JAIME MIGUEL MARIANO Saldarriaga Muñoz

Estudo de uma metodologia para o dimensionamento de um tanque de
provas do tipo reboque

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

Área de Concentração:
Engenharia Naval e Oceânica

São Paulo

2011

JAIME MIGUEL MARIANO SALDARRIAGA MUÑOZ

Estudo de uma metodologia para o dimensionamento de um tanque de
provas do tipo reboque

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

Área de Concentração:
Engenharia Naval e Oceânica

Orientador:
Prof. Dr. Kazuo Nishimoto

São Paulo

2011

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, de janeiro de 2011.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Saldarriaga Muñoz, Jaime Miguel Mariano

Estudo de uma metodologia para o dimensionamento de um tanque de provas do tipo reboque / J.M.M. Saldarriaga Muñoz. -- ed.rev. -- São Paulo, 2011. p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica.

1. Tanque de provas 2. Hidromecânica 3. Resistência ao avanço I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica II. t.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabajo a mi esposa Paola y a mi hijo Miguel Angel, por la paciencia y por todo el amor que constantemente me dieron en estos dos años, y a mis padres, porque aunque lejos; siempre estuvieron conmigo en cada momento.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Kazuo Nishimoto pela grande oportunidade, imensurável apoio e por ter acreditado em mim fazendo possível este trabalho.

À Marinha de Guerra do Peru e aos Serviços Industriais da Marinha – SIMA, por ter me dado a grande oportunidade e apoio econômico para vir ao Brasil e poder seguir meus estudos de pós-graduação. Em especial ao Comandante José Antonio Moreno e ao Tenente (r) Domingo Mussio.

À Universidade de São Paulo e à Escola Politécnica; especialmente ao Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, pelo apoio e grata disposição. Em especial à Lânia Camilo.

Ao Tanque de Provas Numérico – TPN, por ter me acolhido e brindado todo o apoio ao longo do tempo do presente trabalho, pelas orientações e ajudas dos professores Alexandre Simos e André Fugarra e amigos Pedro Mello, Mario Carneiro, Rafael Watai, Rodrigo Mota, Nelson Estevam e Fabiano Rampazzo.

Ao Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT, pela ajuda e o constante apoio, um agradecimento especial ao Prof. Dr. Carlos Padovezi, e aos meus amigos Marcelo Grinberg, Luciano dos Santos, Silvia Ferrari e Mario Luiz.

Aos meus amigos, Rodolfo Silva, Vinícius da Silva, Daniel Salles, Thiago Marques, Diego Bernhard e Elcio Godoi, pessoas maravilhosas com quem compartilhei momentos inesquecíveis. Aos meus amigos, Vera e Nilson, Alexandre e Yara, Karla Ysla, Flavia Milo, Nelson Vidaurre e Flavio Nunes.

Ao meu ex-chefe Luis Roncagliolo Gómez, pela grande amizade e ajuda para vir ao Brasil.

Ao Brasil e ao povo brasileiro pela grande amizade e carinho, Obrigado mesmo!

RESUMO

Um tanque de provas do tipo reboque permite a realização de ensaios hidrodinâmicos com modelos em escala, sua presença é importante devido à possibilidade de obter características hidrodinâmicas que dimensionam a potência e qualidade do comportamento dos navios durante a sua operação, otimizando os projetos de forma particular ou geral, tanto para a navegação marítima, lacustre ou fluvial.

O objetivo principal desta pesquisa é estudar e propor uma metodologia para o dimensionamento e concepção de um tanque de reboque para o Serviço Industrial da Marinha (SIMA – PERU), principal estaleiro do Peru, de maneira que possa realizar os ensaios hidrodinâmicos correspondentes aos diferentes tipos de embarcações produzidas pelo SIMA – PERU.

Como propósito de estudo será desenvolvido uma análise de um tanque de reboque que permitirá ensaiar modelos de diferentes tipos de embarcações, levando em consideração as diferentes condições ambientais e climáticas relacionadas ao litoral peruano em toda sua extensão, isto é, uma condição marítima equivalente a uma escala Beaufort “5”. Estas são as condições que foram requeridas para atuar na costa peruana.

Será proposto um tanque de reboque com características próprias, baseado no razoável dimensionamento dos modelos reduzidos e nas necessidades e requerimentos de ensaio de acordo às recomendações apresentadas pela Conferência Internacional de Tanques de Reboque (*International Towing Tank Conference- ITTC*).

Palavras chaves: Tanque de provas de reboque, Resistência ao avanço, Comportamento em ondas, Ensaios com modelos reduzidos em escala, Conferência Internacional de Tanques de Reboque (ITTC).

ABSTRACT

A towing tank allows hydrodynamic testing with scale models, their presence is important because allows to obtain hydrodynamics characteristics that they measure the power and quality of behavior during the operation, optimizing the designs in general or particular form of vessels for sea, lake or river.

The main objective of this research is to study and propose a method for sizing and development of a towing tank for the Naval Industrial Service; SIMA - PERU, main shipyard from Peru, so it carry out hydrodynamics tests corresponding to different types of vessels produced by SIMA - PERU.

The purpose of study will be developed analysis of a towing tank that will test models of different types of vessels, taking into account the different environmental and climatic conditions related to the Peruvian coast, in other words, sea conditions equivalent to a Beaufort "5". These are the conditions that were required to act on the Peruvian coast.

Will be offered a towing tank with its own characteristics, needs and requirements based on the consistent sizing of reduced models and according to the recommendations made by the International Towing Tank Conference - ITTC.

Keywords: Towing tank, Ships resistance, Testing with scale models, Seakeeping, International Towing Tank Conference (ITTC).

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	iv
1. INTRODUÇÃO	7
1.1. JUSTIFICATIVA.....	8
1.2. OBJETIVOS.....	9
1.3. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	10
2. UTILIZAÇÃO DE TANQUES DE PROVAS DO TIPO REBOQUE EM PROJETO DE NAVIOS	11
2.1. HISTÓRICO.....	11
2.2. OS TANQUES DE REBOQUE NA ATUALIDADE	15
2.3. AVANÇOS NO CAMPO DA HIDRODINÂMICA EXPERIMENTAL NO PERU	24
3. CONHECIMENTOS TEÓRICOS NECESSÁRIOS PARA ENSAIOS EM TANQUE DE PROVAS DO TIPO REBOQUE	27
3.1. PRINCIPAIS NÚMEROS ADIMENSIONAIS UTILIZADOS EM ENSAIOS DE TANQUES DE REBOQUE	27
3.1.1. NÚMERO DE FROUDE – ONDAS DE GRAVIDADE	28
3.1.2. NÚMERO DE REYNOLDS – O FENÔMENO VISCOSO	30
3.2. ENSAIOS DE RESISTÊNCIA AO AVANÇO.....	35
3.3. TEORIA DE ONDAS – ESPECTRO DE ONDAS.....	41
3.4. ENSAIOS DE COMPORTAMENTO EM ONDAS	50
3.5. AS DIMENSÕES DOS MODELOS REDUZIDOS E O FATOR DE ESCALA	53
3.5.1. MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO DE MODELOS UTILIZANDO MÉTODOS DE CORREÇÃO E RECOMENDAÇÕES SOBRE ÁGUAS RESTRITAS OU <i>BLOCKAGE</i> E ÁGUAS RASAS OU <i>SHALLOW WATERS</i>	55
4. IMPACTO DAS DIMENSÕES DOS MODELOS REDUZIDOS NOS RESULTADOS DE ENSAIOS DE RESISTÊNCIA AO AVANÇO.....	58
4.1. ANÁLISE DE RESULTADOS DE ENSAIOS DE RESISTÊNCIA AO AVANÇO UTILIZANDO <i>GEOSIMS</i> COM DIFERENTE FATOR DE ESCALA	58
5. ESTUDO DE DIMENSIONAMENTO E EQUIPAMENTOS DO TANQUE	

DE PROVAS DE REBOQUE.....	67
5.1. ESTIMATIVA DAS FAIXAS DE VELOCIDADES DE REBOQUE E FAIXAS DE COMPRIMENTOS POSSÍVEIS DE ACORDO AOS NAVIOS PROPOSTOS	67
5.2. METODOLOGIA DE DIMENSIONAMENTO DO TANQUE	73
5.2.1. COMPRIMENTO DO TANQUE.....	74
5.2.2. PROFUNDIDADE E LARGURA DO TANQUE	77
5.3. EQUIPAMENTOS NECESSÁRIOS PARA OS ENSAIOS	82
5.3.1. GERADOR DE ONDAS	83
5.3.2. CARRO DINAMOMÉTRICO	89
5.3.3. ABSORVEDOR DE ONDAS	95
5.3.4. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E INSTRUMENTAÇÃO.....	98
6. CARACTERIZAÇÃO DO TANQUE DE REBOQUE PARA O SIMA - PERU	101
6.1. DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES PRINCIPAIS DO TANQUE	101
6.1.1. COMPRIMENTO DO TANQUE.....	101
6.1.2. PROFUNDIDADE DO TANQUE	111
6.1.3. LARGURA DO TANQUE	113
6.2. DEFINIÇÃO E DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS EQUIPAMENTOS PARA ENSAIOS....	114
6.2.1. GERADOR DE ONDAS	114
6.2.2. CARRO DINAMOMÉTRICO	118
6.2.3. ABSORVEDOR DE ONDAS	124
6.2.4. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E INSTRUMENTAÇÃO.....	126
6.3. CONDIÇÕES E CAPACIDADES DO TERRENO NO SIMA-PERU.	127
7. CONCLUSÕES.....	129
8. REFERÊNCIAS.....	131
APÊNDICE A	135
APÊNDICE B.....	141
APÊNDICE C	146
APÊNDICE D	147

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1.	Primeiros resultados hidrodinâmicos realizados por Leonardo Da Vinci.....	12
Figura 2.2.	Sistema de medição de resistência empregado por Chapman (1775).....	13
Figura 2.3.	Modelo de Tanque de Provas realizado por D’Alembert.	14
Figura 2.4.	Projeto de Tanque de Provas realizado por Beaufoy (1834)	14
Figura 2.5.	Principais dimensões do tanque de Torquay – Inglaterra (1872).....	15
Figura 2.6.	Tipos de tanques de provas (Malta, 2010)	16
Figura 2.7.	Disposição do tanque de Hamburgo Ship Model Basin (HSVA).....	18
Figura 2.8.	Disposição dos tanques de reboque - MARINTEK	20
Figura 2.9.	Disposição do tanques de reboque - MARIN	21
Figura 2.10.	Tanque de reboque NMRI.....	22
Figura 2.11.	Tanque de reboque do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT)	23
Figura 2.12.	Vista longitudinal do canal de reboque da UNI.....	25
Figura 2.13.	Carro dinamômetro do tanque de reboque da UNI.....	26
Figura 3.1.	Números de Reynolds resultantes utilizando modelos reduzidos.....	32
Figura 3.2.	Pesquisa de utilização de estimuladores de turbulência (ITTC 2008).....	33
Figura 3.3.	Localização dos pinos como estimuladores de turbulência (ITTC 2008).....	34
Figura 3.4.	Localização dos cabos verticais como estimuladores de turbulência	34
Figura 3.5.	Localização das faixas de areia como estimuladores de turbulência	35
Figura 3.6.	Geometria dos triângulos hama, (ITTC, 2008)	35
Figura 3.7.	Arranjo geral do modelo em ensaios de resistência ao avanço.....	36
Figura 3.8.	Sistema de medição e aquisição de dados (ITTC, 2008)	37
Figura 3.9.	Curvas de coeficientes de resistência devido ao atrito (Lewis, 1990)	39
Figura 3.10.	Utilização da linha de resistência ao atrito (ITTC 2008)	39
Figura 3.11.	Principais parâmetros de onda e sistema de referencias no plano x e z.....	42
Figura 3.12.	Medições de altura e direção de ondas no litoral peruano	45
Figura 3.13.	Medições de velocidade do vento no litoral peruano (NAYLAMP, 2010) ...	45
Figura 3.14.	Densidade espectral do mar peruano em função das frequências angulares de ondas	49
Figura 3.15.	Velocidade do navio com relação à velocidade de fase da onda, na figura da direita é o caso que ocorre no tanque de reboque.	49
Figura 3.16.	Graus de liberdade propostos para ensaio de comportamento em ondas do modelo.....	51
Figura 3.17.	Máxima frequência em que ocorreria interferência de ondas no tanque	52
Figura 3.18.	Considerações para o dimensionamento dos modelos reduzidos	54
Figura 3.19.	Relações comprimento do modelo e largura-profundidade do tanque recomendáveis para evitar perdas de velocidade em 1%.....	56

Figura 4.1.	Modelo 1 DTMB de $LM = 5,720$ m, escala ($\lambda = 24.83$)	59
Figura 4.2.	Modelo 2 DTMB de $LM = 3,048$ m, escala ($\lambda = 46.6$)	59
Figura 4.3.	Resultados dos coeficientes de resistência total do modelo $LM = 5,720$ m... 60	
Figura 4.4.	Resultados dos coeficientes de resistência total do modelo $LM = 3,048$ m... 61	
Figura 4.5.	Resultados comparativos dos coeficientes de resistência total e residual..... 63	
Figura 4.6.	Comparativa de resultados de coeficientes de resistência total e residual dos tanques IIHR, INSEAN e DTMB. 64	
Figura 5.1.	Modelo reduzido de embarcação pesqueira peruana de 650 TM em escala 1:48 68	
Figura 5.2.	Navio rebocador “Mistral” pertencente ao estaleiro Damen Shipyard – Holanda 69	
Figura 5.3.	Corveta “Santillana” (CM – 22) pertencente à Marinha Peruana..... 69	
Figura 5.4.	Crescimento mundial de porta contêineres em função de milhões de TEU’s 70	
Figura 5.5.	Faixas operacionais de ensaio em função da velocidade de reboque e dos comprimentos dos modelos reduzidos 71	
Figura 5.6.	Aspectos envolvidos para a determinação do comprimento do tanque de reboque..... 74	
Figura 5.7.	Diagrama de ensaio de resistência em função da força e velocidade 76	
Figura 5.8.	Tipos de geradores de ondas (Souza e Morishita, 2003) 77	
Figura 5.9.	Perfil de ondas divergentes e transversais geradas pelo navio..... 79	
Figura 5.10.	Porcentagens de perda de velocidades (LACKENBY, 1963)..... 80	
Figura 5.11.	Comportamento de ondas refletidas nas paredes laterais do tanque..... 81	
Figura 5.12.	Largura do tanque em relação ao comprimento do modelo reduzido..... 82	
Figura 5.13.	Análise comparativa adimensional entre gerador do tipo flap e pistão 84	
Figura 5.14.	Parâmetros necessários para o cálculo da função de transferência..... 85	
Figura 5.15.	Modelo do arranjo do carro dinamométrico para ensaios de resistência 90	
Figura 5.16.	Tipos de recepção de ondas do acordo ao número de Iribarren..... 96	
Figura 5.17.	Parâmetros necessários para o cálculo da distância e altura do absorvedor .. 97	
Figura 5.18.	Praia absorvedora de perfil dentado..... 98	
Figura 5.19.	Praia absorvedora de perfil serrilhado 98	
Figura 5.20.	Plano geral do sistema de aquisição de dados do tanque de reboque 99	
Figura 6.1.	Distâncias calculadas para o comprimento do tanque de reboque..... 102	
Figura 6.2.	Resultado do comprimento do absorvedor de ondas ($x = 10$ m) 103	
Figura 6.3.	Comprimento na zona de aceleração em função da velocidade constante .. 107	
Figura 6.4.	Comprimentos na zona de velocidade constante de acordo aos tempos de medição 107	
Figura 6.5.	Comprimento na zona de desaceleração em função da velocidade 108	
Figura 6.6.	Arquitetura geral dos geradores de ondas do tipo <i>flap</i> (Carneiro, 2007)..... 110	

Figura 6.7. Resultados de perdas de velocidade navio porta-contêiner	112
Figura 6.8. Largura do tanque em relação ao comprimento do modelo adotado	113
Figura 6.9. Valores estimados para o cálculo da função de transferência.....	115
Figura 6.10. Função de transferência em relação ao número de ondas.....	116
Figura 6.11. Curva do batedor Stroke (S) – Número de onda e Profundidade ($kp.h$)	117
Figura 6.12. Aplicação para determinar o <i>stroke</i> e potência do gerador de ondas.....	118
Figura 6.13. Projeto de arranjo do absorvedor de ondas	125
Figura 6.14. Vista satélite do SIMA – PERU e possível localização do tanque	128

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.	Dimensões dos tanques de reboque David Taylor Model Basin	18
Tabela 2.	Características principais Hamburgo Ship Model Basin (HSVA).....	19
Tabela 3.	Características principais tanques de reboque MARINTEK	20
Tabela 4.	Características principais tanques de reboque MARIN	21
Tabela 5.	Características principais tanques de reboque IIHR	22
Tabela 6.	Características principais do tanque de prova do IPT.....	24
Tabela 7.	Dimensões principais do tanque de reboque da UNI.....	25
Tabela 8.	Características predominantes de ondas no mar peruano em escalas Beaufort 2, 3, 4 e 5.....	46
Tabela 9.	Características principais do <i>geosim</i> DTMB (ITTC, 2008).....	59
Tabela 10.	Dimensões principais e velocidades dos navios propostos (m).....	71
Tabela 11.	Características principais de ondas para o tanque em escalas de Beaufort 2, 3, 4 e 5.....	83
Tabela 12.	Características de carros dinamométricos ITTC.....	105
Tabela 13.	Critério para adotar a massa aproximada do carro dinamométrico	119
Tabela 14.	Considerações para os pesos de cada componente do carro dinamométrico	119

LISTA DE SIMBOLOS

A	Amplitude de ondas (m)
A_E	Área expandida da aspa do hélice (m^2)
A_O	Área desenvolvida pelo disco do hélice (m^2)
A_X	Área máxima transversal do casco do modelo (m^2)
A_{TC}	Área transversal do carro dinamométrico (m^2)
B_S	Boca do navio (m)
B_M	Boca do modelo (m)
B_T	Largura do tanque (m)
c_g	Velocidade grupo de ondas (m/s)
C_R	Coefficiente de resistência residual
C_F	Coefficiente de resistência ao atrito
C_{RS}	Coefficiente de resistência do navio
C_{AA}	Coefficiente de resistência do ar
C_{RM}	Coefficiente de resistência do modelo
C_T	Coefficiente de resistência total
D	Diâmetro do hélice (m)
E_W	Energia de ondas
f	Frequência (Hz)
Fr	Número de Froude
F_A	Força na zona de aceleração (N)
F_{AA}	Força ao avanço devido ao ar (N)
F_F	Força ao atrito (N)
F_{RM}	Força de reboque do modelo (N)
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
h	Profundidade do tanque de provas (m)
H	Altura máxima de ondas (m)
$H_{1/3}$	Altura significativa de ondas (m)
k_p	Número de onda
L_{ad}	Distância de aceleração e desaceleração do modelo (m)
L_M	Comprimento do modelo (m)
L_S	Comprimento do navio (m)
L_T	Comprimento do tanque de provas (m)
L_W	Comprimento de ondas (m)
L_{PP}	Comprimento entre perpendiculares (m)
N	Normal à direção do movimento (N)
P	Passo do hélice
P_W	Potência requerida pelo gerador de ondas (W)
P_{RC}	Potência requerida pelo carro dinamométrico (W)
P_A	Potência na zona de aceleração (W)
P_{VC}	Potência na zona de velocidade constante (W)
P_T	Potência total requerida pelo sistema carro dinamométrico (W)
Re	Número de Reynolds
R_F	Resistência ao atrito
R_R	Resistência residual
R_{RS}	Resistência residual do navio
R_{RM}	Resistência residual do modelo

R_T	Resistência total
S	Curso ou “ <i>stroke</i> ” (m)
S_S	Superfície molhada do navio (m ²)
S_M	Superfície molhada do modelo (m ²)
T_S	Calado do navio (m)
T_M	Calado do modelo (m)
T	Espessura da aspa do hélice (m)
T	Período de ondas (s)
V_S	Velocidade do navio (m/s)
V_M	Velocidade do modelo (m/s)
V_{rm}	Velocidade requerida para medição no modelo (m/s)
V_I	Velocidade em águas de profundidade média (m/s)
V_∞	Velocidade em águas profundas (m/s)
V_h	Velocidade em águas pouco profundas (m/s)
W_L	Trabalho total no tanque de provas (J)
λ	Fator de escala
Δ_S	Deslocamento do navio
Δ_M	Deslocamento do modelo
ω_{wT}	Frequência angular de ondas no tanque (rad/s)
ρ	Densidade da água (kg/m ³)
ρ_{AA}	Densidade do ar (kg/m ³)
δV_P	Fator de perda de velocidade
μ	Viscosidade cinemática d’água (m ² /s)
μ_E	Coefficiente de atrito (ferro sobre ferro)

1. INTRODUÇÃO

As características do projeto de um navio podem se diferenciar de outro navio, ainda que ambos sejam de uma mesma classificação. Porém, o mencionado projeto deve incluir sempre o requisito de velocidade em certas condições de mar. A resistência ao avanço na velocidade de serviço determina a potência da planta propulsora, e, portanto, o consumo de combustível, um dos fatores de influência determinante na economia do ciclo de vida do navio.

Na atualidade, todo projeto de embarcação ou estruturas marinhas precisa de metodologias estritamente ligadas aos desenvolvimentos de modelos físicos e matemáticos, a partir dos conhecimentos teóricos e comportamentos reais, deduzidos em modelos reduzidos em escala, obtêm-se os dados necessários para verificar as vantagens e desvantagens das possíveis alternativas (ALÁEZ, 1998).

Uma das principais vantagens da utilização dos tanques de reboque em comparação com os túneis de água, é o fato de que a energia necessária utilizada para rebocar um modelo reduzido numa superfície de água é menor do que a energia necessária para deslocar o volume de fluido ao longo do modelo (Gad-el-Hak, 1987), e isto implica uma otimização de custos no projeto.

Devido à importância destes testes em escala num projeto de navio, surgiu a necessidade de viabilizar um tanque de reboque para o SIMA – PERU, o maior estaleiro da Marinha de Guerra do Peru. Desta forma, necessita-se desenvolver uma pesquisa que sirva de início para o estudo e concepção de um tanque de reboque, baseado num fator de escala qualitativamente coerente, fundamentado em aspectos técnicos e que seja economicamente viável na sua execução.

O presente capítulo compõe-se de uma justificativa do trabalho onde se apresentam as principais razões e motivos da pesquisa, posteriormente os objetivos gerais e específicos que se devem levar em conta até sua finalização, e ao final, apresenta-se qual será a organização do trabalho da dissertação e a descrição da metodologia a ser utilizada.

1.1. Justificativa

Embora seja importante o aprofundamento dos estudos de métodos numéricos para a hidrodinâmica de navios, os ensaios com modelos reduzidos em tanques de provas do tipo reboque são ainda partes essenciais no projeto do navio para a predição de potência em águas calmas e ainda é um processo de formalização de cada contrato entre o armador e o estaleiro. (BERTRAM, 2000).

Esta pesquisa tem como finalidade primária, propor o dimensionamento de um tanque de reboque para o Serviço Industrial da Marinha, SIMA - PERU, com o intuito de num curto ou médio prazo, apoiar e contribuir nos projetos dos diferentes navios tais como: pesqueiros, rebocadores portuários e de alto mar, navios pertencentes à Marinha de Guerra do Peru e navios de cabotagem.

O SIMA - PERU S.A. é uma empresa estatal de direito privado, cujo único proprietário é o Estado Peruano, foi criada em 14 de fevereiro de 1950 com a finalidade de promover e desenvolver a indústria naval, indústrias complementares e associadas. O SIMA - PERU é uma empresa dedicada a direcionar e executar projetos de médio e grande porte; ao desenvolvimento de projetos navais; à construção de navios e diques flutuantes, modernização e reparação naval; à fabricação de projetos metal mecânicos; e sistemas de armas e eletrônica, contribuindo desta maneira à produção e manutenção do poder naval e marítimo, tanto para a defesa como para o desenvolvimento nacional. A capacidade que mostra a empresa lhe permite abarcar todas as especialidades da engenharia naval, realizando com sucesso, durante os últimos sessenta anos, os mais variados trabalhos de manutenção e modernização das unidades navais da Marinha de Guerra do Peru e das armadas de diferentes países, assim como de navios particulares de diferentes tipos, nacionais e estrangeiros.

Como passo fundamental para o presente trabalho, dever-se-á estudar uma metodologia de dimensionamento de um tanque de reboque, considerando as necessidades específicas para o atendimento da demanda peruana e internacional, e através disto, realizar os ensaios com modelos de navios para determinar em escala, a potência instalada com a sua velocidade de serviço requerida.

Projetar um tanque de reboque para as diferentes aplicações da arquitetura naval permitiria fazer com que os projetos dos navios em forma conjunta, sejam cada vez mais eficientes, devido ao fato de que muitos problemas no projeto de um navio novo são a necessidade de otimizar, entre outros requisitos, a forma do casco, os tempos de espera e o arranjo da propulsão.

Por outro lado, para que um tanque tenha possibilidades de assemelhar o comportamento dos navios em um mar real, teria que se instalar no tanque, um gerador de ondas que permita simular uma determinada condição de ondas em função de sua altura e faixa de frequências.

1.2. Objetivos

O objetivo geral desta pesquisa é a proposta do dimensionamento de um tanque de reboque para o SIMA – PERU, que possa testar modelos reduzidos em condições de águas calmas e em condições de mar de até tipo escala Beaufort 5.

O intuito desta pesquisa não é reproduzir as características dos tanques já existentes, mas sim, consolidar uma metodologia específica e própria para projetar um tanque baseado nas necessidades e demanda de navios do país e da região. Para atingir este objetivo geral, propuseram-se os seguintes objetivos específicos:

- Desenvolver os conhecimentos teóricos que são necessários para o completo dimensionamento de um tanque de reboque;
- Orientar a pesquisa sob um ponto de vista técnico relacionando aspectos econômicos abrangentes e viáveis;
- Realizar um estudo paramétrico sobre o fator de escala a ser utilizado para o dimensionamento dos modelos reduzidos;
- Analisar cada componente ou equipamento necessário para a realização de ensaios;
- Estudar os procedimentos existentes para a realização de ensaios de resistência ao

avanço e comportamento em ondas no tanque de reboque.

1.3. Organização do trabalho

A presente dissertação está composta de sete capítulos. O primeiro capítulo detalha a razão principal e fundamental da motivação de desenvolvimento deste trabalho, bem como, apresenta os objetivos gerais e específicos que o autor se propõe na finalização desta pesquisa. No segundo capítulo, também se faz uma introdução à importância da presença dos tanques de reboque, assim como sua necessidade no campo da hidrodinâmica ao longo da história. Descrevem-se algumas das características dos principais tanques utilizados no mundo.

No terceiro capítulo, detalham-se quais são os aspectos gerais e teóricos relacionados aos tanques, resistência ao avanço, comportamento em ondas e considerações com relação à dimensão dos modelos reduzidos.

Como um fator fundamental na pesquisa, no quarto capítulo é apresentado uma análise sobre os impactos que apresenta a utilização de modelos com diferentes dimensões nos resultados em ensaios de resistência ao avanço, e como poderiam influir nos coeficientes de resistência total.

No quinto capítulo determinam-se os parâmetros relacionados ao dimensionamento do tanque físico e os componentes relacionados para a realização de ensaios, isto é, resistência ao avanço e comportamento em ondas. Este capítulo é muito importante, porque é precisamente aqui que irão se desenvolver as dimensões requeridas pelo tanque com relação às velocidades e características principais dos modelos e os equipamentos para o bom desempenho.

Como finalidade principal, no capítulo seis, propõe-se uma caracterização do tanque de reboque de acordo com os requerimentos estabelecidos e de acordo às restrições que impõe as condições de terreno no SIMA – PERU.

