

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL

FERNANDA HILLE

INFLUÊNCIA DO BULBO NA RESISTÊNCIA AO AVANÇO DE UM CASCO DA
SÉRIE 60

Joinville

2017

FERNANDA HILLE

INFLUÊNCIA DO BULBO NA RESISTÊNCIA AO AVANÇO DE UM CASCO DA
SÉRIE 60

Trabalho apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Naval da Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos para a obtenção do título de Engenheiro Naval.

Orientador: Dr. Eng. Thiago Pontin Tancredi

Joinville

2017

INFLUÊNCIA DO BULBO NA RESISTÊNCIA AO AVANÇO DE UM CASCO DA
SÉRIE 60

FERNANDA HILLE

Esta Monografia foi julgada e aprovada como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Naval na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 17 de Novembro de 2017.

Banca Examinadora:

Dr. Eng. Thiago Pontin Tancredi
Presidente/Orientador

Dra. Eng. Talita Sauter Possamai
Coorientadora

Dr. Eng. André Luís Condino Fugarra
Membro

AGRADECIMENTOS

A Deus, por estar comigo em todos os momentos da minha vida e me ajudando em todas as conquistas e momentos de dificuldades.

À minha mãe, pelo incentivo, pelo carinho, por todo o esforço para me ajudar a conquistar meus objetivos e me ajudar em todas as fases da minha vida.

Ao meu namorado Henrique, pela paciência, por estar sempre ao meu lado e pela ajuda durante toda elaboração deste trabalho.

Ao meu orientador Thiago Pontin Tancredi, pelos conselhos, pelas propostas sugeridas, por compartilhar seu conhecimento, por aceitar minhas ideias, pela paciência, por contribuir com a minha formação durante vários semestres e pelo esforço aplicado nesse trabalho.

À minha coorientadora Talita Sauter Possamai, por retirar dúvidas sobre o método numérico, pela paciência, por compartilhar ideias e sugestões sobre o presente trabalho.

Ao meu amigo Rodrigo e ao pessoal do Lasim pela ajuda no desenvolvimento do trabalho, ao Dean pelo compartilhamento dos dados do seu trabalho e à empresa CD-ADAPCO por disponibilizar a licença acadêmica do STAR CCM+.

À minha família do Ciências sem Fronteiras Laryssa, Yasmin, Rafael e Pedrini, por viverem comigo durante esse ano tão incrível.

Aos meus amigos Janaína, Ana, Virgínia, Vitor, Natália, Emmanuel, Pablo, Fredi, Rafael, Patis, Ruan e Cheerleaders Camaleão por fazerem dos anos na universidade os melhores da minha vida.

Em especial à minha avó Milane (*in memoriam*) por ter sido minha segunda mãe.

RESUMO

O transporte marítimo move o mercado mundial e um dos fatores que influenciam no preço do frete, e portanto no preço do produto transportado, é o combustível gasto em cada viagem. A velocidade de serviço é um parâmetro que afeta muito o consumo de combustível, porém aumentar o tempo de duração das viagens não é muito interessante para as companhias nem consumidores. Assim, a solução buscada por hidrodinamicistas e projetistas é reduzir a resistência ao avanço do casco. A inclusão do bulbo na proa do navio busca justamente diminuir a potência requerida do motor através da redução da resistência de ondas, uma importante parcela da resistência total. Por isso, o presente trabalho consiste em analisar a influência do bulbo na resistência ao avanço de um casco da série 60, já que existem resultados experimentais confiáveis para essa série, e que podem ser usados para validar o procedimento de análise desenvolvido. Não existem métodos empíricos suficientemente robustos para calcular o benefício do bulbo, por isso, além dos métodos de Holtrop e Mennen (1984) e Slender Body, as análises foram feitas em *computer fluid dynamics* (CFD). Além disso, a intenção do trabalho é analisar também a influência do bulbo no comportamento no mar do navio, usando os resultados obtidos por Zimmermann (2015). Quatro cascos com diferentes formas de bulbo foram estudados sendo reproduzidos e analisados conforme a resistência ao avanço para os números de Froude de 0,15; 0,20 e 0,25. Então, os resultados dos dois trabalhos foram consolidados a fim de obter a influência do bulbo na hidrodinâmica do navio. Para a resistência ao avanço, a presença dos bulbos se mostrou vantajosa somente para o maior Froude considerado. Em questão do comportamento do mar, o bulbo apresentou menores amortecimentos para o *heave*, porém o amortecimento em *pitch* aumentou consideravelmente para o Froude de 0,25.

Palavras-chaves: Bulbo. Resistência ao Avanço. Série 60. Hidrodinâmica.

ABSTRACT

The maritime transportation drives the world market and one of the factors that influences on the freight's price, and so in the shipped product's price, is the fuel consumed in each trip. Service speed is a parameter that greatly affects on the fuel consumption, however increasing the duration of travel is not interesting for companies neither consumers. The solution that is being pursued by hydrodynamicists and designers is to reduce the hull's resistance. The bulbous bow's inclusion seeks to decrease the required power of the engine by reducing the wave resistance, an important portion of the total resistance. Hence, the present work consists of analyzing the influence of the bulbous bow on the resistance of a hull of the 60 series, since there are experimental results published. There are no empirical methods robust enough to compute the bulbous benefit, therefore, in addition to the Holtrop and Mennen (1984) and Slender Body, analyses in *computer fluid dynamics* (CFD) were performed. Beyond that, the intention of this work is to analyze the influences of the bulbous on the hydrodynamics of the ship, including the seakeeping analyses developed by Zimmermann (2015). Four hulls with different bulbous shapes were studied in the referred work and these hulls were analyzed according to the total resistance of 0,15; 0,20 and 0,25 Froude numbers. Therefore, the two works results were evaluated in order to obtain the bulbous influence in the hydrodynamics of the ship. For the resistance, the presence of the bulbous provided advantageous only for the greater Froude. Regarding to the seakeeping, the bulbous present lower damping results for the heave, however the pitch damping increased considerably for the 0,25 Froude number.

Key-words: Bulbous. Resistance. Series 60. Hydrodynamics.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Divisão da resistência ao avanço.	18
Figura 2 – Distribuição de pressão de um corpo simétrico em um fluido ideal.	20
Figura 3 – Padrão de ondas de Kelvin.	21
Figura 4 – Componentes do sistema de ondas.	22
Figura 5 – Teste de resistência ao avanço no tanque de provas da Stevens Institute of Technology.	25
Figura 6 – Representação da semelhança cinemática entre o protótipo (representando o navio) e o modelo.	26
Figura 7 – Representação da abordagem de Froude para extrapolação modelo-navio.	29
Figura 8 - Graus de liberdade de um navio.	30
Figura 9 - Geometria do bulbo.	32
Figura 10 – Etapas do CFD.	34
Figura 11 – Exemplo de plano de linhas.	37
Figura 12 – Casco da série 60 modelado pelo o autor.	38
Figura 13 – Plano de linhas do casco da série 60 modelado pelo autor.	38
Figura 14 – Plano de linhas do modelo 4212w original.	39
Figura 15 – Comparação de balizas da série 60 e do modelo.	39
Figura 16 – Formas de bulbo analisadas.	41
Figura 17 – Bulbo 1: tipo <i>O</i>	42
Figura 18 – Bulbo 2 e 3: tipo <i>Lente Vertical e Lente Horizontal</i>	43
Figura 19 – Bulbo 4: tipo <i>Nabla</i>	43
Figura 20 – Valores de CT para os modelos mães da série 60.	44
Figura 21 – Convergência de malha do método Slender Body.	48
Figura 22 – Discretização do casco no programa Maxsurf.	48
Figura 23 – Padrão de ondas gerado pelo método Slender Body para $Fr = 0,15$	49
Figura 24 – Tamanho do domínio computacional.	50
Figura 25 – Dimensões dos blocos refinados.	53
Figura 26 – Representação das camadas prismáticas.	53
Figura 27 – Representação da <i>boundary march angle</i>	54
Figura 28 – Descontinuidade nas camadas prismáticas na proa e na popa.	55

Figura 29 – Parte da popa e proa problemáticas para a geração das camadas prismáticas.	55
Figura 30 – Alterações no casco.	56
Figura 31 – Camadas prismáticas contínua na proa e popa.	57
Figura 32 – Gráfico da convergência da malha.	59
Figura 33 – Superfície livre e direção de movimento do ar e água.	60
Figura 34 – Condições de contorno.	60
Figura 35 – Comparação RANS, LES e DNS.	61
Figura 36 – Comparação dos vórtices RANS e LES.	63
Figura 37 – Lei de parede.	66
Figura 38 – Tempo físico da simulação.	68
Figura 39 – Resíduos para o casco original da série 60 para o Froude de 0,15.	69
Figura 40 – Padrão de ondas de Kelvin.	71
Figura 41 – Comparação dos métodos empíricos com a série 60.	74
Figura 42 – Malhas em cada tipo de bulbo.	76
Figura 43 – Resistência de pressão – Método Numérico.	77
.....	77
Figura 44 – Resistência de fricção – Método numérico.	77
Figura 45 – Resistência total – Método numérico.	78
Figura 46 – Padrão de ondas dos bulbos.	80
Figura 47 – RAO de <i>heave</i> para Froude = 0,15, onde η_3 é a amplitude de resposta de <i>heave</i> e ζ_a é a amplitude da onda.	81
Figura 48 – RAO de <i>pitch</i> para Froude = 0,15, onde η_5 é a amplitude de resposta de <i>pitch</i> e ζ_a é a amplitude da onda.	82
Figura 49 – RAO de <i>heave</i> para Froude = 0,25.	83
Figura 50 – RAO de <i>pitch</i> para Froude = 0,25.	83
Figura 51 – Resistência ao avanço para um navio de 400 pés.	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros principais para forma da série 60.	17
Tabela 2 - Geometria do Bulbo.	32
Tabela 3 – Adimensionalização dos parâmetros geométricos do bulbo.....	33
Tabela 4 – Tabela de cotas do casco da série 60.	37
Tabela 5 – Comparação dos cascos da série 60 e da autora.	40
Tabela 6 – Características de cada tipo de bulbo.	41
Tabela 7 – Valores das velocidades e coeficientes de resistência para o modelo e o navio.....	45
Tabela 8 – Valores da resistência de fricção, pressão e total para o casco da série 60.	46
Tabela 9 – Restrições dos métodos empíricos.....	46
Tabela 10 – Valores de CT para os modelos-mãe da série 60.	51
Tabela 11 – Dimensões dos blocos refinados.....	52
Tabela 12 – Parâmetros das camadas prismáticas.....	57
Tabela 13 – Malhas estudadas.	58
Tabela 15 – Comparação do método numérico (CFD) com a série 60.	72
Tabela 16 – Coeficientes de resistência total em escala real.....	85

LISTA DE SÍMBOLOS

B	Boca	[m]
L	Comprimento da linha d'água	[m]
Lpp	Comprimento entre perpendiculares	[m]
T	Calado	[m]
Cb	Coeficiente de bloco	
Cx	Coeficiente de secção mestra	
Cp	Coeficiente Prismático	
LCB	Centro de gravidade longitudinal	[%]
Fr	Número de Froude	
Re	Número de Reynolds	
S	Superfície molhada	[m ²]
V	Velocidade	[m/s]
Vol	Volume Deslocado	[m ³]
Δ	Deslocamento	[ton]
ρ	Massa específica da água	[kg/m ³]
CT	Coeficiente de resistência ao avanço	
CW	Coeficiente de resistência de ondas	
CF	Coeficiente de fricção	
CP	Coeficiente de pressão	
RT	Resistência total ao avanço	[N]
RW	Resistência de ondas	[N]
RF	Resistência de fricção	[N]
Rb	Resistência do bulbo	[N]
Raap	Resistência dos apêndices	[N]
Rtr	Resistência da popa transom	[N]
Ra	Resistência de correlação	[N]
RVp	Resistência viscosa de pressão	[N]
g	Aceleração da gravidade	[9,81 m/s ²]
ϑ	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
λ	Fator de escala	
λ_w	Comprimento de onda	[m]
Δt	Time step	[s]

Δx	Tamanho base da malha	[m]
Φ	Potencial de velocidade	
k	Fator de forma	
u	Velocidade do fluido ao longo do eixo x	[m/s]
v	Velocidade do fluido ao longo do eixo y	[m/s]
z	Velocidade do fluido ao longo do eixo z	[m/s]
gx	Aceleração do fluido ao longo do eixo x	[m/s]
gy	Aceleração do fluido ao longo do eixo y	[m/s]
gz	Aceleração do fluido ao longo do eixo z	[m/s]
Co	Número de Courrant	
H	Profundidade da água	[m]
ρ	Massa específica da água	[kg/m ³]
m	Subíndice referente às propriedades do modelos	
s	Subíndice referente às propriedades do navio em escala real	

