmente aplicada ao veículo. Assume-se duas fontes de erros: uma rela-

Figura 5.14: Redução da força nominal devido à velocidade de avanço e efeitos de interação assim como à inclinação do veículo.

Figura 5.15: Curvas de arrasto para o movimento de avanço do veículo em condições estacionárias, obtidas a partir dos ensaios de reboque e dos testes autopropelidos.

cionada com a perda do empuxo dos propulsores devido à velocidade de avanço do veículo (que foi estimada a partir da informação técnica dos propulsores, porém deveria ser medida experimentalmente), e a outra relacionada ao funcionamento dos propulsores de controle de rumo. Nos experimentos, os propulsores traseiros (P2 e P8) aplicam torque para controlar o rumo do veículo, e o empuxo aplicado por estes propulsores apresenta um componente de força na direção de avanço do veículo, o qual não foi considerado na estimativa da força real. De acordo com o projeto do controlador de rumo, a componente em avanço da força de empuxo dos propulsores P2 e P8 tem 15N como valor máximo.

Tabela 5.5: Coeficientes de arrasto para o movimento de avanço do veículo. Resultados obtidos a partir dos ensaios de reboque e testes autopropelidos.

Experimento	$k_{u u }$ [kg/m]	k_u [kg/s]	b [N]	J [N ²]
Reboque	$368,48 \pm 3,81$	$10,84 \pm 3,48$	$-0,23 \pm 0,71$	0,66
Autopropelido	$309,07 \pm 18,80$	$82,30 \pm 16,61$	$-3,66 \pm 3,26$	12,10

5.4.3 Testes autopropelidos com velocidade variável

Os testes consideraram a aplicação de uma força senoidal na direção de avanço. De acordo com os resultados da seção 5.4.2, a modelagem dinâmica em avanço deve incluir os efeitos do movimento angular em caturro. O modelo considerado é deduzido a partir de um modelo mais geral dado pela Eq. 3.27, repetida aqui por conveniência,

$$m_u \dot{u} = -m_w w q - X_{\dot{q}} \dot{q} - k_u u - k_{u|u}|u| + F_u. \quad (5.11)$$

O termo $m_w w q$ da Eq. 5.11, que representa a força de Coriolis, foi desprezado devido às pequenas velocidades de arfagem ($< 50 \text{ mm/s}$ na média) observadas durante os experimentos. Assim, o modelo dinâmico considerado para o movimento de avanço é:

$$m_u \dot{u} = \underbrace{-X_{\dot{q}} \dot{q}}_{\text{Acoplamento}} - k_u u - k_{u|u}|u| + F_u - b, \quad (5.12)$$

onde $\dot{q}$ é a aceleração angular em caturro e m_u é a massa virtual em avanço. O termo de acoplamento pode ser interpretado da seguinte maneira. Ao impor uma aceleração angular em caturro de valor $\dot{q}$, surgirá uma força na direção de avanço do veículo. Esta força é modelada como o produto de um coeficiente de acoplamento $X_{\dot{q}}$ e a aceleração angular $\dot{q}$.

O procedimento de identificação considera que os valores dos coeficientes estimados a partir dos testes de velocidade constante sejam utilizados para estimar os coeficientes de massa/inércia virtual e os outros coeficientes do modelo dinâmico. Portanto, os termos $-k_u u$, $-k_{u|u}|u|$, e F_u da Eq. 5.12 são conhecidos e representados por um só termo,

$$R = -k_u u - k_{u|u}|u| + F_u. \quad (5.13)$$

Substituindo R na Eq. 5.12 e pondo em evidência $\dot{u}$, obtém-se o seguinte modelo:

$$\dot{u} = \frac{-X_{\dot{q}}}{m_u} \dot{q} + \frac{1}{m_u} R - \frac{b}{m_u}. \quad (5.14)$$

A Eq. 5.14 pode ser expressa como

$$\dot{u} = \alpha \dot{q} + \beta R + \gamma. \quad (5.15)$$

onde $\alpha = -\frac{X_{\dot{q}}}{m_u}$, $\beta = \frac{1}{m_u}$, e $\gamma = -\frac{b}{m_u}$.

O método de estimação de parâmetros apresentado na seção 4.2 é usado para determinar os valores dos coeficientes da Eq. 5.15. As equações 4.20 e

4.21 são usadas para obter as estimativas dos coeficientes e os desvios padrões, respectivamente. Em seguida, introduzindo os valores estimados de α , β , e γ na Eq. 5.14, procede-se à determinação dos valores dos coeficientes hidrodinâmicos.

Vários testes foram conduzidos com diferentes entradas de força senoidal e o método de estimação de parâmetros foi aplicado independentemente a cada um dos grupos de dados experimentais. A Tab. 5.6 apresenta as estimativas dos parâmetros e, correspondentemente, a Tab. 5.7 apresenta os valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos. Foi verificado em todos os experimentos que a força de acoplamento, $X_{\dot{q}}\dot{q}$, tem pouca influência na composição da força hidrodinâmica total que atua no veículo. A Tab. 5.7 mostra que, conforme aumenta a amplitude da oscilação dos testes, ou equivalentemente ao aumentar os valores KC , o regime do fluxo vai sendo dominado pelas forças de arrasto, ver os valores de λ . O parâmetro λ é definido pela Eq. 5.3. A modo de exemplo, considerando que o movimento do LAURS em operação normal é aproximado por um movimento oscilatório de amplitude alta (por exemplo, com $KC = 39,82$), então prevê-se que a força de arrasto hidrodinâmico é 6,1 vezes maior que a força de inércia. A força de inércia inclui as inércias do fluido e do corpo rígido.

Tabela 5.6: Testes autopropelidos em avanço. Resultados da estimação de parâmetros. Entrada de força senoidal: $F_u^{nom} = A \sin(2\pi t/T) + B$.

Força $A/B/T$ ([N]/[N]/[s])	α	β	γ
63,7/104,0/8	$0,1116 \pm 0,0949$	$0,0022 \pm 0,0001$	$-0,0072 \pm 0,0021$
145,3/185,7/8	$-0,2771 \pm 0,0451$	$0,00144 \pm 0,0000346$	$-0,01556 \pm 0,0024$
145,3/185,7/12	$-0,1630 \pm 0,1562$	$0,00133 \pm 0,000083$	$-0,01206 \pm 0,004071$
145,3/185,7/16	$-0,19745 \pm 0,12702$	$0,001224 \pm 0,0000436$	$-0,01219 \pm 0,00205$
145,3/185,7/28	$0,3335 \pm 0,2230$	$0,001188 \pm 0,0000603$	$0,0000590 \pm 0,00168$

Tabela 5.7: Coeficientes hidrodinâmicos para o movimento de avanço. Resultados obtidos a partir dos dados da Tab. 5.6.

Força $A/B/T$ ([N]/[N]/[s])	Coeficientes			Parâmetros do fluxo		
	m_u [kg]	$X_{\dot{q}}$ [kg m]	b [N]	Re	KC	λ
63,7/104,0/8	450,87	-50,32	3,24	3,03e+05	7,37	4,1
145,3/185,7/8	694,06	192,30	10,80	4,13e+05	10,02	2,3
145,3/185,7/12	750,40	122,33	9,05	4,22e+05	15,37	3,1
145,3/185,7/16	816,79	161,28	9,96	4,48e+05	21,75	3,3
145,3/185,7/28	841,93	-280,77	-0,050	4,68e+05	39,82	6,1

As figuras 5.16 e 5.17 apresentam os dados experimentais do teste com entrada de força nominal $F_u^{nom} = 145,3 \sin(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 8$ s.

Figura 5.16: Teste autopropelido na direção de avanço - Dados do experimento com entrada senoidal de período igual a 8s. a) Força aplicada, b) velocidade, obtida usando os velocímetros Doppler, e c) ângulo de caturro, obtido usando os inclinômetros.

A Fig. 5.18a mostra a velocidade simulada, obtida usando o algoritmo de integração Runge-Kutta de quarta ordem, e a velocidade medida usando o velocímetro Doppler. Assim como em todos os experimentos, observa-se que a resposta simulada ajusta-se à resposta medida. Por outro lado, a Fig. 5.18c mostra as forças simuladas de inércia, arrasto e acoplamento atuantes no veículo. De acordo com o valor de λ da Tab. 5.7, a força de arrasto é 2,3 vezes maior que a força inércia.

Figura 5.17: Teste autopropelido na direção de avanço - Dados do experimento com entrada senoidal de período igual a 8s. a) Força aplicada, b) velocidade filtrada, c) ângulo de guinada fornecido pela bússola, d) ângulos de caturro e balanço, e d) profundidade.

Figura 5.18: Teste autopropelido na direção de avanço - Resultado do experimento com entrada senoidal de período igual a 8s. a) Trecho de força usado na identificação dos coeficientes, b) velocidades medida e simulada, e c) forças simuladas atuantes no veículo .

5.4.4 Resultados de validação

Apresenta-se a seguir o procedimento de validação de um dos grupos de valores de coeficientes hidrodinâmicos. Primeiro, da Tab. 5.7 é escolhido o grupo de valores de coeficientes obtidos a partir do teste com entrada $F_u^{nom} = 145,3\text{sen}(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 28\text{s}$. Em seguida, os valores destes coeficientes assim como também os valores de k_u e $k_{u|u|}$ obtidos a partir dos testes autopropelidos de velocidade constante, vide Tab. 5.5, são introduzidos na Eq. 5.12, obtendo o seguinte modelo de simulação para o movimento de avanço do veículo:

$$841,93\dot{u} = 280,77\dot{q} - 82,30u - 309,07u|u| + F_u + 0,05 \text{ [N]}. \quad (5.16)$$

Em seguida, avalia-se o desempenho do modelo da Eq. 5.16 em condições experimentais diferentes daquelas usadas para a obtenção dos coeficientes do modelo. Neste trabalho a avaliação de desempenho do modelo é feita comparando a resposta simulada, obtida usando o algoritmo de integração Runge-Kutta, com a resposta medida experimentalmente.

As figuras 5.19, 5.20, 5.21 e 5.22, mostram os resultados da validação do modelo da Eq. 5.16 quando submetido a diferentes entradas de força com o mesmo perfil, $F_u^{nom} = 145,3\text{sen}(2\pi t/T) + 185,7$ [N], porém com períodos diferentes. Por último, a Fig. 5.23 mostra o resultado da validação do modelo em estudo para uma entrada de força com menor amplitude que a anterior, $F_u^{nom} = 63,7\text{sen}(2\pi t/T) + 104,0$ [N], e período $T = 8\text{s}$. A partir destes resultados, observa-se que o modelo matemático obtido na condição experimental de maior amplitude de oscilação, isto é para $KC = 39,82$, tem um desempenho aceitável quando é usado para prever o movimento do veículo para números de KC menores que 39,82.