Por último, no capítulo sete, apresentam-se as conclusões da presente dissertação.

2. UTILIZAÇÃO DE TANQUES DE PROVAS DO TIPO REBOQUE EM PROJETO DE NAVIOS

Neste capítulo são descritos os aportes dos tanques de reboque nos desenvolvimentos dos navios, ao longo do tempo na engenharia naval. Considera-se razoável detalhar na presente pesquisa a importância dos aportes dos tanques nos ensaios hidrodinâmicos.

2.1. Histórico

A hidrodinâmica do navio constitui uma das disciplinas principais ao longo da carreira do engenheiro naval. Durante muitos anos, os tanques de provas tem sido a ferramenta experimental básica neste campo, constituindo mediante o ensaio com modelos reduzidos, o método tradicional na otimização das formas dos navios (PEREZ; SOUTO e ROCA, 2000).

O fato dos tanques de provas de reboque tenham sido fundamentais para o desenvolvimento de projetos de navio, foi a necessidade de calcular, através de modelos reduzidos, a estimativa mais exata possível da potência requerida ou otimizada do navio.

Pode-se dizer que, a história de desenvolvimento e início da pesquisa sobre ensaios com modelos reduzidos para determinar seu desempenho sobre um fluido, foi realizada por Leonardo Da Vinci¹. Num de seus ensaios (Fig. 2.1), ele explica os resultados com três modelos de navio, que tinham as mesmas dimensões principais como comprimento, boca e calado, mas diferentes distribuições nas áreas transversais. Embora nada se saiba do procedimento que Da Vinci fez para realizar estes ensaios, observou que os corpos: *“apesar de se deslocarem e ser impulsionados pela mesma potência; o que tinha mais perto da proa a caverna de maior área transversal ia mais rápido”*, conclusão razoável pela pouca velocidade à que tinha ensaiado os modelos.

¹ Alaez, J., Tursini, L., “Leonardo da Vinci and problems of the navigation and naval design”, págs. 97-102 Transactions do I.N.A., vol. 95, Londres, 1953

Figura 2.1. Primeiros resultados hidrodinâmicos realizados por Leonardo Da Vinci.

Nessas circunstâncias predomina a resistência devida à viscosidade, então, ele conseguiu ver que um corpo que navega na superfície de um fluido deve buscar que a distância da popa até a caverna seja a maior possível, de maneira que os gradientes de pressão sejam menores.

Por volta de 1750, D'Alembert apresentou seu trabalho: “*Essai d'une Nouvelle Theorie de la Resistance des Fluides*”, esse trabalho apresenta a primeira descrição do campo criado por um fluido em movimento. Ele incluiu seu famoso paradoxo de D'Alembert, em que um corpo submerso num fluido perfeito não experimenta nenhum tipo de resistência ao avanço.

Surge depois Euler, que hoje conhecemos como o fundador da mecânica dos fluidos², seu trabalho pode ser comparável ao de Newton na área da mecânica. Dos irmãos Bernoulli³ assimilou o conceito de pressão do fluido, de John Bernoulli tomou o uso das diferenciais, de D'Alembert a descrição do campo e de Newton as equações do movimento (Eq. 2.1):

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \vec{v}(\vec{v}) = - \frac{1}{\rho} \nabla p - \vec{g} \quad (2.1)$$

² Simos, A., “Hidrodinâmica I”, Apostila orientada ao curso de Hidrodinâmica I; PNV-5200 Escola Politecnica da Universidade de São Paulo

³ Alaez, J., Roberston, J., “Hydrodynamics in theory and application”. pág. 15, Prentice-Hall., 1965.

O engenheiro inglês John Smeaton⁴ foi o primeiro a utilizar, de maneira sistemática, ensaios com modelos para determinar as melhores proporções de uma experimentação, em um trabalho apresentado em 1759 à *Royal Society*.

Por volta de 1760, o engenheiro sueco Fredrik Henrik Chapman⁵ fez um pequeno canal de ensaios $l \times b \times h$ de 20 x 4,5 x 1,2 m. Na figura 2.2, pode-se explicar o seguinte procedimento: o modelo (F) era arrastado pela queda de um peso (B) ao que estava conectado por um cabo. Pela popa também estava ligado a outro peso (G), menor do que (B), que servia para manter a direção reta durante seu deslocamento. A linha de reboque levava duas marcas (A e C) separadas por uma distância determinada para medir a velocidade. Para iniciar o ensaio bastava deixar cair o peso (B) e ativar o relógio, quando a primeira marca (C) passasse por um ponto determinado (D), e pará-lo quando passasse a segunda marca (A) pelo mesmo ponto. Alterando-se o peso que tinha o corpo em movimento (B) a velocidade mudava, enquanto que o outro peso (G) era sempre o mesmo.

Figura 2.2. Sistema de medição de resistência empregado por Chapman (1775).

Foi D'Alembert quem também utilizou um sistema muito parecido ao de Chapman. Este tanque (fig. 2.3) tinha $l \times b \times h$ de 30 x 20 x 2 m, e tinha instalado um poste alto que sustentava uma roldana sobre a qual trabalhava um cabo de reboque; a velocidade era medida contando-se o tempo que o modelo levava para passar por posições

⁴ Michima, P., "Estudo de um absorvedor de ondas ativo para tanque didático", Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2007

⁵ Edstrand, H., "Proceedings of the 17th ITTC", vol. 1, pág. 19, Gotemburgo 1984

determinadas.

Figura 2.3. Modelo de Tanque de Provas realizado por D'Alembert.

Beaufoy⁶ inventou um novo esquema formado por um pêndulo que pendurava o corpo que se desejava conhecer a resistência, e uma vasilha cheia d'água. O pêndulo e a vasilha estavam localizados de forma tal que o corpo a ensaiar ficava na água. Só era necessário pendurar o pêndulo e medir os ângulos do arco que descrevia seu movimento para conhecer a resistência relativa dos corpos: supunha-se que os corpos com menor resistência descreviam um arco maior. Entre 1793 e 1798, Beaufoy realizou os ensaios sobre a resistência da água que tinha proposto à “Sociedade para o Desenvolvimento da Arquitetura Naval” em Londres.

Figura 2.4. Projeto de Tanque de Provas realizado por Beaufoy (1834)

⁶ Beaufoy, M., “Nautical and hydraulic experiments with numerous scientific miscellanies”, Londres, 1834

Beaufoy agregou ainda uma melhoria ao seu experimento, quando abaixo do peso principal, a uma certa distância, adicionou uma bola de ferro. Desta maneira, no princípio do movimento atuavam os dois pesos, e quando a bola tocava o solo, o peso desta deixava de atuar e o modelo se mexia apenas pela ação do peso principal. Na figura 2.4, pode-se verificar que, para alongar o movimento da bola e para que esta não tocasse o solo no princípio, fez-se uma abertura neste.

Outro dos grandes pesquisadores da época foi John Russell Chapman⁷, convencido da grande importância que tem a formação de ondas na resistência ao avanço em um navio, que ao rebocar grandes embarcações ao longo dos rios e canais descobriu as mudanças que faz a profundidade da água no sistema de ondas que lhes acompanha. Com um ponto de vista mais prático, o engenheiro W. Froude que ao enunciar sua famosa lei da semelhança e abriu as portas à moderna experimentação.

O primeiro tanque de reboque, recomendado por Froude à Marinha Inglesa (Fig. 2.5), que usava um dispositivo de reboque sobre trilhos que por sua vez contava com um dinamômetro para saber a resistência do modelo reduzido, foi construído em 1872, no povoado de Torquay, na cidade Devon, na Inglaterra.

Figura 2.5. Principais dimensões do tanque de Torquay – Inglaterra (1872)

2.2. Os tanques de reboque na atualidade

⁷ Alaez, J., Rouse, H. e Ince, S., “History of Hydraulics”, págs. 152-154, Iowa Institute of Hydrualic Research, 1957.

Um tanque de reboque pode ser definido como um canal ou tanque físico onde se desenvolvem ensaios hidrodinâmicos com modelos geometricamente semelhantes reduzidos em escala, com o propósito de determinar diversos parâmetros para serem extrapolados e utilizados em navios de escala real.

Com o intuito de dar uma categorização referente aos tanques de provas em geral, na figura 2.6, mostra-se os tipos de tanques de provas existentes e a divisão que pertencem os tanques de reboque.

Figura 2.6. Tipos de tanques de provas (Malta, 2010)

As dimensões e características gerais e específicas de um tanque de reboque, assim como todos seus equipamentos de medição, são planejadas de acordo com os requisitos de ensaio, tais como comportamento no mar, resistência ao avanço, autopropulsão e aos diferentes tipos de navios que se precisa testar em uma determinada área, país ou região.

Em geral os tanques de reboque são utilizados para testes com modelos a fim de avaliar a resistência ao avanço (com propulsor ou não) e obter seus coeficientes de resistência correspondentes. Esses modelos podem ser testados em diversas velocidades, para avaliar desde os parâmetros viscosos até os efeitos de radiação de ondas e de planeio.

A ITTC é uma organização a nível mundial que foi originada no ano 1932 na cidade de Hamburgo, na Alemanha, no “*International Hydro-Mechanical Congress*”, e abrange como finalidade fundamental: a predição do desempenho hidrodinâmico de navios e

instalações marítimas baseada nos resultados da modelagem física e numérica⁸.

Existem vários tipos de tanques de reboque de diversas dimensões. As dimensões estão atreladas na sua funcionalidade e tipos de ensaios que os tanques podem realizar. Os diferentes ensaios que num tanque de reboque podem ser realizados são:

- Ensaios de resistência ao avanço;
- Ensaios de comportamento em ondas;
- Ensaios de reboque em superfícies de gelo;
- Ensaios de autopropulsão;
- Ensaios de águas rasas ou pouca profundidade.

Obviamente, os fatores econômicos são limitações que impõem a caracterização física do tanque, porém, o ideal é ter um tanque com as maiores dimensões possíveis para evitar restrições geométricas nos modelos e nos ensaios, mas a restrição imposta nas dimensões do tanque é naturalmente ligada ao fator econômico devido aos custos operacionais e de manutenção, isto é, quanto maior as dimensões do tanque maiores serão os custos operacionais e de manutenção.

A seguir, serão mostradas brevemente as capacidades e características gerais dos principais tanques de reboque no mundo. Serão descritos alguns tanques da Europa, América do Sul e Norte e do continente asiático.

Tanque de reboque David Taylor

Foi criada no ano 1939, na cidade Maryland ao norte do Washington. É o tanque de reboque mais extenso que existe no mundo (aprox. 600 m) e com capacidades de velocidades de embarcações de até 50 nós. Devido aos três tanques com que opera é capaz de realizar ensaios em águas rasas, águas profundas e ensaios em altas velocidades para a determinação da potência de embarcações de alta velocidade ou alto desempenho. Pode realizar ensaios de resistência ao avanço, comportamento em ondas com autopropulsão e estudos de comportamentos do hélice. Na atualidade, faz parte do

⁸ ITTC – International Towing Tank Conference (<http://www.ittc.sname.org>)

Carderock Division of the Naval Surface Warfare Center que é uma divisão da rede de estaleiros das forças navais dos Estados Unidos (NAVSEA 2010)⁹.

Características dos tanques	L (m)	B (m)	h (m)
Tanque de águas rasas	92,35	15,54	0 – 3
Tanque de águas profundas	574,85	15,5	6,7
Tanque de alta velocidade	904,64	6,4	4,8

Tabela 1. Dimensões dos tanques de reboque David Taylor Model Basin

Tanque de reboque Hamburg Ship Model Basin (HSVA)

Localizado na cidade de Hamburgo, Alemanha, este laboratório vem trabalhando a nove décadas em pesquisa relacionada à hidrodinâmica, considerado como um dos maiores tanques da Europa pode realizar todos os tipos de ensaios com modelos reduzidos, de fato, algumas das suas características operacionais foram utilizadas para o estudo no presente trabalho devido as suas capacidades favoráveis de velocidade e aceleração do carro dinamométrico.

Na figura 2.7, pode-se ver que num dos seus extremos, conta com um pequeno tanque de trim que serve para realizar as medições estabelecidas de trim e afundamentos dos modelos reduzidos a serem ensaiados.

Figura 2.7. Disposição do tanque de Hamburgo Ship Model Basin (HSVA)

Na tabela 3, mostram-se as principais características do tanque de reboque do HSVA:

⁹ *Naval Sea Systems Command.*

Dimensões	300 m (L) x 18 m (B) x 6 m (h)
Carro Dinamométrico	10 m/s velocidade máxima 0,80 m/s ² aceleração máxima
Tipos de ensaios	Resistência ao avanço, manobrabilidade, ensaios de comportamento em ondas regulares e irregulares com e sem autopropulsão.
Máxima altura de ondas	0,50 m

Tabela 2. Características principais Hamburgo Ship Model Basin (HSVA)

Tanque de reboque Norwegian Marine Technology Research Institute – MARINTEK

Através da construção do seu primeiro tanque de reboque, a MARINTEK, foi criada no ano 1939, na cidade de Trondheim, na Noruega. Então, em 1951 foi criado o SFI - Instituto de Pesquisa em Engenharia Naval da Noruega, de onde surgiu mais tarde o nome Marintek, que é o Instituto de Pesquisa em Engenharia Naval e Oceânica da Noruega, em 1986.

Semelhante aos tanques anteriores, este tanque pode realizar medições de resistência ao avanço, comportamento em ondas regulares e irregulares. Porém, apresenta uma característica particular; mediante o isolamento de seu comprimento total, tanques I e III (Fig. 2.8) este tanque pode desenvolver dois ensaios de forma simultânea, isto é, ensaios de resistência ao avanço no tanque I e ensaios de comportamento em ondas no tanque III. Isto se realiza com a finalidade de otimizar tempos no atendimento da demanda.

Para ensaios de resistência ao avanço em velocidades altas, os tanques I e III são vinculados e atingem um comprimento de 260 m (Fig. 2.8). Pode desenvolver ensaios de resistência ao avanço com requerimentos maiores de velocidade devido à capacidade de velocidade dos seus carros dinamométricos posicionados ao longo dos tanques antes mencionados.

Figura 2.8. Disposição dos tanques de reboque - MARINTEK

Na tabela 4, apresentam-se as principais características de cada tanque por separado e em conjunto:

Características	Tanque I	Tanque III	Tanques I + III
Comprimento	175 m	85 m	260 m
Largura	10,5 m	10,5 m	10,5
Profundidade	5,6 m	10 m	5,6 / 10 m
Velocidade do carro dinamométrico	8 m/s	8 m/s	8 m/s
Máx. aceleração do carro	1 m/s ²	1 m/s ²	1 m/s ²
Comprimento máximo dos modelos reduzidos	8 m	8 m	8 m
Máxima altura de onda	-	0,9 m	0,9 m
Faixa de período	-	0,8 – 5 s	0,5 – 8 s

Tabela 3. Características principais tanques de reboque MARINTEK

Tanque de reboque Maritime Research Institute Netherlands - MARIN

Devido à crescente demanda da indústria naval e oceânica na Holanda e em todos os países da região européia, este laboratório foi criado no ano 1929 com o nome de *Netherlands Ship Model Basin*, porém, foi no ano 1951 que foi inaugurado o tanque de reboque para a realização de ensaios hidrodinâmicos. Uma das principais características deste laboratório é que apresenta fisicamente um tanque para cada tipo e propósito de

ensaio, possui a capacidade para desenvolver todos os tipos de ensaios hidrodinâmicos com modelos reduzidos. O tanque de reboque apresenta as seguintes características (Tab. 5):

Dimensões	250 m (L) x 10,5 m (B) x 5,5 m (h)
Carro Dinamométrico	9 m/s velocidade máxima de reboque
Tipos de ensaios	Resistência ao avanço, manobrabilidade, ensaios de comportamento em ondas.
Faixa de dimensões de modelos	1,5 – 8,5 (m) de comprimento (L)

Tabela 4. Características principais tanques de reboque MARIN

A disposição do tanque mostra-se na figura a seguir (Fig. 2.9):

Figura 2.9. Disposição do tanques de reboque - MARIN

Tanque de reboque Iowa Institute of Hydraulic Research – IIHR

O laboratório IIHR da Universidade de Iowa, no estado de Iowa dos Estados Unidos, foi criado no ano 1920, no entanto, dedicado aos ensaios hidrodinâmicos com modelos a partir de 1950 com a ajuda de pessoal próximo do tanque de reboque David Taylor.

Em comparação com os tanques anteriormente expostos, o tanque de reboque do IIHR não tem dimensões físicas consideráveis, mas enquanto a capacidade de geração e absorção de ondas e velocidade de reboque é um tanque competente e preparado. Foi uns dos primeiros tanques em realizar os ensaios de resistência ao avanço com o modelo DTMB5415 “*Combatant*” de 3.048 m de comprimento, construído pelo *David Taylor*

Model Basin. Os resultados destes ensaios serão avaliados no capítulo quatro da presente pesquisa. Na tabela 6, algumas das principais características do tanque de reboque do Iowa Institute of Hydraulic Research – IIHR

Dimensões	100 m (L) x 3 m (B) x 3 m (h)
Carro Dinamométrico	5,5 m de comprimento. Velocidade máxima de 3 m/s
Tipos de ensaios	Resistência ao avanço, ensaios de comportamento em ondas.
Gerador de ondas	Tipo cunha
Sistema de absorção de ondas	Tanque com capacidade de absorção lateral de ondas

Tabela 5. Características principais tanques de reboque IIHR

Tanque de reboque National Maritime Research Institute – NMRI

Por ultimo, apresenta-se o tanque do NMRI, localizado na cidade de Tóquio no Japão, funcionando a partir do ano 1916, este tanque é um dos maiores do mundo. Possui todas as capacidades de ensaios, além de contar com diversos tanques para realizar os diferentes tipos de testes com modelos reduzidos. As suas principais dimensões são: 400 m de comprimento, 18 m de largura e 8 m de profundidade (Fig. 2.10). A velocidade máxima de reboque é de 5 m/s.

Figura 2.10. Tanque de reboque NMRI

Tanque de Reboque do Instituto de Pesquisas Tecnológicas - IPT

O tanque do Instituto de Pesquisas Tecnológicas da cidade de São Paulo foi inaugurado no ano 1956 e reformado no ano 2009, na atualidade é o maior da América Latina e é um tanque classificado pela ITTC. É utilizado para realizar ensaios com modelos reduzidos de resistência ao avanço, comportamento no mar com plataformas e navios, isto é, está capacitado para desenvolver ensaios de reboque para a determinação da resistência ao avanço de navios e simular comportamento em ondas para estruturas oceânicas.

A última reforma do tanque teve como intuito criar um centro multiusuário: com estações de trabalho para pesquisadores, aprimoramento do nível de qualidade de atendimento para clientes e sintetização do tempo de construção de modelos reduzidos para serem testados neste laboratório.

O tanque do IPT conta com um comprimento de 280 metros, 6 metros de largura e 4 metros de profundidade. O carro dinamométrico tem a capacidade de velocidade máxima de reboque de 5 m/s (Fig. 2.11).

Através da assistência e cooperação fornecida pelo tanque do IPT, ao autor conseguiu-se obter um conhecimento e familiarização com os tanques de reboque e diferentes procedimentos de ensaios.

Figura 2.11. Tanque de reboque do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT)

A seguir, as características do tanque de reboque do Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT (Tab. 7):

Dimensões	280 m (L) x 6 m (B) x 4 m (h)
Carro Dinamométrico	Estrutura conduzida e monitorada, 4 rodas para o deslocamento e 1 para medição da velocidade.
Velocidade máxima do carro dinamométrico	5 m/s
Tipos de ensaios	Resistência ao avanço, ensaios de comportamento em ondas com e sem autopropulsão.
Equipe de pessoas no ensaio	4- 5 pessoas
Faixa de comprimentos dos modelos	2 – 6 m

Tabela 6. Características principais do tanque de prova do IPT

2.3. Avanços no campo da hidrodinâmica experimental no Peru

No Peru, um dos primeiros trabalhos realizados no campo da hidrodinâmica experimental, foi realizado no ano 1968 pelo Eng. Uriel Berrocal para determinar a resistência ao avanço de uma embarcação do tipo barcaça utilizando o canal de calibração de medidores de corrente no Laboratório Nacional de Hidráulica da Universidade Nacional de Engenharia (UNI).

No ano 1983, a Diretoria de Hidrografia e Navegação da Marinha de Guerra do Peru encarregou ao SIMA- PERU o projeto de uma embarcação de exploração oceanográfica, sendo estes trabalhos de pesquisa na área de hidrodinâmica encarregados ao mesmo canal de ensaios hidrodinâmicos da Universidade Nacional de Engenharia.

No ano seguinte, a PETROPERU¹⁰ encarregou ao SIMA-PERU o projeto e construção de uma embarcação fluvial rápida para fazer trabalhos de transporte de pessoal na Amazônia Peruana, pesquisa que foi realizada pelo Eng. Heli Tapia, que também realizou o estudo hidrodinâmico no Laboratório Nacional de Hidráulica.

¹⁰ PETROPERU, organização do Estado Peruano dedicada à extração de petróleo.

A partir do ano 2005 se reassumiu a importância dos ensaios experimentais com modelos reduzidos e através dos trabalhos desenvolvidos pelos alunos e professores da Universidade Nacional de Engenharia (VILLAGOMEZ, 2007) e (ELIAS, 2009), nestes trabalhos validou-se experimentalmente e de acordo às recomendações da ITTC, a adaptação de seu canal de calibração de medidores de corrente num tanque de reboque. Utilizando a implantação do carro dinamométrico, equipamento de fixação, células de carga e sistemas de aquisição de dados provaram que é possível fazer um estudo experimental hidrodinâmico. Na tabela 8, mostram-se as principais dimensões do tanque da UNI.

Dimensões	Medidas
Comprimento Total	60.00 m
Largura	3.00 m
Profundidade	2.50 m
Nível de água	2.00 m
Volume de água	360 m ³

Tabela 7. Dimensões principais do tanque de reboque da UNI

De acordo às capacidades atuais, o tanque de reboque da Universidade Nacional de Engenharia (UNI) pode realizar ensaios de resistência ao avanço em águas calmas. Na figura 2.12, observa-se o comprimento do tanque.

Figura 2.12. Vista longitudinal do canal de reboque da Universidade Nacional de Engenharia.

O tanque conta com um veículo dinamômetro da marca alemã KEMPF & RENNERS – HAMBURGO, de alimentação de corrente alternada e contínua, este carro dinamômetro pode se deslocar ao longo do tanque sobre trilhos e está equipado com os acessórios para rebocar o modelo à velocidade regulável e registrar a força de resistência ao avanço do modelo (Fig. 2.13).

Figura 2.13. Carro dinamômetro do tanque de reboque da UNI.

No ano 2007, o Instituto Nacional de Investigação da Faculdade de Engenharia Mecânica aprovou o projeto “Validação Experimental do Canal de Ensaios Hidrodinâmicos da Universidade Nacional de Engenharia”¹¹.

Este trabalho foi realizado no tanque de reboque da Universidade Nacional de Engenharia e ficou como uma demonstração dos avanços que ainda se realizam no Peru pelo desenvolvimento da hidrodinâmica experimental, o objetivo principal deste projeto foi comparar resultados finais de ensaio com um modelo de casco tipo “*Wigley*” com os resultados recomendados pela ITTC, para os parâmetros de resistência devido à formação de ondas e estabelecer o grau de certeza das medições, instrumentação e procedimentos e determinar as possíveis fontes de erro.

¹¹ Villagómez R., “Avances en Hidrodinámica Experimental en el Canal de Pruebas de la Universidad Nacional de Ingeniería” 2007.

3. CONHECIMENTOS TEÓRICOS NECESSÁRIOS PARA ENSAIOS EM TANQUE DE PROVAS DO TIPO REBOQUE

A idéia principal de projetar tanques de reboque ao longo dos tempos foi e é, a determinação da resistência ao avanço que apresenta o modelo ao ser rebocado em um tanque de águas tranqüilas e o comportamento no mar em ondas. Isto foi idealizado para depois calcular a potência necessária para rebocar o modelo, e mediante as extrapolações apropriadas, a potência necessária para dimensionar o sistema propulsivo do navio. Tal como foi comentado na parte introdutória do primeiro capítulo, é preciso viabilizar um tanque de reboque que apresente a capacidade de testar embarcações com ensaios de resistência em águas calmas e testar o seu comportamento em ondas.

Os navios a serem projetados devem ter qualidades e capacidades para manter a estabilidade direcional em certas condições de mar, isto é, o comportamento em ondas é parte fundamental sobre o efeito hidrodinâmico do funcionamento do navio ao longo da sua vida operativa (ABDUL e JULAIT, 2008).

Além de descrever as características fundamentais dos ensaios propostos, ao final do presente capítulo apresentar-se-á algumas considerações para a determinação da geometria dos modelos reduzidos a serem ensaiados.

3.1. Principais números adimensionais utilizados em ensaios de tanques de reboque

A importante vantagem que tem o uso da análise dimensional consiste em que, para sua aplicação demanda-se o conhecimento das variáveis que dependem do resultado, isto é, quando se realiza o estudo do escoamento ao redor do navio e sua implicação na resistência ao avanço é necessário saber quais são as variáveis dependentes da resistência ao avanço. A análise dimensional está fundamentada no princípio de que cada equação que expressa uma relação física deve ser dimensionalmente homogênea (LEWIS, 1990). Partindo do exposto em Lewis, é importante considerar se as escolhas

adequadas das variáveis levarão a uma solução dimensional com uma similaridade física, no caso da resistência, estas variáveis serão: a velocidade de avanço (V), o comprimento do navio (L), a densidade da massa do fluido (ρ), a viscosidade (μ), a aceleração da gravidade (g) e a pressão por unidade de área (p), onde a resistência ao avanço está em função das seguintes variáveis:

$$R \rightarrow f(\rho, V, L, \mu, g, p) \quad (3.1)$$

Onde a Resistência ao avanço (R) é uma força, e pelo fato de ser uma força, tal como o define Newton na sua segunda lei, é o resultado da multiplicação da massa pela aceleração, e suas dimensões serão ML/T^2 ; Massa (M), Comprimento (L) e o Tempo (T). Ao realizar a análise dimensional de cada uma das variáveis teremos a resistência em função de:

$$R \rightarrow \rho V^2 L^2 f\left[\frac{\rho V L}{\mu}, \frac{g L}{V^2}, \frac{p}{\rho V^2}\right] \quad (3.2)$$

Lewis, baseado nas dimensões das unidades dos termos que estão entre colchetes, percebeu-se que são adimensionais e cada um deles representa um tipo de resistência diferente (resistência devido à viscosidade ou devido às ondas). Dividindo a viscosidade dinâmica (μ) pela densidade do fluido (ρ), obtemos a viscosidade cinemática (ν), e lembrando que (L^2) é uma superfície S , tem-se a resistência:

$$\frac{R}{\frac{1}{2}\rho V^2 S} = f\left[\left(\frac{V L}{\nu}, \frac{g L}{V^2}, \frac{p}{\rho V^2}\right)\right] \quad (3.3)$$

3.1.1. Número de Froude – Ondas de gravidade

Fazendo a análise sob o ponto de vista da gravidade, isto é, em função apenas do sistema de ondas de gravidade, ou seja, gL/V^2 formula-se a resistência residual, resistência estabelecida por Froude que será explicada mais adiante e com o coeficiente C_R tem-se:

$$C_R = \frac{R_R}{\frac{1}{2}\rho V^2 S} = f\left[\frac{V^2}{gL}\right] \quad (3.4)$$

De acordo com a lei da comparação de Froude, isto significa que, os corpos geometricamente semelhantes de diferentes tamanhos obterão o mesmo coeficiente de resistência residual C_R , (ao rigor, esta parcela deveria ser só de ondas, pois o adimensional Froude representa fenômenos gravitacionais) ao se locomover com os mesmos valores dos parâmetros de V^2/gL e observará que as velocidades terão que se corresponder sob a formulação de $(V/\sqrt{L})$, mesmo para o modelo e para o navio (BERTRAM, 2000). A expressão obtida por Froude $V/\sqrt{gL}$ é uma expressão adimensional e é conhecida já há muito tempo como o número de Froude.