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVOS	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1	SÉRIE 60	16
2.2	RESISTÊNCIA AO AVANÇO	18
2.2.1	Resistência de Fricção	19
2.2.2	Resistência Viscosa de Pressão	20
2.2.3	Resistência de Ondas	21
2.2.4	Métodos Empíricos	23
2.2.4.1	<i>Holtrop e Mennen (1984)</i>	23
2.2.4.2	<i>Slender Body</i>	23
2.2.5	Teste em Modelos em Escala Reduzida	24
2.2.6	Extrapolação Modelo-Navio	28
2.3	COMPORTAMENTO NO MAR	29
2.4	BULBO	30
2.5	COMPUTER FLUID DYNAMICS (CFD)	33
3	METODOLOGIA	36
3.1	MODELAGEM DO CASCO	36
3.2	MODELAGEM DO BULBO	40
3.3	RESISTÊNCIA AO AVANÇO MODELO	44
3.3.1	Resistência ao Avanço Série 60	44
3.3.2	Resistência ao Avanço por Holtrop e Mennen (1984)	46
3.3.3	Resistência ao Avanço por Slender Body	47
3.4	RESISTÊNCIA AO AVANÇO – CFD	49
3.4.1	Geometria	50
3.4.2	Discretização	51
3.4.2.1	<i>Camadas prismáticas</i>	52
3.4.2.2	<i>Convergência da malha</i>	57
3.4.3	Condições de Contorno	59
3.4.4	Modelos de Turbulência	61
3.4.5	Solução	66

3.4.6 Visualização	68
3.5 VERIFICAÇÃO	71
3.6 VALIDAÇÃO	72
4 RESULTADOS	74
4.1 RESISTÊNCIA AO AVANÇO DO CASCO SEM BULBO	74
4.2 RESISTÊNCIA AO AVANÇO COM BULBO	75
4.3 COMPORTAMENTO NO MAR	81
4.4 HIDRODINÂMICA DO NAVIO	84
4.5 EXTRAPOLAÇÃO MODELO-NAVIO	84
5 CONCLUSÕES	88
ANEXO A.....	91
ANEXO B.....	94
APÊNDICE C.....	95
APÊNDICE D.....	97
APÊNDICE E.....	98

1 INTRODUÇÃO

Os navios cargueiros fazem parte da história mundial. Antes mesmo de muitos países serem colocados no mapa, o transporte marítimo já existia. No século XVI, países banhados por diferentes oceanos, como Portugal e Índia, costumavam realizar escambo, o que só era possível pela existência dos navios.

Nos últimos séculos o transporte de mercadorias via mar se tornou maior e ainda mais importante para o desenvolvimento dos países. Um mundo globalizado pode ser entendido como um mundo que se tornou próximo, ficou menor e que permite trocas em escala global (BAVA, 2013). Nunca houve sociedade tão dependente das trocas comerciais como a de hoje. Nem tudo o que é consumido pelos países, é produzido na região.

A utilização de navios cargueiros ainda é a maneira mais eficiente de carregar a maioria dos produtos. Alguns motivos para essa afirmação é que a água compõe 70% da superfície da terra e, além disso, os grandes navios mercantes são capazes de carregar mais de 100.000 toneladas de maneira consideravelmente rápida (VESSEL..., 2016).

A velocidade que os navios viajam é um parâmetro muito importante, pois interfere diretamente no aumento do consumo de combustível e conseqüentemente no aumento dos gastos totais da viagem. Além disso, a queima de combustível, assim como nos carros, libera poluentes na atmosfera, prejudicando o meio ambiente. Os navios porta-containers geralmente navegam com velocidade maior que outros navios cargueiros devido à competitividade do mercado e a necessidade em atender o tempo estimado do frete (KRISTIANSEN, 2013).

Visto que reduzir a velocidade, às vezes, não é uma boa alternativa para os navios mercantes, é preciso buscar outros meios para reduzir o consumo de combustível. Algumas alternativas vêm dos estudos relacionados à hidrodinâmica. Existem dois grandes grupos dentro da hidrodinâmica no contexto do projeto de cascos: comportamento no mar e resistência ao avanço (ZUBALY, 1996). Para reduzir o consumo de combustível é preciso buscar meios de reduzir a resistência ao avanço.

Uma maneira de aumentar o desempenho dos navios em relação a esse aspecto é a presença do bulbo.

O bulbo consiste de uma protuberância localizada na proa do navio, que deve estar submersa na água, sendo projetado para reduzir a parcela de resistência de ondas. Isso é possível, visto que o bulbo altera o fluxo de água ao redor do casco, modificando o campo de pressões que alteram o sistema de ondas do navio.

A contribuição da parcela da resistência de ondas aumenta com a velocidade do navio (BERTRAM; SCHNEEKLUTH, 1998), portanto, o bulbo pode ser desvantajoso em velocidades menores, quando o incremento da resistência friccional, devido ao aumento da superfície molhada, é maior que a redução da resistência de ondas.

No comportamento no mar, o bulbo pode aumentar o amortecimento das respostas dinâmicas de *pitch* (arfagem) e *heave* (afundamento) dos navios em ondas de proa. Esses parâmetros para uma embarcação da série 60 com coeficiente de bloco de 0,70 foram estudados no trabalho de Zimmermann (2015), cujos resultados, considerando bulbos com diferentes formas e dimensões, mostram diferentes influências no amortecimento das respostas dinâmicas dos cascos.

É importante observar que um cuidado deve ser tomado quando o navio opera na condição na qual o bulbo fornece o melhor desempenho em relação ao movimento de *pitch*. Em condições de mar severo, se o navio não reduzir a velocidade, energia pode estar sendo retirada do sistema propulsivo devido ao amortecimento para compensar a velocidade nessa condição (ZIMMERMANN, 2015). Então, o benefício de diminuição da resistência ao avanço gerado pelo bulbo pode ser menor.

A fim de prever a influência do bulbo na resistência ao avanço de uma embarcação e analisar o amortecimento avaliado no comportamento no mar, propõe-se no presente trabalho quatro variações da geometria do bulbo em relação ao mesmo casco da série 60 apresentado em Zimmermann (2015).

O método empírico mais utilizado para estimar a resistência ao avanço de navios de carga é o método de Holtrop (1984). Neste método, existem apenas dois parâmetros de entrada referentes à geometria do bulbo, porém, segundo Kracht (1978), há seis parâmetros que definem a geometria do bulbo.

Assim, além desse método empírico, as análises de resistência ao avanço serão realizadas em um método considerado semi-empírico Slender Body e numericamente por *computer fluid dynamics* (CFD) no programa STAR CCM+ para

três números de Froude diferentes. A validação do CFD será feita realizando a simulação do casco nu e comparando com os resultados da própria série 60. Os modelos utilizados na simulação serão modelados nos programas Freeship e Rhinoceros com auxílio da extensão Orca-3D.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho possui como objetivo geral o estudo de simulação numérica em CFD para determinar a influência das diferentes geometrias de bulbo na resistência ao avanço de uma embarcação da série 60 e avaliar os resultados juntamente com o desempenho dos modelos no comportamento do mar.

No desenvolvimento deste objetivo, propõem-se como objetivos específicos:

- Compreender os fenômenos relacionados com a presença do bulbo na resistência ao avanço de uma embarcação;
- Modelar o casco da série 60 com coeficiente de bloco de 0,70 e os modelos com bulbo nos programas Freeship e Rhinoceros;
- Estimar a resistência ao avanço do casco nu e dos modelos com o bulbo utilizando os métodos empíricos de Holtrop e Mennen (1984) e Slender Body;
- Simular a resistência ao avanço do casco da série 60 em CFD no programa STAR CCM+ e comparar com o próprio resultado da série para validar o método e simular a resistência ao avanço dos modelos com bulbo em CFD;
- Analisar os resultados da resistência ao avanço juntamente com os resultados do comportamento no mar obtidos no trabalho de Zimmermann (2015), buscando avaliar o nível do benefício gerado por cada forma de bulbo na hidrodinâmica do navio;
- Levantar as fontes de incertezas no trabalho para reduzi-las em trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica onde serão descritas as teorias, métodos e ferramentas que oferecem fundamentação e suporte para o presente trabalho. Além disso, apresentam-se justificativas e comparações para a escolha dos métodos. Primeiramente esta seção visa explicar o modelo de casco escolhido para realizar as análises. Na sequência, caracteriza-se a resistência ao avanço de uma embarcação e suas componentes. Posteriormente, o conceito de comportamento no mar é introduzido brevemente. Em seguida, é explanado a definição e os efeitos do bulbo em um casco. Finalmente, a teoria e aplicação do *computer fluid dynamics* (CFD) é apresentada.

2.1 SÉRIE 60

Séries sistemáticas são estudos padronizados que visam estabelecer resultados experimentais confiáveis para um conjunto de cascos semelhantes, que podem, então, ser utilizados no projeto de novas embarcações.

O custo de elaboração de uma série sistemática é muito alto, e dependendo de quantas variações e de quantos parâmetros são analisados, esse valor aumenta ainda mais. Por essa razão, existem poucas séries sistemáticas e algumas delas não estão disponíveis na literatura. (TODA et al., 1988).

A série 60 é talvez a mais clássica dessas séries que se encontram disponíveis na literatura. De acordo com Todd (1963) os experimentos da série 60 foram iniciados em 1948 e foram conduzidos em um dos maiores tanques de reboque do mundo, o David Taylor Model Basin, nos Estados Unidos.

A geometria da série 60 foi concebida para prover informações sistemáticas no projeto de linha de cascos para navios mercantes com um único propulsor, oferecendo valores de resistência ao avanço que foram obtidos nos experimentos (TODA et al., 1988).

Originalmente, a série não possui bulbo, sendo assim perfeita para a proposta do presente trabalho, além de já ter sido amplamente estudada e analisada, ter resultados confiáveis disponíveis na literatura e ser uma das séries mais populares. Essas informações são muito úteis, pois os resultados obtidos pelos métodos empíricos e CFD para o casco nu podem ser comparados com o resultado real e assim, validar o método numérico.

De acordo com Todd (1963), a Série 60 foi desenvolvida através de uma pesquisa com 40 organizações, cujo consenso foi de que a série teria como parâmetro principal o coeficiente de bloco C_b , variando entre 0,60 e 0,85, apresentado na Tabela 1. Esses cinco modelos primeiramente apresentados são os cascos bases da série, chamados de cascos mãe. A partir desses cascos, outros foram criados com variações de parâmetros como LCB, L/B, B/H e $\Delta/((L/100)^3)$ e foram chamados de cascos filhos.

Tabela 1 – Parâmetros principais para forma da série 60.

C_B	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8
L/B	7,5	7,25	7	6,75	6,5
B/H	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
$\frac{\Delta}{\left(\frac{Lpp}{100}\right)^3}$	122	141,4	163,4	188,2	216,5
$\frac{L}{\frac{1}{\sqrt{3}}}$	6,125	5,869	5,593	5,335	5,092
LCB as percent of Lpp from Θ	1,5 aft	0,5 aft	0,5 fwd	1,5 fwd	2,5 fwd

Fonte: Todd (1963, p. II-2).

Para que os resultados da análise do bulbo no comportamento no mar, obtidos de Zimmermann (2015), possam ser aproveitados neste trabalho, e assim realizar avaliações interessantes da interferência do bulbo na hidrodinâmica de uma embarcação, o modelo da série 60 adotado foi o mesmo que esse autor utilizou.

O casco escolhido foi o modelo 4212w que possui $C_b = 0,7$, $L_{pp} = 4,5$ metros e seus parâmetros principais estão na coluna referente ao C_b em questão. Zimmermann (2015) escolheu um casco para o qual já havia resultados experimentais de comportamento no mar publicados por Nakamura (1966), facilitando a validação dos resultados obtidos referentes a análise do comportamento do casco nu.

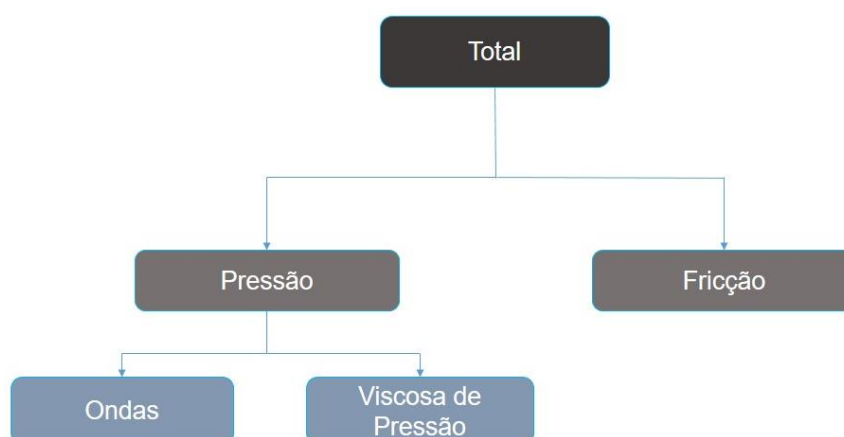
2.2 RESISTÊNCIA AO AVANÇO

Segundo Bertram (2000), a resistência ao avanço de uma embarcação depende do atrito com a água, da forma do casco e das ondas geradas pelo avanço do casco, além de incluir outros fatores tais como a resistência do ar, apêndice e a geração de spray. A resistência ao avanço é a força total contrária ao movimento de um casco.