Nesta parte são introduzidos dois parâmetros para a avaliação do ajuste do modelo da Eq. 5.16 com os dados experimentais:

$$\begin{aligned} E &= \text{mean}(|u_{medida} - u_{simulada}|), \\ \varsigma &= \text{std}(|u_{medida} - u_{simulada}|), \end{aligned} \quad (5.17)$$

onde $\text{mean}()$ e $\text{std}()$ são operadores estatísticos que determinam, respectivamente, a média e o desvio padrão do vetor em consideração. u_{medida} e $u_{simulada}$ são as velocidades medida e simulada, respectivamente, e $|*|$ é o símbolo do valor absoluto. Os resultados da Tab. 5.8 mostram que o valor de E tende a aumentar suavemente conforme diminui o valor de KC . Este resultado é esperado porque em todas as simulações os valores dos coeficientes k_r e $k_{r|r|}$ foram fixados e, como será visto, na seção 5.10, o valor de $k_{r|r|}$ muda conforme a amplitude da oscilação, ou, dito

Figura 5.19: Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 145,3 \sin(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 28$ s.

de outra maneira, muda para diferentes números de KC . Apesar da fixação dos coeficientes k_r e $k_{r|r|}$ com os valores obtidos dos testes de velocidade constante, foram obtidos resultados satisfatórios nas simulações numéricas de validação. A partir disso, conclui-se que os modelos obtidos em condições experimentais com altos números de KC podem ser usados com boa aproximação no projeto de controladores de velocidade do veículo. O respectivo modelo tem um desempenho aceitável em diferentes condições de operação do veículo.

Tabela 5.8: Resultados da validação do modelo da Eq. 5.16, quando submetido a diferentes entradas de força.

Força $A/B/T$ ([N]/[N]/[s])	KC	$E \pm \varsigma$ [m/s]
145,3 / 185,7 / 28	39,82	$0,01355 \pm 0,00854$
145,3 / 185,7 / 16	21,75	$0,03714 \pm 0,02530$
145,3 / 185,7 / 12	15,37	$0,06317 \pm 0,03585$
145,3 / 185,7 / 8	10,02	$0,04436 \pm 0,03352$
63,7 / 104,0 / 8	7,37	$0,03595 \pm 0,02621$

Figura 5.20: Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 145,3\text{sen}(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 16\text{s}$.

Figura 5.21: Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 145,3\text{sen}(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 12\text{s}$.

Figura 5.22: Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 145,3 \sin(2\pi t/T) + 185,7$ [N] e período $T = 8s$.

Figura 5.23: Resultado da validação do modelo da Eq. 5.16 quando é aplicada a seguinte entrada de força: $F_u^{nom} = 63,7 \sin(2\pi t/T) + 104,0$ [N] e período $T = 8s$.

5.5 Movimento de deriva

Esta seção apresenta os resultados dos ensaios de reboque em deriva. A Fig. 5.24 mostra o sistema de coordenadas utilizado, onde o eixo y positivo indica a direção de reboque.

A Fig. 5.25 apresenta os dados experimentais coletados. A figura mostra que o movimento de deriva do veículo não está acoplado hidrodinamicamente aos movimentos de guinada e caturro. Os momentos $\mathfrak{M}_z$ e $\mathfrak{M}_y$ são praticamente nulos.

Figura 5.24: Sistema de coordenadas para os ensaios de reboque em deriva.

Figura 5.25: Dados experimentais dos ensaios de reboque em deriva: força de arrasto, força lateral e momentos hidrodinâmicos.

O modelo matemático para o movimento de deriva em condições estacionárias é:

$$\mathfrak{D}_y = k_{v|v|}v^2 + k_v v + b, \quad (5.18)$$

onde v é a velocidade de deriva, $\mathfrak{D}_y$ é a força de arrasto em deriva, $k_{v|v|}$ e k_v são os coeficientes de arrasto quadrático e linear, respectivamente, e b é o modelo dos distúrbios. O estimador de MQ, Eq. 4.5, foi usado para determinar os valores dos coeficientes da Eq. 5.18. Os desvios padrões das estimativas foram calculados usando a Eq. 4.9. A Tab. 5.9 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 5.9: Coeficientes de arrasto para o movimento de deriva. Resultados obtidos a partir dos ensaios de reboque.

$k_{v v }$ [kg/m]	k_v [kg/s]	b [N]	J [N ²]
$505,45 \pm 10,33$	$8,50 \pm 9,48$	$0,137 \pm 1,92$	5,0

5.6 Movimento de guinada

Esta seção apresenta os resultados experimentais dos testes autopropelidos em guinada do veículo.

5.6.1 Testes de velocidade constante

Nestes experimentos foi aplicado um torque constante no eixo de guinada do veículo por um tempo necessário para que ele complete duas voltas de rotação. Os propulsores P5 e P8 foram usados para a aplicação de torques positivos, e os propulsores P2 e P6 para a aplicação de torques negativos, vide Fig. 5.5 para a alocação dos propulsores.

A seguir, apresenta-se o modelo matemático para o movimento de guinada em condições estacionárias:

$$T_r = k_{r|r}|r|r| + k_r r + b, \quad (5.19)$$

onde r é a velocidade de guinada, T_r é o torque aplicado em torno do eixo z , k_r e $k_{r|r}$ são os coeficientes de arrasto linear e quadrático, respectivamente; e b é o modelo dos distúrbios.

O torque real aplicado ao veículo foi estimado usando-se a seguinte expressão:

$$T_r = \eta_{avanco} \eta_{interacao} T_r^{nom}. \quad (5.20)$$

Os propulsores que aplicam torque estão localizados nas diagonais horizontais do veículo e quando estão em funcionamento não interagem entre si e nem com o casco do veículo. Portanto, para estes experimentos, assume-se que $\eta_{interacao}$ é a unidade. Por outro lado, quando o veículo está girando, os propulsores que aplicam torque possuem um movimento circular ao redor do centro de massa do veículo e sua eficiência é reduzida devido à velocidade tangencial que estes experimentam. Em analogia com a Eq. 5.7, a seguinte expressão é usada para estimar o coeficiente de eficiência de um propulsor quando este desloca-se formando um círculo:

$$\eta_{avanco} = -0,1946rL + 0,9967, \quad (5.21)$$

onde r é a velocidade angular em guinada e L é o braço de momento da força de empuxo em relação ao centro de massa do veículo.

Para estes experimentos, a velocidade de guinada do veículo foi obtida usando

a informação da bússola que se encontra incorporada ao sistema Doppler e fazendo um ajuste por MQ de uma linha reta aos dados de posição angular. A Fig. 5.26 mostra os dados experimentais obtidos ao aplicar um torque nominal de 152,34Nm em sentido positivo. O torque foi aplicado em $t = 0$ s. Para este experimento, a velocidade máxima em guinada foi de 63,2graus/s. Apesar de este valor de velocidade ser relativamente grande, os dados experimentais da Fig. 5.26 mostram que o movimento de guinada do veículo é totalmente desacoplado dos outros eixos de movimento.

A Fig. 5.27 mostra os resultados dos experimentos e a Tab. 5.10 apresenta os valores estimados dos coeficientes de arrasto, os quais são praticamente coincidentes em ambos os sentidos de rotação positivo e negativo. Isto é devido à semelhança entre os escoamentos em rotação positiva e negativa.

Tabela 5.10: Coeficientes de arrasto para o movimento de guinada.

Sentido de rotação	$k_{r r }$ [kg m ²]	k_r [kg m ² /(rad s)]	b [Nm]	J [Nm ² m ²]
Positivo	95,32 ± 5,93	12,78 ± 7,79	-1,10 ± 2,35	5,83
Negativo	94,72 ± 5,31	18,21 ± 7,15	-2,53 ± 2,24	4,93

Figura 5.26: Teste autopropelido em guinada - Dados experimentais correspondentes à aplicação de um torque nominal de 152,34Nm. a) Velocidades de avanço, deriva e arfagem, b) ângulo de guinada, c) profundidade, e d) deslocamentos angulares em balanço e caturro.

Figura 5.27: Resultados dos testes autopropelidos em guinada - Dados experimentais de torque e velocidade de guinada.

5.6.2 Testes de velocidade variável

Os testes consistiram na aplicação de torques do tipo senoidal no eixo de guinada do veículo. O sentido da aplicação do torque foi em sentido horário (rotação positiva). O modelo dinâmico para o movimento de guinada do veículo é:

$$I_r \dot{r} = -k_{r|r}|r|r| - k_r r + T_r - b, \quad (5.22)$$

onde I_r é a inércia virtual em guinada.

A Eq. 5.22 pode ser expressa como

$$\dot{r} = \alpha R + \beta, \quad (5.23)$$

onde $\alpha = \frac{1}{I_r}$, $\beta = \frac{-b}{I_r}$, e $R = -k_{r|r}|r|r| - k_r r + T_r$. A Eq. 5.23 é usada pelo algoritmo de estimação de parâmetros para a determinação da inércia virtual.

A Fig. 5.28 apresenta os dados experimentais de um teste com entrada de torque nominal $T_r^{nom} = 110,1 \sin(2\pi t/T) + 139,2$ [Nm] e período $T = 28$ s. A velocidade de guinada da Fig. 5.28c foi obtida derivando numericamente o sinal da bússola do sistema Doppler. O sinal resultante foi filtrado usando o filtro polinomial Savitzky-Golay de terceira ordem e tamanho de janela igual a 41. Na filtragem dos sinais, foi usada a função *sgolayfilt()* do Matlab e a ordem do polinômio de ajuste, assim como o tamanho da janela móvel, foram escolhidos cuidadosamente para não causar distorção e defasagem do sinal original.

Foram conduzidos vários testes experimentais com diferentes entradas de torque senoidal. A Tab. 5.11 apresenta os resultados obtidos ao aplicar o método de estimação de parâmetros e a Tab. 5.12 apresenta os valores estimados da inércia virtual em guinada. Diferentemente dos outros testes, os valores de I_r obtidos a partir dos diferentes testes oscilatórios são de valores parecidos. Igualmente aos outros testes, ao aumentar a amplitude da oscilação o regime do fluxo vai sendo dominado pelas forças de amortecimento hidrodinâmico, ver os valores de λ da Tab. 5.12.

Para o teste em consideração, a Fig. 5.29b apresenta a velocidade simulada, obtida usando o algoritmo de integração Runge-Kutta de quarta ordem e a velocidade filtrada obtida por diferenciação numérica. A Fig. 5.29c apresenta os torques de simulação atuantes no veículo. Observa-se que o torque de arrasto é mais importante que o torque de inércia para essa condição experimental. De acordo com o valor de λ da Tab. 5.12, o torque de arrasto é 8,76 vezes maior que o torque de inércia.

Figura 5.28: Teste autopropelido em guinada - Dados experimentais correspondentes à entrada de torque senoidal: $T_r^{nom} = 110,1 \sin(2\pi t/28) + 139,2$ [Nm]. a) Torque aplicado, b) ângulo de guinada, e c) velocidade de guinada.

Figura 5.29: Teste autopropelido em guinada - Resultados experimentais correspondentes a uma entrada de torque senoidal $T_r^{nom} = 110,1 \sin(2\pi t/28) + 139,2$ [Nm]. a) Trecho de torque usado na identificação da inércia virtual, b) velocidades medida e simulada, e c) torques de simulação atuantes no corpo do veículo.