Tal como foi explicado anteriormente, a relação entre os coeficientes de resistência residual dependem da semelhança geométrica dos corpos que serão avaliados e dos seus movimentos relacionados ao parâmetro de V^2/gL , daí pode-se formular a seguinte relação:

$$\frac{R_{RS}}{R_{RM}} = \frac{\frac{1}{2}\rho S_S V_S^2 C_{RS}}{\frac{1}{2}\rho S_M V_M^2 C_{RM}} \quad (3.5)$$

Os parâmetros indicados R_{RS} , S_S , V_S , C_{RS} pertencem aos do navio, e os parâmetros de R_{RM} , S_M , V_M , C_{RM} ao modelo. Então, se o navio e o modelo forem ensaiados no fluido com a mesma densidade e tiver o mesmo valor do V^2/gL , então teremos o mesmo valor dos C_R mesmo para as ambas escalas, obtendo:

$$\frac{R_{RS}}{R_{RM}} = \frac{S_S (V_S)^2}{S_M (V_M)^2} = \frac{(L_S)^2}{(L_M)^2} \cdot \left(\frac{L_S}{L_M}\right) = \frac{(L_S)^3}{(L_M)^3} = \frac{\Delta_S}{\Delta_M} \quad (3.6)$$

Onde os valores de Δ_S e Δ_M são os deslocamentos do navio e do modelo respectivamente, e está em concordância com a lei da comparação de Froude, e neste caso pode-se escrever e estabelecer as relações lineares do navio e do modelo em λ , assim:

$$\frac{L_S}{L_M} = \lambda \quad (3.7)$$

$$\frac{V_S}{V_M} = \frac{\sqrt{L_S}}{\sqrt{L_M}} = \sqrt{\lambda} \quad (3.8)$$

$$\frac{R_{RS}}{R_{RM}} = \frac{(L_S)^3}{(L_M)^3} = \frac{\Delta_S}{\Delta_M} = \lambda^3 \quad (3.9)$$

De acordo com a estas leis de semelhança desenvolvidas pelo Froude e devido à dependência da gravidade para efeitos de cálculo de resistência residual¹², é gerada na sua maioria pelo efeito de ondas de gravidade (HARVALD 1984), desta forma, podem-se realizar os ensaios com modelos reduzidos do navio.

3.1.2. Número de Reynolds – O fenómeno viscoso

Com relação à semelhança geométrica e dinâmica entre os modelos reduzidos e os navios em escala real, existe um problema na reprodução da natureza do comportamento em escala, isto se deve às propriedades do fluido, já que é impossível definir um determinado fator de escala aos esforços cortantes do fluido no modelo e quase impossível de reproduzir a rugosidade do navio no modelo.

Por outro lado, existe uma inviabilidade com relação ao termo de resistência que envolve a viscosidade, isto é, quando se realiza a semelhança do número de Froude, ao mesmo tempo em que diminuimos a escala do modelo, diminuimos a velocidade do carro dinamométrico, porém, na semelhança do número de Reynolds entre o navio e o modelo $V_S L_S = V_M L_M$ considerando a mesma viscosidade cinemática d'água ν , temos que a velocidade do modelo teria que ser aumentada de maneira drástica ao diminuir o tamanho do modelo. Desta forma, ao utilizarmos a hipótese de Froude para definirmos a escala do modelo, não poderá garantir a semelhança física dos fenômenos do fluido relacionados ao número de Reynolds.

¹² O nome da resistência residual deve-se a esta resistência depender não apenas de ondas, mas de uma parcela sob pequeno efeito da viscosidade.

Há uma diferença muito grande no regime do escoamento do fluido na diferença do número de Reynolds. Normalmente, nas escalas mais usadas em tanque de provas, os modelos reduzidos variam de 2 a 10 m de comprimento devido às restrições dos tanques.

Os regimes laminares em ensaios com modelos reduzidos ocorrem até aproximadamente $Re = 2 \times 10^6$ ou $Re = 3 \times 10^6$, após estes valores, o escoamento nos modelos vai se transformando em escoamento de regime subcrítico (Bertram, 2000), ou seja, o intuito nos ensaios deve ser exceder esses valores na medida do possível para evitar regimes laminares consideráveis ao redor do casco do modelo ensaiado e tentar estabelecer um regime que esteja o mais perto possível ao dos regimes os navios em escala real.

Com a finalidade de ilustrar os comportamentos dos regimes de escoamento nos modelos reduzidos e obter números de Reynolds resultantes de acordo às medidas de comprimento de modelos e velocidades normalmente usadas em tanques de provas, adota-se o seguinte procedimento:

Consideram-se modelos reduzidos em escala, usualmente testados em tanques de reboque do mundo¹³, comprimentos entre $L_{M_{MIN}} = 1\text{ m}$ e $L_{M_{MAX}} = 12,2\text{ m}$ (vide apêndice B), velocidades utilizadas usualmente em ensaios correspondentes às velocidades de operação dos carros dinamométricos dos tanques de provas do mundo $V_{M_{MIN}} = 1\text{ m/s}$ e $V_{M_{MAX}} = 3\text{ m/s}$ (velocidade dos modelos que são mais usados em testes em tanques de reboque¹⁴) e viscosidade cinemática correspondente a $\nu = 1,140 \times 10^6$ (Temperatura d'água 15°C, valor estabelecido por convenção segundo a ITTC) e através de:

$$Re = \frac{V_M L_M}{\nu} \quad (3.10)$$

¹³ Dados pesquisados dos tanques de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

¹⁴ Dejhalla, R. e Prpic-Orsic, J., “A review of the State-of-the-Art in marine hydrodynamics”, Faculty of Engineering – University of Rijeka, Croatia, 2006

Onde:

Re : Número de Reynolds;

L_M : Comprimento do modelo;

V_M : Velocidade do modelo;

ν : Viscosidade cinemática, $\nu = 1,140 \times 10^{-6}$ (Temp. d'água a 15°C).

Figura 3.1. Números de Reynolds resultantes utilizando modelos reduzidos

Na figura 3.1, mostram-se os valores dos números de Reynolds resultantes de acordo aos valores assumidos para ensaios com modelos reduzidos. Observe-se que os valores dos números de Reynolds para as três velocidades dos modelos consideradas diferem consideravelmente do navio em escala real ($Re \approx 10^9$) devido ao fluido arredor dos navios trabalharem em regime de escoamento turbulento, enquanto dos modelos reduzidos em ensaios em tanque de reboque apresentarem um comportamento do escoamento laminar ou subcrítico, bem abaixo do número de Reynolds do navio em escala real.

Os coeficientes de resistência devido ao atrito (C_{FM}) resultantes nos navios em escala real são aproximadamente $Re > 1 \times 10^9$, estes apresentam regimes turbulentos, enquanto os modelos reduzidos em ensaios apresentam valores menores de número de Reynolds do navio.

Desta forma, mesmo com comprimento do modelo chegando a 13 m o número de Reynolds obtido ($Re = 3,4 \times 10^7$) não pode atingir o equivalente ao do navio $Re >$

1×10^9 , por tanto, pode se concluir que o regime de escoamento no modelo é completamente diferente ao regime usual no navio. No entanto, existem considerações que obrigam a não poder mudar as velocidades do modelo devido às condições impostas aos ensaios de resistência ao avanço, induzidas pela hipótese dos números de Froude já estabelecidos para a determinação da resistência ao avanço numa determinada velocidade.

Devido ao regime do escoamento que se forma ao redor do casco do navio sempre mostra um comportamento turbulento, é muito importante na medida do possível, tentar reproduzir estes regimes do escoamento no modelo através de estimuladores de turbulência.

O objetivo principal de estimular a turbulência nos ensaios de resistência ao avanço é estabilizar a resistência devido ao atrito no modelo (R_M) e a finalidade complementar é garantir que os resultados sejam uniformes a partir de modelos de diferentes fatores de escala.

Na última 25ª conferência da ITTC realizada em Fukuoka, Japão, no ano 2008, no reporte final feito pelo comitê de resistência, realizaram uma pesquisa em diversos laboratórios de tanques de reboque sobre os usos de estimuladores de turbulência utilizados nos modelos, a maioria das instalações pesquisadas concluíram que selecionavam o uso dos pinos como estimuladores de turbulência (Fig. 3.2).

Figura 3.2. Pesquisa de utilização de estimuladores de turbulência (ITTC 2008)¹⁵

¹⁵ ITTC – Final Report and Recommendations to the 25th ITTC Fukuoka, Japan 2008

Existem quatro tipos de estimuladores de turbulência:

1. Pinos de turbulência: formas geométricas pequenas (na maioria cilíndrica), instaladas na parte de proa do casco. As dimensões e distâncias entre elas variam de acordo à forma e tamanho do modelo, na figura 3.3, mostra-se a disposição (ângulo e separação entre eles) que os pinos devem ter de acordo à dimensão do modelo utilizado (HUGHES AND ALLAN 1951 – NPL REPORT 1960).

Figura 3.3. Localização dos pinos como estimuladores de turbulência (ITTC 2008)

2. Cabos verticais: consiste de um cabo metálico colocado verticalmente a uma distância correspondente a 5% do comprimento entre perpendiculares (L_{pp}) começando da parte proa do casco do modelo, tipicamente suas medidas variam entre 0,5 mm e 1 mm de diâmetro (Fig. 3.4).

Figura 3.4. Localização dos cabos verticais como estimuladores de turbulência

3. Faixas de areia espalhada: consistem de tiras adesivas cobertas de areia colocadas verticalmente a partir de uma distância correspondente a 5% do comprimento entre perpendiculares (L_{pp}), o tamanho das partículas de areia é aproximadamente de 0,5 mm e a largura das tiras varia entre 5 mm e 10 mm. (Fig. 3.5).

Figura 3.5. Localização das faixas de areia como estimuladores de turbulência

4. Triângulos Hama: estes tipos de estimuladores são localizados nos apêndices dos modelos quando estes são usados em ensaios, são lâminas triangulares aderidas nos apêndices. A geometria estabelecida mostra-se na figura 3.6.

Figura 3.6. Geometria dos triângulos hama, (ITTC, 2008)

3.2. Ensaios de resistência ao avanço

Nos ensaios de resistência ao avanço, o modelo é rebocado mediante um sistema de deslocamento ao longo do comprimento do tanque em diversas velocidades estabelecidas, obtendo como resultado forças longitudinais correspondentes denominadas “resistências ao avanço”, que são as forças que se opõem a este movimento. O modelo deve ter possibilidades de movimento nos três graus de liberdade

para o ensaio (*surge*, *pitch* e *heave*) e restrito nos outros três; (*roll*, *yaw* e *sway*).

Esta medição se realiza através de sensores de força, onde a força principal de reboque determina a maior proporção de resistência. É muito importante indicar que, o haste principal engastado ao modelo e que vai até a célula de carga (sensor receptor do sinal) deve ter uma direção longitudinal sempre paralela à direção do trim no andamento do ensaio para minimizar as possíveis incertezas de ensaio.

Como ponto de partida de verificação para o desenvolvimento dos ensaios de acordo às recomendações da ITTC, devem-se realizar as inspeções adequadas ao modelo, isto é, medições de trim e afundamento, apropriado cálculo de deslocamento e colocação dos respectivos estimuladores de resistência. Bertram (2000) mostra a disposição fundamental do arranjo para a correta medição da força nos ensaios de resistência com modelos reduzidos (Fig. 3.7).

Figura 3.7. Arranjo geral do modelo em ensaios de resistência ao avanço

O arranjo inicial para a realização de ensaios é planejada com condições ideais, isto é, para determinar a resistência realizam-se os testes com a profundidade suficiente, sem simulação de ondas, sem vento e em condições de temperatura média. Deste modo, o modelo pode efetuar ensaios de resistência ao avanço sem os correspondentes apêndices e com apêndices (para efeitos de coeficientes de resistência adicional devido aos apêndices).

Figura 3.8. Sistema de medição e aquisição de dados (ITTC, 2008)

Após estabelecer as condições iniciais, segundo as recomendações da ITTC em “*Testing and Data Analysis Resistance Test*” (ITTC, 2008), os parâmetros mais importantes a serem medidos nos ensaios serão as velocidades do modelo, resistência total, trim e a temperatura d’água. Na figura 3.8, é mostrado cada componente de ensaio com seu respectivo dispositivo de medição para a obtenção final do sinal, que é necessário para a verificação do ensaio. (ITTC, 2008).

O início de cálculo da resistência começa com as medições de velocidade estabelecidas de ensaio, pois, este é um dado importante que nos procedimentos de extrapolação determinará a resistência total especificamente nessa velocidade. As forças nos ensaios de resistência são registradas diretamente da variação de tensão no tempo (sinal enviado pela célula de carga), este registro de forças pode ser verificado a partir do instante que o modelo começa a ser rebocado e é em tempo real.

Mais adiante, na figura 5.6, observa-se as etapas de um ensaio real, ou seja, desde que o modelo começa ser rebocado (posição inicial imóvel), período de aceleração e estabilização do sinal (velocidade constante para medição). Este valor único de medição da resistência corresponde ao valor de resistência total do modelo e é partir daqui onde

se começam a realizar os diferentes métodos e cálculos de extrapolação recomendados pela ITTC para a obtenção da resistência total do navio.

Devido aos diferentes efeitos e variáveis que dominam a resistência, neste caso à possibilidade de fazer uma comparação entre modelo e navio devido à gravidade, e à inviabilidade na comparação baseados nos efeitos da viscosidade no modelo e no navio, os coeficientes de resistência são separados em coeficiente ao atrito C_F e coeficiente residual C_R , esse último gerado pelas ondas de gravidade (HARVALD, 1984):

$$C_T = C_F + C_R \quad (3.11)$$

Assim como foi explicado no item 3.1. Froude conseguiu observar aquela diferença, ou seja, os dois tipos de resistência que não obedecem à mesma lei e considerou-se a resistência dividida em resistência por atrito e resistência residual.

$$R_T = R_F + R_R \quad (3.12)$$

Em primeiro lugar, determina-se o número de Reynolds correspondente à velocidade estabelecida para o ensaio do modelo. A formulação para obter o componente do coeficiente de resistência ao atrito do modelo (C_{FM}) está em função do número de Reynolds (Re) do escoamento do fluido (ITTC, 1957):

$$C_{FM} = \frac{0,075}{(\log_{10} Re - 2)^2} \quad (3.13)$$

Na 25ª Conferência da ITTC, realizada em Fukuoka, Japão, no relatório final do comitê de resistência foi discutido e concluído o seguinte:

“Os resultados da curva C_F de atrito são mostrados na figura (Fig. 3.10). Os resultados foram muito evidentes (e tiveram um resultado esperado). Dentro de todos os membros da ITTC pesquisados, os membros japoneses da ITTC embora utilizem geralmente a curva de atrito do Schoenherr, a maioria dos outros membros utilizam a curva de atrito da ITTC-1957 e por enquanto só um membro reportou usar a linha do Prandtl – Schlichting”.

Na figura a seguir mostram-se as curvas correspondentes a cada formulação da componente de resistência devido ao atrito C_F , pode-se observar que todas as equações apresentadas na figura estão em função do número de Reynolds, porém, os valores dos coeficientes que estão em cada equação são diferentes.

Figura 3.9. Curvas de coeficientes de resistência devido ao atrito (Lewis, 1990)

Na figura 3.10 pode-se ver que a maioria dos tanques de reboque pesquisados utilizam a equação proposta na conferencia da ITTC no ano 1957 (Eq. 3.13). O motivo corresponde a recentes estudos confiáveis realizados sobre resistência devido ao atrito de uma placa plana, onde se indica que a formula de Schoenherr (Schoenherr, 1932), superestima o coeficiente de resistência devido ao atrito (C_{FM}) em um 2% - 3%¹⁶.

Figura 3.10. Utilização da linha de resistência ao atrito (ITTC 2008)¹⁷

¹⁶ ITTC – Resistance Committee, Final Report and Recommendations 25th ITTC Fukuoka, Japan 2008

¹⁷ ITTC – Resistance Committee, Final Report and Recommendations 25th ITTC Fukuoka, Japan 2008

Com o coeficiente de atrito do modelo (C_{FM}) é possível calcular a resistência de atrito do modelo com:

$$R_{FM} = \frac{1}{2} \rho S V^2 C_{FM} \quad (3.14)$$

De acordo com Froude, separa-se a resistência total do modelo em resistência residual e de atrito:

$$R_{TM} = R_{FM} + R_{RM} \quad (3.15)$$

Através da lei da semelhança (item 3.1) o valor de C_R será o mesmo tanto para o modelo como para o navio:

$$C_{RM} = C_{RS} \quad (3.16)$$

A partir do cálculo de C_{RS} pode-se extrapolar a resistência total para o navio calculando uma nova faixa de velocidades que devem satisfazer a relação do número de Froude ($V/\sqrt{gL}$).

Com estas novas velocidades do navio calculam-se os novos números de (Re) Reynolds, depois, se calcula o coeficiente de resistência ao atrito para o navio (C_{FS}) utilizando a fórmula 3.12. Por ultimo, o resultado da soma entre a resistência residual obtido nos testes usando modelo reduzido e atrito do navio será a resistência total.

Na 15ª conferência da ITTC (ITTC, 1978), através da seguinte expressão:

$$C_T = C_F + C_R + C_A + C_{AA} \quad (3.17)$$

Onde:

C_A : Coeficiente de rugosidade;

C_{AA} : Coeficiente de resistência devido ao ar.

foi estabelecido que deve considerar e adicionar no cálculo do coeficiente da resistência

ao avanço do navio C_{TS} , os coeficientes relacionados à rugosidade do navio C_A e à resistência devido ao ar C_{AA} . Em primeiro lugar, descreve-se a expressão para determinar o coeficiente C_A :

$$C_A * 10^3 = 105 * \sqrt[3]{\frac{k_s}{L_{WL}}} - 0,64 \quad (3.18)$$

Onde:

k_s : Rugosidade do casco do navio, (para navios recentemente construídos considera-se $k_s/L_{WL} = 10^{-6}$, isto é $C_A = 0,00041$);

L_{WL} : Comprimento da linha d'água do navio.

Em segundo lugar, o coeficiente de resistência devido ao ar C_{AA} :

$$C_{AA} = 0,001 \frac{A_T}{S} \quad (3.19)$$

Onde:

A_T : Área transversal acima da linha d'água;

S : Superfície molhada do navio.

Por último, as principais precauções tais como calibrações e as devidas manutenções a todos os equipamentos (células de carga, sensores de velocidade, sensores ultra-sônicos, motores elétricos do carro dinamométrico, gerador de ondas, etc.) devem ser realizadas constantemente nos tanques, já que são de caráter imprescindível para o bom desempenho dos testes.

3.3. Teoria de ondas – Espectro de ondas

Como parte muito importante, descreve-se aqui resumidamente a teoria linear de ondas devido à importância que se aplica neste trabalho, sendo que já existe um número considerável de teorias de ondas em diferentes casos que dependem das condições ambientais.

Porém, estas teorias coincidem nos fatores mais importantes a serem considerados no

estudo de ondas, isto é, parâmetros tais como comprimento de onda (L_w), altura significativa de onda ($H_{1/3}$) e a profundidade (h), este último determinará a condição do comportamento das ondas (águas profundas ou águas de profundidade finita).

A teoria linear de ondas é a teoria válida quando a declividade (H/L_w), a profundidade relativa e altura de onda relativa são pequenas, ou seja, ondas de pequena amplitude e pequeno comprimento em grandes profundidades (CARNEIRO, 2007).

Figura 3.11. Principais parâmetros de onda e sistema de referencias no plano x e z.

Porém, esta teoria é utilizada e muito favorável para o entendimento dos fenômenos que acontecem num mar real e neste caso utilizar-se-á esta teoria como ponto de partida para a análise do espectro de ondas real do mar peruano de acordo aos parâmetros apresentados na figura 3.11.

Para definir o espectro de onda que será desenvolvido neste item, começar-se-á em primeiro lugar pela solução de uma onda progressiva (DEAN e DALRYMPLE, 1984), onde o potencial de velocidades para ondas progressivas pode ser descrito por:

$$\phi(x, z, t) = -\frac{H}{2} \frac{g}{\omega} \frac{\cosh[k(h+z)]}{\cosh(kh)} \sin(kx - \omega t) \quad (3.20)$$

E o movimento da superfície livre é dado por:

$$\eta(x, t) = \frac{H}{2} \cos(kx - \omega t) \quad (3.21)$$

Onde:

k : Número de onda;

ω : Freqüência angular.

O número de onda está em função do comprimento de onda (L_W) e definido por:

$$k = \frac{2\pi}{L_W} \quad (3.22)$$

E a freqüência angular em função do período (T) e definido por:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (3.23)$$

A relação de dispersão é a relação onde estão vinculadas a freqüência e o comprimento de onda por:

$$\omega = \sqrt{\frac{2\pi g}{L_W} \tanh(kh)} \quad (3.24)$$

Assim, através de (3.22) e (3.23) podemos formular a velocidade de fase da onda:

$$c = \frac{\omega}{k} = \frac{L_W}{T} \quad (3.25)$$

O padrão de agitação em qualquer corpo d'água exposto à ação do vento contém oscilações em grande faixa de períodos, onde o comprimento das ondas e a direção da propagação também são bastante variáveis. A análise estatística de uma série temporal de elevação da superfície do mar consiste, portanto, no primeiro passo para a obtenção de informação útil dos dados (MENDES, 2005).

Após definir os principais parâmetros da teoria linear, o intuito é definir o espectro do mar peruano com a finalidade de caracterizá-lo. Assim, com o registro de elevação da superfície, quer dizer, registro de alturas de ondas e período de ocorrência, fornecido pela Diretoria de Hidrografia e Navegação, pode-se calcular o espectro do mar segundo as recomendações da ITTC.

A escala de Beaufort, criada pelo almirante e hidrógrafo inglês Sir Francis Beaufort no ano 1805, quantifica a velocidade do vento e a partir dessa velocidade, relaciona uma condição do estado do mar. A escala estabelece doze condições do aspecto do mar, cada mar com a sua velocidade do vento e medição da altura de onda.

Segundo o NAYLAMP¹⁸, em condições de navegação normal, as condições ambientais do mar peruano apresentam categorias até 21 nós de velocidade do vento e 2,5 m de altura de ondas (Fig. 3.12 e Fig. 3.13).

¹⁸ NAYLAMP - Projeto de modelagem numérica para a análise do comportamento do mar peruano, implantado pela Marinha de Guerra do Peru através da Diretoria de Hidrografia e Navegação. O registro realiza-se através de bóias localizadas no mar que armazenam dados característicos de ondas e ventos.

Figura 3.12. Medições de altura e direção de ondas no litoral peruano (NAYLAMP, 2010)

Figura 3.13. Medições de velocidade do vento no litoral peruano (NAYLAMP, 2010)

A importância de utilizar o projeto NAYLAMP como base de dados é que ele apresenta os parâmetros reais e necessários para adotar como início de determinação de características do comportamento de ondas no tanque de reboque, ou seja, através do espectro real de ondas do mar peruano chega-se a calcular os parâmetros das mesmas em escala. Para representar melhor os parâmetros de vento e velocidade ao longo do litoral peruano, mostraram-se os gráficos em tempos reais, que geralmente e quase sempre representa o comportamento característico da intensidade do vento e altura e direção das ondas do litoral.

Na figura 3.11, mostrou-se o comportamento das ondas ao longo do litoral peruano (na cor verde), pode-se ver que a altura de ondas atinge o valor máximo de 2 m. que está estabelecido dentro das condições da escala Beaufort 5, em que as setas pretas indicam a direção das ondas. Assim também, na figura 3.12, mostram-se as velocidades do vento relacionadas ao litoral peruano, temos que existem velocidades de aproximadamente entre 6 – 7 m/s.

Na tabela a seguir, as principais características do comportamento do mar peruano: altura significativa de ondas, comprimento de ondas e período em função das escalas 2, 3, 4 e 5 de Beaufort respectivamente (YARÍN e YARÍN, 2009).

Escala de Beaufort	L_w (m)	$H_{1/3}$ (m)	T (s)	f (Hz)
2	13,131	0,427	2,9	0,344
3	24,981	1,006	4,00	0,25
4	40,610	1,859	5,1	0,196
5	50,727	2,438	5,7	0,175

Tabela 8. Características predominantes de ondas no mar peruano em escalas Beaufort 2, 3, 4 e 5.

Os espectros de Pierson-Moskowitz e Bretschneider são os mais utilizados para sistemas em operação no Golfo do México. O espectro de JONSWAP (*Joint North Sea Wave Project*), por sua vez, é bastante representativo e utilizado no Mar do Norte,

porém, também é a formulação mais utilizada para os estudos referentes à Bacia de Campos, Brasil¹⁹.

O mar peruano faz parte do oceano pacífico e apresenta um comportamento consideravelmente sereno (escalas de até Beaufort 5) e homogêneo (situação conhecida como *swell*), em aspectos gerais apresenta parâmetros de onda parecidos com os da Costa de África e menores do que os referentes à Bacia dos Campos, no litoral brasileiro. O espectro de JONSWAP se caracteriza por apresentar picos mais pronunciados onde o agrupamento do comportamento de ondas é maior e por tanto, inclui uma maior quantidade de energia contida numa banda de frequência (DIAZ, 2006).

Diversos estudos sobre as análises espectrais para a caracterização do mar do pacífico^{20, 21} adotaram o espectro JONSWAP como o método para a caracterização espectral de ondas, por esse motivo será adotado como método para a formulação para determinar o espectro de ondas do mar peruano.

Este espectro é formulado conforme a equação abaixo:

$$S(\omega) = \frac{320(H_{1/3})^2}{T_p^4} \omega^{-5} \exp \left\{ \frac{-1950}{T_p^4} \omega^{-4} \right\} \gamma^A \quad (3.26)$$

Onde

$H_{1/3}$: Altura de onda significativa;

T_p : Períodos característicos para o espectro;

$A : \exp \left\{ - \left(\frac{\omega/\omega_p - 1}{\sigma\sqrt{2}} \right)^2 \right\}$

¹⁹ Fujarra, A., “Dinâmica de Sistemas II”, Apostila orientada ao curso de Dinâmica de Sistemas II; PNV-2322 Escola Politecnica da Universidade de São Paulo

²⁰ Torres, Rafael, “Implementación de um sistema de pronósticos oceânicos e atmosféricos a escala local en el caribe y Pacífico Colombianos – SPOA”, Centro de Investigaciones Oceanográficas e Hidrográficas, Cartagena – Colombia, 2007.

²¹ Troyo, Sergio, “Oleaje de viento y ondas de infragravedad em la zona costera de baja Califórnia Sur”, Tesis para obtener el grado de Doctor en Ciencias Marítimas, Instituto Politécnico Nacional, México, 2003.

O parâmetro γ é conhecido como o fator de “picosidade” e pode ser obtido pela razão de pico do espectro e o valor do espectro para mar desenvolvido (Pierson-Moskowitz) correspondente, pode ser determinado através de (LIU, 1985):

$$\gamma = S(fm)(2\pi)^4(fm)^5 \exp\left[\frac{5}{4}\right] (\alpha g^2)^{-1} \quad (3.27)$$

Onde:

$fm : 3,5(g/\bar{U})\bar{F}^{-0,33}$ (Parâmetro do espectro em função do tamanho da pista);

F : comprimento da pista (*fetch*);

$\bar{F} : gF/\bar{U}^2$ (Pista adimensional);

$\bar{U}$: velocidade média do vento a 10 m de altura,

$\alpha : 0,076\bar{F}^{-0,22}$ (Parâmetro do espectro em função do tamanho da pista).