A obtenção de resultados para a resistência ao avanço de uma embarcação pode ser realizada através de métodos empíricos como Holtrop e Mennen (1984) e Slender Body, em tanques de provas com modelos em escala reduzida, testes em CFD e em escala real.

De acordo com Molland, Turnock e Hudson (2011), a resistência ao avanço total (RT) pode ser dividido em resistência de atrito ou fricção (RF) e resistência de pressão (RP). Esse último é subdividido em resistência viscosa de pressão (RVp) e resistência de ondas (RW). A Figura 1 apresenta essa divisão.

Figura 1 – Divisão da resistência ao avanço.



Fonte: Autor (2017).

A resistência pode ser obtida a partir do coeficiente de resistência ao avanço total por meio da Equação 1, onde ρ é a massa específica do fluido, CT é o coeficiente de resistência ao avanço total, S é a superfície molhada do casco e V é a velocidade do navio.

$$Rt = \frac{\rho CT S V^2}{2} \quad (1)$$

2.2.1 Resistência de Fricção

Essa parcela é resultado do atrito do corpo em movimento com o fluido, que dificulta o avanço do mesmo. O escoamento gera uma camada limite da proa para popa devido à viscosidade. A camada limite é composta pelas partículas de fluido que se aderem na superfície do casco e que se movimentam junto com o mesmo. O tamanho da espessura da camada limite é limitado pela distância em que a velocidade do fluido atinge 1% da velocidade do casco (TRINDADE, 2012).

As análises de fricção são diferentes para escoamentos laminares, quando o número de Reynolds (Re) dado pela Equação 2 é menor que 500.000, e turbulentos quando Re é maior que 500.000.

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (2)$$

De acordo com a Equação 2, quanto maior o comprimento e velocidade do corpo, maior o Re . Para navios mercantes, a transição do regime laminar para o regime turbulento acontece nos primeiros centímetros a partir da proa. Isto posto, o escoamento pode ser considerado turbulento para toda a extensão do navio. No regime turbulento, a resistência de atrito é maior por causa do maior movimento das camadas adjacentes.

Na American Towing Tank Conference (ATTC, 1947), a resistência de fricção de uma placa plana foi definida de acordo com a Equação 3 para um regime turbulento e também pode ser usada para estimar a resistência de fricção de um modelo:

$$\frac{0,242}{\sqrt{Cf}} = \log(Re * CF) \quad (3)$$

Outra equação clássica para estimar o coeficiente de resistência de fricção da placa plana, Equação 4, foi apresentada na International Towing Tank Conference (ITTC, 1957).

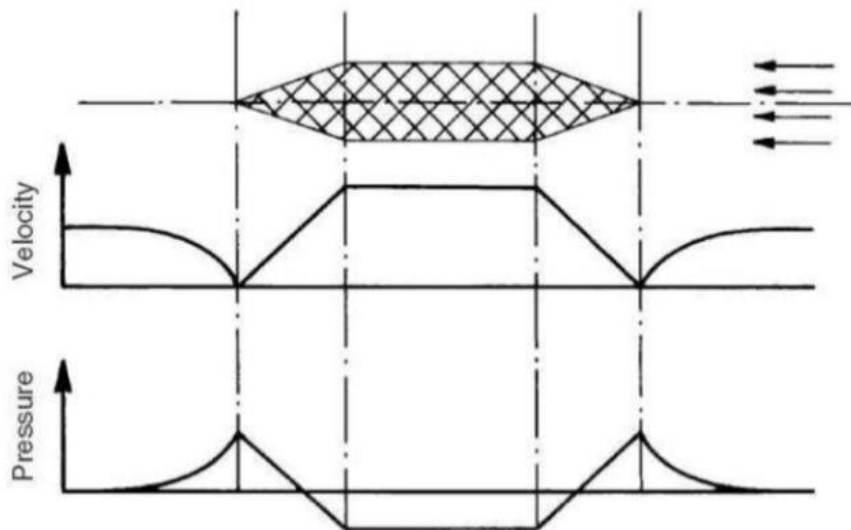
$$CF = \frac{0,075}{(\log Re - 2)^2} \quad (4)$$

2.2.2 Resistência Viscosa de Pressão

A resistência viscosa de pressão é causada pelos efeitos da viscosidade do fluido que acarretam em diferenças de pressão ao longo do casco. Essa parcela da resistência é dependente da geometria do corpo e para que seu valor não seja muito elevado, é importante evitar mudanças bruscas na forma do casco.

Considerando um escoamento ideal e um corpo totalmente submerso e simétrico ao plano longitudinal como mostrado na Figura 2, a pressão exercida na proa e na popa do corpo são iguais, o que leva a uma força resultante nula como é descrito pelo Paradoxo D'Alembert.

Figura 2 – Distribuição de pressão de um corpo simétrico em um fluido ideal.



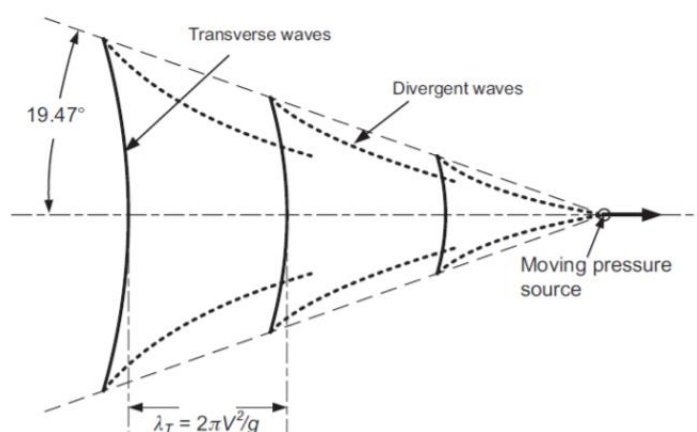
Fonte: Trindade (2012, p. 55).

O aumento da espessura da camada limite e o descolamento da mesma aumentam de forma significativa a resistência viscosa de pressão, pois quando ocorre a separação, vórtices são formados próximos a superfície do casco. Tais vórtices alteram o campo de velocidade e, assim, interferem na distribuição do campo de pressão ao longo do comprimento do casco.

2.2.3 Resistência de Ondas

Kelvin (1887) mostrou que um ponto de pressão em movimento apresenta certo padrão de ondas. O sistema ondas resultante desse movimento compreende um conjunto de ondas divergentes e um sistema transversal que é praticamente normal a direção do movimento do ponto. Em águas profundas, o sistema de ondas é limitado por duas linhas que estão há $19,47^\circ$ da direção do ponto, como mostra a Figura 3.

Figura 3 – Padrão de ondas de Kelvin.



Fonte: Molland et al. (2011, p. 185) onda λ_T é o comprimento de onda e V é a velocidade do navio.

As ondas divergentes e transversais se movimentam com a mesma velocidade que a velocidade do ponto, portanto o comprimento de onda depende da velocidade do ponto e da gravidade.

Para adaptar o padrão de Kelvin para navios, considera-se um ponto de pressão na proa e outro na popa da embarcação. Neste modelo, o primeiro ponto criará uma crista perto da proa que ocorre aproximadamente em $\lambda_w/4$ da proa e o segundo irá representar a onda gerada na popa do navio.

As componentes divergentes não são preocupantes para o caso das embarcações, porém as componentes transversais podem induzir a formação de grandes ondas dependendo de como o sistema de ondas da proa interage com o da popa.

As interferências entre sistemas de ondas, que podem ser construtivas ou destrutivas, dependem diretamente do comprimento de onda, portanto, dependem da velocidade do navio. Em meios navais, é muito comum representar os sistemas em número de Froude (Fr), ao invés da velocidade do navio.

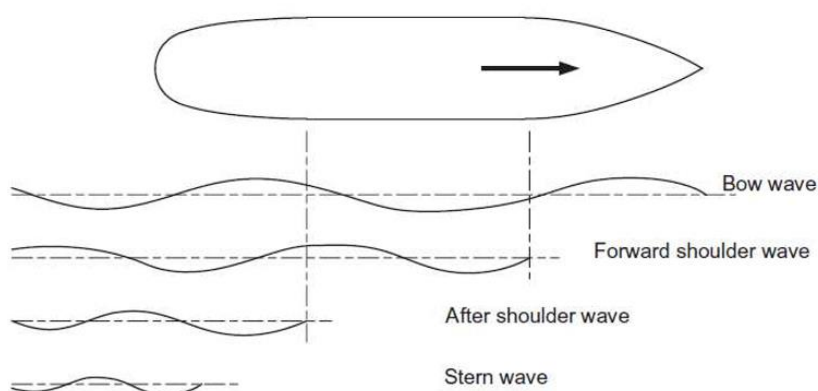
O número de Froude é definido pela razão das forças inerciais pelas forças gravitacionais, sendo constantemente associado à resistência de ondas de um navio. Além da velocidade de avanço do navio e do comprimento do mesmo, essa relação depende apenas da aceleração da gravidade (g) como é apresentado na Equação 5.

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}} \quad (5)$$

Interferências construtivas acontecem quando a crista da onda de um sistema se encontra com a crista da onda do outro sistema, o mesmo acontece para os vales das ondas, pois aumentam a energia e conseqüentemente a resistência de ondas de um navio. Já as interferências destrutivas acontecem quando uma crista de uma onda se encontra com o vale do outro sistema, assim elas se contrapõem diminuindo a energia do sistema.

Dependendo da geometria do navio e das hipóteses assumidas, outros sistemas de ondas, além dos comentados nos parágrafos anteriores, podem estar sendo gerados, como no ombro a vante e ombro a ré da embarcação. A ideia de ondas destrutivas e construtivas funcionam da mesma maneira, independentemente da quantidade de sistemas de ondas gerados (Figura 4).

Figura 4 – Componentes do sistema de ondas.



Fonte: Molland et al. (2011, 188).

2.2.4 Métodos Empíricos

Devido aos alto custos associados a experimentos de reboque, nas fases iniciais de um projeto, em geral, são utilizados métodos empíricos para estimar a resistência ao avanço. Dois métodos bastante conhecidos são o de Holtrop e Mennen (1984) e Slender Body.

2.2.4.1 Holtrop e Mennen (1984)

Para obter a resistência ao avanço de uma embarcação basta somar todas as parcelas que a compõem. Porém, algumas dessas parcelas são difíceis de serem estimadas. Posto isto, utiliza-se métodos empíricos como o proposto por Holtrop e Mennen (1984). Esse método foi escolhido para esse trabalho por ser muito popular em análises de resistência ao avanço de embarcações de casco deslocante.

Esse método é um modelo estatístico muito utilizado nas fases preliminares de um projeto, já que é muito mais rápido e menos custoso que os ensaios em tanques de prova e simulações computacionais. O método foi desenvolvido por meio de uma análise de regressão de modelos e dados na Netherlands Ship Model Basin e abrange um grande número de embarcações de diferentes tipos.

O método consiste em equações para obter valores de cada componente da resistência ao avanço que descrevem a Equação 6: resistência friccional, viscosa, apêndices, ondas, bulbo, popa transom e ar.

$$R_T = R_F (1 + k) + R_{app} + R_W + R_b + R_{tr} + R_a \quad (6)$$

As equações para cada uma das componentes e as restrições desse método estão descritas no Anexo A.

2.2.4.2 Slender Body

Na verdade o Slender Body é um método semi-empírico pois, a parcela viscosa de pressão é obtida por um equacionamento empírico mas, a parcela

gravitacional é obtida por um código potencial simplificado que é integrado ao longo de cada baliza, ou seja, numericamente

O Slender Body é um método que pode ser utilizado quando o corpo possui altas razões L/B. Em 1898, Michell criou uma integral para tentar estimar a resistência de ondas (MICHELL, 1898), porém, a sua precisão foi bastante questionada. Michell comparava o navio a algo fino, o que acaba sendo uma aproximação simples.

A parte potencial do método obtém uma aproximação do campo que envolve a forma do casco através de uma metodologia que leva em consideração a velocidade no eixo longitudinal. Com algumas simplificações o escoamento pode ser representado pela equação bidimensional governante de Laplace, Equação 7, onde Φ é o potencial de velocidade.