Tabela 5.11: Testes autopropelidos em guinada. Resultados obtidos ao aplicar o método estimação de parâmetros. Entrada de torque senoidal:

$$T_r^{nom} = A \sin(2\pi t/T) + B.$$

Torque de entrada $A/B/T$ ([Nm]/[Nm]/[s])	α	β	J
43,86/72,95/8	$0,004655 \pm 0,0003751$	$-0,013321 \pm 0,009397$	2,0e-004
43,86/72,95/20	$0,004176 \pm 0,0001018$	$-0,018437 \pm 0,001246$	9,49e-006
43,86/72,95/28	$0,004837 \pm 0,0001488$	$-0,023214 \pm 0,001346$	8,65e-006
110,09/139,18/28	$0,004909 \pm 0,000137$	$-0,027480 \pm 0,002101$	3,73e-005

Tabela 5.12: Inércia virtual para o movimento de guinada do veículo. Resultados obtidos a partir dos dados da Tab. 5.11.

Torque de entrada $A/B/T$ ([Nm]/[Nm]/[s])	I_r [kg m ² /rad]	b [Nm]	λ
43,86/72,95/8	214,82	2,86	2,74
43,86/72,95/20	239,44	4,41	5,85
43,86/72,95/28	206,72	4,80	10,54
110,09/139,18/28	203,69	5,60	8,76

5.7 Movimento de arfagem

Esta seção apresenta os resultados dos ensaios de reboque e dos testes com propulsão para o movimento de arfagem do veículo.

5.7.1 Ensaios de reboque

Foram conduzidos múltiplos ensaios de reboque na direção de arfagem. A Fig. 5.30 apresenta o sistema de coordenadas utilizado. A Tab. 5.13 apresenta os dados experimentais coletados e a Fig. 5.31 mostra um gráfico destes dados.

Tabela 5.13: Dados experimentais dos ensaios de reboque em arfagem.

w [m/s]	$\mathfrak{D}_x$ [N]	$\mathfrak{D}_z$ [N]	$\mathfrak{M}_x$ [Nm]	$\mathfrak{M}_z$ [Nm]	$\mathfrak{M}_y$ [Nm]
0	$0 \pm 0,20$	$0 \pm 0,29$	$0 \pm 0,39$	$0 \pm 0,20$	$0 \pm 0,10$
0,1	$2,26 \pm 0,78$	$-10,01 \pm 5,49$	$-5,00 \pm 3,97$	$1,28 \pm 0,93$	$-0,15 \pm 0,29$
0,2	$3,68 \pm 0,59$	$-34,43 \pm 2,11$	$-20,06 \pm 1,77$	$2,31 \pm 0,74$	$-0,05 \pm 0,39$
0,3	$7,65 \pm 0,88$	$-75,73 \pm 1,91$	$-45,52 \pm 1,77$	$4,46 \pm 1,03$	$-0,59 \pm 0,59$
0,4	$12,12 \pm 0,54$	$-130,28 \pm 1,47$	$-78,87 \pm 1,77$	$7,26 \pm 1,03$	$-2,26 \pm 1,08$
0,5	$17,36 \pm 1,28$	$-204,20 \pm 1,96$	$-124,24 \pm 2,01$	$11,04 \pm 1,62$	$-3,58 \pm 2,11$
0,6	$24,82 \pm 1,86$	$-290,87 \pm 2,75$	$-177,07 \pm 2,40$	$15,60 \pm 2,21$	$-7,85 \pm 2,75$
0,7	$34,83 \pm 1,42$	$-394,26 \pm 2,26$	$-240,84 \pm 3,29$	$21,34 \pm 3,19$	$-11,58 \pm 3,04$

Figura 5.30: Sistema de coordenadas para os ensaios de reboque em arfagem.

Figura 5.31: Dados experimentais dos ensaios de reboque na direção de arfagem: força de arrasto, força lateral e momentos hidrodinâmicos.

O seguinte modelo matemático foi usado para ajustar os dados experimentais da Tab. 5.13

$$\mathfrak{D}_z = k_{w|w}|w|w| + k_w w + b, \quad (5.24)$$

onde $\mathfrak{D}_z$ é a força de arrasto em arfagem, $k_{w|w}|$ e k_w são os coeficientes de arrasto quadrático e linear, respectivamente, e b é um coeficiente que modela os distúrbios ou erros de modelagem.

Os valores dos coeficientes da Eq. 5.24 foram obtidas a partir dos dados experimentais $\mathfrak{D}_z$ e w da Tab. 5.13. As estimativas dos coeficientes foram obtidas usando o estimador de MQ definido pela Eq. 4.5. Os desvios padrões das estimativas foram obtidos usando a Eq. 4.9. A Tab. 5.15 apresenta os valores estimados dos coeficientes.

5.7.2 Testes autopropelidos com velocidade constante

Os testes consistiram na aplicação de diferentes entradas de força em arfagem a partir dos quatro propulsores verticais. A Fig. 5.6 mostra os propulsores utilizados para a aplicação do empuxo.

Nos testes, a profundidade de mergulho do veículo foi controlada através de um regulador *on-off*, cujo funcionamento é baseado no sensor de pressão. Com este regulador evita-se o choque mecânico do veículo com o fundo da piscina.

A seguir apresenta-se modelo matemático considerado, o qual já foi dado pela Eq. 5.24,

$$F_w = k_{w|w}|w|w| + k_w w + b, \quad (5.25)$$

onde F_w é força aplicada pelos propulsores na direção de arfagem. O coeficiente b da Eq. 5.25 modela a força de flutuação do veículo, a qual é igual à diferença entre o peso e o empuxo do veículo, $b = W - \rho \forall$. O coeficiente b foi medido experimentalmente usando um dinamômetro e seu valor encontrado foi de 4,05kgf com um erro de leitura de 0,2kgf. Portanto, a força de flutuação do LAURS é de 4,05kgf dirigida para cima. As figuras 5.32 e 5.33 mostram o LAURS na piscina de mergulho do CEPEUSP.

O modelo matemático a seguir considera a perda do empuxo do propulsores devido à velocidade de arfagem e às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor.

Figura 5.32: O LAURS na piscina de mergulho do CEPEUSP.

Figura 5.33: O LAURS na piscina de mergulho do CEPEUSP.

Os efeitos das inclinações em balanço e caturro também são considerados:

$$\eta_{avanço}\eta_{interacão}F_w^{nom} - b \cos(|\theta|) \cos(|\phi|) = k_{w|w|}w|w| + k_w w, \quad (5.26)$$

onde F_w^{nom} é a força nominal aplicada pelos propulsores em arfagem e, ϕ e θ são os ângulos em balanço e caturro, respectivamente. O valor considerado para $\eta_{interacão}$ foi de 0,93, ver Tab. 5.1.

O modelo da Eq. 5.26 foi usado na identificação dos coeficientes de arrasto do veículo. O lado esquerdo da Eq. 5.26 foi calculado a priori antes da aplicação do método dos MQ.

A Fig. 5.34 apresenta os dados experimentais de um dos testes ao aplicar uma força nominal de 547,6N. O gráfico mostra também que o movimento de arfagem é desacoplado dos outros eixos de movimento. A Tab. 5.14 apresenta os resultados dos experimentos conduzidos e a Fig. 5.35 apresenta um gráfico dos mesmos.

A Tab. 5.15 apresenta os valores estimados dos coeficientes de arrasto obtidos ao aplicar o método dos MQ. Observa-se que para os testes autopropelidos, o valor de b é aproximadamente zero. Este resultado é justificado porque a força de flutuação b do veículo já foi descontada (ao passar ao lado esquerdo da Eq 5.26) antes da aplicação do método dos MQ.

Tabela 5.14: Dados experimentais dos testes autopropelidos com velocidade constante - Movimento de arfagem.

Tensão de controle [Volts]	Força nominal [N]	Velocidade [mm/s]	Ângulo de balanço [graus]	Ângulo de caturro [graus]
0	0	0	0	0
1,50	66,63	$137,08 \pm 3,49$	-2,13	0,17
1,75	94,21	$214,72 \pm 2,27$	-2,22	-0,25
2,00	128,17	$283,15 \pm 5,42$	-2,36	-0,44
2,25	169,61	$344,96 \pm 5,87$	-2,66	-1,13
2,50	216,80	$404,88 \pm 7,47$	-2,83	-1,04
2,75	270,52	$467,05 \pm 6,98$	-2,68	-1,19
3,00	328,55	$525,08 \pm 3,69$	-3,19	-1,74
3,25	396,30	$577,94 \pm 9,99$	-2,77	-2,61
3,50	468,67	$637,46 \pm 11,76$	-3,50	-2,62
3,75	547,58	$695,55 \pm 5,42$	-4,53	-4,11
4,00	631,11	$761,50 \pm 5,92$	-4,22	-3,75
4,25	714,97	$801,90 \pm 6,93$	-5,16	-4,47
4,50	811,25	$881,77 \pm 4,49$	-5,35	-6,15

Figura 5.34: Teste autopropelido em arfagem - Dados experimentais para uma entrada de força nominal de 547,6N.

Figura 5.35: Resultados dos testes autopropelidos e dos ensaios de reboque em arfagem - Dados experimentais de força e velocidade.

Tabela 5.15: Coeficientes de arrasto para o movimento de arfagem do LAURS. Resultados obtidos a partir dos ensaios de reboque e dos testes autopropelidos.

Ensaio	$k_{w w }$ [kg/m]	k_w [kg/s]	b [N]	J [N ²]
Reboque	782,61 ± 5,59	15,03 ± 4,07	0,26 ± 0,61	0,33
Autopropelido	759,73 ± 14,49	50,43 ± 10,84	-0,85 ± 1,81	3,08

5.7.3 Testes autopropelidos com velocidade variável

A seguir apresenta-se o modelo dinâmico para o movimento de arfagem do veículo:

$$m_w \dot{w} = -k_w w - k_{w|w|} w|w| + F_w - b, \quad (5.27)$$

onde $\dot{w}$ e m_w são a aceleração e a massa virtual do veículo em arfagem. A estimativa para a força real de propulsão, F_w , é calculada como $F_w = \eta_{avanco} \eta_{interacao} F_w^{nom}$, onde $\eta_{interacao}$ é igual a 0,93.

De acordo com o procedimento de identificação proposto, os valores dos coeficientes k_w e $k_{w|w|}$ obtidos a partir dos testes com velocidade constante são introduzidos no modelo da Eq. 5.27. Portanto, a Eq. 5.27 é escrita como:

$$\dot{w} = \alpha R + \beta, \quad (5.28)$$

onde $\alpha = \frac{1}{m_w}$, $\beta = \frac{-b}{m_w}$, e $R = -k_w w - k_{w|w|} w|w| + F_w$.

Como a piscina de mergulho do CEPEUSP tem 5m de profundidade, não foi possível aplicar forças senoidais com períodos longos. Para aplicar pelo menos um ciclo de força, os testes com entradas de períodos 6s e 8s foram usados para a identificação dos coeficientes hidrodinâmicos.

A Fig. 5.36 apresenta os dados experimentais do teste com entrada de força $F_w^{nom} = 141,9 \sin(\frac{2\pi t}{T}) + 243,0$ [N] e período $T = 6$ s. A Fig. 5.36b apresenta em linha tracejada o trecho de velocidade que foi usado na identificação dos coeficientes hidrodinâmicos. A Fig. 5.37b apresenta a velocidade simulada, obtida usando o algoritmo de integração Runge-Kutta de quarta ordem, e a velocidade medida usando o sistema Doppler. A Fig. 5.37c mostra as forças simuladas de arrasto e de inércia que atuam no veículo.