Para efeitos de escolha para os cálculos dos espectros de onda, considerou-se um valor de $\gamma = 3,3$ de acordo a um estudo²² realizado na Bahia de Pisco, um dos terminais portuários mais importantes do Peru, localizado ao sul de Lima.

E a constante σ assume diferentes valores dependendo de ω :

$$\sigma = 0.07 \text{ (se } \omega < \omega_p)$$

$$\sigma = 0.09 \text{ (se } \omega > \omega_p)$$

Com a finalidade de caracterizar o espectro de ondas do mar peruano, considerou-se estimável individualizar cada espectro de ondas de acordo às condições ambientais impostas por cada escala de Beaufort, isto é, calcular cada espectro de energia de ondas de acordo à condição ambiental apresentada (Fig. 3.14):

²² Sandwell – Sandwell Engineering, “Metocean Report Pisco LPG Terminal” for Pluspetrol, Job Nro. 14256-R, 2002

Figura 3.14. Densidade espectral do mar peruano em função das frequências angulares de ondas

Com relação ao estudo do comportamento do navio numa determinada condição do mar, é importante considerar a frequência na qual o navio encontrará às ondas. Conhecida como a frequência de encontro (ω_e), esta frequência depende da velocidade de fase das ondas (c_w), a velocidade do navio (U) e o ângulo (μ) relativo à direção de propagação do trem de ondas.

A frequência de encontro (ω_e) pode ser calculada considerando a componente da velocidade de fase da onda (c_w) subtraída pela componente da velocidade na direção de propagação das ondas ($U \cos \mu$).

Na figura 3.15, mostram-se estas componentes em diferentes casos:

Figura 3.15. Velocidade do navio com relação à velocidade de fase da onda, na figura da direita é o caso que ocorre no tanque de reboque.

A velocidade relativa de encontro está dada por:

$$Velocidade\ relativa\ de\ encontro = c_w - U\cos\mu \quad (3.28)$$

Sendo que o período de encontro (T_e) é:

$$T_e = \frac{L_w}{c_w - U\cos\mu} \quad (3.29)$$

Onde:

L_w : Comprimento de onda

Lembrando que $\omega=2\pi/T$, a frequência de encontro está descrita por:

$$\omega_e = \frac{2\pi}{L_w}(c_w - U\cos\mu) \quad (3.30)$$

Pela relação de dispersão em águas profundas, tem-se que (Lloyd, 1998):

$$\omega_e = \omega - \frac{\omega^2}{g}U\cos\mu \quad (3.31)$$

No caso do tanque de reboque, o ângulo relativo à propagação das ondas pode estar nas direções de $\mu = 180^\circ$ (ondas em direção para a proa do modelo) e $\mu = 0^\circ$ (ondas em direção para a popa do modelo).

3.4. Ensaios de comportamento em ondas

É claro que no projeto de navios em estudo é dar importância fundamentalmente ao seu desempenho em águas calmas, no entanto, é essencial e proveitosa a verificação do comportamento em ondas na fase inicial de projeto. De fato, os navios realmente navegam em diferentes condições e estados do mar que lhes induzem comportamentos e movimentos gerando esforços estruturais.

Existem vários fenômenos dinâmicos que degradam a capacidade do navio para desempenhar seu objetivo em comparação à condição de águas tranqüilas. Estes problemas são:

- Os movimentos relativos de grande amplitude entre o navio e ondas, que podem causar danos na estrutura devido ao caturro, ou em equipamentos no convés devido ao embarque de água. Problemas como a saída do hélice da água que origina sobrecargas na máquina principal;
- Os movimentos induzidos pelas ondas aumentam a resistência ao avanço e reduzem a eficiência do hélice;
- As acelerações podem causar um esforço extra na carga e equipamentos, além de causar o mal-estar da tripulação degradando sua capacidade para realizar tarefas (especificamente em navios militares).

As ondas do mar são as principais influências externas que interferem na boa operação do navio durante sua navegação. O intuito de ensaiar os modelos num certo comportamento do mar é verificar as respostas do modelo em ondas de determinados parâmetros e determinar os limites operacionais, especificamente para o presente trabalho, são propostos ensaios sem autopropulsão

Figura 3.16. Graus de liberdade propostos para ensaio de comportamento em ondas do modelo

Estas respostas incluem os movimentos combinados como objetivo de ensaio, isto é, só

nos três graus de liberdade do que o tanque de reboque (num início de projeto) é capaz de reproduzir, neste caso avanço (*surge*), arfagem (*heave*) e caturro (*pitch*). Tal como se mostra na figura 3.16.

Uma das principais recomendações pela ITTC para a realização dos ensaios de comportamento no mar com modelos é a relação que deve ter o tamanho do modelo em função da frequência angular de ondas e o número de Froude. Esta recomendação é feita para evitar as interferências da reflexão de ondas nas paredes do tanque. Na figura 3.17, mostra-se a relação correspondente à largura do tanque e o comprimento do modelo e a relação entre o seu número de Froude e a máxima frequência angular de ondas de um ensaio proposto pela ITTC e os valores de projeto em questão.

Figura 3.17. Máxima frequência em que ocorreria interferência de ondas no tanque (ITTC, 2008)

Para evitar as interferências devido à reflexão de ondas, recomenda-se que os resultados da relação entre o número de Froude, a máxima frequência angular e o comprimento do modelo não exceda ao recomendado no trabalho experimental feito pela ITTC (linha preta descontinua):

$$Fr \cdot \omega \cdot \sqrt{\frac{L_M}{g}} \quad (3.32)$$

Onde:

Fr : Numero de Froude

ω : Máxima frequência angular (Máxima frequência no tanque)

L_M : Comprimento do modelo

B_T : Largura do tanque

Na figura 3.17, observa-se que poderiam existir problemas de interferências de ondas quando se apresentar um $Fr = 0,5$ com modelos de comprimento com valores acima de $L_M \geq 5,1$ m. Por sua vez, poderiam também existir problemas de interferências quando se apresentar um $Fr = 0,6$ com valores acima de $L_M \geq 4,20$ m.

O procedimento de atividades recomendado para realizar os ensaios de comportamento em ondas é o seguinte:

- Manufatura do modelo;
- Ensaio de resistência ao avanço em águas calmas (no caso de ensaios de modelos autopropelidos);
- Instrumentação do modelo (calibração de transdutores de trim e afundamento);
- Calibração do trim e afundamento do modelo;
- Geração e calibração de ondas;
- Desenvolvimento do ensaio;
- Análise de dados e realização do relatório.

3.5. As dimensões dos modelos reduzidos e o fator de escala

Como parte da metodologia proposta, o dimensionamento dos modelos reduzidos através do fator de escala é um dos fatores mais importantes na presente pesquisa. A importância desta análise se baseia em diferentes aspectos que não podem estar desligados com a consistência e coerência própria do trabalho.

Segundo Manen e Oossanen (1990):

“A escolha do comprimento do modelo é baseada por diferentes considerações. Quando o modelo é maior, existirá uma maior precisão na medição das forças nos

ensaios a serem realizados. Por outro lado, quando o modelo é menor, acarretará numa redução dos custos operacionais”.

As considerações técnicas e econômicas devem ser levadas em conta em forma conjunta para o dimensionamento dos modelos reduzidos. Por sua vez, cada um destes aspectos deverá envolver diversos aspectos relacionados. A concordância entre estas duas considerações produzirão como resultado um dimensionamento adequado do tanque físico e dos equipamentos necessários para ensaios. Para visualizar esta “sociedade” pode-se observar a seguinte relação (Fig. 3.18)

Figura 3.18. Considerações para o dimensionamento dos modelos reduzidos

Embora as considerações econômicas não sejam quantificadas na presente pesquisa, é preciso esclarecer que as dimensões dos modelos reduzidos devem apresentar uma coerência e consistência de tal forma que os custos operacionais e de manufatura estejam de acordo com as exigências funcionais da empresa ou organização à que pertence o tanque de reboque.

Já no quarto capítulo será realizada uma análise sobre os aspectos relacionados a ensaios com modelos geometricamente semelhantes, isto é, com diferente fator de escala para a escolha do limite do comprimento dos modelos a serem estudados.

Segundo Bertram (2000), as considerações mais básicas a serem levadas em conta para

o dimensionamento dos modelos são as seguintes:

- O modelo deve ser o mais comprido possível com a finalidade de evitar os efeitos de escala devido à viscosidade, especialmente nos comportamentos laminares e turbulentos do escoamento;
- O modelo deve ser suficientemente pequeno para evitar que as forças resultantes na estrutura viga-navio devido às ondas possam causar danos na estruturais no modelo;
- O modelo deve ser suficientemente pequeno com a finalidade de atingir e corresponder às capacidades de velocidades e de carga do carro dinamométrico;
- O modelo deve ser suficientemente pequeno com o propósito de evitar os efeitos produzidos pela pouca largura e profundidade do tanque (efeito de bloqueio do escoamento).

Com relação à última recomendação exposta, poder-se-ia não ser considerada, já que como parte da metodologia proposta, a dimensão do modelo primará para o dimensionamento do tanque físico e conseqüentemente evitar os efeitos devidos à pouca largura e profundidade do tanque.

3.5.1. Métodos de dimensionamento de modelos utilizando métodos de correção e recomendações sobre águas restritas ou *blockage* e águas rasas ou *shallow waters*

Ao longo dos anos na hidrodinâmica experimental, sobretudo na pesquisa relacionada às restrições físicas que impõem os tanques de reboque em ensaios com modelos, tem se estudado de maneira especial, diversas metodologias para corrigir o fato de ter um tanque com poucas capacidades geométricas que comprometem o bom desempenho do modelo quando está sendo ensaiado.

Estas metodologias consistem em diversas formulações para corrigir e consertar as perdas de velocidade que o modelo sofre devido à pouca largura e profundidade do tanque.

Para dimensionar o modelo, utiliza-se o critério de adotar valores mínimos de perda de velocidade ($\delta V/V$) e assumir valores provisórios das dimensões do tanque.

Neste caso, utilizar-se-á a relação desenvolvida por Taniguchi e Tamura (ITTC, 1973):

$$\frac{\delta V}{V} = 1,1(m) \left(\frac{L_M}{B_T} \right)^{\frac{3}{4}} \quad (3.33)$$

Onde:

m : Parâmetro de bloqueio (A_X/A);

A_X : Área transversal do modelo;

A : Área transversal do tanque ($B_T * h_T$);

B_T : Largura do tanque;

Para efeitos de cálculo, considerou-se o valor correspondente da máxima perda de velocidade de $\delta V = 1\%$, e se assumiram dimensões para o tanque de $B_T = 5$ m, $B_T = 6$ m e $B_T = 7$ m com uma profundidade de $h_T = 4,5$ m e uma área transversal máxima do modelo de $A_X = 0,3$ m².

Figura 3.19. Relações comprimento do modelo e largura-profundidade do tanque recomendáveis para evitar perdas de velocidade em 1%.

Na figura 3.19, observa-se os comprimentos máximos que poderiam adotar os modelos até chegar numa perda de velocidade de 1%. Tem-se que de acordo às dimensões consideradas de largura e profundidade, os modelos poderiam adotar comprimentos máximos de $L_M = 6,5$ m, $L_M = 4,5$ m e $L_M = 3,0$ m sem ultrapassar a margem estabelecida de $\delta V = 1\%$.

A seguir, alguns resultados e recomendações complementares para o dimensionamento do comprimento dos modelos reduzidos. UENO e NAGAMATSU (1971) realizaram diversos estudos sobre a necessidade de não considerar os efeitos de aumento da resistência em águas restritas e águas rasas, chegando à conclusão que podem ser desprezados quando:

$$B_T > 3/2 L_M \quad (3.34)$$

$$h_T > 3/4 L_M \quad (3.35)$$

Para efeitos de cálculo, poderiam ser atribuídas dimensões de largura e profundidade do tanque e desta forma obter diferentes comprimentos dos modelos reduzidos. Por exemplo, na equação 3.34, assumindo valores da largura do tanque entre $4 \text{ m} \leq B_T \leq 7 \text{ m}$, o modelo poderia adotar comprimentos entre $2,7 \text{ m} \leq L_M \leq 4,6 \text{ m}$.

4. IMPACTO DAS DIMENSÕES DOS MODELOS REDUZIDOS NOS RESULTADOS DE ENSAIOS DE RESISTÊNCIA AO AVANÇO

O propósito principal neste capítulo é analisar e estudar resultados de ensaios de resistência ao avanço, realizados por tanques de reboque classificados pela *International Towing Tank Conference* – ITTC com modelos reduzidos de geometrias semelhantes, porém, com diferente fator de escala. Desta forma, verificar o impacto das diferentes escalas dos modelos reduzidos em tanques de reboque nos resultados em ensaios de resistência ao avanço.

4.1. Análise de resultados de ensaios de resistência ao avanço utilizando *geosims*²³ com diferente fator de escala

A seguir, será realizada uma análise dos resultados obtidos em duas baterias de ensaios de resistência ao avanço utilizando os mesmos números de Froude e um único *geosim* em diferentes períodos de ensaios.

A primeira bateria de ensaios de resistência ao avanço foi proposta pela ITTC no ano 2005 e foi realizada por três tanques de reboque com um *geosim* de 5,720 m de comprimento e seis tanques de reboque, incluindo o tanques do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT) com um *geosim* de 3,048 m de comprimento.

A segunda bateria de ensaios foi realizada no ano 2001, por três tanques de reboque utilizando um *geosim* com as mesmas características do modelo usada na primeira bateria de ensaios da ITTC. Estes tanques foram o *Italian Ship Model Basin* (INSEAN), o *Iowa Institute of Hydraulic Research* (IIHR) e o *David Taylor Model Basin* (DTMB).

O *geosim* utilizado nas duas baterias de ensaios foi um modelo criado pelo tanque de reboque *David Taylor Model Basin* (DTMB) e tem sido habitualmente utilizado para ensaios e experimentais (ITTC, 2008) e computacionais (Gotemburgo, 2000).

²³ *Geosims* é uma palavra inglesa comumente utilizada para modelos geometricamente semelhantes.

As principais características do *geosim* são apresentadas na tabela a seguir (Tab. 10):

Modelo U.S. Navy “Combatant” DTMB	Modelo 1	Modelo 2
Material utilizado	Madeira	Madeira
Fator de escala (λ)	24.8	46.6
Comprimento entre perpendiculares (L_{PP})	5,720 m	3,048 m
Boca (B)	0,768 m	0,409 m
Calado (T)	0,248 m	0,132 m
Deslocamento (trim $\rightarrow$ 0)	549,00 Kg	83,00 Kg
Superfície molhada (S)	4,786 m ²	1,3707 m ²

Tabela 9. Características principais do *geosim* DTMB (ITTC, 2008)

Nas figuras 4.1 e 4.2, mostram-se os perfis laterais dos *geosims* DTMB construídos pelo *Italian Ship Model Basin* (INSEAN) e o *Iowa Institute of Hydraulic Research* (IIHR) respectivamente.

Figura 4.1. Modelo 1 DTMB de $L_M = 5,720$ m, escala ($\lambda = 24.83$)

Figura 4.2. Modelo 2 DTMB de $L_M = 3,048$ m, escala ($\lambda = 46.6$)

Por convenção recomendada pela ITTC, as duas baterias de ensaios (os resultados nos tanques indicados pela ITTC e os tanques IIHR, INSEAN e DTMB), realizaram-se considerando uma temperatura de referência da água de 15°C. A finalidade de manter esta temperatura é de que exista uma constância no cálculo da viscosidade cinemática no cálculo do número de Reynolds.

Resultados de ensaios – International Towing Tank Conference (ITTC-2005)

Devido à motivação de comparação de resultados de ensaio por diferentes tanques de reboque, no ano 2005, na 24ª conferência da ITTC realizada na cidade de Edimburgo (Escócia), foram estabelecidos os procedimentos e diretrizes de ensaio com dois modelos geometricamente semelhantes, através de dois grupos de tanques de reboque. Já no ano 2008, na 25ª conferência de Fukuoka (Japão), através dos relatórios correspondentes ao comitê de resistência ao avanço, foram apresentados os resultados de ensaios com o *geosim* “*Combatant*” DTMB 5415 de dois comprimentos: o primeiro de 5,720 m e o segundo de 3,048 m.

Os coeficientes de resistência total (C_{TM}) apresentados nas figuras 4.3 e 4.4 pertencem a resultados de ensaios de resistência ao avanço utilizando três números de Froude ($Fr = 0,10/ Fr = 0,28/ Fr = 0,41$) por cada tanque.

Os valores dos coeficientes de resistência total (C_{TM}) para o primeiro *geosim* (Fig. 4.3) são os resultados de três tanques cujos nomes dos laboratórios não foram divulgados pela ITTC.

Figura 4.3. Resultados dos coeficientes de resistência total (C_T) do modelo $L_M = 5,720$ m.

Os resultados dos três tanques apresentam valores muito próximos em todos os números de Froude. Há, porém, uma pequena dispersão em torno de $C_{TM} = 4 \times 10^3$ nos resultados

do Froude igual a 0,1. Por ser uma baixa velocidade, deve haver algumas flutuações nos valores medidos que deve estar em algumas incertezas de medição, etc.

A medição da força ao avanço do modelo se realiza através de um haste de ligação que vai diretamente conectado a uma célula de carga (Fig. 3.7 da Pág. 36), que são sensores que convertem o sinal físico numa determinada grandeza de voltagem. Estas células de carga apresentam especificações nominais de fábrica, que por sua vez operam em determinadas faixas de voltagem, ou seja, capacidades de carga em unidades de peso (Kg).

Quando os modelos são rebocados a baixas velocidades podem existir algumas oscilações consideráveis na medição do sinal. Isto acontece devido a que a faixa de operação da célula de carga que está sendo utilizada apresenta melhores desempenhos nos valores médios de medição, já quando a força de medição é baixa, a sensibilidade do sensor pode estar afetada pela porcentagem nominal de erro própria de cada célula de carga. Na figura 4.3, pode-se observar que existe uma maior dispersão nos pontos correspondentes a $0,1 \leq Fr$, que são justamente os valores baixos de velocidade.

Já na figura 4.4, mostram-se os coeficientes de resistência total (C_{TM}) de cinco tanques e também os resultados não divulgados pela ITTC, acrescentam-se aqui também, os resultados do tanque do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT) neste gráfico.

Figura 4.4. Resultados dos coeficientes de resistência total (C_T) do modelo $L_M = 3,048$ m.

Na figura 4.4, pode-se observar que existiu uma dispersão nos números de Froude de 0,1 e 0,41, isto também pode ser atribuído a uma previsibilidade de erro nessa faixa de operação das células de carga utilizadas nos ensaios correspondentes.

Isto muito provavelmente pode ter acontecido com o tanque número 4 da figura 4.4 para o número de Froude de 0,1 e com os tanques números 1 e 4 para o número de Froude de 0,41 da mesma figura. Ou seja, a dispersão de resultados reflete que possivelmente houveram tanques que não podem ter usado as células de carga com as capacidades nominais apropriadas de operação para as respectivas medições de força, além de não ter realizado a calibração adequada e estabelecida na instrumentação utilizada. Pode-se também atribuir a outros fatores que merecem ser investigados a fundo.

Apesar de ter uma maior dispersão nos resultados com o modelo de comprimento menor, existe uma continua semelhança nos resultados em quatro tanques de reboque nos três números de Froude ensaiados (que são os tanques 2, 3, 5 e o IPT da Fig. 4.4).

Para poder realizar uma análise comparativa entre os resultados correspondentes aos *geosims* 1 e 2, o parâmetro mais apropriado a ser avaliado é o coeficiente de resistência residual (C_{RM}), já que os valores medidos de C_F para diferentes escalas apresentam valores diferentes.

O parágrafo anterior pode ser mais compreendido através do item 3.2, onde foi explicado que para diferentes fatores de escala dos modelos existirá um resultado distinto na componente de resistência ao atrito C_F . Isto acontece devido a que os modelos com diferentes comprimentos operam em números de Reynolds distintos, pode ser observado na seguinte equação que a componente C_{FM} depende do número de Reynolds (ITTC, 1957):

$$C_{FM} = \frac{0,075}{(\log_{10} Re - 2)^2} \quad (4.1)$$

Para esquematizar uma comparativa dos resultados da componente C_{RM} correspondente a cada bateria de ensaio (Fig. 4.3 e 4.4), determinou-se uma média de todos os valores de C_{TM} obtidos por cada tanque de cada bateria de ensaio, e a partir disso, calculou-se o

coeficiente de resistência residual C_{RM} mediante:

$$C_{RM} = C_{TM} - C_{FM} \quad (4.2)$$

Onde:

C_{RM} : Coeficiente de resistência residual do modelo;

C_{TM} : Coeficiente de resistência total do modelo;

C_{FM} : Coeficiente de resistência ao atrito do modelo (Linha ITTC, 1957).

Figura 4.5. Resultados comparativos dos coeficientes de resistência total e residual.

Como anteriormente foi explicado, as curvas correspondentes à componente de C_{TM} de cada bateria de ensaio (Fig. 4.5) são diferentes pela dependência que têm da componente C_{FM} que está relacionada com o número de Reynolds, é por isso que a curva do geosim de 3,048 m se encontra acima da curva do geosim de 5,720 m.

Na figura 4.5, mostra-se uma comparação entre os coeficientes de resistência residual dos *geosims* 1 e 2 de cada bateria de ensaio. A curva que representa os valores de C_{RM} do modelo de 3,048 m (curva azul) se mostra ligeiramente acima do que a curva para os valores de C_{RM} do modelo de 5,720 m (curva vermelha), sobretudo, nos números de Froude de 0,1 e 0,41 porém, a aderência é muito boa mesmo com diferentes dimensões. Porém, existem pequenas diferenças em números de Froude baixo e alto.

Devido à semelhança nos resultados finais nas duas baterias de ensaios, isto é, devido à

similaridade nos coeficientes de resistência total (C_{TM}) entre os números de Froude ensaiados; a análise dos ensaios ITTC será realizada em forma conjunta com os ensaios dos tanques IIHR, DTMB e INSEAN.

Resultados de ensaios – Iowa Institute of Hydraulic Research (IIHR), INSEAN e David Taylor Model Basin (DTMB)

Estes ensaios foram realizados aproximadamente entre os anos 1999 e 2001 e em comparação entre os ensaios de resistência ao avanço realizados pelos tanques de reboques indicados pela ITTC, foram desenvolvidos números de Froude entre 0,05 e 0,41 com intervalos de incremento de $\Delta Fr = 0,05$.

Os tanques dos laboratórios DTMB e INSEAN utilizaram o *geosim* de comprimento maior ($L_M = 5,720$ m), no entanto, o IIHR utilizou o *geosim* menor ($L_M = 3,048$ m). Na figura 4.6, apresenta-se uma comparativa entre os coeficientes de resistência ao avanço total (C_{TM}) e residual (C_{RM}) obtidos pelos tanques mencionados no plano de ensaios.

Figura 4.6. Comparativa de resultados de coeficientes de resistência total e residual dos tanques IIHR, INSEAN e DTMB.

Na figura acima temos que as curvas que representam os valores da componente C_{TM} para os dois modelos, vão assumindo quase o mesmo valor com relação ao número de

Froude, assim sendo que as curvas vão se aproximando nos valores próximos a partir de $0,37 \leq Fr$, isto acontece devido a que nessas velocidades de ensaio predomina a resistência devido às ondas C_{RM} , então, a componente da resistência devido ao atrito C_{FM} vai diminuindo até apresentar valores muito baixos.

Do outro lado, quando as velocidades são relativamente baixas ($0,07 \leq Fr$) predomina a resistência devido à viscosidade, mostrando desta forma a influencia do número de Reynolds em ensaios de resistência ao avanço e a diferença nas componentes de resistência residual C_{RM} .

Pode-se ver também que no intervalo correspondente aos números de Froude entre $0,07 \leq Fr \leq 0,45$ para a componente de C_{RM} existe uma semelhança apreciável e importante mostrando que os resultados dos ensaios com modelos menores podem apresentar resultados bastante confiáveis.

Embora o tanque do IIHR tenha realizado os ensaios com um modelo de comprimento menor, no conjunto de resultados finais não existiu uma disparidade considerável nos valores de C_{RM} , de fato, na hipótese de utilização de um modelo maior ocorreria numa ainda maior semelhança de resultados.

A qualidade e similaridade dos resultados obtidos no 83% de tanques envolvidos nas duas baterias de ensaios, obedecem a diversos fatores tais como os procedimentos de ensaio adotados, qualidade da instrumentação, grau de exatidão no arranjo do modelo e experiência do operário, apropriada execução de ensaio e sobretudo pela definição e minimização das incertezas com as que se completam os ensaios.

O maior desafio de análise de incerteza de um ensaio é a típica cadeia de complexidade de medição, a interdependência funcional dos parâmetros medidos e a própria mudança das condições experimentais e ambientais (Reis, 2000).

As incertezas estão relacionadas à dúvida e desconfiança que se tem com os resultados de medição. Nos diferentes ensaios de um tanque de provas, as incertezas jogam um papel muito importante.

Conseguiu-se notar que nos resultados dos coeficientes de resistência total (C_{TM}) mostrados nas figuras 4.5 e 4.6, principalmente na bateria de ensaios de modelos menores, existe uma bem ligeira e não considerável dispersão dos resultados em geral.

De fato, uma das principais causas para a obtenção da relativa menor dispersão dos resultados dos tanques envolvidos se deve às minimizações das componentes derivadas às fontes de erros sistemáticos (erros associados às imperfeições ou calibrações ineficientes da instrumentação utilizada) e de erros de precisão (erros nos procedimentos de medição ou falta de experiência do operário) associadas ao sistema de medida²⁴.

Sabendo que é inevitável não apresentar incertezas de medição em ensaios, é preciso indicar que à medida que estas sejam conhecidas, atendidas e minimizadas, os resultados serão de uma maior qualidade, embora se trabalhe com modelos menores.

²⁴ Freiria, Jorge., “Estimación de incertidumbres em canales de prueba navales”, Tesis para la obtención del grado de Doctor en Ingeniería Naval, Escuela Superior Técnica de Ingenieros Navales, Madrid, España, 2009.

5. ESTUDO DE DIMENSIONAMENTO E EQUIPAMENTOS DO TANQUE DE PROVAS DE REBOQUE

A utilização de um tanque de reboque como objeto de estudo e pesquisa para o Serviço Industrial da Marinha, é um objetivo que pode ser atingido através da análise das necessidades existentes e de todas as ferramentas possíveis atualmente presentes na literatura relacionada aos tanques de reboque a nível mundial e à hidrodinâmica experimental.

Um dos objetivos fundamentais dos tanques de provas é obter os resultados mais exatos com os modelos mais reduzidos possíveis. Este objetivo acarreta aspectos importantes para o ciclo de vida operacional próprio do tanque, isto é, enquanto as dimensões principais tanto do tanque físico como as dos modelos reduzidos sejam menores, farão com que os custos operacionais e de manutenção do tanque sejam os mais razoáveis e viáveis possíveis.

Neste capítulo, expõem-se, através de uma determinada metodologia de desenvolvimento, os critérios para obter as dimensões mais razoáveis possíveis do tanque, equipamentos e características do tanque em questão, levando em conta os navios que historicamente possuem uma demanda de atendimento maior por parte do estaleiro SIMA – PERU.

5.1. Estimativa das faixas de velocidades de reboque e faixas de comprimentos possíveis de acordo aos navios propostos

Para desenvolver a análise da estimativa das faixas de velocidades e comprimentos dos modelos reduzidos de cada tipo de navio, em primeiro lugar, devem-se estabelecer os tipos de navios que farão parte do estudo, isto é, selecionar os navios através do histórico de demanda da frota peruana que foram mais utilizados para os diferentes objetivos, definir as suas características e dimensões principais, e posteriormente, utilizar as relações velocidade-comprimento $V/\sqrt{L}$.