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = 1 \quad (7)$$

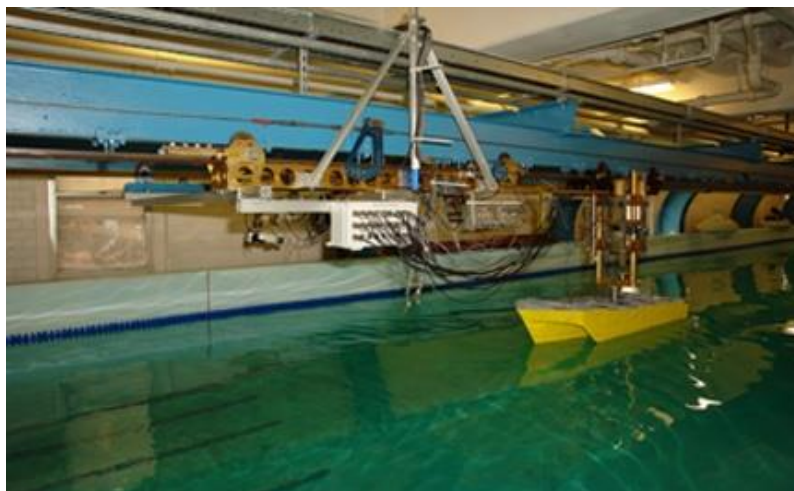
Esse método serve para determinar a resistência de ondas, ou seja, não leva em conta a viscosidade. Para obter uma estimativa da resistência total de um navio a partir do método Slender Body, a resistência de ondas é obtida através da discretização do corpo e aplicando a integral de Michell (1898) e a resistência viscosa é obtida de maneira empírica, geralmente calculada pelo produto da resistência de fricção de um modelo de placa plana, como o da Equação 3 ou 4, com um fator de forma teórico, $(1+k)$, como mostra a Equação 8.

$$R_t = R_v + R_w \quad (8)$$

2.2.5 Teste em Modelos em Escala Reduzida

Os testes em modelos são feitos em tanques de reboque, onde há um carro ligado a um trilho acima do modelo que percorre toda a extensão do tanque. A Figura 5 mostra um modelo sendo testado no tanque de reboque da Stevens Institute of Technology nos Estados Unidos.

Figura 5 – Teste de resistência ao avanço no tanque de provas da Stevens Institute of Technology.



Fonte: Stevens...(2017).

Em princípio, para que o teste no modelo consiga ser extrapolado de maneira fiel para uma embarcação real, três semelhanças devem ser respeitadas: semelhança geométrica, semelhança cinemática e semelhança dinâmica; as quais serão descritas a seguir.

2.2.5.1 Semelhança geométrica

Como o próprio nome diz, a semelhança geométrica garante que as dimensões principais, área molhada, volume entre outras sejam representados no modelo. Para isso, utiliza-se um fator de escala que geralmente é definido pela relação entre o comprimento do navio e o comprimento do modelo, Equação 9.

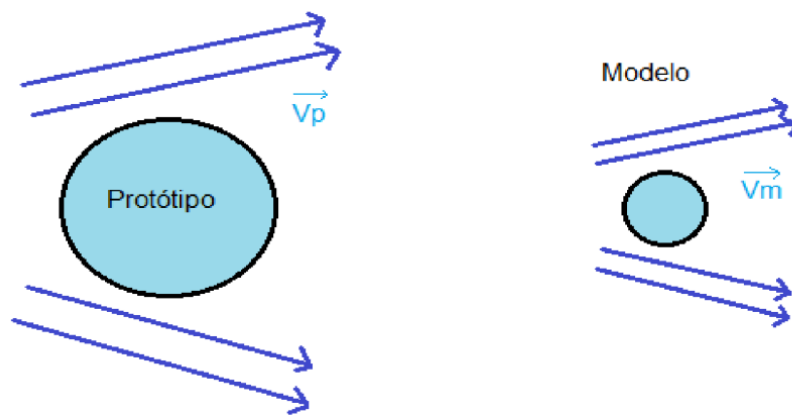
$$\frac{L_s}{L_m} = \lambda \quad (9)$$

Com o fator de escala é possível definir as outras dimensões do modelo dividindo as dimensões principais por λ . É importante ressaltar que a superfície molhada deve ser dividida por λ^2 e o volume por λ^3 .

2.2.5.2 Semelhança cinemática

Essa semelhança exige que a velocidade do escoamento sobre o modelo deve ter a mesma direção e sentido que a velocidade do escoamento sobre o navio, como mostra a Figura 6.

Figura 6 – Representação da semelhança cinemática entre o protótipo (representando o navio) e o modelo.



Fonte: Autor (2017).

2.2.5.3 Semelhança dinâmica

As forças que atuam no navio e no modelo devem ser as mesmas. No caso da resistência ao avanço, as forças de interesse podem ser representadas pelos adimensionais do número de Reynolds e Froude.

$$Re = \frac{\text{Forças Inerciais}}{\text{Forças Viscosas}}$$

$$Fr = \frac{\text{Forças Inerciais}}{\text{Forças Gravitacionais}}$$

As forças inerciais estão relacionadas com a velocidade do escoamento. As forças viscosas representam o atrito do corpo com o fluido do escoamento. Por fim, as forças gravitacionais são aquelas relacionadas ao sistema de ondas.

Para que o coeficiente de resistência total do modelo e do navio sejam iguais, o modelo e o navio devem possuir o mesmo número de Reynolds e Froude. Porém, há um problema para manter o número de Reynolds.

$$V_m = V_s * \frac{L_s}{L_m} * \frac{\nu_m}{\nu_s} \quad (10)$$

Se for considerado o mesmo Reynolds, Equação 10, nota-se que a relação entre as viscosidades cinemáticas da água salgada e doce é perto de 1, portanto não interfere consideravelmente nessa relação. Todavia, como a relação do comprimento do navio (L_s) com o comprimento do modelo (L_m) é geralmente maior que 15, a velocidade de teste do modelo teria que ser tão alta que não poderia ser reproduzida no tanque.

Por outro lado, considerando a similaridade de Froude, Equação 11, é possível chegar numa relação entre a escala do navio e o modelo; e as velocidades dos mesmos.

$$V_m = V_s \sqrt{\frac{L_m}{L_s}} \quad (11)$$

Interpretando a Equação 11, as velocidades do modelo devem ser menores que a velocidade do navio e assim, são possíveis de serem reproduzidas em um tanque. Por isso, utiliza-se a similaridade de Froude em ensaios com modelo e depois é feita uma correção devido à diferença no número de Reynolds que é apresentada no item 2.2.6.

Depois de colocar todos os dados de entrada, os testes começam. Cada corrida é feita com uma velocidade. Após o término de cada corrida, é obtida a resistência total do modelo e, então, deve-se utilizar algum método de extrapolação para obter os valores da resistência para o navio em escala real. Para simulações em CFD, a mesma ideia de um tanque de reboque é utilizada. Se as simulações fossem feitas com o navio em tamanho real, muito mais células seriam necessárias,

aumentando o custo computacional. Desse modo, são utilizadas geometrias em escala reduzida, como os modelos, para diminuir os elementos da malha e depois os dados são extrapolados para o tamanho real.

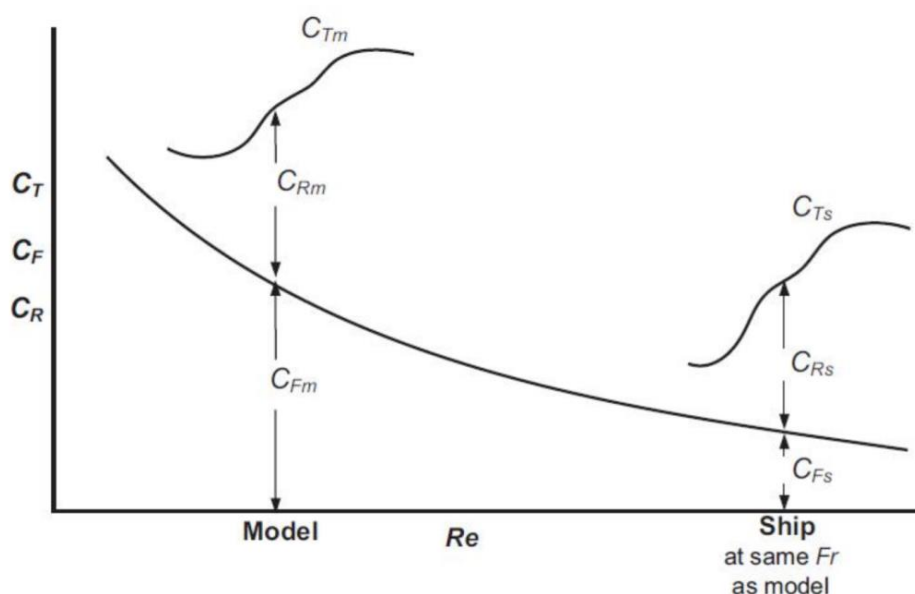
Para esse trabalho, as simulações serão feitas em três números de Froude: 0,15; 0,20 e 0,25. Esses números foram escolhidos por representarem um valor baixo, médio e alto respectivamente. Desta maneira, serão abordadas três velocidades para cada casco.

2.2.6. Extrapolação Modelo-Navio

Os resultados do coeficiente de resistência total (CT) apresentados na série 60 não são referentes aos modelos. Na verdade eles foram extrapolados para um navio semelhante de 400 pés utilizando a abordagem de Froude e aplicando um coeficiente adicional de correlação modelo-navio (C_a) de 0,0004.

A abordagem de Froude divide o coeficiente de resistência total (CT) em coeficientes de resistência residual (CR) e friccional (CF), Figura 7. O coeficiente de resistência residual é na verdade o coeficiente de resistência de pressão apresentado até aqui e é igual para o navio e o modelo, já que eles possuem o mesmo número de Froude. No entanto, como a semelhança de Reynolds não é respeitada, é preciso fazer uma correção no coeficiente de fricção. Para isso a Equação 3 ou 4 apresentadas no item 2.2.1 é utilizada tanto para o modelo quanto para o navio.

Figura 7 – Representação da abordagem de Froude para extrapolação modelo-navio.



Fonte: Molland et al. (2011, 188).

A partir dessa representação é possível chegar numa equação, Equação 12, que relaciona os dois coeficientes de resistência total (C_T) em função dos coeficientes de resistência friccional (C_F).

$$C_{Ts} = C_{Tm} - [C_{Fm} - C_{Fs}] \quad (12)$$

2.3 COMPORTAMENTO NO MAR

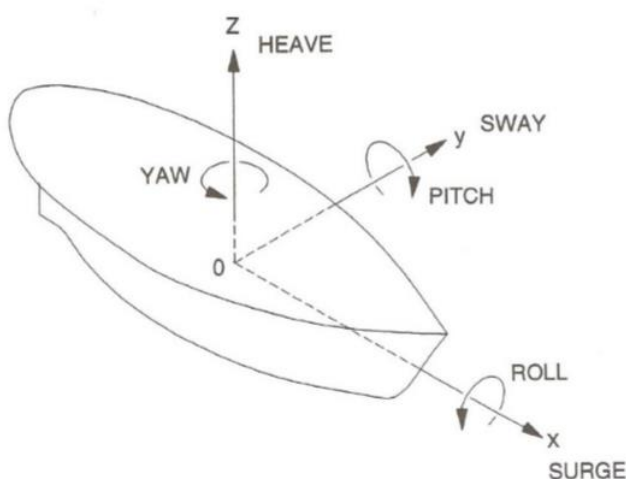
Por comportamento no mar entende-se o estudo de diversas características do movimento complexo que um navio ou sistema oceânico pode apresentar em decorrência de ter sido excitado por um mar irregular. Segundo Zubaly (1996), esses movimentos podem ser avaliados de três maneiras:

- Teoria hidrodinâmica;
- Ensaio de modelos em escala reduzida em tanques;
- Medições dos movimentos do navio em escala real no mar.

Pesquisas nessas três áreas vêm contribuindo para a compreensão do comportamento de navios em ondas irregulares. De acordo com Bertram (2000), esse

comportamento é considerado complexo, pois as embarcações possuem seis graus de liberdade, sendo três lineares e três angulares. Os movimentos lineares são: *surge* (avanço), *sway* (deriva) e *heave* (afundamento) que são movimentos nos eixos longitudinal, transversal e vertical, respectivamente. Enquanto que os movimentos angulares são: *roll* (jogo), *pitch* (arfagem) e *yaw* (guinada) que são movimentos angulares no entorno dos mesmos três eixos, conforme pode ser visto na Figura 8.

Figura 8 - Graus de liberdade de um navio.



Fonte: Zubaly (1996, p. 320).

2.4 BULBO

O bulbo, primeiramente, foi criado para ser uma “arma” usada para abarroar outros navios. Segundo Kracht (1978), D.W. Taylor foi o primeiro a perceber que o bulbo reduzia a resistência de ondas de um navio e hoje ele é parte integrante do casco da maioria dos navios cargueiros.

Métodos experimentais comparativos mostraram que um navio que possui bulbo de proa requer, em geral, menos potência propulsiva para alcançar as velocidades de serviço usualmente empregadas.