A Tab. 5.16 e a Tab. 5.17 apresentam os resultados obtidos ao aplicar o algoritmo de estimação de parâmetros. Observa-se que os valores estimados de b , em ambos os experimentos, são bem próximos do valor medido experimentalmente (39,73N). Este resultado valida a estrutura da equação utilizada para modelar o movimento de arfagem.

Figura 5.36: Teste autopropelido em arfagem - Dados experimentais correspondentes ao teste com entrada de força $F_w^{nom} = 141,9\sin(2\pi t/6) + 243,0$ [N]. a) Força aplicada, b) velocidade, c) ângulo de guinada, d) ângulos de balanço e caturro, e) profundidade.

Figura 5.37: Teste autopropelido em arfagem - Resultados das simulações numéricas. a) Força aplicada, b) velocidades medida e simulada, e c) forças simuladas de arrasto e de inércia que atuam no veículo .

Tabela 5.16: Testes autopropelidos em arfagem. Resultados obtidos ao aplicar o método de estimação de parâmetros. Entrada de força senoidal:

$$F_w^{nom} = A \sin(2\pi t/T) + B.$$

Força $A/B/T$ ([N]/[N]/[s])	α	β	J
141,9/243,0/6	$0,0015 \pm 0,0002$	$-0,0598 \pm 0,0097$	9,67e-05
141,9/243,0/8	$0,0012 \pm 0,0001$	$-0,0634 \pm 0,0049$	2,98e-005

Tabela 5.17: Coeficientes hidrodinâmicos para o movimento de arfagem do LAURS. Resultados obtidos a partir dos dados da Tab. 5.16.

Força $A/B/T$ ([N]/[N]/[s])	Coeficientes		Parâmetros do fluxo		
	m_w [kg]	b [N]	Re	KC	λ
141,9/243,0/6	653,50	39,10	2,87e+05	5,22	3,2
141,9/243,0/8	839,37	48,24	3,0e+05	7,29	3,4

A Fig. 5.38 mostra o resultado da validação do modelo com coeficientes estimados a partir da aplicação da força $F_w^{nom} = 141,9 \sin(2\pi t/T) + 243,0$ [N] e período $T = 8$ s, vide Tab. 5.17. A validação foi feita ao aplicar o mesmo perfil de força usado para identificar os coeficientes do modelo, porém com período $T = 6$ s. Observa-se que o modelo escolhido para validação tem um desempenho aceitável em outra condição experimental.

Figura 5.38: Validação do modelo escolhido em outra condição experimental - Movimento oscilatório em arfagem.

5.8 Movimento de caturro

Esta seção apresenta os resultados experimentais dos testes em caturro. Diferentemente dos testes em guinada, o tempo da aplicação de torque em caturro deve ser controlado para que não ocorra a desestabilização do veículo. Conseqüentemente, para estes testes, deve ser especificado um ângulo máximo de caturro $\Delta\theta_{max}$. Devido a esta restrição de movimento, somente foram conduzidos ensaios com entrada de torque tipo degrau. O torque é aplicado a partir dos propulsores P1-P7 e P4-P3, vide Fig. 5.6.

A seguir apresenta-se o modelo matemático para o movimento em caturro:

$$I_q \dot{q} = -k_{q|q}|q| + T_q + Bz_B \text{sen}(\theta) - b, \quad (5.29)$$

onde I_q é a inércia virtual em caturro, $k_{q|q}$ é o coeficiente de arrasto quadrático, T_q é o torque aplicado pelos propulsores, B é o empuxo do veículo, e z_B é a distancia do centro de flutuação ao seu centro de massa do veículo. O termo $Bz_B \text{sen}(\theta)$ é o torque de restauração que atua no veículo. A fim de reduzir o número de coeficientes hidrodinâmicos a serem identificados e, conseqüentemente, aumentar a identificabilidade dos coeficientes, o modelo matemático não considerou o torque de arrasto linear. A exclusão do torque de arrasto linear é aceitável, já que os torques de inércia virtual ($I_q \dot{q}$) e arrasto quadrático ($k_{q|q}|q|$) são considerados a serem os mais importantes em manobras bruscas.

A Eq. 5.29 é escrita como:

$$\dot{q} = \alpha q|q| + \beta(T_q + Bz_B \text{sen}(\theta)) + \gamma, \quad (5.30)$$

onde $\alpha = -\frac{k_{q|q}}{I_q}$, $\beta = \frac{1}{I_q}$, e $\gamma = -\frac{b}{I_q}$.

Durante os testes, um controlador *on-off*, cujo funcionamento é baseado nos inclinômetros, controla o deslocamento angular em caturro. No início do teste, os ângulos de caturro e balanço são aproximadamente zero. Em seguida, aplica-se um torque positivo fazendo girar o veículo em sentido anti-horário. Quando o ângulo de caturro alcança o valor de 30° , automaticamente inverte-se o sentido da aplicação do torque e o veículo gira em sentido horário. O teste finaliza quando o veículo gira 240° em sentido horário a partir da posição de inversão de rotação.

Foram conduzidos dois experimentos com diferentes entradas de torque nominal T_q^{nom} . A Fig. 5.39 apresenta os resultados experimentais do teste com $T_q^{nom} = 168, 25\text{N}$. A Fig. 5.39a mostra o torque nominal e o torque líquido aplicado. Este último é obtido ao descontar o torque de restauração do veículo. A Fig. 5.39b

mostra os ângulos de caturro e balanço registrados durante o teste. Estes dados foram fornecidos pelos inclinômetros analógicos. A Fig. 5.39c apresenta a velocidade simulada de caturro, obtida através do método de integração de Euler, e a velocidade de caturro filtrada. A velocidade de caturro do veículo foi obtida derivando numericamente o sinal de posição angular em caturro dos inclinômetros. O sinal resultante foi filtrado usando o filtro polinomial Savitzky-Golay de terceira ordem e tamanho de janela igual a 11. Por último, usando os valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos, calculam-se os torques de simulação que atuam no veículo. A Fig. 5.40 mostra esses torques de simulação.

A Tab. 5.18 apresenta os valores dos parâmetros obtidos ao aplicar o método de estimação e a Tab. 5.19 apresenta respectivamente os valores dos coeficientes obtidos. Observa-se uma proximidade nos valores dos coeficientes obtidos em ambos os experimentos. Os valores destes coeficientes são consistentes quando são comparados com os valores obtidos para o movimento de guinada do veículo. A inércia virtual em caturro I_q é menor do que a inércia virtual em guinada e o valor do coeficiente de arrasto quadrático em caturro $k_{q|q|}$ é maior do que em guinada. Estes resultados estão de acordo com a concepção física do veículo. O movimento de guinada do veículo é o que oferece maior resistência à aceleração angular, vide Tab. A.1 no apêndice A, e de acordo com a disposição dos cilindros e tubos de flutuação, que são os que oferecem maior resistência ao veículo, o arrasto rotacional em caturro é maior do que o arrasto rotacional em guinada.

Tabela 5.18: Resultados obtidos ao aplicar o método de estimação de parâmetros - Movimento de caturro.

T_q^{nom} [Nm]	$\Delta\theta_{max}$ [graus]	α	β	γ
168,25	30	$-2,142 \pm 0,337$	$0,0134 \pm 0,0014$	$0,118 \pm 0,207$
110,85	30	$-2,479 \pm 0,303$	$0,0142 \pm 0,0012$	$-0,0022 \pm 0,116$

Tabela 5.19: Coeficientes hidrodinâmicos para o movimento de caturro do LAURS.

T_q^{nom} [Nm]	$\Delta\theta_{max}$ [graus]	I_q [kg.m ² /rad]	$k_{q q }$ [kg.m ²]	b [Nm]
168,25	30	74,47	159,52	-8,80
110,85	30	70,51	174,82	0,16

A Fig. 5.41 mostra o desempenho do modelo, com coeficientes estimados a partir da aplicação do torque $T_q^{nom} = 168,25\text{Nm}$, quando submetido ao torque $T_q^{nom} = 110,85\text{Nm}$. Observa-se que a velocidade de caturro prevista pelo modelo

Figura 5.39: Resultados de um dos experimentos em caturro, torque nominal: $T_q^{nom} = 168,25 \text{ Nm}$, e deslocamento máximo: $\Delta\theta_{max} = 30^\circ$. a) Torque aplicado, b) ângulos de caturro e balanço, e c) velocidades simulada e filtrada.

Figura 5.40: Simulação dos torques que atuam no eixo de caturro do veículo para o experimento em consideração.

Figura 5.41: Validação do modelo, com coeficientes obtidos ao aplicar a entrada de torque $T_q^{nom} = 168,25\text{Nm}$, quando submetido ao torque de valor $T_q^{nom} = 110,85\text{Nm}$.

aproxima-se bem à velocidade filtrada, validando, desta maneira, o desempenho do modelo em outra condição experimental.

5.9 Movimento no plano horizontal

A fim de modelar o movimento no plano horizontal do LAURS, foram conduzidos testes do tipo *zig-zag* na piscina do CEPEUSP. Os testes consistiram na aplicação simultânea de uma força constante em avanço e um torque em guinada cujo sentido muda-se ciclicamente de positivo para negativo. O sentido da aplicação do torque é mudado quando o deslocamento angular em guinada alcança o valor máximo permissível, diga-se $\Delta\psi_{max}$. A utilização de um controlador *on-off* baseado no sinal da bússola permitiu mudar automaticamente o sentido do torque. Nos testes, a força em avanço foi aplicada a partir dos propulsores P5 e P6, e os torques positivo e negativo foram aplicados, respectivamente, a partir dos propulsores P2 e P8, vide Fig. 5.5.

A seguir apresentam-se as equações dinâmicas que modelam o movimento planar de um ROV com estabilidade intrínseca em balanço e caturro,

$$m_u \dot{u} = m_v v r - k_u u - k_{u|u}|u| + F_u, \quad (5.31)$$

$$m_v \dot{v} = -m_u u r - k_v v - k_{v|v}|v| + F_v, \quad (5.32)$$

$$I_r \dot{r} = \underbrace{-(m_v - m_u)}_{-k_{uv}} uv - k_r r - k_{r|r}|r| + T_r. \quad (5.33)$$

Esta seção apresenta somente os resultados da identificação do modelo da Eq. 5.33, que correspondende ao movimento de guinada. O coeficiente $(m_v - m_u)$ da Eq. 5.33 é igual à diferença das massas adicionadas em deriva e avanço, ou seja, $(Y_{\dot{v}} - X_{\dot{u}})$. Daqui para frente o coeficiente $(m_v - m_u)$ será denotado por k_{uv} . Observa-se que o termo $(m_v - m_u)uv$ é o momento de Munk. O momento de Munk é sempre desestabilizante no sentido que este atua para girar o veículo perpendicular ao fluxo (REFSNES; PETTERSEN; SØRENSEN, 2006).

De acordo com o procedimento de identificação proposto, os valores dos coeficientes de arrasto k_r e $k_{r|r}$ apresentados na Tab. 5.10 são utilizados para estimar a inércia virtual I_r e o coeficiente de acoplamento k_{uv} . Portanto, a Eq. 5.33 é escrita como:

$$\dot{r} = \alpha uv + \beta R + \gamma, \quad (5.34)$$

onde $\alpha = -\frac{k_{uv}}{I_r}$, $\beta = \frac{1}{I_r}$, $\gamma = -\frac{b}{I_r}$, e $R = -k_r r - k_{r|r}|r| + T_r$.