Os navios que serão analisados para o dimensionamento do tanque serão quatro: rebocadores portuários e de alto mar, pesqueiros, corvetas e porta contêineres. A seguir será exposto um breve comentário de cada navio proposto para o estudo.

Navio Pesqueiro

Na atualidade, pela enorme riqueza de seu mar, o Peru ainda é considerado um dos maiores produtores de pescado e seus derivados no mundo, exclusivamente porque tem mais recursos em suas costas que a maior parte dos outros países com recursos pesqueiros, como consequência, isto implicou que a indústria de construção naval pesqueira fosse amplamente considerável ao longo dos anos e que continua sendo de interesse e importância para o Peru.

Figura 5.1. Modelo reduzido de embarcação pesqueira peruana de 650 TM em escala 1:48

Navio Rebocador

No mês de abril do ano de 2005, o SIMA – PERU encomendou ao *The Hamburg Ship Model Basin (HSVA)*, os ensaios de resistência ao avanço e comportamento em ondas para um projeto de navio rebocador, que foi lançado ao mar no ano de 2007, e hoje, é o maior rebocador construído pelo SIMA – PERU. O autor considerou nomear este exemplo como referência de requerimento de um tanque de provas para o estaleiro. Os navios rebocadores, pelo fato de realizarem suas operações dentro dum determinado porto, não são navios caracterizados pelo requerimento de velocidade, pelo contrário, nestes tipos de navios a força para o deslocamento é o parâmetro mais importante, isto

é, a força necessária para puxar ou empurrar os navios que entram ou deixam o porto.

Figura 5.2. Navio rebocador “Mistral” pertencente ao estaleiro Damen Shipyard – Holanda

Navio de Guerra – Tipo Corveta

A marinha peruana como órgão de defesa nacional, marítima, fluvial e lacustre precisa dispor dos meios navais para encontrar-se preparada e agir ante qualquer ameaça externa. Este navio de guerra precisa se deslocar a velocidades consideravelmente elevadas com enorme manobrabilidade para atingir os alvos objetivados no menor tempo possível. Estas características permitem a este tipo de navio fazer frente a navios de maior porte. É essa a razão pela qual, marinhas de países com reduzidas áreas litorais ou oceânicas, tenham feito da corveta o seu principal tipo de navio de combate de superfície.

Figura 5.3. Corveta “Santillana” (CM – 22) pertencente à Marinha Peruana.

Navio Porta Contêiner

Este navio é proposto com a finalidade de atender à crescente demanda no mundo inteiro de importações e exportações, fato que torna importante a construção deste tipo de navio, (Fig. 5.4). O Peru, pela sua localização geográfica, tem motivos suficientes para se tornar um porto “hub”²⁵ do oceano pacífico e o SIMA – PERU poderia ser um órgão capaz de oferecer e desenvolver os serviços de construção naval destas embarcações no litoral pacífico.

Figura 5.4. Crescimento mundial de porta contêineres em função de milhões de TEU's²⁶

O intuito de projetar um tanque de provas para o SIMA – PERU está relacionado com a capacidade do estaleiro devido às dimensões do dique seco, capacidade operativa e de maquinaria, mão de obra, isto é, existe a possibilidade (a critério do cliente) de construir o navio após a realização dos ensaios no estaleiro ou enviar os resultados dos ensaios para levar a cabo a construção em algum outro estaleiro. Para os nossos cálculos, temos considerado a capacidade do estaleiro mencionado para a construção de navios porta contêineres do tipo Pequeno Alimentador (BRINATI, 2009).

Na tabela 10, são apresentadas as velocidades e dimensões características dos navios propostos para o estudo, os dados mostrados representam os valores de embarcações pertencentes à frota peruana.

²⁵ Porto “Hub” ou porto de transbordo é aquele porto concentrador de cargas e de linhas de navegação.

²⁶ Em inglês: Twenty-foot Equivalent Unit ou TEU. Um TEU representa a capacidade de carga de um contenedor marítimo normal, de 20 pés de comprimento, por 8 de largura e 8 de altura.

Tipo de Navio	VELOCIDADE E DIMENSÕES PRINCIPAIS DO NAVIO			
	(m)	B (m)	T (m)	Velocidade Serviço (nós)
<i>Pesqueiro</i>	35,00	7,80	4,24	12
<i>Rebocador</i>	25,00	7,50	2,80	10
<i>Corveta</i>	60,00	8,35	2,60	28
<i>Porta Contêiner</i>	120,00	23,89	8,00	15

Tabela 10. Dimensões principais e velocidades dos navios propostos (m)

Com a finalidade de determinar a faixa de comprimentos e velocidades dos modelos reduzidos de acordo com a relação velocidade-comprimento de cada navio proposto, será realizada uma análise onde estarão consideradas as faixas de velocidades de reboque e faixas de comprimentos dos modelos reduzidos utilizadas pelos tanques de reboque classificados pela ITTC. A seguir no seguinte gráfico serão mostradas as curvas das relações velocidade-comprimento correspondentes aos navios propostos para o estudo e a sua respectiva região de operação em função da velocidade de reboque e comprimento dos modelos reduzidos.

Figura 5.5. Faixas operacionais de ensaio em função da velocidade de reboque e dos comprimentos dos modelos reduzidos

A figura mostrada acima foi elaborada através de uma pesquisa onde foram levantados os dados de velocidade de reboque e comprimentos dos modelos da maioria dos tanques de reboque classificados pela ITTC (vide Apêndice C) podendo assim gerar uma faixa de operação em velocidades e comprimentos^{27, 28}. Neste apêndice pode-se observar as velocidades de reboque que usualmente os tanques desenvolvem em ensaios, conseguindo notar que o 50% dos tanques pesquisados desempenham uma velocidade média de aproximadamente 3,5 m/s de operação do carro dinamométrico, isto equivale a uma faixa de operação de velocidade do modelo (V_M) entre $1 \text{ m/s} \leq V_M \leq 6 \text{ m/s}$.

Outro motivo pelo qual os carros dinamométricos dos tanques de reboque adotam faixas de velocidades não tão elevadas se deve a questões relacionadas à segurança, este ponto torna-se essencial para o desempenho dos ensaios devido às precauções obrigatórias que se devem levar em consideração para evitar acidentes com o pessoal envolvido.

Do outro lado, obteve-se os comprimentos dos modelos mais utilizados pelos tanques de reboque, conseguiu-se observar que mais do 60% dos tanques pesquisados, operam com modelos numa faixa de comprimentos entre $1 \text{ m} \leq L_M \leq 3 \text{ m}$ (vide Apêndice C). Na análise do capítulo 4, pode-se notar que mesmo para comprimento do modelo menor, a precisão em obter o fenômeno relacionado a geração de ondas (relacionado a Fr) é bem aceitável.

A figura 5.5 mostra as curvas das relações de velocidade-comprimento utilizadas por diferentes tipos de navios, nestas curvas têm sido sinalizadas as relações velocidade-comprimento dos quatro navios propostos para estudo.

Tem-se que, segundo as faixas de comprimento dos modelos utilizadas pela maioria dos tanques de reboque da ITTC e tal como foi explicado e demonstrado no capítulo quarto da presente pesquisa, é possível trabalhar com modelos cujas faixas podem estar aproximadamente entre comprimentos de $1 \text{ m} \leq L_M \leq 3 \text{ m}$. É por esta razão que na figura 5.5, através da forma retangular descrita, sinaliza-se a região de operação na que

²⁷ Dejhalla, R. e Prpic-Orsic, J., “A review of the State-of-the-Art in marine hydrodynamics”, Faculty of Engineering – University of Rijeka, Croatia, 2006.

²⁸ Dados levantados de acordo à base de dados da ITTC contida no site <http://itc.sname.org/>.

os modelos reduzidos poderiam operar em função da velocidade e comprimento.

Observa-se que na região de operação sinalizada, os modelos propostos podem adotar comprimentos na faixa de aproximadamente 3 m.

É preciso esclarecer neste ponto do estudo, que para o dimensionamento de um tanque de reboque em termos gerais, o projetista deverá levar sempre em consideração a questão econômica, já que as dimensões das geometrias dos modelos reduzidos estarão diretamente atreladas aos custos operacionais dos tanques tal como foi explicado no item 3.5. Um dos objetivos com relação aos aspectos econômicos que projetista terá que ter, é de atingir os resultados mais coerentes possíveis com os modelos mais razoavelmente pequenos.

5.2. Metodologia de dimensionamento do tanque

A seguir, as principais recomendações para o dimensionamento:

- O tanque tem que ter o comprimento suficientemente longo para poder realizar a respectivas medições ao longo do tanque, desta forma, contar com o tempo máximo necessário para realizar as medições de resistência ao avanço ou enxergar de maneira clara o comportamento do escoamento sobre a superfície do modelo.
- Com a finalidade de impedir variações nos resultados finais de resistência ao avanço, decrescimentos de velocidade ou perdas de manobrabilidade, o tanque deverá contar com as dimensões ótimas tais como profundidade, deixando de lado os efeitos causados pelas limitações que oferece os canais de pouca profundidade (ITTC, 1975).
- Com o intuito de evitar os efeitos de águas restritas ou *blockage*, as dimensões deverão ser as ideais, quando isto não acontece, a velocidade do fluxo sobre a superfície do modelo se incrementa causando um aumento dos esforços cortantes tangenciais, ou seja, o aumento da resistência devido ao atrito, em segundo lugar, os efeitos da viscosidade de esteira na popa do modelo, apresentarão uma tendência a aumentar (SCOTT, 1976).
- Para os ensaios de comportamento em ondas, o tanque deve contar com uma largura suficiente para evitar as reflexões e interferências das ondas que com uma

determinada frequência irão batendo nas paredes laterais do tanque, e por sua vez, afeitarão ao desempenho e deslocamento do modelo.

Nesta parte da pesquisa será realizada uma abordagem sobre as considerações teóricas e metodológicas para a avaliação e estimativa das dimensões do tanque de reboque, tais como comprimento, largura e profundidade do tanque, já no sexto capítulo serão realizados os cálculos para a obtenção de cada dimensão aproximada do tanque. Estes aspectos teóricos e metodológicos servirão como base para o cálculo final do dimensionamento.

5.2.1. Comprimento do tanque

Para obter um comprimento ideal do tanque, sempre levando em conta as necessidades de medição do projeto e as dimensões qualitativamente precisas, devem-se considerar diversos parâmetros e condições ligadas aos diferentes ensaios a realizar.

Estes aspectos podem ser tempos de medição da resistência ao avanço, velocidades requeridas para os ensaios de resistência, comprimentos recomendáveis do carro dinamométrico e dos geradores e absorvedores de ondas. Baseado nos diferentes aspectos relacionados para o cálculo do comprimento do tanque, esquematiza-se um diagrama onde se mostram os fatores que serão considerados (Fig. 5.6):

Figura 5.6. Aspectos envolvidos para a determinação do comprimento do tanque de reboque

As explicativas de cada um dos componentes que fazem parte da figura acima estão contidas nos parágrafos a seguir, indicados pelo seu número correspondente na figura (I, II, III, IV, V, VI, VII e VIII).

I Comprimento do absorvedor de ondas

É claro supor que as dimensões do absorvedor de ondas passivo, estarão sujeitas às dimensões principais do tanque, neste caso precisa-se calcular uma distância lateral suficiente para ser considerada como parte do comprimento total do tanque.

Para obter o comprimento do absorvedor pode ser utilizada uma metodologia realizada por SVENDSEN e JONSSON (1980), onde através de uma formulação determinada e como será visto mais adiante, é possível otimizar o espaço que ocupa o absorvedor na sua distância lateral em relação ao tanque.

II e VII Comprimento do carro dinamométrico:

Assim como o absorvedor de ondas, o sistema de reboque dos modelos dependerá das dimensões do tanque, e dever-se-á adaptar especialmente à largura (B_T) do tanque.

A distância lateral que possui o carro dinamométrico está em função aos diferentes equipamentos e instrumentos que estão organizados em seu interior, tais como computadores, equipamentos de medição e ao número de pessoas que fazem as medições dentro do carro. Esta distância será calculada mais adiante e estará baseada nas distâncias de carros dinamométricos que possuem as características anteriormente mencionadas tais como espaço necessário para os equipamentos e para o pessoal encarregado de realizar as medições, ergonomia, etc.

III, IV e V Zona de aceleração, desaceleração e velocidade constante

Para poder determinar o comprimento necessário do tanque, é preciso realizar uma análise particular das zonas envolvidas, isto é, realizar um cálculo da zona de aceleração, zona de velocidade constante e a zona de desaceleração de forma separada.

Desta forma, será possível determinar um comprimento aproximado do tanque de acordo aos parâmetros cinemáticos adotados. Estes parâmetros serão adotados baseado nas similaridades das características de diversos carros dinamométricos de tanques de reboque da ITTC, tais como valores de velocidades de reboque, acelerações e desacelerações.

Com o intuito de elucidar as diferentes etapas que ocorrem nos ensaios de resistência ao avanço, na figura 5.7, mostram-se os valores reais realizados num ensaio pelo Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT. Pode ser observado que uma vez terminada a zona de aceleração (A) do carro dinamométrico, o sinal de força apresenta oscilações ao longo do tempo (B), até chegar ao tempo marcado com uma linha preta (M1), que é onde começa a zona estável de medições de força (C), no gráfico escolheu-se o instante (e_2) para definir a força final de reboque. A zona estável da medição de resistência acaba na terceira linha preta (M2).

Figura 5.7. Diagrama de ensaio de resistência ao avanço em função da força e velocidade

VII Zona de freio e segurança

A maioria dos carros dinamométricos apresentam um sistema de freio mecânico e eletromagnético. Devido à inércia gerada no percurso do ensaio, o sistema de reboque deve contar também com um sistema confiável de parada do conjunto. A zona de freio e segurança é utilizada com a finalidade de interromper o movimento gerado pelos motores elétricos e prevenir uma possível falha no sistema primário.

Caso haja uma falha imprevista no sistema de freio do carro dinamométrico, o tanque deverá ter mais um espaço para a aplicação de um método de freio estritamente manual para impedir o impacto do conjunto no extremo do tanque, dando prioridade à segurança do pessoal encarregado e em segundo lugar, o material de ensaio.

IX Comprimento do gerador de ondas

Existem diferentes configurações de geradores de ondas considerados no plano do comprimento do tanque, geradores tais como placas basculantes ou *flap*, pistão, batedor - pistão, cunha, onda dupla e plataforma multi-batedor (Fig. 5.8).

Figura 5.8. Tipos de geradores de ondas (Souza e Morishita, 2003)

Os geradores de ondas têm estruturas mecânicas que envolvem motores elétricos, pistões, batedores e diversos arranjos para o correto funcionamento, por tanto, para determinar este valor deve-se considerar um espaço suficiente onde todos esses mecanismos possam trabalhar de maneira apropriada. Nos casos que exista água na parte posterior do gerador de ondas, há necessidade de dimensionar um absorvedor de ondas que originam na geração de ondas no tanque, além disto, há necessidade de prever um espaço para acomodar painel de controle deste equipamento.

5.2.2. Profundidade e largura do tanque

Quando um modelo é rebocado em um tanque de ensaios com capacidades reduzidas, tais como restrições de distância nas paredes laterais e profundidades curtas, o modelo terá certa tendência a aumentar a sua resistência ao avanço (BERTRAM, 2000).

É claro que os navios não lidam com as restrições anteriormente mencionadas, a não ser

que se encontrem em áreas reduzidas de manobra, é por isso que se devem evitar os acréscimos de resistência por efeitos de restrições em largura e em profundidade no tanque (*restricted water and shallow water*), por tanto, é fundamental realizar uma análise das geometrias no tanque com a finalidade de apresentar as dimensões adequadas para a realização de ensaios.

Profundidade do tanque

A análise que será utilizada para determinar a profundidade do tanque será baseada no trabalho realizado por SHTILICHTING (1979) e LACKENBY (1963), métodos que até hoje em dia continuam como referência. Uma das considerações para contar com um tanque com a profundidade apropriada são as condições adequadas de trim e afundamento que o modelo deve obter nos ensaios.

Existem desempenhos subcríticos e supercríticos nos padrões de comportamento de ondas para águas profundas, ou seja, os navios em atividade desenvolvem ondas divergentes e transversais a partir da sua linha de centro. Consideram-se desempenhos subcríticos valores de:

$$V/\sqrt{gh} \leq 0,40 \quad (5.1)$$

Onde:

V : Velocidade do modelo;

h : Profundidade;

g : aceleração da gravidade.

As embarcações de alto desempenho ou alta velocidade usualmente conseguem ultrapassar este valor, este comportamento é considerado como um valor supercrítico e corresponde a valores maiores que $V/\sqrt{gh} > 0,40$. No entanto, a maioria dos navios têm um desempenho equivalente a $V/\sqrt{gh} \leq 0,40$ abaixo destes valores as ondas geradas pelo navio formam um ângulo de $19^\circ 28'$ a partir da linha de centro, tal como se mostra na figura 5.9.

Figura 5.9. Perfil de ondas divergentes e transversais geradas pelo navio

Através de métodos experimentais, Schlichting determinou que a resistência devido às ondas numa velocidade V_∞ em águas profundas poderia ser equivalente a uma resistência por geração de ondas a uma velocidade menor V_l em águas com profundidade (h), porém, isto não acontece conforme a área transversal do modelo aumenta volumetricamente e a profundidade diminui, a partir disto, existirá uma perda de velocidade δV_p .

Esta perda de velocidade ocorre devido ao aumento da velocidade do escoamento gerando uma elevação nas forças tangenciais à superfície do corpo, neste caso, no casco do modelo. Com a finalidade de definir um fator de redução de velocidades entre águas profundas e águas pouco profundas (*shallow water*), Schlichting definiu a relação conhecida como perda de velocidade:

$$\delta V_p = \frac{\sqrt{A_x}}{h} \quad (5.2)$$

Onde:

A_x : Área transversal do casco do modelo;

h : Profundidade do tanque.

Schlichting apresentou as porcentagens de perda nas relações entre as velocidades V_∞/V_h colocadas em forma de curva:

$$\left(\frac{V_\infty - V_h}{V_\infty} \right) 100 = \left(\frac{\delta V}{V_\infty} \right) 100 \quad (5.3)$$

Onde:

V_{∞} : Velocidade em águas profundas;

V_h : Velocidade em águas pouco profundas.

Na sua análise, as porcentagens de perda de velocidade são apresentadas em função do fator de perda de velocidade ($\sqrt{A_x}/h$) e ao número equivalente do número de Froude de profundidade (V_{∞}^2/gh).

Lackenby (1963), complementar ao trabalho de Schlichting, conseguiu realizar um estudo experimental onde foram analisadas as perdas de velocidade dentro de uma faixa menores a 10% tal como se mostra na seguinte figura:

Figura 5.10. Porcentagens de perda de velocidades (LACKENBY, 1963)

Posteriormente no capítulo seis, será avaliada e calculada uma profundidade na que não possam ocorrer perdas de velocidade maiores a 2% como valor limite para ensaios.

Largura do tanque

Nesta análise se propõe dimensionar a largura do tanque levando em conta o impedimento de reflexão das ondas batentes nas paredes laterais do tanque.

Para impedir que essa reflexão afete no desempenho do modelo, considera-se que a zona de superposição de ondas não tenha um avanço adiante equivalente à medida de

um comprimento do modelo a ensaiar (Fig. 5.11).

Figura 5.11. Comportamento de ondas refletidas nas paredes laterais do tanque

Para determinar a largura do tanque, é utilizada a seguinte equação (VACA, 1973):

$$B_T = 4 L_M \tan 19^\circ 28' + B_M \quad (5.4)$$

Onde:

B_T : Largura do tanque;

B_M : Largura do modelo;

L_M : Comprimento do modelo.

Para obter os perfis recomendados da largura do tanque de acordo aos diferentes comprimentos dos modelos reduzidos, adota-se a equação 5.4 como base da análise. Através desta equação podemos definir várias medidas de largura de acordo à geometria dos modelos utilizada, dando desta forma, uma flexibilidade à metodologia proposta.

Desta forma, para poder desenvolver a figura a seguir, (Fig. 5.12), sugerem-se valores de comprimentos de modelos entre $L_M = 1$ m e $L_M = 12$ m e larguras de modelos (B_M) de 0,6 m, 0,8 m e 1 m. Esta faixa é adotada de acordo a todos os comprimentos dos modelos utilizados pelos tanques de reboque classificados pela ITTC (vide apêndice B e apêndice C), após isto, calculam-se larguras do tanque a partir dos dados adotados.

Figura 5.12. Largura do tanque em relação ao comprimento do modelo reduzido

Na figura 5.12, tem-se que embora as larguras dos modelos reduzidos diminuam o aumentem de forma considerável, não reflete de maneira considerável no cálculo final da largura do tanque, por tanto, o parâmetro mais importante a ser considerado para este dimensionamento será o comprimento do modelo reduzido.

Entretanto, a largura do tanque será calculada mais adiante e estará baseada nas faixas de geometrias dos modelos reduzidos que usualmente são adotados em tanques de reboque da ITTC.

5.3. Equipamentos necessários para os ensaios

Em seguida será apresentada uma abordagem sobre os aspectos teóricos envolvidos nos equipamentos necessários para a realização de ensaios no tanque, de tal maneira que no sexto capítulo (caracterização do tanque de reboque), estes critérios possam ser desenvolvidos para o cálculo correspondente.

A escolha dos equipamentos realizar-se-á baseada em aspectos puramente necessários e adaptáveis para o estudo, por exemplo, estará regida sob os parâmetros de requerimentos de velocidade do carro dinamométrico, dimensões do tanque físico e de acordo aos fatores de escala dos modelos reduzidos.

A definição dos equipamentos para o tanque é sugerida de acordo aos ensaios

inicialmente propostos (resistência ao avanço e comportamento em ondas). Os equipamentos necessários a serem avaliados serão quatro: o sistema de reboque que consta de um carro dinamométrico, gerador de ondas, absorvedor de ondas e o sistema de aquisição de dados.

5.3.1. Gerador de ondas

Considerado como um dos objetivos na presente pesquisa, de fato, a intenção é simular as condições ambientais e testar o comportamento em ondas dos modelos reduzidos. Para abranger esse objetivo, deve-se determinar em concordância com o fator de escala dos modelos reduzidos, os parâmetros como comprimento de ondas, amplitudes e alturas de ondas, etc.

Por tanto, com a finalidade de obter as magnitudes máximas dos parâmetros de onda a serem reproduzidos pelo gerador de ondas, dever-se-á utilizar o menor fator de escala possível devido a que este fator de escala representará os parâmetros de ondas com a maior dimensão. O fator de escala utilizado ($\lambda = 15$) corresponde ao limite da faixa de comprimentos segundo os dados levantados dos tanques da ITTC (vide apêndice B e apêndice C).

Na tabela a seguir, mostram-se os parâmetros de onda calculados e requeridos, partindo do respectivo fator de escala e a sua correspondente condição ambiental Beaufort.

Escala de Beaufort	λ (Escala)	L_w (m)	$H_{1/3}$ (m)	T (s)	F (Hz)
2	15	0,875	0,028	0,748	1,335
3	15	1,665	0,067	1,032	0,968
4	15	2,707	0,123	1,316	0,759
5	15	3,381	0,162	1,471	0,679

Tabela 11. Características principais de ondas para o tanque em escalas de Beaufort 2, 3, 4 e 5.

Dependendo das condições do mar na escala Beaufort e da escala escolhida, podem-se determinar através da teoria linear de ondas, as frequências angulares das ondas no

tanque mediante:

$$\omega_{W_T} = \sqrt{\frac{2\pi g}{(L_{W_T})}} \quad (5.5)$$

Onde:

ω_{W_T} : Frequência angular de ondas no tanque.

Segundo Dean e Dalrymple (1984), quando as condições são dadas para águas pouco profundas (*shallow waters*) é recomendável o uso de geradores tipo pistão devido a que a trajetória que realiza o pistão se assemelha às partículas que viajam debaixo das ondas geradas, por outro lado, quando as condições são dadas para águas profundas é recomendável a utilização de geradores tipo *flap*.

Figura 5.13. Análise comparativa adimensional entre gerador do tipo flap e pistão (DEAN e DALRYMPLE, 1984)

Uma das razões para a escolha do gerador tipo *flap*, além de ser recomendável para o uso em ensaios de águas profundas, deve-se a que este tipo de gerador de ondas atinge uma maior eficiência em seu desempenho. Na figura 5.13, observa-se que para gerar ondas da mesma altura, o gerador do tipo *flap* precisa de menos energia do que o

gerador do tipo pistão²⁹.

Para o gerador de ondas do tipo *flap*, será apresentada uma metodologia para a obtenção da função de transferência e o curso ou *stroke* necessário para a geração de ondas com os parâmetros requeridos tais como comprimentos de onda, alturas de ondas e conseqüentemente amplitudes de onda.

A abordagem para o cálculo da função de transferência e do curso ou *stroke* necessário do gerador de ondas, deve estar regido de acordo às dimensões estimadas do tanque de reboque, isto é, a arquitetura do gerador de ondas estará sob a condição de profundidade do tanque de reboque.

Para o caso de utilização de um gerador do tipo placa basculante ou “*flap*”, será utilizada a função de transferência apresentada por Dean e Dalrymple (1984) que possibilita relacionar o deslocamento no plano horizontal na linha d’água da placa basculante, chamado de curso ou “*stroke*” (S) e a altura de onda a ser gerada (H).

Na figura 5.14, mostram-se os parâmetros que serão necessários para o cálculo da função de transferência:

Figura 5.14. Parâmetros necessários para o cálculo da função de transferência

²⁹ A expressão $P/(\rho g (\frac{S^2 h}{T}))$ é um termo adimensional que relaciona a potência média necessária, stroke e profundidade do tanque de provas.

As metodologias utilizadas por Cerdeira (2006) e Carneiro (2007) baseadas na teoria de Dean e Dalrymple (1984), mostraram-se como metodologias recomendáveis para o intuito do projeto do gerador de ondas em questão.

As condições de contorno para um gerador de ondas num tanque de reboque e para ondas progressivas se propagando em duas dimensões (x, z), são semelhantes exceto pela condição que impõe a placa basculante e sua elevação. Devido à aproximação com a realidade, pois os efeitos provenientes da viscosidade em canais de ondas só ocorrem em camadas limítrofes no fundo, nas laterais e na superfície livre do fluido, a água é considerada um fluido incompressível, não viscoso e irrotacional (CERDEIRA, 2006).

Em $x = 0$ (linha d'água), o deslocamento horizontal da placa basculante será dado por:

$$x = \frac{S(z)}{2} \sin \omega t \quad (5.6)$$

Onde:

ω : Frequência angular de ondas do gerador;

$S(z)$: movimento do “flap”

E o potencial de velocidades da onda gerada pode ser descrito da seguinte maneira:

$$\phi = A_p \cosh[k_p(h + z)] \sin(k_p x - \omega t) + C e^{k_s x} \cos[k_s(h + z)] \cos \omega t \quad (5.7)$$

Onde:

k_p : Número de onda para ondas progressivas (dependente com a frequência do gerador de ondas e obtida pela relação de dispersão);

k_s : Número de onda para ondas estacionárias.

Na equação 5.7, estão representadas as ondas progressivas e estacionárias. A altura de onda das ondas estacionárias ou evanescentes decai conforme vai se acrescentando a distância com o gerador de ondas. Segundo Carneiro (2007), este decaimento ocorre a uma distância de duas ou três vezes a profundidade do tanque (h).