Segundo Bertram e Schneekluth (1998), dentre os diferentes efeitos causados pela inclusão do bulbo ao projeto do navio, alguns deles são associados ao comportamento de mar:

- De um modo geral, o bulbo aumenta o amortecimento em movimentos de *pitch*, especialmente quando projetado com essa finalidade. Esse amortecimento é particularmente maior na área de ressonância quando o comprimento da onda é aproximadamente igual ao comprimento do navio.
- O navio pode operar sem redução de velocidades mesmo com mares mais severos. Isso se deve ao fato de que bulbos com formas mais acentuadas no fundo melhoram o desempenho em condições de *slamming*.

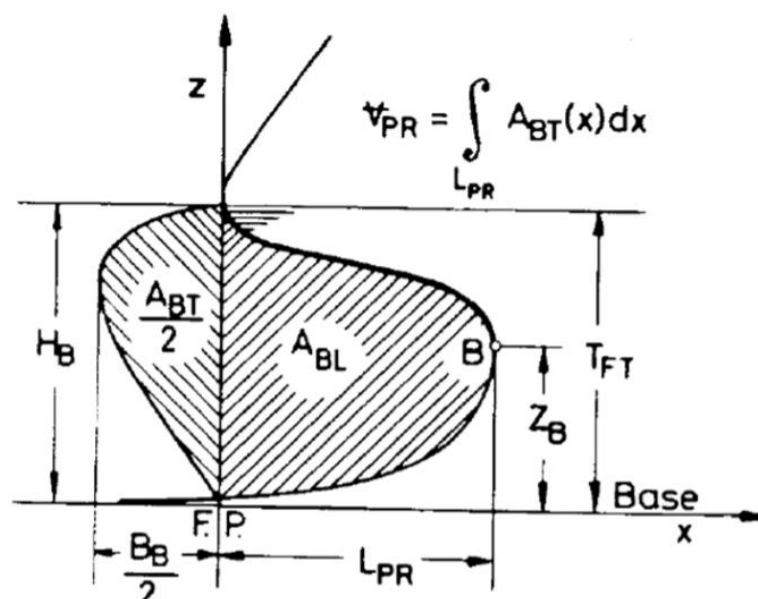
Com os resultados da análise do comportamento no mar de Zimmermann (2015), e da análise da resistência ao avanço obtidas nesse trabalho, busca-se avaliar o benefício do bulbo na hidrodinâmica do navio.

No campo de resistência ao avanço, o bulbo afeta o campo de velocidade próximo à proa na região das ondas crescentes. O motivo do bulbo acarretar redução da resistência de ondas sofrida pelo casco deve-se a interferência destrutiva existente entre as ondas geradas pelo casco e as ondas geradas pelo bulbo. Conforme explica Kracht (1978), o bulbo gera uma onda que se forma a frente da onda gerada pela proa da embarcação. Essa distância no ponto de geração da onda faz com que ambas possam estar em anti-fase. Ou seja, quando o vale da ondulação do bulbo coincide com a crista da onda da proa, elas são parcialmente anuladas, levando a uma redução na parcela de resistência de ondas gerada pelo navio e suavizando o escoamento ao redor da proa.

Ainda segundo Kracht (1978), para uma representação correta das propriedades hidrodinâmicas do bulbo, é necessário sistematizar as diferentes formas de bulbos existentes. Assim, a forma do bulbo é dividida em seis parâmetros quantitativos que segundo o autor são suficientes para todos os casos práticos. Todos esses parâmetros são normalizados pelas dimensões principais do navio no qual o bulbo é incluído.

Na Figura 9 são mostrados os parâmetros geométricos utilizados na modelagem do bulbo. Na região à esquerda do eixo z são representados os parâmetros que descrevem a secção transversal do bulbo, enquanto que na região à direita são representados os parâmetros que descrevem a secção longitudinal.

Figura 9 - Geometria do bulbo.



Fonte: Kracht (1978, p. 199).

A Tabela 2 descreve as siglas usadas por Kracht (1978) na Figura 9.

Tabela 2 - Geometria do Bulbo.

Sigla	Descrição
A _{bl}	Área lateral do bulbo
A _{bt}	Área da seção na perpendicular de vante do Bulbo
B _b	Boca na perpendicular de vante do Bulbo
H _b	Calado do Casco
L _{pr}	Comprimento a partir da perpendicular de vante do Bulbo
V _{pr}	Volume do Bulbo
Z _b	Calado do Bulbo

Fonte: Kracht (1978, p. 198).

Conforme mencionado anteriormente, os parâmetros que descrevem a geometria do bulbo, apresentados na Figura 9 são adimensionalizados pelos parâmetros que descrevem a geometria do casco do navio, segundo a Tabela 3.

Tabela 3 – Adimensionalização dos parâmetros geométricos do bulbo.

Parâmetro	Descrição	Adimensional
Parâmetro de boca	A máxima boca do bulbo B_b na perpendicular de vante, dividido pela boca do navio na seção mestra B_{ms} .	$C_{Bb} = \frac{B_b}{B_{ms}}$
Parâmetro de comprimento	O comprimento além da perpendicular de vante L_{pr} normalizado pelo comprimento entre perpendiculares do navio L_{pp} .	$C_{Lpr} = \frac{L_{pr}}{L_{pp}}$
Parâmetro de calado	A altura Z_b do ponto mais a vante do bulbo dividido pelo calado T do navio.	$C_{Zb} = \frac{Z_b}{T}$
Parâmetro de seção transversal	A área da seção transversal do bulbo localizada na perpendicular de vante A_{bt} dividida pela área da seção mestra da embarcação A_{ms} .	$C_{A_{bt}} = \frac{A_{bt}}{A_{ms}}$
Parâmetro volumétrico	O volume do bulbo a frente da perpendicular de vante V_{pr} dividido pelo deslocamento do navio ∇ .	$C_{V_{pr}} = \frac{V_{pr}}{\nabla}$
Parâmetro volume total	O volume total do bulbo dividido pelo deslocamento do navio.	$C_{V_{vt}} = \frac{V_{vt}}{\nabla}$

Fonte: Kracht (1978, p.199).

2.5 COMPUTER FLUID DYNAMICS (CFD)

Além do método empírico, a resistência ao avanço neste trabalho será analisada numericamente. A dinâmica dos fluidos computacional consiste na simulação numérica de algum processo físico real e contínuo em um fluido, representando-o em um domínio discretizado em elementos finitos.

O CFD usa equações matemáticas e físicas aplicadas em um programa para visualizar e entender como um fluido escoar ao redor ou dentro de um corpo, baseando-se nas equações de Navier-Stokes.

Para um fluido de viscosidade constante, incompressível e tridimensional as equações governantes da mecânica dos fluidos podem ser divididas em: equação da continuidade (Equação 13) e de Navier-Stokes (Equações 14, 15 e 16).

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (13)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho * gx - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (14)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho * gy - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (15)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho * gz - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (16)$$

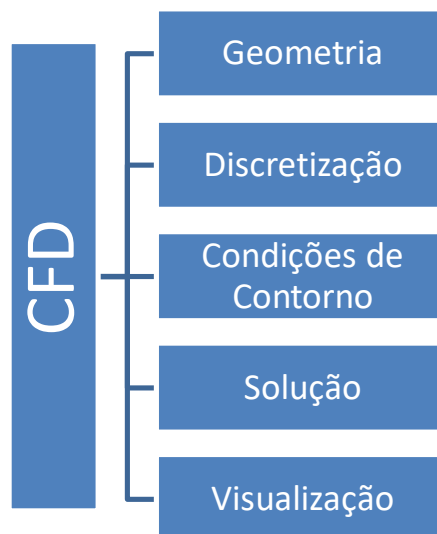
Simplificações considerando fluido invíscido e incompressível, como o caso da água, são feitas, e ainda, é necessário escolher um modelo de turbulência para que essas equações possam ser resolvidas de uma maneira aproximada. Ainda assim, é necessário um alto esforço computacional para a simulação convergir.

Independente do programa empregado, depois que o usuário entende o problema e consegue identificar seus objetivos, a simulação precisa passar por três processos:

- Pré-processamento
- Solver
- Pós-processamento

Nos processos de pré-processamento e solver existem 5 principais etapas para realizar a simulação em CFD que são apresentados na Figura 10.

Figura 10 – Etapas do CFD.



Fonte: Autor (2016).

No pré-processamento é definida a geometria, realizada a discretização do sistema e aplicadas as condições de contorno. No caso do presente trabalho a geometria analisada será o casco da série 60 que poderá ser importada no programa. A discretização consiste na elaboração da malha, dividindo o corpo contínuo em elementos finitos. As condições de contorno podem se referir a comportamentos de parâmetros no domínio do espaço e tempo como velocidade e pressão, por exemplo.

O solver gera a solução a partir da resolução do sistema de equações referentes ao conjunto dos elementos que discretizam a geometria.

Por fim, o pós-processamento consiste em examinar, visualizar e analisar os resultados gerados.

3 METODOLOGIA

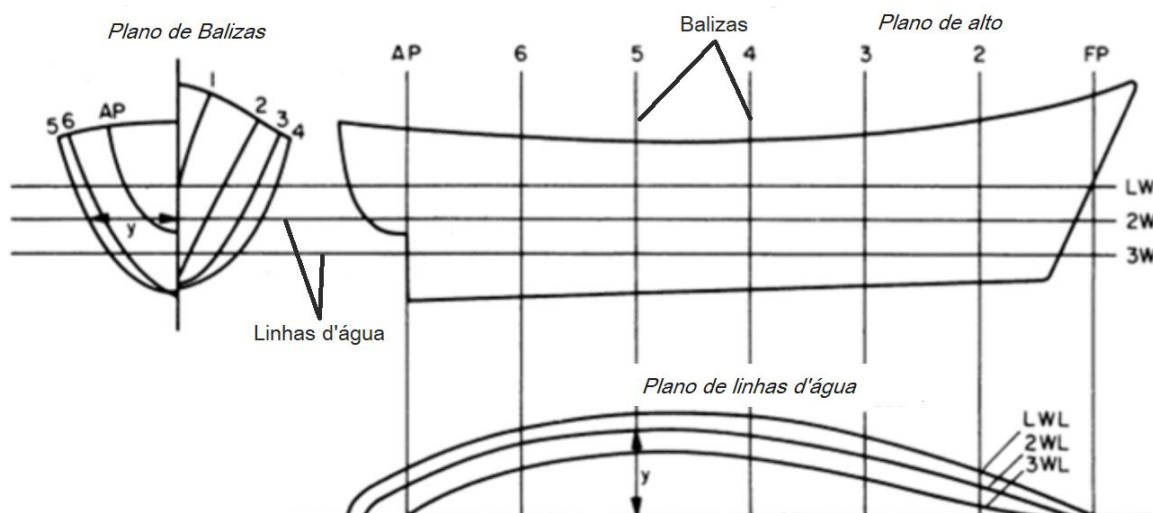
A metodologia de um projeto consiste no procedimento para a realização de um objetivo, buscando explicar o quê, como e com o quê cada etapa será concebida. Neste capítulo, serão explicados o processo, método e ferramenta utilizados na elaboração desse trabalho.

O texto será dividido em capítulos, visando detalhar cada uma das etapas do projeto. Os tópicos abordados serão: a geração do casco da série 60, o cálculo da resistência ao avanço do casco da série 60 pelos métodos de Holtrop e Mennen, Slender Body e a simulação utilizando CFD. Por fim, serão discutidos a geração dos cascos com bulbos e a simulação em CFD desses cascos.

3.1 MODELAGEM DO CASCO

Como mencionado anteriormente, o casco da série 60 escolhido para ser modelado foi o modelo mãe com C_b igual a 0,70 e com um comprimento entre perpendiculares de 4,5 metros. A geometria de uma embarcação pode ser descrita geometricamente pelo seu plano de linhas. As balizas e linhas d'água compõem o plano de linhas e são definidas como as secções transversais do casco e as intersecções do casco com planos paralelos à superfície da água, respectivamente. Um exemplo de plano de linhas é mostrado na Figura 11.

Figura 11 – Exemplo de plano de linhas.



Fonte: Rawson (2001).

O plano de linhas pode ser representado por um plano de cotas. Esse plano do modelo em questão é dado pela própria série e é composto por 23 balizas e 7 linhas d'água como pode ser visto da Tabela 4.

Tabela 4 – Tabela de cotas do casco da série 60.