Considerando que o empuxo produzido pelos propulsores que aplicam torque é afetado pela velocidade de avanço do veículo, o torque real aplicado é calculado

como:

$$T_r = \eta_{avanco} T_r^{nom}.$$

A seguir serão apresentados os valores dos coeficientes hidrodinâmicos obtidos ao usar o procedimento de identificação proposto. Para efeitos de comparação, também serão apresentados os valores dos coeficientes quando todos eles são identificados de uma vez só a partir de um único teste.

5.9.1 Resultados experimentais

Foram conduzidos dois experimentos com diferentes velocidades de avanço u_0 e ângulos de deslocamento máximo $\Delta\psi_{max}$.

A Fig. 5.42 apresenta os dados experimentais correspondentes ao teste com velocidade de avanço de 0,46m/s e $\Delta\psi_{max}$ igual a 60°. O torque nominal aplicado foi de 70,76Nm. Em relação aos resultados deste experimento, a Fig. 5.43b mostra que a velocidade simulada, obtida usando os valores estimados dos coeficientes e por integração numérica da Eq. 5.33, aproxima-se bem da velocidade medida pelo giroscópio. A Fig. 5.43c mostra os torques de simulação aplicados ao veículo. Por último, a Fig. 5.44 mostra a trajetória do LAURS em coordenadas inerciais. A trajetória foi estimada a partir das velocidades de avanço e deriva e do ângulo de guinada fornecidos pelo sistema Doppler.

A Tab. 5.20 apresenta os valores estimados dos parâmetros α , β e γ da Eq. 5.34 e dos coeficientes k_{uv} , I_r , e b . Estes resultados numéricos correspondem a uma manobra com entrada de torque igual a 70,76Nm, velocidade de avanço, 0,457m/s, e deslocamento angular máximo de 60°. Analogamente, a Tab. 5.21 apresenta os resultados obtidos para uma manobra com entrada de torque igual a 67,80Nm, velocidade de avanço, 0,714m/s, e deslocamento angular máximo de 50°. De acordo com estes resultados, observa-se que a inércia virtual I_r é menor em 20% (na média) que os valores obtidos dos testes desacoplados de guinada com velocidade variável, vide Tab. 5.12 para a comparação. Este resultado é aceitável, já que I_r foi identificado a partir de testes em *zig-zag* com excitação em três graus de liberdade. Além disso, as manobras em *zig-zag* para um veículo submarino do tipo *open-frame* são consideradas a serem manobras bruscas com muita turbulência no fluido, enquanto que as manobras desacopladas de guinada são consideradas a serem suaves e de menor turbulência.

Figura 5.42: Dados experimentais coletados para uma manobra em *zig-zag* com velocidade de avanço média de 0,46m/s, deslocamento angular máximo de 60° , e torque aplicado de 70,76Nm. a) Forças nominais em avanço e deriva, b) torque aplicado, c) velocidades de avanço, deriva e arfagem, d) ângulo de guinada, e d) velocidade de guinada fornecida pelo giroscópio.

Figura 5.43: Resultados do experimento em consideração. a) Torque aplicado, b) velocidades medida e simulada, e c) simulação dos torques que atuam no LAURS.

Figura 5.44: Trajetória do LAURS durante manobra em *zig-zag*.

Tabela 5.20: Valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos segundo o método de identificação proposto. Tipo de teste: manobra em *zig-zag*.

T_r [Nm]	u_0 [m/s]	$\Delta\psi_{max}$ [graus]	α	β	γ
70,76	0,457	60	2,1185 $\pm 0,1473$	0,0064 $\pm 0,0003$	-0,0324 $\pm 0,0140$
			k_{uv} [kg]	I_r [kg m ² /rad]	b [Nm]
			-329,22	155,40	5,03

Tabela 5.21: Valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos segundo o método de identificação proposto. Tipo de teste: manobra em *zig-zag*.

T_r [Nm]	u_0 [m/s]	$\Delta\psi_{max}$ [graus]	α	β	γ
67,80	0,714	50	0,9307 $\pm 0,0689$	0,0054 $\pm 0,0003$	-0,0138 $\pm 0,0137$
			k_{uv} [kg]	I_r [kg m ² /rad]	b [Nm]
			-172,76	185,63	2,56

5.9.1.1 Identificação de todos os coeficientes hidrodinâmicos a partir de um único teste

Nesta seção são apresentados os valores dos coeficientes hidrodinâmicos obtidos ao identificar todos eles de uma só vez e a partir de um único teste. O modelo da Eq. 5.33 é escrito como:

$$\dot{r} = \alpha uv + \beta r + \gamma r|r| + \delta T_r + \zeta, \quad (5.35)$$

onde $\alpha = -\frac{k_{uv}}{I_r}$, $\beta = -\frac{k_r}{I_r}$, $\gamma = -\frac{k_{r|r|}}{I_r}$, $\delta = \frac{1}{I_r}$, e $\zeta = -\frac{b}{I_r}$. A Eq. 5.35 foi usada pelo algoritmo de estimação de parâmetros para a determinação dos coeficientes hidrodinâmicos do veículo.

As tabelas 5.22 e 5.23 apresentam os valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos obtidos a partir das duas manobras já descritas anteriormente. Os valores destes coeficientes são comparados com os valores obtidos a partir dos testes desacoplados de guinada com velocidades constante e variável, vide seção 5.6, os quais são considerados como dados de referência. Os valores de k_r e $k_{r|r|}$ das tabelas 5.22 e 5.23 são absurdos ao serem comparados com os obtidos a partir dos testes de velocidade constante, vide Tab. 5.10 para a comparação. O coeficiente de arrasto $k_{r|r|}$ não pode tomar valores negativos devido à natureza dissipativa do amortecimento hidrodinâmico. I_r na média representa o 50% dos valores obtidos a partir dos testes de velocidade variável, vide Tab. 5.12. Os valores de k_{uv} são pequenos ao serem comparados com os obtidos a partir do procedimento de identificação proposto, ver tabelas 5.20 e 5.21. Apesar de que os valores dos coeficientes hidrodinâmicos da Eq. 5.35, obtidos a partir de manobras em *zig-zag*, sejam bastante diferentes que os valores obtidos a partir dos testes desacoplados de guinada, os resultados das simulações numéricas foram satisfatórios - a resposta simulada aproxima-se bem da resposta medida pelo giroscópio. Tendo em conta o dito anteriormente, conclui-se que existe um problema de identificabilidade de parâmetros ao tentar identificar de uma vez só todos os coeficientes de um modelo acoplado. "Um sistema é identificável, se somente se, a relação entre os parâmetros e o comportamento de entrada/saída do sistema é única. Se um sistema é não identificável, então não é possível estimar com precisão os parâmetros porque o mesmo comportamento de entrada/saída pode ser obtido para distintos valores dos parâmetros", declaram Ben-Zvi, McLellan e McAuley (2003).

Na identificação dos coeficientes do modelo da Eq. 5.35, supõe-se que a identificação de todos os coeficientes de uma vez só e a partir de um único teste é

degradada devido aos "efeitos de cancelamento" (ABKOWITZ, 1980). De acordo com a Fig. 5.42, pode-se dizer que existe uma defasagem de 180° entre as velocidades de guinada e deriva do veículo. Isso leva a que os momentos associados a estas velocidades, $k_{uv}uv$, $k_r r$, e $k_{r|r}|r|$, tendam a ser mutuamente cancelados, perdendo, desta maneira, significado físico os valores estimados dos coeficientes. A pesar dos valores absurdos para os coeficientes hidrodinâmicos, nas simulações numéricas a resposta simulada aproximou-se bem da resposta medida. Conclui-se que o estimador de MQ teve um bom desempenho, porém, estima "valores errados" para os coeficientes de modelos com variáveis acopladas, tal como o modelo da Eq. 5.35.

Tabela 5.22: Valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos quando todos eles são identificados a partir de um único teste. Manobra em *zig-zag*.

T_r [Nm]	u_0 [m/s]	$\Delta\psi_{max}$ [graus]	α	β	γ	δ	ζ
70,76	0,457	60	0,4161 $\pm 0,2735$	-2,4815 $\pm 0,2157$	3,1052 $\pm 0,4766$	0,0084 $\pm 0,0003$	-0,0380 $\pm 0,0098$
			k_{uv} [kg]	k_r [kg m ² /(rad s)]	$k_{r r }$ [kg m ²]	I_r [kg m ² /rad]	b [Nm]
			-49,36	294,33	-368,31	118,61	4,51

Tabela 5.23: Valores estimados dos coeficientes hidrodinâmicos quando todos eles são identificados a partir de um único teste. Manobra em *zig-zag*.

T_r [Nm]	u_0 [m/s]	$\Delta\psi_{max}$ [graus]	α	β	γ	δ	ζ
67,80	0,714	50	0,1427 $\pm 0,0943$	-2,2849 $\pm 0,1708$	3,0504 $\pm 0,4499$	0,0074 $\pm 0,0002$	-0,0374 $\pm 0,0078$
			k_{uv} [kg]	k_r [kg m ² /(rad s)]	$k_{r r }$ [kg m ²]	I_r [kg m ² /rad]	b [Nm]
			-19,30	308,90	-412,39	135,19	5,06

5.10 Ensaios em um mecanismo de movimento planar

Esta seção apresenta os valores dos coeficientes hidrodinâmicos do veículo obtidos através de ensaios de oscilação forçada. Os ensaios foram realizados usando o mecanismo de movimento planar (MMP) do tanque de provas do IPT. Durante os ensaios, a força hidrodinâmica foi medida através de células de carga, e a posição linear do veículo foi medida usando um sistema de captura de movimento por câmeras¹. As câmeras utilizadas têm resolução de 2Megapixels e, para os testes, a precisão obtida foi de 1mm até 2mm.

A seguir apresenta-se o modelo matemático usado para modelar o movimento do veículo no MMP.

5.10.1 Modelagem matemática

Um modelo hidrodinâmico muito utilizado para prever os esforços de ondas em pilares cilíndricos, assim como também em cilindros horizontais, é dado pela equação de Morison. A equação de Morison considera dois componentes para a força hidrodinâmica total: um devido ao amortecimento viscoso e o outro devido à inércia do fluido (massa adicionada). Apesar de que a equação de Morison foi originalmente desenvolvida para pilares verticais em águas rasas, para propósitos de engenharia assume-se que esta também é válida para corpos complexos tridimensionais, com a condição de que os coeficientes hidrodinâmicos da equação sejam identificados experimentalmente para uma condição específica. Neste trabalho adota-se a equação de Morison para modelar o movimento oscilatório do LAURS com amplitudes menores que um comprimento característico (0,57m). A seguir, apresenta-se o modelo matemático utilizado para ajustar os dados dos ensaios no MMP, vide Sarpkaya e Isaacson (1981):

$$F(t) = \underbrace{\frac{1}{2}\rho C_D A_c U(t)|U(t)|}_{\text{Arrasto}} + \underbrace{[C_M \rho V + M_B]\dot{U}(t)}_{\text{Inércia}}, \quad (5.36)$$

onde,

$F(t)$ é a força hidrodinâmica total que atua no veículo incluindo a força de corpo rígido,

$U(t)$ e $\dot{U}(t)$ são a velocidade e aceleração linear do veículo,

C_D e C_M são os coeficientes de arrasto e de inércia, respectivamente,

¹Fabricante das câmeras: *Qualisys Inc.*

M_B é a massa do veículo,

$\forall$ é o volume de fluido deslocado pelo corpo do veículo,

A_c é a área característica do veículo com valor igual à área projetada na direção de movimento, e

ρ é a densidade da água.