Assim sendo, para finalidades de ensaio de comportamento em ondas, esta última parcela da equação pode ser desprezada. O coeficiente A_p pode ser calculado através da seguinte integral:

$$A_p = - \frac{\int_{-h}^0 \left(\frac{S}{2} \left(1 + \frac{z}{h_0} \right) \right) \omega \cosh k_p (h + z) dz}{\int_{-h}^0 \cosh^2 k_p (h + z) dz} \quad (5.8)$$

Onde para movimentos de placas basculantes ou “flap” considera-se:

$$S(z) = \frac{S}{2} \left(1 + \frac{z}{h_0} \right) \quad (5.9)$$

Desenvolvendo a equação 5.8, mediante sua integral, (Morishita e Souza, 2003), temos que:

$$A_p = \frac{-\frac{S}{2} \omega \left[\frac{\sinh k_p h}{k_p} - \left[\frac{(\cosh k_p (h - h_0) - \cosh k_p h)}{k_p^2 h_0} \right] \right]}{\frac{2k_p h + \sinh 2k_p h}{2}} \quad (5.10)$$

Tal como foi explicado anteriormente, para desprezar a segunda parte da equação 5.7, consideramos a altura de onda a uma distância de duas ou três vezes a profundidade do tanque, então:

$$\eta = \frac{A_p \omega}{g} \cosh(k_p h) \cos(k_p x - \omega t) \quad (5.11)$$

Como:

$$\omega^2 = g k_p \tanh k_p h \rightarrow \frac{\omega^2}{g k_p} = \tanh k_p h \quad (5.12)$$

E considerando a elevação da estrutura do gerador (ΔV), temos que:

$$\begin{aligned}
\frac{H}{2} &= \frac{2 \frac{S\omega^2}{g} \left[\frac{\sinh k_p h}{k_p} + \left[\frac{(\cosh k_p(\Delta V) - \cosh k_p h)}{k_p^2 h_0} \right] \right] \cosh k_p h}{2k_p h + \sinh 2k_p h} \\
\frac{H}{S} &= \frac{-4 \frac{\omega^2}{g k_p} \left[\sinh k_p h + \left[\frac{(\cosh k_p(\Delta V) - \cosh k_p h)}{k_p^2 h_0} \right] \right] \cosh k_p h}{2k_p h + \sinh k_p h} \\
\frac{H}{S} &= \frac{4 \tanh k_p h \left[\sinh k_p h + \left[\frac{(\cosh(\Delta V) - \cosh k_p h)}{k_p h_0} \right] \right] \cosh k_p h}{2k_p h + \sinh 2k_p h} \\
\frac{H}{S} &= 4 \left(\frac{\sinh k_p h}{k_p h} \right) \frac{k_p h_0 \sinh k_p h + \cosh k_p(\Delta V) - \cosh k_p h}{2k_p h + \sinh 2k_p h} \quad (5.13)
\end{aligned}$$

Onde:

H : Altura de onda;

S : Curso ou “*stroke*”;

k_p : Número de onda ($2\pi/L_W$);

h : Profundidade total do tanque.

Através da função de transferência (equação 5.13) e de acordo aos parâmetros de onda mostrados na tabela 11 (altura e comprimento de ondas), será desenvolvido mais adiante no capítulo 6, um procedimento para determinar a relação que existe entre estes parâmetros e o curso ou *stroke* necessário para que estas características sejam geradas no tanque.

Do outro lado, Carneiro (2007) apresenta algumas recomendações para a arquitetura dos geradores de ondas:

- Rigidez, as deformações nos materiais do gerador não podem mudar a configuração do perfil de ondas;
- Inércia, menor valor possível para melhorar a resposta dinâmica do sistema;
- Estabilidade, as frequências naturais do sistema devem estar por sobre das

- freqüências das ondas geradas e de outras fontes de vibração;
- Resistência, sob condições diversas de operação, as peças ou componentes do gerador não podem colapsar;
- Durabilidade, vida útil esperada do sistema através de uma análise de fadiga;
- Fácil reprodução em série minimizando os custos e manutenção;
- Custo, procurar componentes acessíveis no mercado.

5.3.2. Carro dinamométrico

O carro dinamométrico é um sistema composto por uma plataforma apoiada em quatro rodas, sendo duas delas de tração. A movimentação do carro é realizada através de motores com uma determinada potência que é calculada de acordo com a demanda de velocidade e força requerida para os ensaios com modelos. A alimentação elétrica do conjunto é fornecida por um sistema de cabos instalados ao longo do tanque onde os equipamentos de comando e controle e supervisão de movimentos encontram-se instalados na plataforma do carro dinamométrico propriamente dito.

Basicamente, o projeto do carro dinamométrico pode ser dividido em três etapas, onde cada uma delas está inteiramente vinculada:

- *Projeto eletromecânico*: compreendem todos os motores elétricos fornecedores do movimento e todas as partes relacionadas, componentes de suporte para instalação e o sistema de freio.
- *Projeto elétrico*: compreende o painel elétrico de alimentação de todos os componentes e os sistemas de posicionamento ao longo do tanque.
- *Projeto de comando e controle*: compreende o software de supervisão e controle a serem instalados nos diferentes sistemas de informática na plataforma de medição de velocidade e força.

Para a medição de velocidade e posicionamento do carro dinamométrico ao longo do tanque podem ser utilizados equipamentos eletromecânicos que convertem os movimentos rotativos em impulsos elétricos de onda quadrada, gerando uma quantidade

exata de impulsos por volta, em uma distribuição ao longo dos 360 graus de giro do eixo.

O sistema de reboque deve abranger diversas características específicas para seu bom desempenho, tais como:

- Robustez estrutural.
- Funcionamento adequado do sistema de motores elétricos para evitar vibrações nas medições de resistência.
- Espaço suficiente para o arranjo de equipamentos e instrumentação (Fig. 5.15).
- Capacidades de variação de faixas velocidades e acelerações requeridas pelos ensaios.
- Sistemas de segurança operacional
- Utilização de produtos e peças disponíveis no mercado.
- Manutenção oportuna aos sistemas de trilhos e rodas.

Figura 5.15. Modelo do arranjo do carro dinâmico para ensaios de resistência

A seguir será apresentada uma metodologia para determinar a potência nominal requerida com a que o motor elétrico deslocará ao conjunto do carro dinâmico ao longo das zonas de aceleração e velocidade constante do tanque de reboque.

A massa, a velocidade e a aceleração do carro dinâmico, são alguns dos

parâmetros que determinam a potência que será requerida pelos motores elétricos com a finalidade de deslocar ao conjunto do carro dinamométrico.

Para calcular a massa total do carro dinamométrico tem-se que considerar todos os componentes que serão utilizados dentro do sistema, isto é, a estrutura própria do carro dinamométrico (plataforma principal, rodas, conjunto de motores elétricos, eixos de rotação, etc.), os equipamentos de informática, instrumentação de medição, componentes de conforto, etc., entretanto, outra massa que também deve ser considerada é a própria massa e deslocamento do modelo que será rebocado ao longo da trajetória do carro. Além de determinar a massa total própria do carro, deve-se considerar a massa da equipe de pessoas que conduzem os ensaios.

Para poder estimar a massa total do carro dinamométrico, podem-se considerar dois aspectos apropriados, um deles é a similaridade que existe entre as massas e acelerações de alguns tanques de reboque da ITTC com relação à aceleração considerada para o cálculo do comprimento do tanque. O outro aspecto a levar em consideração é a estimativa de pesos através de cada componente do carro dinamométrico (todos estes valores serão vistos na análise de cálculo da potência do carro dinamométrico no capítulo 6).

Por sua vez, o comportamento cinemático que adota o carro dinamométrico ao longo do tanque de reboque se descompõe em dois intervalos, um deles é a zona de aceleração (zona necessária para atingir a velocidade constante para medições) e o outro a zona de velocidade constante (zona necessária para realizar as medições). No entanto, estas zonas deverão ser analisadas separadamente.

Em primeiro lugar, são apresentados os principais parâmetros cinemáticos que serão necessários para o cálculo da potência na zona de aceleração do carro dinamométrico através do seguinte diagrama:

Através da aceleração (a) e a massa do carro dinamométrico (m_{cd}) será possível determinar a força (F_A) requerida pelo carro dinamométrico na zona de aceleração mediante a somatória de forças (incluindo as forças devido ao ar (F_{AA}) e atrito (F_F), isto será calculado no capítulo 6):

$$\Sigma F_A = m_{cd}(a) \quad (5.14)$$

Onde:

F_A : Força na zona de aceleração (N);

m_{cd} : Massa estimada do carro dinamométrico (m);

a : Aceleração (m/s^2);

Em seguida, já com o valor obtido da força (F_A), será possível obter o trabalho (W_A) ao longo da distância (d) percorrida na zona de aceleração, através de:

$$W_A = F_A \cdot d \quad (5.15)$$

Onde:

W_A : Trabalho na zona de aceleração (J);

d : Distância percorrida na zona de aceleração (m).

Por último, para poder determinar a quantidade de energia que será concedida no tempo correspondente à zona de aceleração (P_A), tem-se que:

$$P_A = \frac{W_A}{t} \quad (5.16)$$

Onde:

P_A : Potência na zona de aceleração (W);

t : Tempo necessário para atingir a zona de velocidade constante.

Em seguida, realiza-se uma análise similar para a zona de velocidade constante utilizando os valores cinemáticos da zona de velocidade constante de acordo ao seguinte diagrama:

Para poder determinar a quantidade de energia que será concedida no tempo correspondente à zona de velocidade constante se realiza o seguinte procedimento, em primeiro lugar sabe-se que não existe aceleração, desta forma, tem-se que determinar as forças que se opõem ao movimento do carro dinamométrico, ou seja, determinar as forças devido ao ar e devido ao atrito nas quatro rodas do carro dinamométrico da seguinte maneira:

$$F_{VC} = F_{AA} + F_F \quad (5.17)$$

Onde:

F_{VC} : Força na zona de velocidade constante;

F_{AA} : Força ao avanço devido ao ar;

F_F : Força ao avanço devido ao atrito nas quatro rodas do carro.

Assim, sendo que:

$$F_{VC} = F_{AA} + F_F$$

$$F_{VC} = \left[\frac{1}{2} C_{AA} \cdot \rho_{AA} \cdot V^2 \cdot A_{TC} \right] + 4[\mu_E \cdot N] \quad (5.18)$$

Onde:

C_{AA} : Coeficiente de resistência do ar;

ρ_{AA} : Densidade do ar (a 20°C equivale 1,204 kg/m³);

A_{TC} : Área transversal do carro dinamométrico;

μ_E : Coeficiente de atrito estático (ferro/ferro : 0,15);

N : Normal à direção do movimento (m.g).

Tendo a força resultante na zona de velocidade constante (F_{VC}) é possível calcular o trabalho ao longo desta zona (W_{VC}), mediante:

$$W_{VC} = F_{VC} \cdot d \quad (5.19)$$

Onde:

F_{VC} : Força na zona de velocidade constante (N);

W_{VC} : Trabalho na zona de velocidade constante (J);

d : Distância máxima percorrida na zona de aceleração (m).

Tendo o trabalho na zona de velocidade constante é possível determinar a potência necessária nesta zona através de:

$$P_{VC} = \frac{W_{VC}}{t} \quad (5.20)$$

Onde:

P_{VC} : Potência na zona de velocidade constante (W);

t : Tempo para realizar as medições na zona de velocidade constante (s).

Desta forma, através da somatória das potências calculadas em cada zona de movimento, tem-se que a potência requerida para as duas zonas será:

$$P_{CD} = P_A + P_{VC} \quad (5.21)$$

Onde:

P_{RC} : Potência requerida pelo carro dinamométrico;

P_A : Potência na zona de aceleração;

P_{VC} : Potência na zona de velocidade constante.

No item 6.2.2 do sexto capítulo, serão realizados os cálculos correspondentes às zonas anteriormente mencionadas considerando o respectivo fator de serviço segundo as normas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

5.3.3. Absorvedor de ondas

A função fundamental do gerador de ondas num tanque de reboque é a dissipação de energia das ondas incidentes, assim, as componentes de uma determinada banda de frequência são eliminadas (MICHIMA, 2007). Devido à disposição geométrica dos tanques de reboque, os absorvedores de ondas utilizados são de desempenho passivo.

É claro que o absorvedor sempre é instalado no sentido oposto ao trem de ondas que viaja ao longo do tanque, porém, além de apresentar uma geometria específica, o absorvedor deve ser projetado e colocado com o intuito de receber a maior massa do trem de ondas em um sentido horizontal para poder realizar a maior dissipação de energia possível.

Mello (2006) apresenta diferentes tipos de absorvedores de ondas, os quais três foram escolhidos e avaliados para o ótimo desempenho do absorvedor de ondas do projeto de tanque em questão. Será visto que o autor vai adquirindo os benefícios dos três tipos de absorvedores (praia absorvedora de perfil linear, praia absorvedora de perfil parabólica e praia de perfil serrilhado) com a finalidade de obter um absorvedor com as dimensões e requerimentos apropriados.

A seguir, será realizada uma revisão de cada perfil de absorvedor de ondas com o propósito de determinar e obter as características que serão projetadas no absorvedor de ondas planejado para o estudo.

Praia absorvedora de perfil linear

Neste tipo de absorvedor de ondas, o parâmetro mais importante a ser analisado é o número de Iribarren. Entretanto, pode ser mencionado o trabalho realizado por SUTHERLAND e O'DONOGHUE (1998), onde é estabelecida uma resposta de reflexão deste tipo de praia em função do número de Iribarren, sendo que para valores

elevados deste número, a reflexão de ondas também será alta (Fig. 5.16).

Figura 5.16. Tipos de recepção de ondas do acordo ao número de Iribarren

O número de Iribarren relaciona a altura e comprimento de ondas e o ângulo que forma o plano da praia com relação ao fundo do tanque da seguinte maneira:

$$I_r = \frac{\tan \theta}{\sqrt{\frac{H}{L_w}}} \quad (5.22)$$

Onde:

I_r : Número de Iribarren;

θ : Ângulo de elevação da placa rugosa com relação à horizontal;

H : Altura de ondas (m);

L_w : Comprimento de ondas (m).

Sabe-se que uns dos valores ótimos para o número de Iribarren são os valores menores a 0.4 (Praia Progressiva) (Fig. 5.16). Com este modelo de praia o valor a ser calculado é o ângulo de elevação (θ) que apresentaria o plano da superfície rugosa com relação ao

plano horizontal, e isto se faz com a finalidade de receber a maior quantidade de energia que trazem consigo as ondas progressivas no projeto de tanque em questão.

Levando em consideração o número de Iribarren correspondente a 0,4 (Praia Progressiva) e utilizando a faixa de valores de alturas de ondas ($0,05 \text{ m} \leq H \leq 0,25 \text{ m}$) e comprimentos de ondas ($0,8 \text{ m} \leq L_w \leq 4 \text{ m}$) mostrados na tabela 11 do item 5.3.1 (Gerador de ondas) tem-se que para o tipo de praia progressiva o ângulo de elevação do plano corresponde ao valor máximo de $\theta = 10^\circ$.

Praia absorvedora de perfil parabólico

A função principal deste tipo de praia é otimizar o espaço que ocupa o absorvedor com relação à distância lateral no comprimento do tanque. Este tipo de perfil de praia será de utilidade para poder calcular ou comprimento (x) e altura (h_x) do absorvedor. Através da equação 5.23, descrita por SVENDSEN e JONSSON (1980), pode ser determinada a altura da praia com relação ao eixo (z), ou seja, h_x na figura 5.17.

$$\frac{h_x L_w}{h_T} \approx 1 \quad (5.23)$$

Figura 5.17. Parâmetros necessários para o cálculo da distância e altura do absorvedor

Considera-se que a distância “ x ” da praia deve ser de 10 a 15 vezes a altura do absorvedor de ondas (h_x) para que a reflexão seja menor que 5%. A origem do sistema de coordenadas ($x = 0$) é a linha da água na praia (MELLO, 2006).

Praia absorvedora de perfil plano dentado e serrilhado

Mediante o estudo desenvolvido por NEELAMANI e SANDHYA (2003) neste tipo de perfis de absorvedores de ondas, foi concluído que além de contar com um ótimo ângulo de elevação do plano inclinado, um fator relevante a ser considerado é a geometria do perfil do plano inclinado.

Para o perfil dentado os espaçamentos entre dentes correspondem à metade do tamanho dos mesmos, enquanto o perfil serrilhado utiliza o dobro de espaçamento entre dente e dente correspondente ao tamanho do mesmo (Fig. 5.18 e Fig. 5.19).

Figura 5.18. Praia absorvedora de perfil dentado

Figura 5.19. Praia absorvedora de perfil serrilhado

Os resultados experimentais realizados no trabalho descrito acima para os dois perfis da superfície, mostraram que o perfil serrilhado desenvolve uma melhor absorção de onda que o perfil dentado entre 20% e 40%.

No item relacionado ao absorvedor de ondas do capítulo 6, será desenvolvido um absorvedor de ondas que apresentará os benefícios dos três perfis de ondas mostrados no presente item.

5.3.4. Sistema de aquisição de dados

O intuito do presente item não é apresentar um sistema específico exemplificando em detalhe cada componente sensorial ou eletrônico que fazem parte do sistema de aquisição de dados, mas proporcionar os componentes referenciais e básicos que deve contar o sistema para cumprir com a finalidade de uma adequada e apropriada obtenção de dados. Posteriormente, no sexto capítulo serão explicadas as considerações principais relacionadas aos critérios para a escolha dos componentes do sistema de aquisição de dados.

Basicamente, a recepção do sinal inicia-se no fenômeno físico que neste caso, é a força que o modelo encontra no seu percurso ao ser deslocado à velocidade determinada de ensaio, esse sinal é recebido pelo sensor ou transdutor (para a conversão do sinal utilizam-se células de carga para converter a força de avanço num sinal de tensão).

Figura 5.20. Plano geral do sistema de aquisição de dados do tanque de reboque

Tal como foi explanado no item 3.2 (ensaios de resistência ao avanço), é preciso esclarecer a importância da eficiente recepção do sinal, isto é, o componente vetor da força deverá sempre (ou na maioria do tempo de ensaio) permanecer numa posição horizontal na linha do eixo, de tal maneira que a leitura seja a mais aceitável possível.

Após o sinal ser transformado pelo respectivo sensor num sinal elétrico, é conduzido até o condicionador do sinal, que adequará o sinal de saída do sensor com as necessidades do próximo componente que é o conversor analógico-digital, em outras palavras, o condicionador do sinal será encarregado de *linearizar* o sinal de tensão recebida pela célula de carga. O conversor analógico-digital será o responsável por traduzir o sinal elétrico da saída do circuito condicionador numa apresentação numérica compatível com o processamento digital posterior.

Na figura 5.20, mostra-se o plano do sistema indicando seus principais componentes e os sinais que são recepcionadas e transformadas ao longo do processo.

No entanto, neste estudo, esta parte muito importante que faz parte do dimensionamento do tanque não foi trabalhada devido a sua extensão que caberia uma dissertação específica para sistema de aquisição de dados e instrumentação em um tanque de reboque.

6. CARACTERIZAÇÃO DO TANQUE DE REBOQUE PARA O SIMA - PERU

O intuito neste capítulo é, como exemplo, realizar uma caracterização de um tanque de reboque para o SIMA-PERU de acordo às diferentes vantagens, condições e restrições existentes. Como parte fundamental para o dimensionamento do tanque e tal como foi comentado ao longo da presente pesquisa, os aspectos técnicos e econômicos foram considerações que influem dimensionamento físico dos modelos e do tanque propriamente dito. Porém, o fato econômico, só for considerado de forma qualitativa.

Os critérios utilizados para a determinação das dimensões e equipamentos relacionados ao tanque de reboque estarão baseados na parte teórica que foi descrita e recomendada no capítulo anterior.

6.1. Determinação das dimensões principais do tanque

A seguir serão apresentados os critérios e cálculos adotados para a concretização das principais dimensões do tanque, isto é, serão mostrados os procedimentos realizados para as estimativas e aproximações do comprimento, largura e profundidade do tanque de reboque.

6.1.1. Comprimento do tanque

No capítulo anterior, especificamente no item 5.2.1, foi exposto um gráfico (Fig. 5.6) onde foram mostradas as principais distancias relacionadas para o desenvolvimento e obtenção do comprimento ideal do tanque de reboque, da mesma maneira, no mesmo item foram descritos os critérios para a determinação destas distâncias.

Na figura a seguir, serão mostradas as distâncias já calculadas que fazem parte do comprimento do tanque, logo depois, nos parágrafos seguintes cada uma destas distâncias será descrita e calculada de acordo ao seu número correspondente I, II, III, IV, V, VI, VII e VIII da figura.

Figura 6.1. Distâncias calculadas para o comprimento do tanque de reboque

I - Comprimento do absorvedor de ondas

De acordo com a metodologia utilizada no item 5.3.3 (Cálculo da geometria do absorvedor de ondas) que foi discutido no capítulo anterior, o valor resultante que está envolvido com a estimativa do comprimento do tanque foi de 10 m.

Na figura 6.2 mostram-se as principais medidas que caracterizam ao absorvedor de ondas, pode-se observar que o comprimento do absorvedor de ondas ($x = 10$) está relacionado com o cálculo do comprimento do tanque.

Figura 6.2. Resultado do comprimento do absorvedor de ondas ($x = 10$ m)

II e VII - Comprimento do carro dinamométrico

Para adotar o valor do comprimento do carro dinamométrico foram avaliados diversos carros dinamométricos de tanques de reboque ITTC. Com a finalidade de poder determinar este valor, estes tanques apresentaram comprimentos similares conseguindo adequar um valor médio de tal maneira que toda instrumentação e pessoal envolvido tenha o espaço necessário para poder testar os modelos reduzidos sem nenhum tipo de

problemas.

Considerou-se um carro dinamométrico com um comprimento de aproximadamente 4,5 m.

Este valor foi um valor médio baseado na distância lateral dos tanques de reboque do *Yokohama University Ship Model Basin*, 4,0 m (Japão), *Indian Institute of Technology Department of Naval Architecture*, 5,3 m (Índia), *University of Ghent Department of Applied Mechanics Naval Architecture*, 2,55 m (Bélgica), Instituto de Pesquisas Tecnológicas, 4,5 m (Brasil), *Iowa Institute of Hydraulic Research*, 5,5 m (Estados Unidos) e *University of Osaka - Department of Naval Architecture*, 7,40 m (Japão).

Porém, obviamente existem outros carros dinamométricos que possuem comprimentos bem maiores do que estes, mas o intuito é minimizar o comprimento do carro por impactar diretamente no peso e conseqüentemente no custo. Pelo arranjo que o autor descreveu no capítulo 5, este comprimento já satisfaz acomodar os equipamentos e pessoal.

III, IV e V - Zona de aceleração, desaceleração e velocidade constante

Para poder determinar o comprimento necessário do tanque, é preciso realizar uma análise particular das zonas envolvidas, isto é, realizar um cálculo da zona de aceleração, zona de velocidade constante e a zona de desaceleração de forma separada.

Desta forma, será possível determinar um comprimento aproximado de cada zona em questão de acordo aos parâmetros cinemáticos adotados. Estes parâmetros serão adotados baseado nas similaridades das características de diversos carros dinamométricos de tanques de reboque da ITTC, tais como valores de velocidades de reboque, acelerações e desacelerações.

Percebeu-se que alguns dos tanques pesquisados utilizam uma desaceleração ligeiramente maior do que a aceleração. Para o nosso caso, a desaceleração terá o mesmo valor que a aceleração, este fato é considerado devido aos critérios importantes como o aspecto da segurança no tanque. O comprimento necessário para que o conjunto do carro dinamométrico pare deverá ser o máximo suficiente para não colocar em risco ao pessoal envolvido nos testes no tanque de reboque.

Para poder realizar a estimativa do comprimento necessário da zona de aceleração, é preciso realizar uma análise do valor característico da aceleração que será usada para o cálculo. Em primeiro lugar, calculou-se a média de tempo necessária para atingir a zona de velocidade constante correspondente a cinco tanques de reboque da ITTC de características cinemáticas similares dos carros dinamométricos (vide tabela 12).

País	Organização	Velocidade m/s	Aceleração m/s ²	Massa (Kg)
Índia	<i>Indian Institute of Technology Madras Department of Naval Architecture</i>	5,50	0,30	3900,00
Bélgica	<i>University of Ghent Department of Applied Mechanics Naval Architecture</i>	2,00	0,40	5760,00
Noruega	<i>MARINTEK</i>	8,00	1,00	20000,00
Croácia	<i>Brodarski Institute</i>	14,00	1,00	55000,00
Espanha	<i>Canal de Experiencias Hidrodinámicas De El Pardo</i>	10,00	1,00	60000,00

Tabela 12. Características de carros dinamométricos ITTC

Através de uma análise cinemática característica, isto é, tendo a aceleração, velocidade inicial, e a velocidade final (velocidade até atingir a zona de medição) é possível determinar o tempo que emprega cada carro dinamométrico apresentado na tabela 12 até alcançar a velocidade de medição. Tem-se que através de:

$$t_i = \frac{V_f - V_o}{a} \quad (6.1)$$

Onde:

V_f : Velocidade final ou de medição (m/s);

V_o : Velocidade inicial ou repouso (m/s);

a : Aceleração (m/s²);

t_i : Tempo necessário para atingir a velocidade de medição de cada carro dinamométrico (s).

Tendo a média dos tempos ($\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i$) utilizados pelos carros dinamométricos até atingir a zona de velocidade constante e através da faixa de velocidade obtida de acordo ao Apêndice C (V_{MAX} na faixa de aproximadamente até 4 m/s) é possível calcular a aceleração que será utilizada para o cálculo do comprimento da zona de aceleração por meio de:

$$a = \frac{V_f - V_o}{t_m} \quad (6.2)$$

Onde:

V_f : Velocidade final ou de medição (na faixa de aproximadamente até 4 m/s);

V_o : Velocidade inicial ou repouso (m/s);

a : Aceleração adotada para cálculo do comprimento do tanque (m/s²);

t_m : Tempo médio necessário para atingir a velocidade de medição de cada carro dinamométrico (s).

Por tanto, tendo a velocidade de medição (na faixa de aproximadamente até 4 m/s) e o valor da aceleração na zona de aceleração (0,35 m/s²) é possível calcular o comprimento necessário desta zona, por meio de:

$$L_a = \frac{V_f^2 - V_i^2}{2a} \quad (6.3)$$

Onde:

L_a : Comprimento da zona de aceleração (m).

Na figura 6.3, mostra-se um pequeno perfil dos comprimentos na zona de aceleração que seriam empregados de acordo com a velocidade adotada para ensaios, utilizam-se velocidades de 1, 2, 3 e 4 m/s com a aceleração estimada de 0,35 m/s².

Figura 6.3. Comprimento na zona de aceleração em função da velocidade constante

Em segundo lugar, para a estimativa do comprimento na zona de velocidade constante tem-se que existem tempos para a medição na zona de velocidade constante, estes tempos podem depender das condições de ensaio em si, porém, estão numa faixa de aproximadamente entre $5 \text{ s} \leq t \leq 20 \text{ s}$. Para efeitos de cálculo, assume-se a faixa de velocidades de 0 m/s até 4 m/s (velocidade adotada de acordo às velocidades que foram explicadas no item 5.1, onde foi elucidado sobre as velocidades adotadas pelos tanques de reboque da ITTC). Tem-se que:

$$L_{VC} = V_c t \quad (6.4)$$

Onde:

L_{VC} : Comprimento da zona de velocidade constante (m).

Figura 6.4. Comprimentos na zona de velocidade constante de acordo aos tempos de medição

Através dos tempos de medição e velocidades de reboque do modelo foi possível realizar a figura acima (Fig. 6.4)

Por último, para o cálculo do comprimento da zona de desaceleração, o valor da desaceleração apresentará o mesmo valor que a aceleração, isto é devido principalmente a aspectos da segurança no tanque, já que quando a desaceleração do carro dinamométrico é maior que a aceleração (em valores absolutos) o espaço necessário para deter o conjunto do carro dinamométrico será menor e isto pode ocasionar sérias consequências de trabalho no tanque.

Devido a que os parâmetros cinemáticos de zona de aceleração e desaceleração são análogos é possível obter o comprimento da zona de desaceleração através de:

$$L_d = \frac{V_f^2 - V_i^2}{2a} \quad (6.5)$$

Onde:

L_d : Comprimento da zona de desaceleração (m).