Table 5 – Table of Offsets—Parent Forms—0.70 Block Coefficient
(Half-breadths of waterlines given as fraction of maximum beam on each waterline)

Model = 4212W
W.L. 1.00 is the designed load waterline

Forebody prismatic coefficient = 0.721
Afterbody prismatic coefficient = 0.698
Total prismatic coefficient = 0.710

Sta.	Tan.	Waterlines							Area as fraction of max. area to 1.00 W.L.
		0.075	0.25	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	
FP	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.020	0.051	0.000
½	0.009	0.049	0.072	0.081	0.086	0.094	0.119	0.176	0.076
1	0.026	0.110	0.158	0.177	0.184	0.194	0.229	0.299	0.165
1½	0.054	0.183	0.252	0.281	0.294	0.310	0.350	0.421	0.266
2	0.100	0.266	0.350	0.389	0.407	0.430	0.472	0.536	0.370
3	0.239	0.450	0.550	0.599	0.627	0.655	0.689	0.734	0.579
4	0.437	0.625	0.724	0.778	0.802	0.827	0.851	0.877	0.755
5	0.646	0.783	0.856	0.904	0.920	0.935	0.948	0.961	0.882
6	0.830	0.896	0.942	0.971	0.980	0.985	0.990	0.992	0.958
7	0.939	0.970	0.984	0.994	0.998	1.000	1.000	1.000	0.990
8	0.998	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999
9	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
10	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
11	1.000	0.997	0.999	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999
12	0.961	0.978	0.989	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.994
13	0.855	0.917	0.958	0.993	1.000	1.000	1.000	1.000	0.977
14	0.705	0.815	0.887	0.957	0.980	0.991	0.998	1.000	0.930
15	0.532	0.675	0.768	0.868	0.927	0.961	0.985	0.998	0.844
16	0.344	0.510	0.605	0.726	0.825	0.897	0.950	0.982	0.713
17	0.186	0.338	0.427	0.533	0.658	0.788	0.881	0.939	0.543
18	0.077	0.192	0.245	0.314	0.425	0.614	0.765	0.854	0.343
18½	0.042	0.126	0.165	0.207	0.292	0.499	0.680	0.789	0.239
19	0.023	0.070	0.089	0.107	0.164	0.368	0.572	0.704	0.140
19½	0.014	0.022	0.022	0.024	0.043	0.228	0.444	0.589	0.047
AP	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.089	0.286	0.438	0.005
Max. half beam*	0.771	0.926	0.998	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	

Fonte: Todd (1963, p. V-9).

A primeira coluna apresenta a numeração das balizas e a segunda os respectivos valores da posição das balizas na direção longitudinal do casco. A

primeira linha mostra as posições das 7 linhas d' água. Por fim, os valores no meio da tabela representam a posição em y do ponto de intersecção de cada baliza com cada linha d' água. É importante ressaltar que esses valores devem ser escalonados de acordo com o valor do comprimento da linha d' água do modelo estudado.

Após gerar a tabela de cotas escalonada, apresentada no Apêndice C, a mesma foi transposta para o programa Freeship.

O Freeship é bastante utilizado para a modelagem de cascos, pois a partir da tabela de cotas, o programa é capaz de gerar uma malha de pontos interpolados, além de criar superfícies a partir desses pontos, como pode ser visto na Figura 12.

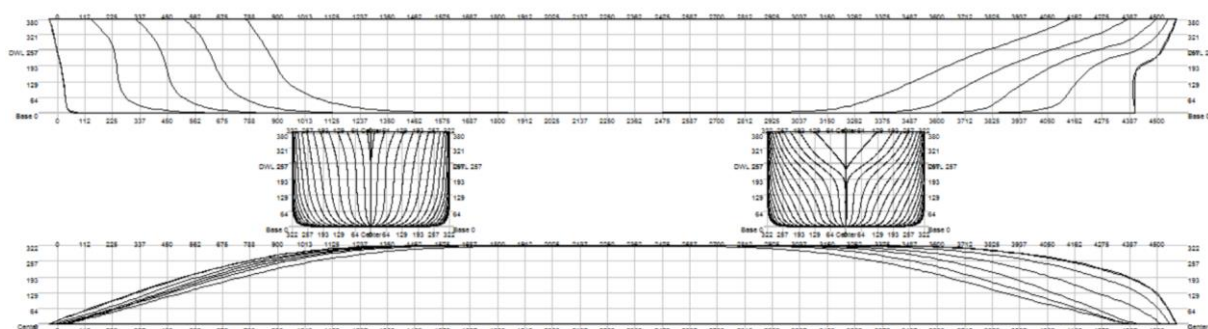
Figura 12 – Casco da série 60 modelado pelo o autor.



Fonte: Autor (2017).

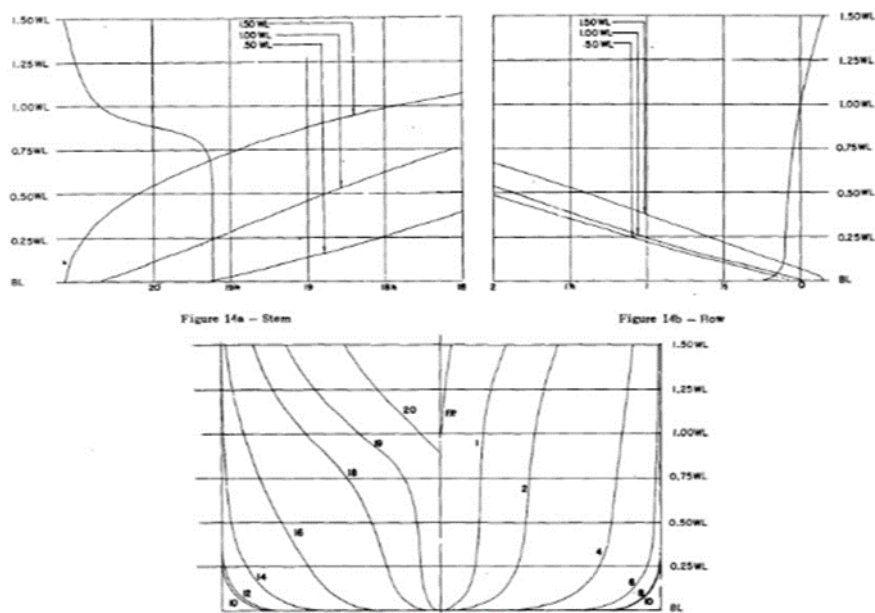
Utilizando o mesmo programa foi gerado o plano de linhas do casco modelado e, então, foi possível analisar se a tendência das linhas é semelhante a do casco da série 60 original, conforme mostram as Figuras 13 e 14.

Figura 13 – Plano de linhas do casco da série 60 modelado pelo autor.



Fonte: Autor (2017).

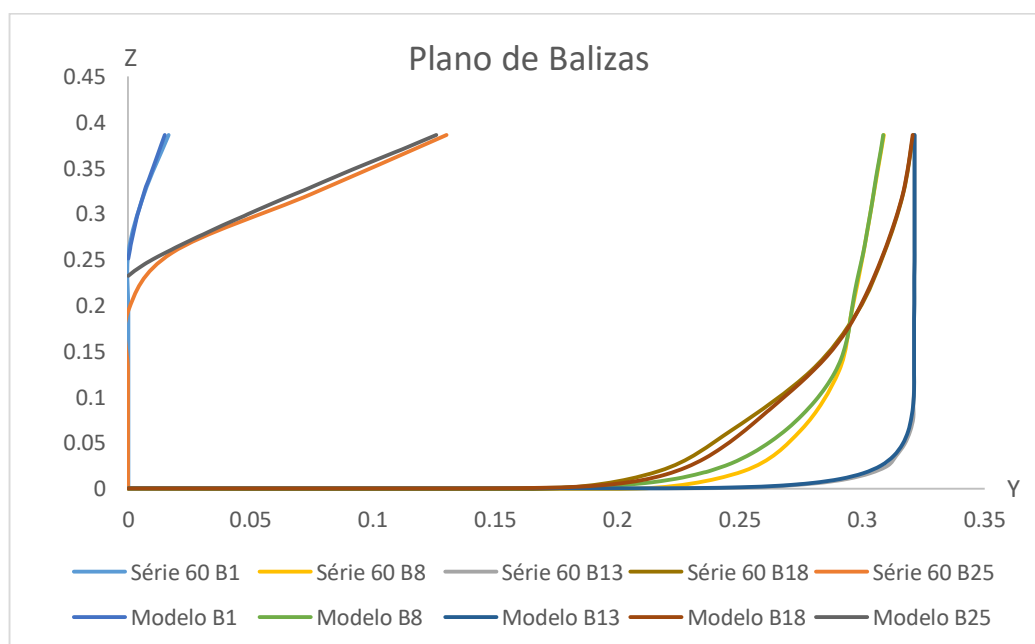
Figura 14 – Plano de linhas do modelo 4212w original.



Fonte: Todd (1963, p. V-4).

Comparando os dois planos de linhas, percebe-se que os dois cascos apresentam linhas com comportamentos bastante parecidos. Ainda é possível isolar algumas balizas da série e modelo e plotá-las no mesmo gráfico, Figura 15, para uma melhor visualização.

Figura 15 – Comparação de balizas da série 60 e do modelo.



Fonte: Autor (2017).

Além dessa análise, é possível comparar as dimensões e coeficientes geométricos de cada caso. O casco modelado pela autora foi comparado com o modelo escalonado da série 60, Tabela 5.

Tabela 5 – Comparação dos cascos da série 60 e da autora.

	4212w (Série 60)	4212w (Autor)	Diferença (%)
Lpp (m)	4,500	4,512	0,27
B (m)	0,643	0,643	0,00
T (m)	0,257	0,257	0,00
Vol (m ³)	0,521	0,522	0,19
Cb	0,700	0,699	-0,06
Cm	0,986	0,986	0,03
Cw	0,785	0,784	-0,17
Cp	0,710	0,709	-0,10
LCB (%)	-0,500	-0,504	0,79
L/B	7,000	7,017	0,24
B/T	2,500	2,502	0,08

Fonte: Autora (2017).

Tanto o plano de linhas, quanto as dimensões do modelo, apresentaram resultados bastante compatíveis com o modelo original. As diferenças não passaram de 1%, podendo assim, ser utilizado como modelo 4212w.

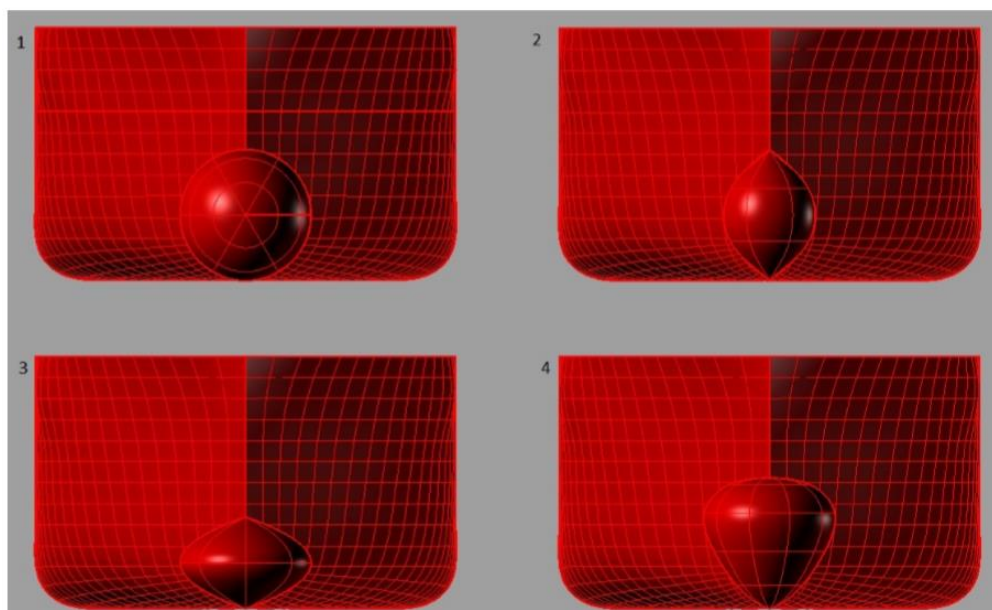
3.2 MODELAGEM DO BULBO

As variações das formas e tamanhos dos bulbos serão as mesmas que as realizadas por Zimmermann (2015), assim os resultados referentes a resistência ao avanço deste trabalho, podem ser combinados com os resultados referentes ao comportamento no mar obtidos por Zimmermann (2015).

Segundo Zimmermann (2015), para que possa haver uma comparação justa sobre cada tipo de bulbo depois de obtidos os resultados das simulações, cada bulbo foi criado com dimensões tais que o volume deslocado adicionado ao casco original se mantivesse aproximadamente o mesmo.

As 4 formas de bulbo analisados são mostrados na Figura 16. (1) Bulbo tipo O, (2) Bulbo tipo *Lente Vertical*, (3) Bulbo tipo *Lente Horizontal* e (4) Bulbo tipo *Nabla*.

Figura 16 – Formas de bulbo analisadas.



Fonte: Zimmermann (2015, p. 53).

As características de cada bulbo podem ser observadas na Tabela 5. Além disso, na Tabela 6 é apresentado o valor da área molhada total do casco com cada tipo de bulbo.

Tabela 6 – Características de cada tipo de bulbo.