A Eq. 5.36 é escrita como:

$$F(t) = \alpha U(t)|U(t)| + \beta \dot{U}(t), \quad (5.37)$$

onde $\alpha = \frac{1}{2}\rho C_D A_c$ e $\beta = C_M \rho \forall + M_B$.

Os coeficientes hidrodinâmicos de arrasto, C_D , e de inércia, C_M , são calculados através das seguintes expressões:

$$\begin{aligned} C_D &= \frac{2\alpha}{\rho A_c}, \\ C_M &= \frac{\beta - M_B}{\rho \forall}. \end{aligned} \quad (5.38)$$

5.10.2 Método de estimação

Muitas técnicas são usadas para analisar os dados dos ensaios de oscilação forçada com a determinação dos coeficientes de arrasto e de inércia. Sarpkaya e Isaacson (1981) apresentaram duas técnicas para identificar os coeficientes C_D e C_M da Equação de Morison: uma delas usa o algoritmo dos mínimos quadrados ponderados e a outra usa as séries de Fourier. Wolfram e Naghipour (1999) avaliaram o desempenho das diferentes técnicas utilizadas tanto no domínio do tempo como da frequência para identificar os coeficientes C_D e C_M . Eles concluíram que nenhuma das técnicas de identificação desempenham melhor em todas as condições experimentais, porém a técnica dos mínimos quadrados foi qualificada como a de maior desempenho em termos de menores erros estatísticos. Além disso, concluíram que as técnicas no domínio da frequência são menos satisfatórias, e ocasionalmente foram não robustas e não são recomendadas. Dentro desse contexto, o presente trabalho considerou utilizar duas técnicas para identificar os coeficientes C_D e C_M : uma é baseada nos mínimos quadrados ponderados e a outra é baseada nas séries de Fourier, ambas técnicas são definidas como no domínio do tempo. A partir dos resultados experimentais, verificou-se que ambas as técnicas desempenham bem, com a única diferença que com os mínimos quadrados ponderados obtém-se um melhor ajuste nos picos do sinal de força.

5.10.2.1 Método de Fourier

A seguir apresentam-se as expressões matemáticas que foram utilizadas para calcular os parâmetros α e β da Eq. 5.37, vide Wolfram e Naghipour (1999):

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{\langle FU|U| \rangle \langle \dot{U}^2 \rangle - \langle F\dot{U} \rangle \langle U|U|\dot{U} \rangle}{\langle U^4 \rangle \langle \dot{U}^2 \rangle - (\langle U|U|\dot{U} \rangle)^2}, \\ \beta &= \frac{\langle F\dot{U} \rangle \langle U^4 \rangle - \langle FU|U| \rangle \langle U|U|\dot{U} \rangle}{\langle U^4 \rangle \langle \dot{U}^2 \rangle - (\langle U|U|\dot{U} \rangle)^2},\end{aligned}\quad (5.39)$$

onde o operador $\langle * \rangle$ calcula a média aritmética da série temporal do vetor em consideração. Por exemplo, $\langle U \rangle = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N U(t_k)$, onde $U(t_k)$ é a velocidade no instante de tempo t_k , e N é número total de observações. No caso em que dois ou mais vetores apareçam dentro do operador, primeiro se terá que computar o produto escalar desses vetores para depois calcular a média do vetor resultante.

5.10.2.2 Método dos mínimos quadrados ponderados

Neste trabalho os parâmetros α e β da Eq. 5.37 também foram obtidos usando o método dos mínimos quadrados ponderados (MQP). A ponderação é considerada para obter um melhor ajuste do modelo nos picos do sinal de força. A Eq. 5.37 é expressa como:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\theta} + \boldsymbol{\epsilon}, \quad (5.40)$$

onde

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} F(t_1) \\ F(t_2) \\ \vdots \\ F(t_n) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} U(t_1)|U(t_1)| & \dot{U}(t_1) \\ U(t_2)|U(t_2)| & \dot{U}(t_2) \\ \vdots & \vdots \\ U(t_n)|U(t_n)| & \dot{U}(t_n) \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\epsilon} = \begin{bmatrix} \epsilon(t_1) \\ \epsilon(t_2) \\ \vdots \\ \epsilon(t_n) \end{bmatrix}$$

A fim de formular o problema de estimação de coeficientes da equação de Morison, define-se a função custo como o somatório ponderado dos quadrados dos residuais, assim:

$$J = \sum_{k=1}^n F^2(t_k) [F(t_k) - \hat{F}(t_k)]^2, \quad (5.41)$$

onde t_k é o instante de tempo discreto, $F(t_k)$ é a força medida, $\hat{F}(t_k)$ é a força estimada a partir da Eq. 5.37, $F^2(t_k)$ é o fator de ponderação, e n é o número total das amostras. Equivalentemente, usando o modelo da Eq. 5.40, a função

custo de MQP é escrita em forma matricial como:

$$J(\boldsymbol{\theta}) = (\mathbf{Y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\theta})^T \mathbf{W}(\mathbf{Y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\theta}), \quad (5.42)$$

onde $\mathbf{W}$ é a matriz de ponderação definida como

$$\mathbf{W} = \begin{pmatrix} W(t_1) & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & W(t_2) & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & & & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & W(t_n) \end{pmatrix}. \quad (5.43)$$

Para o instante de tempo discreto t_k , o elemento diagonal $W(t_k) = F^2(t_k)$.

O vetor de parâmetros $\boldsymbol{\theta}$ da Eq. 5.40 é obtido usando o estimador de MQP definido pela Eq. 4.12, repetida aqui por conveniência

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_{MQP} = (\mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{Y}, \quad (5.44)$$

e os desvios padrões das estimativas são calculados usando a Eq. 4.15, repetida por conveniência

$$\sigma = \sqrt{\text{diag}(\mathbf{X}^T \mathbf{W} \mathbf{X})^{-1}}. \quad (5.45)$$

5.10.3 Resultados experimentais

Múltiplos ensaios de oscilação forçada foram conduzidos nas direção de avanço e deriva do veículo. Os ensaios foram realizados com seis amplitudes diferentes de oscilação: 50mm, 100mm, 200mm, 300mm, 400mm e 500mm, e para cada amplitude de oscilação o período foi aumentando desde 6s até 30s com incrementos de 4s. Os dados experimentais de força e posição foram adquiridos com uma frequência de amostragem de 200Hz e filtrados usando o filtro passa baixas Butterworth de quinta ordem e frequência de corte 1Hz. As figuras 5.45 e 5.46 mostram o veículo durante os ensaios no MMP.

A seguir explica-se o procedimento utilizado para identificar os parâmetros C_D e C_M :

1. *Desconto dos efeitos da barra de suporte.* A força exercida pela barra de suporte utilizada para a movimentação do veículo é descontada da força medida experimentalmente. A barra de suporte é um tubo cilíndrico de 76,8mm de diâmetro e 990mm de comprimento. Considera-se que a resistência hidrodinâmica da barra de suporte tem dois componentes de força:

Figura 5.45: O mecanismo de movimento planar do IPT.

Figura 5.46: Câmeras utilizadas para medir a posição do LAURS. Os marcadores de rastreamento de trajetória.

um devido ao amortecimento hidrodinâmico, f_D , e o outro devido à inércia do fluido, f_I , os quais são calculados usando as seguintes expressões: $f_D = \frac{1}{2}\rho C_D A_c U|U|$ e $f_I = (C_M \rho \forall + M_{barra})\dot{U}$, onde $C_D = 0,85$, $A_c = 0,076\text{m}^2$, $C_M = 1$, $\forall = 4,59\text{litros}$, $M_{barra} = 28,8\text{kg}$, e U e $\dot{U}$ são a velocidade e aceleração da barra (e também do veículo), respectivamente.

2. *Identificação de parâmetros.* Antes são selecionados os dados experimentais de força, velocidade e aceleração correspondentes a dois ciclos de oscilação forçada. Usa-se o estimador de MQP definido pela Eq. 5.44 para estimar os parâmetros da Eq. 5.37. Os desvios padrões das estimativas são calculados usando a Eq. 5.45. Em seguida, são calculados os valores dos coeficientes de arrasto e de inércia através das equações 5.38.
3. *Validação das estimativas dos coeficientes.* Dois parâmetros são calculados para avaliar a qualidade do ajuste da força prevista com a força medida. Um parâmetro compara o valor pico da força medida com o valor pico da força prevista pela equação de Morison. Para isso define-se o erro normalizado $e[\%]$ como:

$$e = \frac{(F_m - F_s)}{F_m} 100\%, \quad (5.46)$$

onde F_m é a força máxima medida e F_s é a força máxima prevista pela equação de Morison. O segundo parâmetro, que quantifica o erro de simulação, considera toda a informação usada na identificação dos coeficientes hidrodinâmicos. Este parâmetro é definido como o valor médio do valor absoluto do erro de simulação, isto é:

$$E = \text{mean}(|F_{medida} - F_{simulada}|), \quad (5.47)$$

onde F_{medida} e $F_{simulada}$ são as forças medida e simulada, respectivamente.

4. *Determinação das forças que dominam o regime do fluxo.* Para determinar a importância da força de arrasto em relação à força de inércia, calcula-se o coeficiente λ . Este coeficiente foi definido anteriormente na seção 5.2 e é apresentado aqui por conveniência:

$$\lambda = \frac{\sum_{k=1}^N |F_D(t_k)|}{\sum_{k=1}^N |F_I(t_k)|}, \quad (5.48)$$

onde t_k são os instantes de tempo discreto.

No que segue, serão apresentados somente os resultados dos ensaios em avanço. Os resultados dos ensaios em deriva não serão apresentados devido a sua similaridade com os resultados obtidos em avanço. Os valores dos coeficientes de arrasto e de inércia para as oscilações em deriva são ligeiramente maiores que para as oscilações em avanço. Este resultado é verdadeiro, já que a área projetada do veículo em deriva é maior que a correspondente em avanço, ver apêndice A para os valores numéricos das áreas projetadas.

As figuras 5.47 e 5.48 apresentam os dados experimentais de um dos ensaios em avanço, especificamente para o movimento oscilatório com amplitude 400mm e período 8s. A Fig. 5.48a compara a versão filtrada da força medida com a força líquida aplicada ao veículo. Esta última tem sido obtida ao descontar a força criada pela barra de suporte. Em relação aos resultados do experimento, a Fig. 5.49a faz uma comparação entre as forças medida, prevista usando os coeficientes obtidos através do estimador de MQP, e prevista usando os coeficientes obtidos através da técnica de Fourier. Para este ensaio, os valores dos coeficientes obtidos com a técnica de Fourier são $C_D = 3,45$ e $C_M = 0,73$, e os obtidos com a técnica dos MQP são $C_D = 3,51$ e $C_M = 0,83$. Em todos os experimentos, verificou-se que as estimativas dos coeficientes obtidos com ambas abordagens, MQP e Fourier, são bem próximas entre si. A Fig. 5.49b apresenta as forças simuladas de arrasto, inércia e total que atuam no veículo. Para fins de comparação de resultados, a Fig. 5.50 mostra os resultados obtidos a partir do ensaio oscilatório com amplitude 50mm e período 4s.