Figura 6.5. Comprimento na zona de desaceleração em função da velocidade constante

Desta forma, dependendo da velocidade constante adotada em ensaios, será obtido o comprimento necessário para o carro dinamométrico possa realizar o procedimento de parada com sucesso de acordo com a desaceleração adotada ($d = 0,35 \text{ m/s}^2$ na Fig. 6.5).

VI - Zona de freio e segurança

Devido à possível existência de uma falha imprevista nos sistemas primários de freio do carro dinamométrico (considerando aqui o sistema de travamento existente no trilho e o amortecedor localizado no final de curso) é fundamental considerar um espaço de segurança, este espaço serve para reagir e ativar o freio manual.

As condições cinemáticas (inércia) na que o carro dinamométrico se encontraria nesta zona são as mesmas nas que se encontrava na zona de desaceleração, é por este motivo que é razoável calcular o espaço necessário de acordo às condições dadas na zona de desaceleração a través de:

$$L_{seg} = \frac{V_f^2 - V_i^2}{2a} \quad (6.6)$$

Onde:

L_{seg} : Comprimento da zona de segurança (m).

V_f : Condição de velocidade final do carro (Velocidade equivalente a 0 m/s, isto é o carro dinamométrico parado)

V_i : Condição de velocidade inicial do carro (Esta velocidade (V_i) é a velocidade que o carro teria no final da zona de desaceleração em caso não tenha conseguido frear, isto é, 4 m/s)

Tal como foi visto na figura 6.5, o comprimento máximo para a reação de parada manual do carro dinamométrico resultou em aproximadamente 23 m.

VIII - Comprimento do gerador de ondas

Tal como foi visto no item relacionado ao gerador de ondas (item 5.3.1. Gerador de ondas) a escolha dos geradores de ondas do tipo *flap* apresentam diversas vantagens

quando são projetados para atuar em tanques de águas profundas, conseqüentemente, o cálculo para determinar este comprimento estará baseado nestes tipos de geradores de ondas.

A arquitetura destes tipos de geradores de ondas abrange diversos mecanismos que estão inteiramente envolvidos. A maioria destes tipos de geradores são acionados por um servomotor que está acoplado a um fuso que por sua vez é conectado através de um braço mecânico ao *flap* tal como se observa na figura 6.6.

Basicamente, a arquitetura do gerador de ondas do tipo *flap* vai depender de dois aspectos essenciais, um deles a magnitude dos parâmetros de ondas que se precisa gerar (comprimento de ondas, altura de ondas, etc.) e obviamente o outro aspecto será a capacidade de espaço do tanque propriamente dito.

Considerando que existem tanques de reboque que desempenham parâmetros de ondas similares aos calculados na presente pesquisa (parâmetros de ondas requeridos para o tanque em escala, Tabela 11) e que apresentam o mesmo tipo de gerador de ondas tipo *flap*, é possível adotar um comprimento similar de tal maneira que todos os mecanismos possam trabalhar de forma conjunta no espaço apropriado.

Figura 6.6. Arquitetura geral dos geradores de ondas do tipo *flap* (Carneiro, 2007)

Os tanques pesquisados foram: *Research Institute of Naval Architecture, Dalian University of Technology*, 2,2 m (China), *Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of Tokyo*, 2,0 m (Japão), *Faculty of Engineering, Yokohama*

National University, 3,6 m (Japão), *Defense Research Agency Haslar*, 2,2 m (Inglaterra), *Davidson Laboratory*, *Stevens Institute of Technology*, 3,0 m (Estados Unidos), *Ocean Engineering Testing Tank*, *Massachusetts Institute of Technology - MIT*, 2,4 m (Estados Unidos) e *U.S. Naval Academy Hydromechanics Laboratory*, *Annapolis Academy*, 2,7 m (Estados Unidos).

A distância resultante baseada nos critérios anteriormente mencionados para que o conjunto do gerador de ondas do tipo *flap* possa se desempenhar foi de 2,60 m.

6.1.2. Profundidade do tanque

Baseado nos trabalhos realizados por Schtilichting (1979) e Lackenby (1963), a profundidade do tanque de reboque foi calculada com a finalidade de evitar perdas de velocidade (δV_p) nos modelos reduzidos superiores a 2%.

Os valores tais como áreas transversais (A_x) e velocidades de ensaio (V_M) foram adotados de acordo com os valores de navios reduzidos em escala e de acordo com as relações velocidades-comprimento correspondentes, levando em conta principalmente os navios em questão de análise. (*Proceedings of the 23rd ITTC*, 2002), (*Recommended Procedures and Guidelines* – ITTC, 2005), (Tachibana e Dario, 1999) e (Lackenby, 1963).

Nesta análise, considerou-se a área máxima transversal (A_x) do navio tipo porta-contêiner devido às linhas de forma de esse navio apresentam uma geometria mais cheia em termos de volume de casco que as outras áreas transversais dos navios avaliados, consideraram-se também diversos números de Froude de profundidade (Fn) admissíveis equivalentes a diferentes valores de velocidade de reboque e o comprimento máximo permissível do modelo.

Número máximo de Froude (Fn): 0,26;

Máximo valor para a área máxima transversal do modelo ($\sqrt{A_x}$): 0,54 m²;

Profundidade do tanque (h): a partir de 3 m até 5 m;

Velocidade do modelo navio porta-contêiner (V_∞): 2,07 m/s

Figura 6.7. Resultados de perdas de velocidade navio porta-contêiner (LACKENBY, 1963)

Os pontos avaliados na figura encontram-se dentro da área de perda de velocidade (δV), ou seja, encontram-se dentro da faixa de 2% analisado por Lackenby, resultando que para obter as mínimas porcentagens de efeitos por águas rasas no tanque, precisa-se de uma profundidade do tanque a partir de 4 m (Fig. 6.7). Em concordância com os parâmetros recomendados pelos seguintes procedimentos: *Proceedings of the 22nd ITTC (Final Report and Recommendations – Seul e Xangai, 1999)* e – *Proceedings of the 12th ITTC (Specialist Committee on Trials and Monitoring – Roma, 1969)* temos que:

$$h > 3,0\sqrt{B_M T_M} \quad ; \quad h > \frac{2,75V^2}{g} \quad (6.7)$$

$$h > 3,0\sqrt{1m * 0,8m} \quad ; \quad h > \frac{2,75(3,00 \text{ m/s})^2}{9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$h > 2,68 \text{ m} \quad ; \quad h > 2,52 \text{ m}$$

A avaliação da profundidade com os dados do modelo analisado, neste caso, o navio porta-contêiner, foi realizada em função de sua velocidade e suas dimensões de boca (B_M) e calado (T_M) determinando que a profundidade avaliada encontra-se dentro dos parâmetros recomendados.

Desta forma, pode-se garantir que a partir de uma profundidade de 4 m mesmo utilizando modelos com a maior área transversal, a perda de velocidade não será ultrapassada e não apresentará fenômenos de águas rasas ou *shallow waters*. Para a geração de ondas do espectro previstas no tanque, há necessidade de considerar uma profundidade muito maior para ondas de comprimentos longos para evitar efeitos de águas rasas nas ondas progressivas geradas. Neste caso, há necessidade que o tanque seja muito mais profundo do que 4 m.

6.1.3. Largura do tanque

A análise para dimensionar a largura do tanque foi baseada no impedimento de reflexão de ondas das paredes laterais do tanque sobre o modelo que está sendo ensaiado.

Para determinar a largura do tanque, foi utilizada a equação 5.4 apresentada no capítulo 5, nesta equação a largura é calculada de acordo ao comprimento e largura do modelo. Desta forma conseguiu-se realizar o seguinte gráfico:

Figura 6.8. Largura do tanque em relação ao comprimento do modelo adotado

No capítulo 5, especificamente no item 5.1, foi apresentada uma faixa de comprimentos que os modelos reduzidos poderiam adotar para ensaios, de acordo com esta faixa, os modelos poderiam adotar comprimentos de até aproximadamente 3 m³⁰. Na figura 6.8

³⁰ Mais do 60% dos tanques de reboque ITTC pesquisados, operam com modelos numa faixa de comprimentos entre $1\text{ m} \leq LM \leq 3\text{ m}$.

temos que, se forem adotadas faixas de comprimentos de aproximadamente 3 - 4 m, a largura do tanque atingiria valores de aproximadamente 6 m, esta aproximação da largura do tanque pode ser observada no gráfico através do retângulo sinalizado pelas setas. No entanto, há necessidade de melhor analisar esta largura para eventualmente poder utilizar um modelo de maior comprimento. Novamente há uma restrição econômica que deve ser considerada nesta definição.

6.2. Definição e dimensionamento dos principais equipamentos para ensaios

Nesta parte serão descritas as diferentes estimativas que foram consideradas para a obtenção de diversos parâmetros necessários para os equipamentos propostos para ensaios. É importante esclarecer que cada um dos equipamentos expostos mereceria um estudo mais amplo e detalhado em diversos aspectos, porém, através das estimativas realizadas expõem-se as considerações mais racionais e importantes de cada componente.

6.2.1. Gerador de ondas

Tal como foi explicado no item 5.3.1 relacionado ao gerador de ondas do tipo *flap*, o intuito nesta parte do presente capítulo será de apresentar os cálculos realizados de acordo à função de transferência obtida no item 5.3.1. (Gerador de ondas) (Eq. 5.13) e ao curso ou *stroke* necessário para a geração de ondas com os parâmetros requeridos.

Com a finalidade de mostrar os valores correspondentes às dimensões do tanque onde o gerador de ondas teria que operar e os valores dos parâmetros de onda adotados, mostra-se a figura a seguir:

Figura 6.9. Valores estimados para o cálculo da função de transferência

Na figura 6.9, pode-se observar que devido à profundidade do tanque ser de $h_T = 4,5$ m, a plataforma da placa basculante ou *flap* terá que ter uma elevação de aproximadamente $\Delta V = 3$ m para poder operar em condições adequadas. Entretanto, para o cálculo da função de transferência (Eq. 5.13), foram também utilizados os valores de altura e comprimento de ondas, é importante indicar que estes valores correspondem aos valores médios da máxima escala de Beaufort em questão de estudo (Beaufort 5), sendo que a faixa de valores de altura de onda foi de $0,05 \text{ m} \leq H \leq 0,25 \text{ m}$ e a faixa de comprimentos de onda foi de $0,8 \text{ m} \leq L_W \leq 4 \text{ m}$.

Desta forma, através da função de transferência obtida e com as dimensões e parâmetros de onda considerados anteriormente, é possível desenvolver as relações que existem entre a altura de onda – stroke (H/S) e a profundidade relativa no tanque ($K_p \cdot h_T$) (Fig. 6.10).

Na figura a seguir foram considerados todos os valores de altura de onda (H) até o valor médio considerado no parágrafo anterior, do outro lado, foram também considerados os valores médios correspondentes aos comprimentos de onda. A razão principal pela qual foram usadas estas faixas de alturas e comprimentos de ondas se deve a que nestas faixas estão abrangidas todas as escalas de Beaufort propostas na tabela 11 do item 5.3.1.

Figura 6.10. Função de transferência em relação ao número de ondas

Mediante o uso dos valores de altura e comprimentos de ondas abrangidos nas diferentes escalas de Beaufort e mediante a profundidade aproximada do tanque ($h_T = 4,5$), será obtida a relação altura de onda e stroke (H/S) e estará incluída entre os valores de $1,05 \leq H/S \leq 1,28$, da mesma maneira para a relação da profundidade relativa no tanque ($K_p.h_T$) estes valores estarão incluídos na faixa de $7,06 \leq K_p.h_T \leq 33,22$. É preciso explicar que esta faixa de valores é obtida utilizando os valores médios do espectro de ondas e não são os valores máximos.

É preciso esclarecer que os parâmetros de ondas adotados para ensaios deverão ser calculados e estar em concordância com o fator de escala a ser utilizado, isto é, o fator de escala utilizado nos parâmetros de ondas sempre será o mesmo fator de escala utilizado para o dimensionamento dos modelos reduzidos. Da mesma maneira, os valores das características das ondas serão equivalentes para cada magnitude na escala de Beaufort.

Utilizando os mesmos valores considerados para a realização da figura 6.10, é possível calcular o comprimento de onda desejado para ensaios de comportamento em ondas através do curso ou *stroke*.

Figura 6.11. Curva do batedor Stroke (S) – Número de onda e Profundidade ($k_p.h$)

Na figura acima, pode-se observar que para gerar ondas com um comprimento médio de $L_w = 4$ m será necessário deslocar o *flap* em um curso ou stroke médio de aproximadamente $S = 0,24$ m. Observa-se também que enquanto diminui a relação do número de onda e altura do tanque ($k_p.h$), quer dizer, um maior comprimento de onda (L_w), é necessário um maior deslocamento da placa basculante ou “*flap*”.

De fato, esta relação é considerada como uma das mais importantes para o dimensionamento do gerador de ondas, devido a que é possível estimar uma geometria do “*flap*” a ser instalada no gerador de ondas.

Com a finalidade de comprovar os valores calculados do curso ou *stroke* em relação com os comprimentos de ondas envolvidos nas diferentes escalas de Beaufort (2, 3, 4 e 5) do flap do gerador de ondas em questão, foi utilizada uma aplicação de software³¹ desenvolvida pela Universidade de Delaware dos Estados Unidos.

Nesta aplicação (Fig. 6.12), é possível inserir os parâmetros de onda tais como altura e período de ondas requerido, assim como a altura da elevação da plataforma do *flap* no tanque de reboque, conseguindo verificar o *stroke* (S) médio e potência média (P_m) requerida do gerador de ondas em questão.

³¹ <http://www.coastal.udel.edu/faculty/rad/dualflap.html>

Figura 6.12. Aplicação para determinar o *stroke* e potência do gerador de ondas tipo *flap*

6.2.2. Carro dinamométrico

No item 5.3.2 (Carro dinamométrico) foi apresentada uma metodologia com a finalidade de determinar a potência nominal do carro dinamométrico através da análise de forma separada das zonas de aceleração e velocidade constante. Nesta metodologia foram mostrados todos os parâmetros cinemáticos que deverão ser levados em consideração para a estimativa da potência requerida.

No presente item, serão realizadas as estimativas necessárias para a obtenção final da potência nominal para deslocar o carro dinamométrico de acordo às acelerações e velocidades que são requeridas para ensaios no tanque de reboque.

As velocidades e acelerações para a estimativa da potência serão adotadas de acordo com os cálculos que foram realizados no item 6.1.1 (zonas de aceleração, velocidade e desaceleração para a determinação do comprimento do tanque). Tendo que a faixa de velocidades é de aproximadamente até $1 \text{ m/s} \leq V_M \leq 3,5 \text{ m/s}$ e a faixa de acelerações é de aproximadamente até $0,05 \text{ m/s}^2 \leq a \leq 0,35 \text{ m/s}^2$ (estes valores foram adotados no item relacionado ao cálculo do comprimento das zonas de aceleração e velocidade constante, vide apêndice C).

A seguir, realiza-se uma aproximação da massa total do carro dinamométrico. Tal como foi explicado no item 5.3.2, o primeiro critério a ser considerado para a obtenção da

massa do carro dinamométrico será a similaridade entre as massas e acelerações de dois tanques de reboque da ITTC (Tab. 13) e a aceleração considerada para o cálculo do comprimento do tanque (aproximadamente $0,35 \text{ m/s}^2$).

Nome do tanque de reboque ITTC	Massa (Kg)	Aceleração (m/s^2)
<i>University of Ghent Department of Applied Mechanics-Naval Architecture</i>	5760,00	0,40
<i>Indian Institute of Technology Madras Department of Naval Architecture</i>	3900,00	0,30

Tabela 13. Critério para adotar a massa aproximada do carro dinamométrico

O outro aspecto a levar em consideração é a estimativa de pesos considerando cada componente tal como se mostra na tabela a seguir:

Componente ou Sistema	Massa (Kg)
Estrutura e plataforma geral com rodas	2500,00
Conjunto de motores e eixos de rotação	800,00
Sistemas informáticos e aquisição de dados	500,00
Equipe de pessoas	300,00
Estrutura de fixação do modelo	200,00
Modelo + deslocamento	600,00

Tabela 14. Considerações para os pesos de cada componente do carro dinamométrico

Realizando uma estimativa de todos os elementos indispensáveis do carro dinamométrico, tem-se que a massa total dos componentes é de aproximadamente 4900,00 Kg (Tab. 14). Observe-se que este valor é muito aproximado aos valores mostrados na tabela 13.

A seguir, serão analisadas as zonas de aceleração e velocidade constante de acordo ao exposto no item relacionado ao carro dinamométrico do quinto capítulo para a obtenção da potência requerida.

Em primeiro lugar será desenvolvida a zona de aceleração do carro dinamométrico. No

seguinte diagrama mostram-se os valores cinemáticos relacionados ao carro dinamométrico:

Os valores mostrados acima tais como tempo e distância correspondem aos cálculos de movimento retilíneo uniformemente variado realizados através dos valores de aceleração ($a = 0,35 \text{ m/s}^2$), velocidade inicial ($V_0 = 0 \text{ m/s}$) e velocidade final ($V_1 = 3,5 \text{ m/s}$) do carro dinamométrico na zona mencionada, conforme à explicação anterior no início deste subcapítulo.

Para obter a força (F_A) requerida pelo carro dinamométrico na zona de aceleração, calcula-se a somatória das forças que se opõem ao movimento do carro dinamométrico (a força devido ao ar F_{AA} , e a força devido ao atrito F_F nas quatro rodas do carro dinamométrico:

$$\sum F_A = m_{cd}(a) \quad (6.8)$$

$$F_A - F_{AA} - F_F = m_{cd}(a)$$

$$F_A = m_{cd}(a) + F_{AA} + F_F$$

$$F_A = m_{cd}(a) + \left[\frac{1}{2} C_{AA} \cdot \rho_{AA} \cdot V^2 \cdot A_{TC} \right] + 4[\mu_E \cdot N]$$

$$F_A = \left(4900 \text{ kg} \cdot \frac{0,35 \text{ m}}{\text{s}^2} \right) + \left[\frac{1}{2} \cdot 1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(3,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \cdot 12 \text{ m}^2 \right] + 4 \left[0,15 \cdot \left(1225 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \right]$$

$$F_A = 9013,81 \text{ N}$$

Onde:

-
- F_A : Força na zona de aceleração (N);
 F_{AA} : Força ao avanço (ar);
 F_F : Força ao avanço (atrito nas quatro rodas do carro).
 m_{cd} : Massa estimada do carro dinamométrico (m);
 a : Aceleração (m/s²);
 C_{AA} : Coeficiente de resistência do ar (1)³²;
 ρ_{AA} : Densidade do ar (a 20°C equivale 1,204 kg/m³);
 A_{TC} : Área transversal do carro dinamométrico (considera-se uma largura de aproximadamente 6 m e uma altura de 2 m – vide item 6.1.3);
 μ_E : Coeficiente de atrito estático (ferro/ferro : 0,15);
 N : Normal à direção do movimento (m.g).

O trabalho (W_A) ao longo da distância (d) percorrida na zona de aceleração será calculado através de:

$$W_A = F_A \cdot d \quad (6.9)$$

$$W_A = 9013,81 \text{ N} * 17,5 \text{ m}$$

$$W_A = 157742,2 \text{ J}$$

Onde:

- W_A : Trabalho na zona de aceleração (J);
 d : Distância percorrida na zona de aceleração (m).

Tendo o trabalho (W_A), pode ser obtida a potência (P_A) da zona de aceleração através de:

$$P_A = \frac{W_A}{t} \quad (6.10)$$

³² McCormick, B. *Aerodynamics, Aeronautics, and Flight Mechanics*. p. 173, New York, 1979.

$$P_A = \frac{157742,2 J}{10 s}$$

$$P_A = 15774,2 W$$

Onde:

P_A : Potência na zona de aceleração (W);

t : Tempo necessário para atingir a zona de velocidade constante (s).

A potência obtida na zona de aceleração (P_A) considerando os valores cinemáticos máximos e massa estimada como referência resultou em aproximadamente $P_A = 16 \text{ kW}$.

Para o caso da zona de velocidade constante descreve-se o seguinte diagrama:

O valor correspondente à distância da zona de velocidade constante ($d = 70 \text{ m}$) mostrada no gráfico acima foi calculada mediante a equação do movimento retilíneo uniforme onde o tempo de medição atende ao máximo tempo de medição necessário na zona de velocidade constante ($t = 20 \text{ s}$) (vide figura 6.4 do item 6.1.1 – Comprimento do tanque)

A seguir, calcula-se a força (F_{VC}) da mesma forma que foi calculada a força na zona de aceleração (aceleração 0 m/s^2):

$$F_{VC} = F_{AA} + F_F \quad (6.11)$$

$$F_{VC} = \left[\frac{1}{2} C_{AA} \cdot \rho_{AA} \cdot V^2 \cdot A_{TC} \right] + 4[\mu_E \cdot N]$$

$$F_{VC} = \left[\frac{1}{2} \cdot 1,204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(3,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \cdot 12 \text{m}^2 \right] + 4 \left[0,15 \cdot (1225 \text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \right]$$

$$F_{VC} = 7298,84 \text{ N}$$

O trabalho (W_{VC}) ao longo da zona de velocidade constante é igual a:

$$W_{VC} = F_{VC} \cdot d \quad (6.12)$$

$$W_{VC} = 7298,84 \text{ N} * 70 \text{ m}$$

$$W_{VC} = 510918,8 \text{ J}$$

Onde:

F_{VC} : Força na zona de velocidade constante (N);

W_{VC} : Trabalho na zona de velocidade constante (J);

d : Distância máxima percorrida na zona de velocidade constante (m).

Desta forma, é possível calcular a potência (P_{VC}) na zona de velocidade constante através de:

$$P_{VC} = \frac{W_{VC}}{t} \quad (6.13)$$

$$P_{VC} = \frac{510918,8 \text{ J}}{20 \text{ s}}$$

$$P_{VC} = 25545,94 \text{ W}$$

Onde:

P_{VC} : Potência na zona de velocidade constante (W);

t : Tempo para realizar as medições na zona de velocidade constante (s).

A potência estimada da zona de velocidade constante resultou em aproximadamente 26 kW. Desta forma, tendo utilizado a metodologia proposta no capítulo 5 relacionada ao carro dinamométrico, tem-se que a potência das zonas de aceleração e velocidade constante será a somatória das potências calculadas em cada zona de movimento:

$$P_{CD} = P_A + P_{VC} \quad (6.14)$$

$$P_{CD} = 26 \text{ kW} + 16 \text{ kW}$$

$$P_{CD} = 42 \text{ kW}$$

Onde:

P_{RC} : Potência requerida pelo carro dinamométrico;

P_A : Potência na zona de aceleração;

P_{VC} : Potência na zona de velocidade constante.

A potência calculada para as duas zonas de movimento do carro dinamométrico resultou em 42 kW. Segundo a norma NBR 7094:2004 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) o motor que fornecerá a potência requerida pelo carro dinamométrico deverá ser operado com um determinado fator de serviço³³ e este será de 1,15, isto é, a potência nominal do motor elétrico fornecedor da potência ao sistema será 49 kW.

6.2.3. Absorvedor de ondas

Existem na literatura diversas referências e estudos sobre arranjos de absorvedores de ondas onde a finalidade principal é obter a maior absorção da energia do trem de ondas que refletem na praia passiva.

A partir da análise dos três absorvedores avaliados e desenvolvidos no item 5.3.3 (Absorvedor de ondas), foi possível dimensionar e projetar um absorvedor de ondas abrangendo todos os aspectos de vantagens que apresentam cada um deles.

Em primeiro lugar, tomando como exemplo a praia do tipo perfil linear, foi possível determinar que o ângulo de inclinação do plano da superfície exercerá uma maior absorção de energia de ondas quando o ângulo seja aproximadamente $\theta = 10^\circ$.

³³ O fator de serviço é um índice que, aplicado à potência nominal, indica a carga permissível que pode ser aplicada ao motor.

Com relação à praia do tipo perfil parabólico, realizando os cálculos com os valores dos parâmetros de onda, isto é, comprimentos médios de onda ($L_w = 4$ m) da máxima escala de Beaufort (Beaufort 5) e profundidade do tanque ($h_T = 4,5$ m), temos que a altura necessária para que a praia possa desenvolver a função de dissipar a energia das ondas progressivas é de $h_x = 1,12$ m. Desta forma, com este mesmo valor de h_x aplica-se a relação para determinar a distância “ x ” que precisará o absorvedor de ondas, tendo que para 10 vezes a profundidade h_x obtém-se um valor de aproximadamente $x = 10$ m.

Por último, com relação à praia absorvedora de perfil serrilhado foi visto que através de ensaios experimentais, este tipo de perfil geométrico na superfície da praia desenvolve uma melhor absorção do que o perfil dentado entre um 20% e 40%.

Além destas características observadas nos diferentes tipos de praia, um absorvedor de ondas será mais eficiente ao contar com uma porosidade de 60% a 80% no material utilizado. (CHAKRABARTI, 1994).

Na figura 6.13, adequaram-se os valores obtidos de cada tipo de perfil de praia baseado nos estudos experimentais anteriormente mencionados. No valor ΔV é considerado um acréscimo de 0,6 m correspondente ao calado do tanque, podendo o absorvedor completar a sua função dissipadora.

Figura 6.13. Projeto de arranjo do absorvedor de ondas

6.2.4. Sistema de aquisição de dados e instrumentação

Conforme foi comentado no quinto capítulo, este importante item merece uma pesquisa à parte por causa da extensão e detalhes de cada item que compõe o sistema. No entanto, a seguir serão expostas algumas características gerais que deverá apresentar o sistema de aquisição de dados.

As propriedades e características da instrumentação que conforma o sistema de aquisição de dados para a medição de força num tanque de reboque representam um elemento fundamental na qualidade dos resultados, sobretudo, com os aspectos relacionados às incertezas do tipo sistemáticas (erros associados às imperfeições da instrumentação utilizada).

Por tanto, o investimento inicial para a implantação dos componentes do sistema de aquisição de dados deve ser levado em consideração de maneira particular e apreciável. Mesmo assim, o projetista deve considerar a possibilidade de adotar sistemas padrões com a finalidade de poder localizar e obter componentes de *hardware* ou *software* do sistema no mercado nacional e assim poder otimizar os tempos de espera³⁴.

Os tipos de testes realizados nos tanques de reboque envolvem mudanças freqüentes nas configurações da instrumentação utilizada. Toda a instrumentação tem que ser escolhida de acordo aos diferentes arranjos que se dão em cada ensaio, a flexibilidade sempre tem ser uma característica nestes sistemas. Assim também, na medida do possível, deve ser evitada a instalação de instrumentação (transdutores, motores, câmeras, etc.) que seja dependente ou vulnerável às condições climáticas que acontecem dentro do tanque, tais como umidade, temperatura, etc.

Na atualidade, o computador, pessoal ou industrial, é a plataforma mais utilizada para realizar sistemas de aquisição e processamento de dados bem como o controle de sistemas, sendo que a razão principal de seu uso se deve a vantagens tais como flexibilidade, facilidade de utilização e desempenho. Hoje em dia, através do recurso de diversos softwares é possível construir sistemas de aquisição de dados adaptados

³⁴ ATTC – Proceedings of the 21th American Towing Tank Conference, Washington, EEUU, 1986.

especificamente às necessidades do tanque, permitindo obter um sistema personalizado e economicamente vantajoso.

6.3. Condições e capacidades do terreno no SIMA-PERU.

As dimensões físicas da edificação onde hipoteticamente seria construído o tanque devem estar de acordo com os espaços disponíveis da área geográfica atualmente utilizada no SIMA – PERU. Na figura 6.14, mostra-se a área geográfica em vista satélite do estaleiro e a possível área existente de construção³⁵ (a área de construção corresponde a 3,5 Km² aproximadamente, de uma área disponível de 27 Km²), sendo a projeção da construção do tanque físico principal (canal de ensaios de reboque) somada a área da construção de outras áreas do prédio principal (oficinas de calibrações, oficinas de usuários, oficinas de manutenção de equipamentos diversos, etc.).