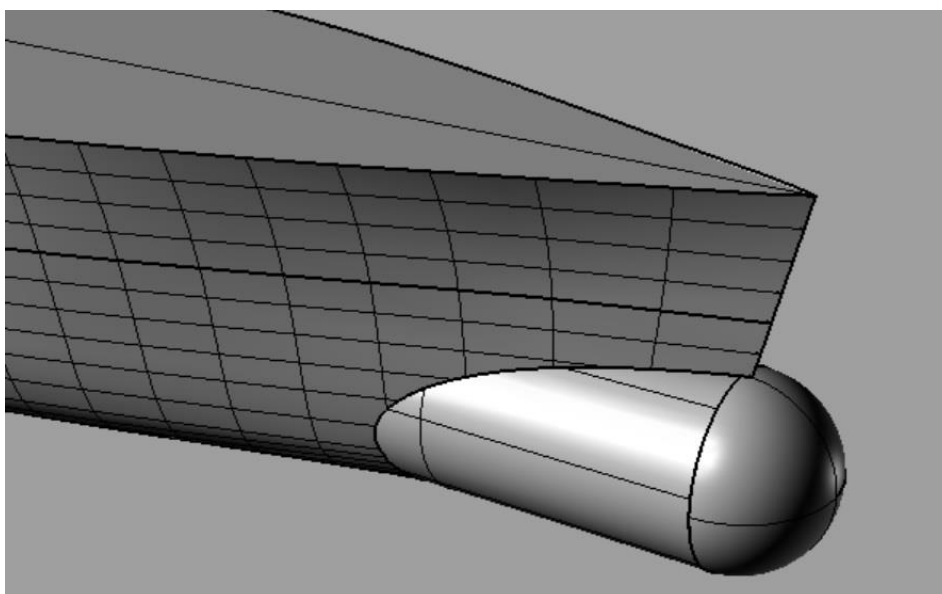
Tipo de Bulbo	1	2	3	4
Lpr (m)	0,0700	0,0700	0,0700	0,0700
Bb (m)	0,2000	0,1400	0,1400	0,1900
Zb (m)	0,1000	0,1000	0,0700	0,1400
Abt (m ²)	0,0292	0,0187	0,0187	0,0256
Abl (m ²)	0,0104	0,0093	0,0093	0,0008
S (m ²)	4,1340	4,2550	4,3520	4,4170
Volume a vante (m ³)	0,0013	0,0008	0,0012	0,0010
Volume Total (m ³)*	0,0070	0,0070	0,0070	0,0070

Fonte: Autor (2017).

*O volume total é a diferença entre o deslocamento que o casco possui com sem o bulbo. Isso significa que todos os cascos estão com o mesmo volume deslocado o que torna possível uma comparação justa entre os diferentes tipos de bulbos, sem que seja necessário recorrer-se a coeficientes de adimensionalização.

Para modelar os bulbos, cada uma das formas é extrudada a partir de sua seção, localizada na perpendicular de vante até atingir o casco. Para criar a forma do bulbo, uma curva que forma a metade da seção do mesmo foi revolucionada em torno do eixo da perpendicular de vante. O primeiro tipo de bulbo foi criado a partir da rotação de um semi círculo para gerar a metade de uma semiesfera, como mostrado na Figura 17.

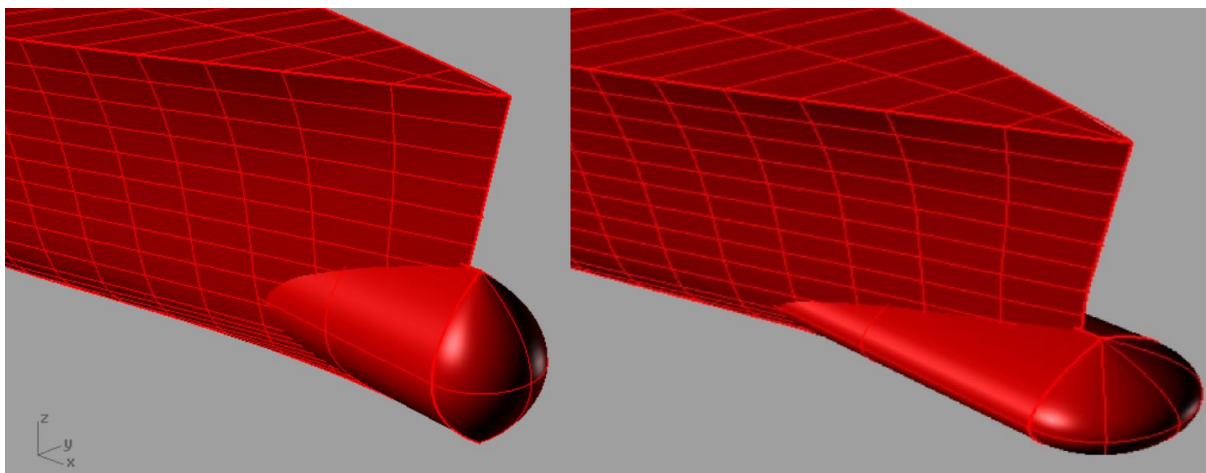
Figura 17 – Bulbo 1: tipo O.



Fonte: Autor (2017).

Os bulbos 2 e 3, apresentados na Figura 18, foram construídos de maneira análoga, porém a partir da rotação de elipses. No caso do bulbo 2, o maior diâmetro da elipse encontra-se posicionado na vertical, enquanto que no bulbo 3, o maior diâmetro encontra-se alinhado com a horizontal.

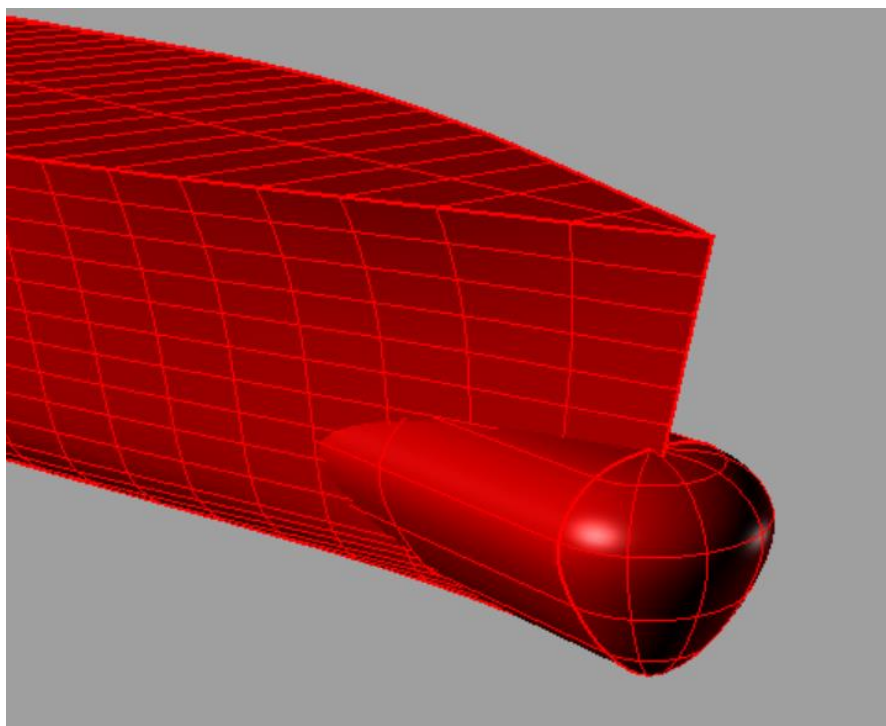
Figura 18 – Bulbo 2 e 3: tipo *Lente Vertical* e *Lente Horizontal*.



Fonte: Autor (2017).

Por fim, o bulbo 4 é do tipo *nabla* pois, sua largura máxima está acima do ponto médio da altura do bulbo como pode ser visto na Figura 19.

Figura 19 – Bulbo 4: tipo *Nabla*.



Fonte: Autor (2017).

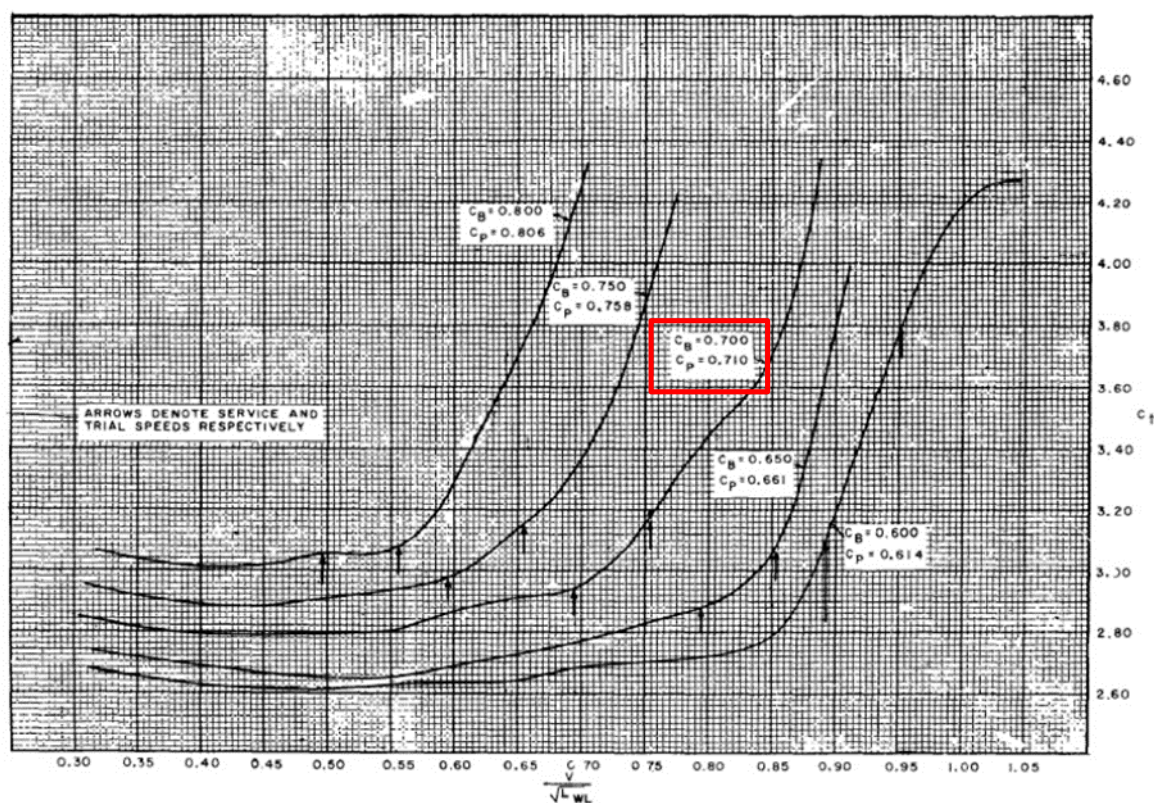
3.3 RESISTÊNCIA AO AVANÇO MODELO

Nesta seção serão abordados os cálculos da resistência ao avanço pela série 60, Holtrop e Mennem (1984) e Slender Body.

3.3.1 Resistência ao Avanço Série 60

Quando a série 60 foi desenvolvida, foram realizados ensaios de reboque com cada um dos cascos da série. Como mencionado anteriormente, os valores do coeficiente de resistência total (CT) foram extrapolados para um casco semelhante de 400 pés utilizando a Equação 17, cujos resultados foram divulgados na série, como é apresentado na Figura 20.

Figura 20 – Valores de CT para os modelos mães da série 60.



Fonte: Todd (1963, p. V-11).

O eixo das abscissas gráfico da Figura 20 relaciona a velocidade correspondente em nós com a raiz quadrada do comprimento de uma embarcação de

400 pés. A curva do coeficiente de resistência total para o modelo (CTm) 4212w está destacada na figura e os valores exatos para cada velocidade podem ser visto no Anexo B.

A partir dos valores de CT é possível determinar a Resistência Total para qualquer tamanho de casco, por meio da extrapolação do resultado mostrado na Figura 7, usando a abordagem de Froude, definida pela Equação 17:

$$CT_m = CT_s - [CF_m - CF_s] - Ca \quad (17)$$

Observa-se que o procedimento descrito pela Equação 17 deve ser feito para cada número de Froude de interesse. Porém, ainda é preciso fazer a conversão das velocidades. Como abordado anteriormente, o casco em questão é um modelo de 4,5 metros de comprimento. Na série 60, os valores de CT variam de 5 a 23 nós e se referem a uma embarcação de 400 pés (121,92 m), estabelecendo um fator de escala (λ) de 27,1. A partir do fator de escala e utilizando a semelhança de Froude são calculadas as velocidades correspondentes ao modelo, Equação 11, as quais são mostradas na Tabela 7, bem como os coeficientes de resistência do modelo de 4,5 metros e do navio de 400 pés.

Tabela 7 – Valores das velocidades e coeficientes de resistência para o modelo e o navio.