A Tab. 5.24 apresenta os resultados numéricos dos ensaios de oscilação forçada em avanço. Observa-se que o KC depende somente da amplitude da oscilação. Os parâmetros KC e Re foram calculados usando-se as equações 5.1 e 5.2,

repetidas aqui por conveniência:

$$KC = \frac{U_m T}{L_c},$$

$$Re = \frac{U_m L_c}{\nu},$$

onde U_m é a velocidade máxima registrada durante o ensaio.

Tabela 5.24: Resultados dos ensaios de oscilação forçada em avanço.
A=Amplitude da oscilação.

A=50mm							
Período [s]	C_D	C_M	Re	KC	λ	$e[\%]$	E [N]
10	$6,17 \pm 0,086$	$0,380 \pm 0,0056$	1,80E+04	0,55	0,26	-1,69	0,40
8	$5,98 \pm 0,120$	$0,412 \pm 0,0078$	2,25E+04	0,55	0,25	6,35	0,76
6	$5,93 \pm 0,091$	$0,406 \pm 0,0059$	3,00E+04	0,55	0,25	7,51	0,88
4	$6,01 \pm 0,055$	$0,434 \pm 0,0036$	4,50E+04	0,55	0,25	1,84	0,97
A=100mm							
10	$4,92 \pm 0,029$	$0,413 \pm 0,0038$	3,60E+04	1,09	0,41	3,88	0,53
8	$4,92 \pm 0,032$	$0,423 \pm 0,0041$	4,50E+04	1,09	0,41	4,45	0,81
6	$4,96 \pm 0,036$	$0,432 \pm 0,0046$	6,00E+04	1,09	0,41	7,07	1,42
4	$5,13 \pm 0,025$	$0,465 \pm 0,0033$	9,01E+04	1,09	0,42	2,95	1,89
A=200mm							
15	$4,02 \pm 0,017$	$0,550 \pm 0,0044$	4,80E+04	2,19	0,61	7,34	0,70
10	$4,04 \pm 0,021$	$0,534 \pm 0,0054$	7,21E+04	2,19	0,62	4,95	1,47
8	$4,04 \pm 0,023$	$0,541 \pm 0,0059$	9,00E+04	2,19	0,62	4,04	2,33
6	$4,13 \pm 0,023$	$0,539 \pm 0,0060$	1,20E+05	2,19	0,63	3,89	3,67
4	$4,30 \pm 0,018$	$0,572 \pm 0,0047$	1,80E+05	2,19	0,65	-0,96	5,16
A=300mm							
15	$3,68 \pm 0,015$	$0,685 \pm 0,0059$	7,19E+04	3,28	0,77	4,42	1,31
10	$3,68 \pm 0,018$	$0,676 \pm 0,0070$	1,08E+05	3,28	0,78	5,63	2,93
8	$3,71 \pm 0,019$	$0,676 \pm 0,0074$	1,35E+05	3,28	0,79	1,67	4,30
6	$3,80 \pm 0,018$	$0,667 \pm 0,0071$	1,80E+05	3,28	0,81	3,93	6,36
A=400mm							
15	$3,45 \pm 0,015$	$0,857 \pm 0,0079$	9,61E+04	4,37	0,88	4,24	2,27
10	$3,46 \pm 0,017$	$0,834 \pm 0,0090$	1,44E+05	4,37	0,89	3,43	4,84
8	$3,51 \pm 0,018$	$0,832 \pm 0,0095$	1,80E+05	4,37	0,91	2,07	7,12
6	$3,61 \pm 0,016$	$0,801 \pm 0,0086$	2,40E+05	4,37	0,95	2,46	10,19
A=500mm							
30	$3,24 \pm 0,020$	$1,014 \pm 0,0130$	6,00E+04	5,46	0,95	5,76	1,09
20	$3,28 \pm 0,015$	$1,024 \pm 0,0095$	9,00E+04	5,46	0,95	4,47	2,16
15	$3,28 \pm 0,016$	$1,025 \pm 0,0102$	1,20E+05	5,46	0,95	3,65	3,59
12	$3,31 \pm 0,018$	$1,008 \pm 0,0115$	1,50E+05	5,46	0,97	6,44	5,82
10	$3,33 \pm 0,018$	$0,992 \pm 0,0118$	1,80E+05	5,46	0,99	4,95	7,88
8	$3,35 \pm 0,019$	$0,988 \pm 0,0125$	2,25E+05	5,46	1,00	3,98	11,91

As figuras 5.51 e 5.52 mostram, respectivamente, os valores estimados dos coeficientes de arrasto e de inércia para diferentes valores de KC e Re . Os resultados correspondem aos ensaios de oscilação forçada em avanço. Os gráficos também mostram os resultados dos ensaios de reboque em condições estacionárias (movimento retilíneo uniforme) e dos testes autopropelidos (movimento oscilatório).

Figura 5.47: Dados experimentais de um dos ensaios de oscilação forçada em avanço: Amplitude = 400mm e Período=8s. a) Forças em avanço e deriva medidas usando células de carga, e b) posição do veículo medida usando o sistema de captura de movimento por câmeras.

Figura 5.48: Dados experimentais do ensaio de oscilação forçada em avanço com Amplitude = 400mm e Período=8s. a) Forças medidas em avanço e deriva. Mostra-se a força líquida aplicada ao veículo obtida ao descontar a força exercida pela barra, b) posição.

Figura 5.49: Para o teste em consideração: Resultados da simulação numérica baseada na equação de Morison. a) Forças medida e simulada (equação de Morison), e b) simulação das forças de arrasto e de inércia que atuam no veículo.

Figura 5.50: Resultados do ensaio oscilatório em avanço com Amplitude = 50mm e Período=4s. a) Forças medida e simulada, e b) simulação das forças de arrasto e de inércia que atuam no veículo.

Figura 5.51: Resultados dos ensaios de oscilação forçada em avanço. Coeficiente de arrasto em função de KC e Re .

Figura 5.52: Resultados dos ensaios de oscilação forçada em avanço. Coeficiente de inércia em função de KC e Re .

5.10.4 Comentários sobre os resultados experimentais

De acordo com os valores de e da Tab. 5.24 e os resultados das simulações, vide as figuras 5.49a e 5.50a, observa-se que a força prevista pela equação de Morison ajusta-se bem à força medida experimentalmente para todos os ensaios de oscilação forçada, registrando-se um erro máximo de ajuste nos picos igual a 7,51% da força medida. Este resultado mostra que um modelo matemático com a mesma estrutura que a equação de Morison pode ser usado para prever com boa precisão a força hidrodinâmica que atua no veículo com movimento oscilatório.

De acordo com os resultados dos ensaios no MMP em avanço, vide as figuras 5.51 e 5.52, observa-se que os coeficientes C_D e C_M são aproximadamente independentes de Re para a faixa de velocidades de $[0,031\text{m/s} ; 0,42\text{m/s}]$ ou $Re \in [1,80\text{e}+04 ; 2,4\text{e}+05]$. Porém, estes coeficientes são dependentes de KC . Também observa-se que para o movimento retilíneo uniforme na faixa de velocidades de $[0,1\text{m/s} ; 0,85\text{m/s}]$ ou $Re \in [5,73\text{e}+04 ; 4,87\text{e}+05]$ o C_D é independente de Re . Esta característica de independência dos coeficientes hidrodinâmicos com o Re nas velocidades de operação do veículo, tanto para o movimento retilíneo uniforme como para o movimento oscilatório, representa uma simplificação na modelagem do veículo.

De acordo com os resultados dos testes oscilatórios em avanço com o veículo autopropelido, ver Tab. 5.7, e submetido às oscilações forçadas, ver Tab. 5.24, observa-se que, ao aumentar o KC , o regime do fluxo vai sendo dominado pela força de arrasto. Isto é, para $KC = 0,55$ obtém-se um $\lambda = 0,23$ e para $KC = 39,82$ obtém-se um $\lambda = 6,1$. No último caso pode-se dizer que a força de arrasto é 6,1 vezes maior do que a força de inércia.

6 Conclusões e trabalhos futuros

Este trabalho trata os problemas de modelagem dinâmica e identificação de coeficientes hidrodinâmicos de veículos robóticos submarinos. Especificamente:

1. *Veículo submarino experimental para pesquisas em dinâmica e controle:*
Foi projetada e construída uma plataforma experimental para pesquisas em dinâmica, controle e navegação de veículos robóticos submarinos. A plataforma experimental inclui: 1) o protótipo de um veículo submarino do tipo estrutura-aberta de 190kg de massa, 2) um sistema sensorial com um conjunto de sensores e atuadores para a navegação e controle do veículo, 3) software para a aquisição de dados e o controle de movimento, e 4) sistemas de computadores de bordo e de superfície. O primeiro é usado para o controle de movimento do veículo usando o sistema operacional de tempo real *VxWorks* e o segundo é usado para o desenvolvimento de software e controle a nível de comandos.
2. *Modelagem dinâmica de veículos submarinos:* O Capítulo 3 apresentou as formulações básicas utilizadas para deduzir as equações gerais de movimento em seis graus de liberdade de um veículo submarino incluindo as dinâmicas de corpo rígido e do médio fluido. É deduzido um modelo não linear e desacoplado para o movimento em um grau de liberdade do veículo. Este modelo é conveniente para analisar o comportamento de um veículo submarino com baixas velocidades de operação, tal como o LAURS. Além disso, são apresentadas as equações dinâmicas que modelam o movimento plano do veículo.
3. *Identificação experimental de modelos dinâmicos de veículos submarinos:*
Este trabalho tem como enfoque o problema de identificação de coeficientes hidrodinâmicos de veículos submarinos a partir dos dados experimentais obtidos ao ensaiar o veículo real. Duas abordagens de estimação de parâmetros são utilizadas: identificação de sistemas e reboque em tanque de provas.

Em relação ao método numérico de estimação de parâmetros, foi usada a técnica dos mínimos quadrados aplicada à forma integral das equações dinâmicas do veículo. Uma vantagem deste método é que para sua implementação não requer-se da medida da aceleração do veículo.