Na figura a seguir, mostra-se no retângulo da cor amarela, a área de projeto do tanque, a área corresponde às dimensões que serão expostas posteriormente no presente capítulo atingindo uma área de aproximadamente de 3500 m².

Neste espaço, o comprimento do tanque poderá atingir até 200 m ou mais, porém, existem varias restrições físicas para o melhor aproveitamento do terreno. Observando ainda o terreno, há possibilidade de ter uma largura maior do tanque, porém, o fator econômico poderá influenciar na decisão deste aumento da largura.

³⁵ Através de uma solicitação de informação, o autor conseguiu a recomendação da diretoria do estaleiro, a área admissível de construção do tanque de provas.

Figura 6.14. Vista satélite do SIMA – PERU e possível localização do tanque

7. CONCLUSÕES

É possível desenvolver um tanque de reboque através de procedimentos metodológicos baseados em certas necessidades e características geográficas, abrangendo às necessidades da região onde será construído e utilizado.

Este trabalho apresentou um procedimento de dimensionamento do tanque de reboque partindo da geometria racional dos modelos em escala a serem ensaiados. Através do cálculo de uma geometria coerente dos modelos reduzidos, determinam-se as dimensões principais do tanque e de todos os sistemas e equipamentos relacionados para realizar os ensaios de resistência ao avanço em águas calmas e em ondas.

As considerações técnicas e econômicas representam os aspectos fundamentais para a concepção de um tanque de reboque. Conforme a geometria dos modelos seja cada vez maior, os custos operacionais e de manutenção de todos os componentes do tanque se elevarão cada vez mais, é por esta razão e conforme com a análise realizada sobre o impacto de testar modelos menores de geometria semelhante no quarto capítulo, é possível adotar uma faixa de comprimentos de aproximadamente 3 m.

Com relação às velocidades utilizadas para ensaio, foi visto que de acordo com as velocidades utilizadas pelos tanques de reboque da ITTC e devido aos diversos aspectos de segurança que devem ser abrangidos no tanque, é possível operar o carro dinamométrico numa faixa de velocidades de reboque de aproximadamente 3,5 m/s.

É possível realizar o cálculo do comprimento do tanque de acordo aos parâmetros relacionados à geometria e velocidade de reboque dos modelos reduzidos, no entanto, nesta pesquisa a segurança foi um dos fatores determinantes para o cálculo desta dimensão do tanque, sobretudo na zona de desaceleração do carro dinamométrico.

Embora as incertezas relacionadas ao fator de precisão em ensaios estejam atreladas com os aspectos de experiência e *know how* do tanque, as características dos equipamentos e instrumentação têm enorme repercussão e importância na qualidade dos resultados finais dos ensaios realizados, este aspecto deve ser ressaltante para a

concepção de um tanque de reboque.

Com a análise técnica de pesquisas realizadas até agora, pode-se dizer que as dimensões do tanque do SIMA – PERU poderá ser um tanque com as dimensões moderadas ao considerar aspectos técnicos e de precisão, já que o custo operacional e de manutenção deverá ser maior quanto maior as dimensões do tanque de reboque.

Um futuro trabalho de importância é continuar e assessorar o estudo de um tanque de reboque para o SIMA – PERU. Este trabalho poderia ser realizado em parceria com a Universidade Nacional de Engenharia (UNI) com a finalidade de realizar pesquisas relacionadas à hidrodinâmica básica, sobretudo no relacionado aos diferentes tipos de ensaios de resistência ao avanço e comportamento em ondas.

8. REFERÊNCIAS

Abdul, M.; Julait, J. **Prediction of added resistance of ship due to regular head waves**. Faculty of Mechanical Engineering, University Teknologi Malaysia and Jurong Shipyard Pte. Ltd. Singapore, 2008.

Aláez, José. **Os ensaios com modelos e o desenvolvimento da hidrodinâmica**. Madrid, Espanha. Novembro, 1998.

Bertram, V. **Practical Ship Hydrodynamics**. Butterworth - Heinemann, 2000, ISBN 075064811.

Carlton, J.S. **Marine Propellers and Propulsion**. 2nd Ed. Butterworth – Heinemann, 1994, ISBN 9780750681506.

Carneiro, M. L. **Desenvolvimento de dispositivo de geração e absorção ativa de ondas para tanque de ensaios de estruturas oceânicas**. Dissertação (Mestrado) Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, EPUSP, 2007.

Cerdeira, Victor., **Estudo sobre as características físicas de um canal de ondas**. Dissertação (Mestrado) Universidade Federal de Rio de Janeiro, 2006.

Chakrabarti, S. **Offshore Structure Modeling**. World Scientific Publishing Company, 1994, ISBN 9810215132

Dean, R. G.; Dalrymple, R. A. **Water wave mechanics for engineers and scientists**. 2nd ed. New Jersey: World Scientific, 1984.

Díaz, G., “**Análisis de resonancia portuaria: generación. transitoriedad, no linealidad, y acomplamiento geométrico**” (pág 99-101), Escuela Superior Técnica de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, Universidad de Cantabria, España, 2006.

Elias M.; Villagómez R. **Validación experimental del canal de ensayos hidrodinámicos del laboratorio nacional de hidráulica**, XXI COPINAVAL, Montevideo, Uruguay, 2009.

Gad-el-Hak, “**The towing tank as an experimental facility**” Department of Aerospace and Mechanical Engineering, University of Notre Dame, 1987.

Harvald, Sv. Aa. **Resistance and Propulsion of Ships**. John Wiley & Sons, 1984, ISBN 0894647547.

Hughes, G.; Allan, J.F.; **Turbulence stimulation on ship models**. Transactions, SNAME, Vol. 59, 1951.

ITTC – 8th International Towing Tank Conference, **Report of the skin friction and turbulence stimulation committee**, pg. 220, Madrid, Spain, 1957.

ITTC – 12th International Towing Tank Conference, **Report of the specialist**

committee on trials and monitoring, pg. 195, Roma; Italy, 1969.

ITTC – 14th International Towing Tank Conference, Report of the Resistance Committee, **Effect of tank walls on ship-model resistance**, 1975.

ITTC – 15th International Towing Tank Conference, **Report of the seakeeping committee**, pg. 113, Hague, Holland, 1978.

ITTC – 22th International Towing Tank Conference, **Report and recommendations of the specialist committee on trials and monitoring**, pg. 5, Seul and Shanghai, South Korea and China, 1999.

ITTC – 23th International Towing Tank Conference, **Report and recommendations of the specialist committee on speed and powering trials**, pg. 370, Venice, Italy, 2002.

ITTC 24th International Towing Tank Conference, **Worldwide Series for Identifying Facility Biases**; Edimburgo, Inglaterra; 2005

ITTC – 25th International Towing Tank Conference, **Report and recommendations of the resistance committee**, Fukuoka, Japan, 2008.

ITTC – Recommended Procedures and Guidelines, **“Model manufacture ship model”**, 2008. Disponível em: <<http://ittc.sname.org/index.html>>

Lackenby, H. **Note on the effect of shallow water on ship resistance**. BSRA Report No. 377, British Shipbuilding Research Association, 1963.

Lewis, Edward. **Principles of Naval Architecture**. SNAME 1990.

Liu, P., **“The ocean surface - wave breaking, turbulent mixing and radio probing”**. In search of universal Parametric Correlations for Wind Waves, p. 171–178. 1985.

Lloyd, A., **“Seakeeping ship behaviour in rough water”** In Horwodd, E. (Ed) Sussex, United Kingdom, 1998.

Malta, E., **“Métodos e processos para a análise experimental de sistemas oceânicos de produção de petróleo e gás”** Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.

Mello, Pedro., **Um aparato para redução da reflexão de ondas em uma praia parabólica**. Dissertação (Mestrado) Universidade Federal de Rio de Janeiro, 2006.

Mendes, A., **Investigação sobre a dispersão direcional de onda de gravidade na bacia dos campos(Rio de Janeiro)**. Dissertação (Mestrado) Universidade Federal de Rio de Janeiro, UFRJ 2005.

Michima, P. **Estudo de um Absorvedor de Ondas Ativo para um Tanque Didático**. Dissertação (Mestrado) Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, EPUSP 2007

Morishita, H., Souza, C. **Projeto, implantação e análise de um gerador de ondas**.

Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, EPUSP.2003.

National Physical Laboratory, NPL Report SHR 10/59 Revised. **Standard procedure for resistance and propulsion experiments with ships models**. February, 1960.

Neelamani, S.; Sandhya, N., **Wave reflection characteristics of plane, dentated and serrated seawalls**. Ocean Engineering v. 30 pp. 1507-1533, 2003.

Newman, J.N.; Poole, F.A.P., **The wave resistance of a moving pressure distribution in a canal**, pp. 21–26. 1962.

Olivieri, A., Pistani, F., Avanzini, A., Stern, F. **“Towing Tank Experiments of Resistance, Sinkage and Trim, Boundary Layer, and Free Surface Flow Around a Naval Combatant INSEAN 2340 Model”** Technical Report No. 421, Iowa Institute of Hydraulic Research, September, 2001.

Pérez, L.; Souto, A.; Roca, P. **Os CFD (Computational Fluid Dynamics) na formação hidrodinâmica do engenheiro naval**. IV Simpósio Panamericano de Educação em Engenharia Naval “SYMMEDUC”. Vera Cruz, México, Setembro; 2001.

Reis, M., **“Expressão da incerteza de medição associada a um ensaio aeronáutico em túnel de vento subsônico”**, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2000.

Reynolds, Osborn. **An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water in parallel channels shall be direct or sinuous and of the law of resistance in parallel channels**. Transactions. Royal Society, 1883.

Schlichting, H. **Boundary Layer Theory**. 7th edn, McGraw-Hill, 1979.

Schoenherr, K.E., **"Resistance of Flat Surfaces Moving Through a Fluid"**, SNAME *Transactions*, Vol. 40, 1932.

Scott, J.R.; **Blockage corrector at sub-critical speeds**. Transactions RINA, 1976.

Simos, A., **Hidrodinâmica I**, Apostila orientada ao curso de Hidrodinâmica I; PNV-5200, Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, EPUSP, 2009.

Sutherland, J.; O'Donoghue, T., **Characteristics of wave reflection spectra**. Journal of Waterway, Port, Coastal and Ocean Engineering v. 124, n. 6, Nov/Dec, 1998.

Svendsen, A.; Jonsson, I., **Wave breaking and reflection**. Department of Civil Engineering, University of Liverpool, 2003.

Tachibana, T.; Dario, G. **Metodologia de consideração para correção do efeito de águas rasas**. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, EPUSP.1999.

Taniguchi, K.; Tamura, K., **On the blockage Effect**. Mitsubishi Experimental Tank, Report nro. 307, 1958.

Troyo, S., **“Oleaje de viento y ondas de infragravedad em la zona costera de baja Califórnia Sur”**, (pág, 65) Tesis para obtener el grado de Doctor en Ciencias Marítimas, Instituto Politécnico Nacional, CICIMAR, 2003 Mexico,

Ueno, K.; Nagamatsu, T., **Effect of restricted water on wavemaking resistance**. Journal os Seibu Zosen Kai (The Society of Naval Architects of West Japan), nro. 41, March, 1971.

Vaca, B. **Pesquisa e desenho de um tanque de provas para modelos de navios para o departamento de engenharia marítima e ciências do mar**. Escola Superior Politécnica do Litoral, Ecuador, 1973.

Villagómez R. **Avances en hidrodinámica experimental en el canal de pruebas de la Universidad Nacional de Ingeniería**. XX COPINAVAL, São Paulo, Brasil 2007.

Yarín, A.; Yarín, Y. **Análise do comportamento dinâmico de uma embarcação pesqueira no mar peruano**. Universidade Nacional de Engenharia, 2009.

APÊNDICE A – Tanques de reboque classificados pela International Towing Tank Conference (ITTC)

(Dimensões do tanque e velocidades limites do carro dinamométrico)

País	Nome da Organização	Comp. (L) (m)	Larg. (B) (m)	Prof. (h) (m)	Vel. Min. (m/s)	Vel. Max. (m/s)
Austrália	Ship Hydrodynamics Centre – Australian Maritime College	100,00	3,60	1,60		4,50
Áustria	Vienna Model Basin	180,00	10,00	5,00		7,50
Bélgica	University of Ghent Department of Applied Mechanics-Naval Architecture	88,00	7,00	0,50		2,00
Brasil	Instituto de Pesquisas Tecnológicas	276,00	6,60	4,50		7,00
Bulgária	Bulgarian Ship Hydrodynamics Centre	200,00	16,00	6,50		6,00
Canadá	National Research Council Canada	200,00	12,00	7,00	0.001	10,00
	Faculty of Engineering and Applied Science Ocean Engineering Research Centre	54,70	4,57	3,04		5,00
China	China Ship Scientific Research Center	474,00	14,00	7,00		15,00
	Dalian University of Technology Research Institute of Naval Architecture	156,00	7,00	4,00	0,50	8,00
	Harbin Shipbuilding Engineering Institute					
	Department of Naval Architecture and Ocean Engineering	108,00	7,00	3,50		6,00
	Huazhong University of Science and Technology	175,00	6,00	4,00		8,00
	Marine Design and Research Institute of China	70,00	5,00	2,50		6,00
	Shanghai Jiao Tong University Ship Hydrodynamic Laboratory	110,00	6,00	3,00		6,00
	Shanghai Ship and Shipping Research Institute	192,00	10,00	4,00	0,02	8,00
	Wuhan University of Water Transportation Ship Hydrodynamics Laboratory	132,00	10,80	2,00	0,06	6,00
Croácia	Brodarski Institute	67,00	3,00	2,50		3,14
Dinamarca	Danish Maritime Institute	240,00	12,00	5,50		14,00

APÊNDICE A – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Dimensões do tanque e velocidades limites do carro dinamométrico)

País	Nome da Organização	Comp. (L) (m)	Larg. (B) (m)	Prof. (h) (m)	Vel. Min. (m/s)	Vel. Max. (m/s)
Finlândia	Ship Hydrodynamics Laboratory	130,00	11,00	5,50		8,20
França	Bassin D'Essais des Carenes (Tank 1)	160,00	9,80	4,00		5,50
	Bassin D'Essais des Carenes (Tank 2)	155,00	8,00	2,00		5,00
	Bassin D'Essais des Carenes (Tank 3)	220,00	13,00	4,00		10,00
Alemanha	Berlin Model Basin	250,00	8,00	4,80		10,00
	Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt	300,00	18,00	6,00		10,00
	Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam	280,00	9,00	4,50		8,50
	Technische Universitaet Tostock Fachbereich Maschinenbau und	53,00	5,00	3,00		2,00
Índia	Indian Institute of Technology Department of Naval Architecture	150,00	4,10	2,40		7,00
Indonésia	Faculty of Marine Technology – ITS Hydrodynamics Laboratory	50,00	3,00	1,60		4,00
	Indonesian Hydrodynamic Laboratory Surabaya	234,50	11,00	5,50	0,05	9,00
Itália	Istituto Policattedra di Ingegneria Navale	60,00	1,50	1,50		3,00
	Istituto Nazionale per Studi ed Esperienze di Architettura Navale (tank 1)	470,00	13,50	6,50		15,00
	Istituto Nazionale per Studi ed Esperienze di Architettura Navale (tank 2)	208,80	9,00	3,50		10,00

APÊNDICE A – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Dimensões do tanque e velocidades limites do carro dinamométrico)

País	Nome da Organização	Comp. (L) (m)	Larg. (B) (m)	Prof. (h) (m)	Vel. Min. (m/s)	Vel. Max. (m/s)
Japão	Akashi Ship Model Basin Co., Ltd	200,00	13,00	6,50		5,00
	Fishing Boat and Instrument Division National Research Institute of Fisheries Engineering	137,00	6,00	3,45		5,00
	Hiratsuka Research Laboratories Fluid Dynamics Engineering Section Sumitomo Heavy Industries	120,00	6,00	3,50		4,00
	Hiroshima University, Faculty of Engineering Department of Naval Architecture and Ocean Engineering	100,00	8,00	3,50		3,00
	Kyushu University Department of Naval Architecture	118,00	2,67	3,00		3,00
	Meguro Model Basin The First Research Center	247,00	12,50	7,00		8,00
	Mitsubishi Heavy Industries, Lt	285,00	12,50			5,00
	Mitsui Engineering and Shipbuilding Co., Ltd.	220,00	14,00	6,00		7,00
	Tsu Laboratories, NKK Co., Ltd	240,00	18,00	8,00		7,00
	University of Osaka Prefecture Department of Naval Architecture	70,00	2,90	1,60		2,50
	University of Tokyo	85,00	3,50	2,40		4,00
	Department of Naval Architecture	100,00	8,00	3,50		4,00
	Nagasaki Institute of Applied Sciences	60,00	4,00	2,30	0,20	3,00
	Faculty of Mercantile Marine Science Kobe	60,00	5,00	1,50		2,00

APÊNDICE A – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Dimensões do tanque e velocidades limites do carro dinamométrico)

País	Nome da Organização	Comp. (L) (m)	Larg. (B) (m)	Prof. (h) (m)	Vel. Min. (m/s)	Vel. Max. (m/s)
Coréia	Hyundai Maritime Research Institute	210,00	14,00	6,00		7,00
	INHA University Towing Tank Department of Naval Architecture	75,00	5,00	2,70		3,00
	Korea Research Institute of Ships and Ocean engineering	203,00	16,00	7,00		6,00
	Pusan National University, Department of Naval Architecture	87,30	5,00	3,00		5,00
	Seoul National University Department of Naval Architecture,	110,00	8,00	3,50		5,00
	Samsung Ship Model Basin	400,00	14,00	7,00		18,00
Malásia	Marvic Technology Laboratory	120,00	4,00	2,50		5,00
Holanda	Delft Ship Hydromechanics Laboratory	142,00	4,22	2,50		5,00
	Maritime Research Institute Netherlands	252,00	10,50	5,50		9,00
Noruega	MARINTEK	195,00	13,50	4,80		8,00
Polônia	Ship Design and Research Centre	246,5	11,95	5,80		12,00
Rússia	Krylov Shipbuilding Research Institute	141,70	6,70	3,30		5,50
Espanha	Canal de Experiencias Hidrodinamicas De El Pardo	320,00	12,50	6,50		10,00
	Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales	100,00	3,80	2,20		3,50

APÊNDICE A – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Dimensões do tanque e velocidades limites do carro dinamométrico)

País	Nome da Organização	Comp. (L) (m)	Larg. (B) (m)	Prof. (h) (m)	Vel. Min. (m/s)	Vel. Max. (m/s)
Suécia	Swedish Maritime Research Centre SSPA Maritime Consulting AB	250,00	10,00	5,00		14,00
Turquia	Ata Nutku Ship Model Testing Laboratory	160,00	6,00	3,25	0,03	6,00
Inglaterra	Experimental and Electronic Laboratories	188,00	2,40	1,20		12,20
	University of Glasgow	77,00	4,60	2,70		6,40
	Defense Research Agency Haslar	271,00	12,20	5,50		12,25
	Department of Naval Architecture and Shipbuilding	37,00	3,70	1,27		3,00
	University of Southampton	30,00	2,40	1,20		2,50
Escócia	University of Strathclyde Department of Ship Marine Technology	93,00	6,80	2,75	0,01	6,00

APÊNDICE A – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Dimensões do tanque e velocidades limites do carro dinamométrico)

País	Nome da Organização	Comp. (L) (m)	Larg. (B) (m)	Prof. (h) (m)	Vel. Min. (m/s)	Vel. Max. (m/s)
Estados Unidos	David Taylor Model Basin Carderock Division NSWC	574,85	15,50	6,70		18,00
	Stevens Institute of Technology Davidson Laboratory	95,40	3,66	1,65		30,00
	Hydronautics Research, Inc	126,00	5,20	3,81		6,10
	The University of Iowa Iowa Institute of Hydraulic Research	91,44	3,05	3,05		3,04
	Massachusetts Institute of Technology Cambridge Ocean engineering Testing Tank	30,80	2,60	1,20		4,00
	The University of Michigan Ship Hydrodynamics Laboratory	109,70	6,70	3,05		6,10
	The University of New Orleans School of Naval Architecture and Marine Engineering	30,80	4,60	2,40		3,66
	U.S. Naval Academy Hydromechanics Laboratory	117,50	7,82	4,82		7,60
	University of California Department of Naval Architecture and Offshore Engineering,	61,00	2,40	1,50		2,50

APÊNDICE B – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Comprimentos dos modelos utilizados por cada tanque de reboque)

País	Nome da Organização	Mín (m)	Máx (m)
Austrália	Instituto de Pesquisas Tecnológicas		2
Austria	Vienna Model Basin	2	7,5
Bélgica	University of Ghent Department of Applied Mechanics-Naval Architecture	1	5
Brasil	Instituto de Pesquisas Tecnológicas	2	6
Bulgária	Bulgarian Ship Hydrodynamics Centre	1,5	5
Canada	National Research Council Canada	2	5
	Faculty of Engineering and Applied Science Ocean Engineering Research Centre		2
China	China Ship Scientific Research Center	3	10
	Dalian University of Technology Research Institute of Naval Architecture Harbin Shipbuilding Engineering Institute	3	5
	Huazhong University of Science and Technology	1	6
	Marine Design and Research Institute of China	1,5	4,5
	Shanghai Ship and Shipping Research Institute	3	5
	Wuhan University of Water Transportation Ship Hydrodynamics Laboratory	3	6
Croácia	Brodarski Institute	1	2
Dinamarca	Danish Maritime Institute	1,5	8

APÊNDICE B – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Comprimentos dos modelos utilizados por cada tanque de reboque)

País	Nome da Organização	Mín (m)	Máx (m)
Finlândia	Ship Hydrodynamics Laboratory	2	11
França	Bassin D'Essais des Carenes (Tank 1)	4	8
	Bassin D'Essais des Carenes (Tank 2)	3	6
	Bassin D'Essais des Carenes (Tank 3)	2	9
Alemanha	Berlin Model Basin	2,5	5
	Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt	2	12
	Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam	3	7
	Technische Universitaet Tostock Fachbereich Maschinenbau und	2	6
Índia	Indian Institute of Technology Department of Naval Architecture	2	3,5
Indonésia	Faculty of Marine Technology – ITS Hydrodynamics Laboratory	1	2,5
	Indonesian Hydrodynamic Laboratory Surabaya	1	4
Itália	Istituto Policattedra di Ingegneria Navale	1	2
	Istituto Nazionale per Studi ed Esperienze di Architettura Navale (tank 1)	1,5	8
	Istituto Nazionale per Studi ed Esperienze di Architettura Navale (tank 2)	1,5	8

APÊNDICE B – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Comprimentos dos modelos utilizados por cada tanque de reboque)

País	Nome da Organização	Mín (m)	Máx (m)
Japão	Akashi Ship Model Basin Co., Ltd	2	8
	Fishing Boat and Instrument Division National Research Institute of Fisheries Engineering	1	3,5
	Hiratsuka Research Laboratories Fluid Dynamics Engineering Section Sumitomo Heavy Industries	1	4,5
	Hiroshima University, Faculty of Engineering Department of Naval Architecture and Ocean Engineering	1,2	5
	Kyushu University Department of Naval Architecture	1	5
	Meguro Model Basin The First Research Center	4	8
	Mitsubishi Heavy Industries, Lt	2	10
	Mitsui Engineering and Shipbuilding Co., Ltd.		
	Tsu Laboratories, NKK Co., Ltd	6	12
	University of Osaka Prefecture Department of Naval Architecture	1	3
	University of Tokyo	2	4,5
	Nagasaki Institute of Applied Sciences	2	7
	Faculty of Mercantile Marine Science Kobe	2	3

APÊNDICE B – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Comprimentos dos modelos utilizados por cada tanque de reboque)

País	Nome da Organização	Mín (m)	Máx (m)
Coreia	Hyundai Maritime Research Institute	4	10
	INHA University Towing Tank Department of Naval Architecture	1	4
	Korea Research Institute of Ships and Ocean engineering	3	7
	Pusan National University, Department of Naval Architecture	1	3,5
	Seoul National University Department of Naval Architecture,	1,5	5
	Samsung Ship Model Basin	2	9,6
Malásia	Marvic Technology Laboratory	2,5	4,5
Holanda	Delft Ship Hydromechanics Laboratory	1	3,5
	Maritime Research Institute Netherlands	2	8
Noruega	MARINTEK	1	8
Polónia	Ship Design and Research Centre	2,5	8
Rússia	Krylov Shipbuilding Research Institute	1	4,5
Espanha	Canal de Experiencias Hidrodinamicas De El Pardo	1	10
	Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales	1	2,5
Turquia	Ata Nutku Ship Model Testing Laboratory	1	5,4

APÊNDICE B – Tanque de reboque classificados pela Internacional Towing Tank Conference (ITTC)

(Comprimentos dos modelos utilizados por cada tanque de reboque)

País	Nome da Organização	Mín (m)	Máx (m)
Inglaterra	Experimental and Electronic Laboratories	1	5
	University of Glasgow	1	5
	Defense Research Agency Haslar	1	10
Estados Unidos	David Taylor Model Basin Carderock Division NSWC	6,1	12,2
	Stevens Institute of Technology Davidson Laboratory	1,2	3
	The University of Iowa Iowa Institute of Hydraulic Research	1	3
	Massachusetts Institute of Technology Cambridge Ocean engineering Testing Tank	1	2
	The University of Michigan Ship Hydrodynamics Laboratory	1,5	10
	The University of New Orleans School of Naval Architecture and Marine Engineering	1,75	3
	U.S. Naval Academy Hydromechanics Laboratory	1	2
	University of California Department of Naval Architecture and Offshore Engineering,	1	2

APÊNDICE C – Distribuição das velocidades de reboque e comprimentos dos modelos utilizados pelos tanques de reboque classificados pela ITTC³⁶

Fig. C1. Velocidade dos carros dinamométricos em função da quantidade de tanques de reboque classificados pela ITTC

Fig. C2. Comprimentos máximos dos modelos utilizados pelos tanques classificados pela ITTC

³⁶ Dados levantados de acordo à base de dados da ITTC contida no site <http://itc.sname.org/>.

APÊNDICE D – Formato ITTC com as prováveis características do tanque de reboque (Formato em inglês de acordo às recomendações da ITTC)

NAVAL INDUSTRIAL SERVICE (SIMA – PERU) NAVAL FORCE OF PERU AV. CONTRALMIRANTE MORA 1102, CALLAO – LIMA - PERU TEL: (51-1) 413-1100	PERU
TOWING TANK No. 1 SHIP MODEL EXPERIMENT TANK (201X)
<p>1 Basin 2 Towing Carriage 3 Drive Wheels 4 Beach 5 Model 6 Wave Maker</p>	
DESCRIPTION OF CARRIAGE: 1 manned, motor driven TYPE OF DRIVE SYSTEM AND TOTAL POWER: 34 kW MAXIMUM CARRIAGE SPEED: 0,1 – 3,5 m/s OTHER CAPABILTY: Planar Motion Mechanism (PMM) can be fitted	
WAVE GENERATION CAPABILITY: regular and irregular, length 0,2 – 4,0 m, height 0 – 0,25 m WAVE MAKER TYPE AND EXTENT: flap type, 6,5 m wide BEACH TYPE AND LENGTH: rectangular bars on inclined parabolic plates, 10 m WAVE MEASUREMENT: ultrasonic and capacitance type probes on carriage and tank wall	
INSTRUMENTATION: minicomputer on carriage for operation of carriage and data acquisition and processing TEST PERFORMED: resistance test in calm water wave performance around ship	
PUBLISHED DESCRIPTION:	