Conclui-se o seguinte:

1. O procedimento experimental proposto pode ser usado para identificar com boa precisão os coeficientes de arrasto do veículo. Ver as tabelas 5.5 e 5.15 para a comparação de resultados. Encontrou-se que o valor estimado do coeficiente de arrasto quadrático obtido por identificação de sistemas para o movimento de avanço é menor em 16% que o valor obtido por reboque em tanque. Analogamente, para o movimento de arfagem, o valor estimado do coeficiente de arrasto quadrático obtido por identificação de sistemas é menor em 3% que o valor obtido através de ensaios de reboque.
2. A equação de Morison escrita na forma da Eq. 5.36 pode ser usada para prever com boa precisão a força hidrodinâmica que atua num ROV quando este possui um movimento oscilatório com amplitudes menores que um comprimento característico (0,58m no caso do LAURS). Esta equação ajusta-se bem à força hidrodinâmica total medida experimentalmente, com um erro máximo registrado nos picos de força de 7,51%, vide Tab. 5.24.
3. Valores reais para os coeficientes hidrodinâmicos das equações que modelam o movimento planar de um ROV são obtidos ao introduzir os valores dos coeficientes de arrasto, obtidos dos testes de velocidade constante, na equação a ser identificada. Foi verificado que, ao tentar identificar de uma só vez todos os coeficientes da equação que modela a dinâmica em guinada para um movimento em *zig-zag*, Eq. 5.33, os valores estimados dos coeficientes são absurdos, porém, a resposta simulada obtida por integração numérica ajusta-se bem à resposta medida experimentalmente. Foi verificada a existência de dois grupos de valores de coeficientes que, quando são introduzidos no modelo matemático, a resposta simulada aproxima-se bem da resposta medida. Portanto, conclui-se que este problema de identificação de coeficientes não é de solução única. Isso representa um problema de identificabilidade de coeficientes de uma equação diferencial e acredita-se que seja devido à utilização de modelos acoplados.
4. O procedimento de identificação proposto mostrou-se eficaz na obtenção dos coeficientes hidrodinâmicos do veículo. Primeiro, obtém-se uma estimativa

para a força/torque realmente aplicada ao veículo por parte dos propulsores. Usa-se o seguinte modelo de força: $\tau_{real} = \eta_{interacao}\eta_{avanco}\tau_{nominal}$, onde os coeficientes de eficiência $\eta_{interacao}$ e η_{avanco} consideram a perda do empuxo dos propulsores devido às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor assim como à velocidade de avanço do veículo, respectivamente. Os coeficientes de eficiência devem ser identificados experimentalmente. Em seguida, são estimados os valores dos coeficientes de arrasto a partir de testes de velocidade constante. Em seguida, estes valores são usados para identificar a inércia virtual e os coeficientes de acoplamento do modelo matemático. Antes da aplicação do algoritmo de estimação de parâmetros, faz-se a filtragem dos sinais dos sensores usando o filtro polinomial Savitzky-Golay. Foi verificado que este procedimento aumenta a identificabilidade dos coeficientes hidrodinâmicos de modelos desacoplados (movimento unidirecional) e acoplados (movimento plano). Um resultado importante é que, em todos os experimentos, a resposta simulada obtida usando o algoritmo de integração Runge-Kutta aproxima-se bem da resposta do veículo medida através dos sensores embarcados.

5. De acordo com os resultados dos ensaios em avanço no MMP, para o movimento oscilatório do veículo com amplitudes menores que um comprimento característico, os valores dos coeficientes hidrodinâmicos C_M e C_D dependem principalmente da amplitude da oscilação, isto é, do parâmetro KC , e não da velocidade, isto é, do parâmetro Re . Por outro lado, para o movimento retilíneo em condições estacionárias na faixa de velocidades $[0,1\text{m/s} ; 0,85\text{m/s}]$ ou $Re \in [5,73\text{e}+04 ; 4,87\text{e}+05]$ o C_D é independente do parâmetro Re . Esta característica de independência dos coeficientes hidrodinâmicos com o parâmetro Re , tanto em movimento retilíneo de velocidade constante como em movimento oscilatório, representa uma simplificação na modelagem matemática do veículo.

6.1 Trabalhos futuros

1. Realizar ensaios de reboque em tanque de provas com os propulsores em operação, a fim de obter um modelo matemático que estime a perda do empuxo dos propulsores devido à velocidade de avanço do veículo assim como às interações propulsor-propulsor e casco-propulsor.
2. Implementar algoritmos de identificação *on-line* dos coeficientes hidrodinâmicos do veículo. A técnica dos mínimos quadrados recursivos com ponderação

local, técnicas adaptativas e o filtro de Kalman estendido devem ser considerados.

3. Realizar testes de identificação de coeficientes hidrodinâmicos com uma unidade de medida inercial, a fim de comparar os resultados obtidos usando este instrumento com os obtidos através do velocímetro Doppler.
4. Realizar uma análise de sensibilidade da resposta do sistema quando os valores dos coeficientes hidrodinâmicos sofrem pequenas mudanças. Ao mudar os valores dos coeficientes com incrementos de $\pm 20\%$ do valor estimado, deve-se avaliar o erro de simulação entre a resposta medida e a prevista pelo modelo de coeficientes modificados.

Referências

- ABKOWITZ, M. A. *Stability and Motion Control of Ocean Vehicles*. England: The M.I.T PRESS, 1969.
- ABKOWITZ, M. A. Measurement of hydrodynamic characteristics from ship manoeuvring trials by system identification. *SNAME Transactions*, v. 88, p. 283–318, 1980.
- ALESSANDRI, A.; CACCIA, M.; INDIVERI, G.; VERUGGIO, G. Application of ls and ekf techniques to the identification of underwater vehicles. *IEEE - Int. Conf. Control Applications*, p. 1084–1088, 1998.
- ANTONELLI, G.; CHIAVERINI, S.; SARKAR, N.; WEST, M. Adaptive control of an autonomous underwater vehicle: Experimental results on odin. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 9, n. 5, p. 756–765, 2001.
- AVILA, J. P. *Estimação de parâmetros hidrodinâmicos de um veículo submarino semi-autônomo*. Dissertação de Mestrado. 120 p., Brasil: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2003.
- BECK, J. *Parameter Estimation: In Engineering and Science*. New York: John Wiley and Sons, 1977.
- BEN-ZVI, A.; MCLELLAN, J.; MCAULEY, K. Identifiability of linear time invariant differential algebraic systems - application of differential algebra. *Proceeding of the 42th IEEE Conference on Decision and Control-Hawai-USA*, n. 42, p. 5549–5554, 2003.
- CACCIA, M.; INDIVERI, 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.
- FALTINSEN, M. *Sea Loads on Ships and Offshore Structures*. UK: Cambridge University Press, 1990.
- FOSSSEN, T. I. *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. England: John Wiley Sons, 1994.
- GERTLER, M.; HAGEN, G. Standard equations of motion for submarine simulations. *David Taylor Naval Ship Research and Development Center, Tech. Rep., Defense Tech. Inform. Center Doc. 653 861*, 1967.
- GOLDING, B. *Modeling and Identification of Nonlinear Viscous Drag for Ships*. 105 p. Tese (Ph.D.) — Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2005.
- GOODWIN, G.; PAYNE, R. *Dynamic System Indetification: Experiment Design and Data Analysis*. New York: Academic Pres, 1977.

- HWANG, W.-Y. *Appication of System Identification to Ship Maneuvering*. 317 p. Tese (Ph.D.) — Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, 1980.
- INDIVERI, G. *Modelling and Identification of Underwater Robotic Systems*. 151 p. Tese (Ph.D.) — University of Genova, Italy, 1998.
- KIM, J.; KIM, K.; CHOI, H. Estimation of hydrodynamic coefficients for an AUV using nolinear observers. *IEEE - Journal of Oceanic Engineering*, v. 27, n. 4, p. 830–840, 2002.
- LARSSON, L.; REGNSTRON, B.; BROBERG, L.; LI, D.; JANSON, C. Failures, fantasies, and feats in the theoretical/numerical prediction of ship perfonmance. *Proceedings of the Twenty-Second Symposium on Naval Hydrodynamics*, p. 11–32, 2000.
- MARCO, D. B.; MARTINS, A.; HEALEY, A. J. Surge motion parameter estimation for the nps phoenix auv. *IARP'98- International Advanced Robotics Program*, 1998.
- MISKOVIC, N.; VUKIC, Z.; BARISIC, M. Indentification of coupled mathematical models for underwater vehicles. *IFAC-OCEANS-2007*, 2007.
- MORRISON, A.; YOERGER, D. Determination of the hydrodynamic parameters of an underwater vehicle during small scale, nonuniform, 1-dimensional translation. *In Proceedings of IEEE MTS OCEANS 93*, 1993.
- 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.
- ORFANIDIS, S. *Introduction to Signal Processing*. NJ: Prentice-Hall, 1996.
- PATEL, M. *Dynamics of Offshore Strutures*. UK: Butterworths, 1989.
- REFSNES, J.; PETTERSEN, K.; SØRENSEN, A. Control of slender body underactuated auv with current estimation. *Proceeding of the 45th IEEE Conference on Decision and Control-San Diego-USA*, n. 45, p. 43–50, 2006.
- RIDAO, P.; TIANO, A.; EL-FAKDI, A.; CARRERAS, M.; ZIRILLI, A. On the identification of non-linear models of unmanned underwater vehicles. *ELSEVIER - Control Engineering Practice*, n. 12, p. 1483–1499, 2004.
- SARPKAYA, T.; ISAACSON, M. *Mechanics of Wave Forces on Offshore Structures*. New York: VAN NOSTRAND COMPANY, 1981.
- SMALLWOOD, A.; WHITCOMB, L. Adaptive identification of dynamically positioned underwater robotic vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 11, n. 4, p. 505–515, 2003.
- SMALLWOOD, A.; WHITCOMB, L. Model-based dynamic positioning of underwater robotic vehicles: Theory and experiment. *IEEE - Journal of Oceanic Engineering*, v. 29, n. 1, p. 1–18, 2004.
- SMALLWOOD, D. *Advances in Dynamical Modelling and Control of Underwater Robotic Vehicles*. 213 p. Tese (Ph.D.) — University of John Hopkins, Maryland, 2003.

SNAME. Nomenclature for treating the motion of a submerged body through a fluid. *The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Technical and Reserach Bulletin*, n. 1-5, p. 1–15, 1950.

TIANO, A.; SUTTON, R.; LOZOWICKI, A.; NAEEM, W. Observer kalman filter identification of an autonomous underwater vehicle. *ELSEVIER - Control Engineering Practice*, n. 15, p. 727–739, 2007.

VEN, P. W. van de; JOHANSEN, T.; SORENSEN, A.; FLANAGAN, C.; TOAL, D. Neural network augmented identification of underwater vehicle models. *Control Engineering Practice*, v. 15, n. 6, p. 715–725, 2007.

WOLFRAM, J.; NAGHIPOUR, M. On the estimation of morison force coefficients and their predictive accuracy for very rough circular cylinders. *ELSEVIER - Applied Ocean Research*, n. 21, p. 311–328, 1999.

YOERGER, D.; SLOTINE, J. Adaptive sliding control of an experimental underwater vehicle. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, p. 2746–2751, 1991.

Apêndice A – Propriedades geométricas e de distribuição de massa do LAURS

Tabela A.1: Propriedades geométricas e de distribuição de massa do LAURS calculados usando o programa AUTOCAD.

Parâmetro	Valor
Massa	188,6kg
Volume deslocado (∇)	192,65litros
Comprimento característico ($\nabla^{1/3}$)	0,575m
Area projetada em avanço	0,571m ²
Area projetada em deriva	0,809m ²
Força de flutuação	39,73N(positivo)
z_B	90mm
I_x	19,03kg.m ²
I_y	34,00kg.m ²
I_z	40,50kg.m ²
I_{xy}	-3,92e-04kg.m ²
I_{xz}	5,37e-04kg.m ²
I_{yz}	-5,02e-05kg.m ²