Fr	Vs (m/s)	Vm (m/s)	CFs*10 ³	CFm*10 ³	CTs *10 ³	CTm *10 ³
0,15	5,14	0,99	1,622	3,360	2,796	4,134
0,20	6,94	1,33	1,563	3,193	2,923	4,153
0,25	8,75	1,68	1,519	3,072	3,711	4,864

Fonte: Autor (2017).

A partir dos valores de velocidade e dos resultados adimensionais, é possível determinar os valores das resistências do modelo utilizando a Equação 1. A resistência de pressão é obtida através da diferença entre a resistência total e a de fricção. Os resultados são apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 – Valores da resistência de fricção, pressão e total para o casco da série 60.

Fr	RFm	RPm	RTm
0,15	6,66	1,53	8,19
0,20	11,54	3,47	15,01
0,25	17,60	10,27	27,87

Fonte: Autor (2017).

É importante lembrar que, entre as diversas estimativas de resistência ao avanço realizadas, esses valores de resistência fornecidos pela série são os valores considerados corretos, mesmo que haja alguns pequenos erros associados às extrapolações modelo-navio, pois referem-se a experimentos físicos realizados em tanques de prova. Assim, tanto os métodos empíricos quanto a simulação computacional são considerados métodos aproximados, cujos resultados devem ter como referência os resultados experimentais.

3.3.2 Resistência ao Avanço por Holtrop e Mennen (1984)

Antes de entrar em cada um dos métodos empíricos, é importante verificar se o modelo se encaixa nas restrições dos métodos. A Tabela 9 mostra que o modelo analisado atende às faixas de aplicação dos métodos de acordo com o manual do Maxsurf Resistance (2013).

Tabela 9 – Restrições dos métodos empíricos.

	Holtrop e Mennen (1984)	Slender Body	Modelo
Fr	$Fr < 0,80$	$Fr < 1$	0,15; 0,20 e 0,25
L	$3,2 < L/B < 15,0$	$L/V^{1/3} > 5,0$	7,0 e 7,0
Cp	$0,55 < Cp < 0,85$	Sem restrição	0,71

Fonte: Autor (2017).

Para estimar a resistência ao avanço pelo método de Holtrop e Mennen (1984), são utilizadas as equações do Anexo A, através de uma planilha Excel. Conforme descrito no procedimento proposto por Holtrop e Mennen, os parâmetros referentes ao casco da série 60 são: Lpp, B, Cx, Cp, Cwp, LCB. Esses valores foram

utilizados para calcular os coeficientes e as parcelas de resistência do método que são apresentados no Anexo A.

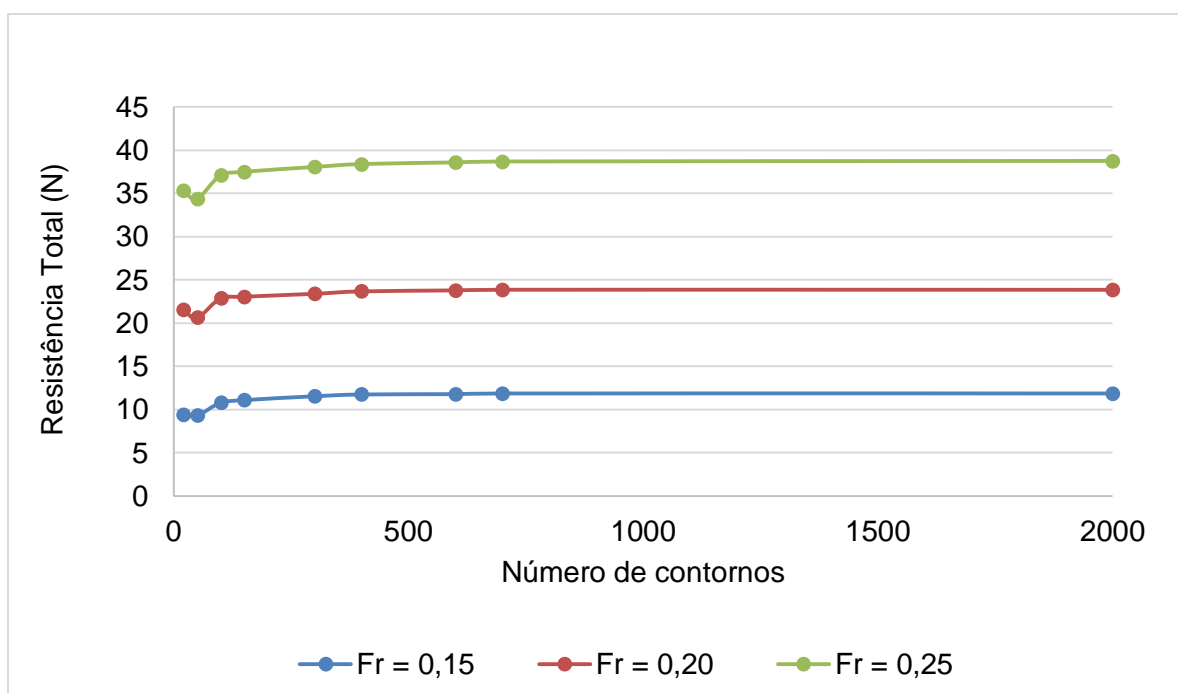
3.3.3 Resistência ao Avanço por Slender Body

O modelo analisado se encaixa nas restrições do Slender Body, permitindo que a estimativa de resistência ao avanço pudesse ser realizada com o auxílio do programa Maxsurf Resistance. Como já foi mencionado, esse método é semi-empírico.

A parte empírica desse modelo, o fator de forma, foi calculado pelo próprio Maxsurf de acordo com o método de Holtrop e Mennen (1984). Na parte numérica, primeiramente foi necessário importar o modelo do casco para, então, realizar a discretização do volume submerso do casco. O casco foi exportado a partir do programa Freeship usando o formato IGES universal, para então ser importado no Maxsurf Modeller, o qual, por sua vez, é compatível com o programa Maxsurf Resistance.

Assim como todo modelo numérico, a discretização é fator decisivo no tempo de processamento, bem como na qualidade da resposta. A princípio, seguiu-se a discretização recomendada pelo programa. A seguir uma análise da convergência de malha foi realizada, como pode ser visto na Figura 21, cuja estabilidade dos resultados, indicam a adequação da malha proposta.

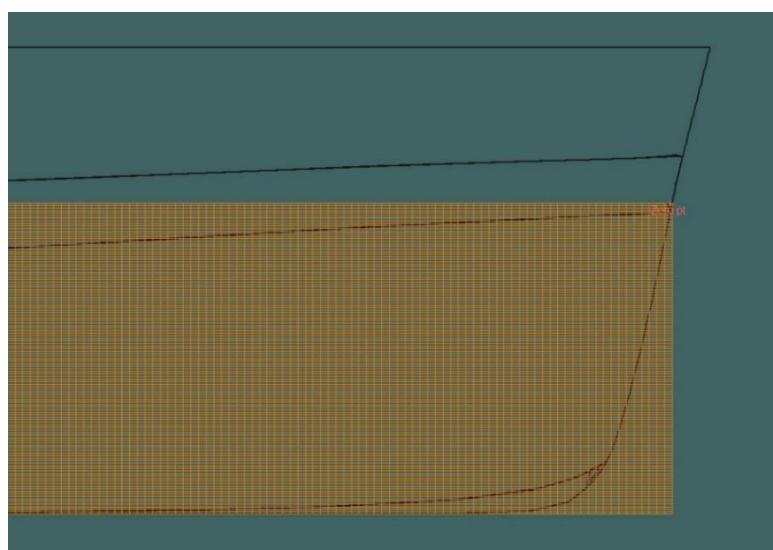
Figura 21 – Convergência de malha do método Slender Body.



Fonte: Autor (2017).

A malha escolhida, então, foi a de 701 contornos, pois apresenta o mesmo resultado que a de 2001 contornos para os 3 números de Froudes escolhidos e seu processamento é mais rápido. A malha escolhida é apresentada na Figura 22.

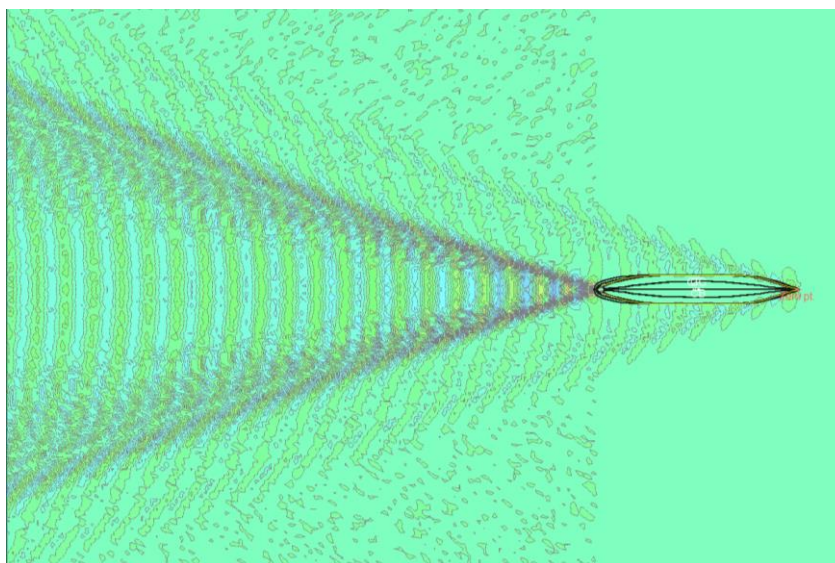
Figura 22 – Discretização do casco no programa Maxsurf.



Fonte: Autor (2017).

Depois da discretização, as velocidades foram definidas e seus respectivos valores de resistência foram obtidos. Além disso, foi possível analisar o padrão de ondas para cada velocidade. Na figura 23 observa-se o padrão das ondas para o casco sem bulbo navegando com velocidade compatível com número de Froude de 0,15.

Figura 23 – Padrão de ondas gerado pelo método Slender Body para $Fr = 0,15$.



Fonte: Autor (2017).

3.4 RESISTÊNCIA AO AVANÇO – CFD

A implantação de um método numérico, CFD no caso em questão, é um processo com muitas variáveis que devem ser cuidadosamente estudadas e entendidas. Primeiramente, é necessário escolher um programa para realização da simulação. Como já foi citado antes, o programa escolhido foi o STAR CCM+, devido a disponibilidade deste no Laboratório de Simulação Naval da Universidade Federal de Santa Catarina.

Nesta seção serão apresentados os parâmetros e modelos utilizados na montagem e execução das simulações realizadas.

3.4.1 Geometria

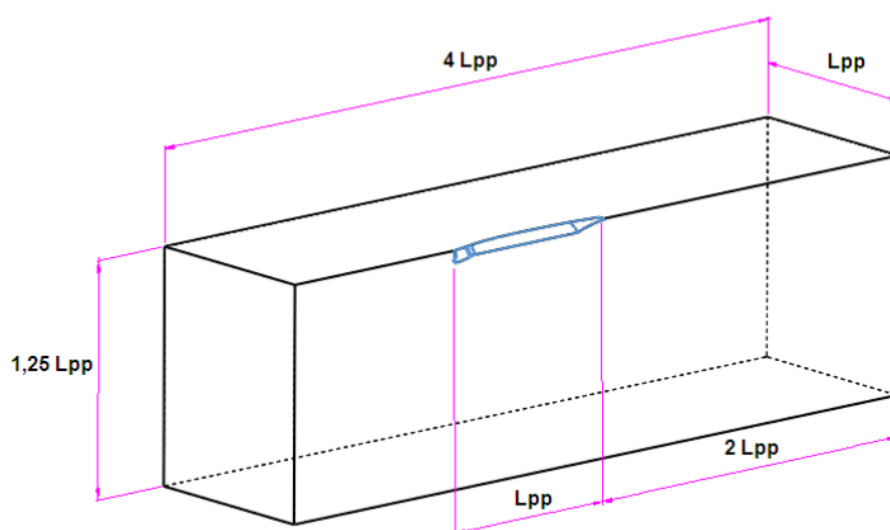
Nessa primeira etapa do processo, após o casco ser importado no formato IGES para o programa, define-se o domínio computacional que é a região por onde o fluido escoar.

Inicialmente, observa-se que o modelo gerado considera a simetria em torno do plano definido pelo eixo longitudinal (x) e vertical (z), visando reduzir o custo computacional.

Como o escoamento ocorre ao redor do casco, ou seja, é um escoamento externo, é preciso limitar a região do mesmo através de um domínio. A dimensão desse domínio influencia na solução da simulação pois, as condições de contorno são impostas nas fronteiras desse. Se o domínio for pequeno demais o escoamento pode não ser bem representado acarretando em resultados divergentes. Por outro lado, se essa região for grande demais, a simulação demorará mais tempo, exigindo um maior poder de processamento, sem que a precisão dos resultados melhore significativamente.

Bucan (2008) sugere valores para as dimensões do domínio computacional como função do comprimento entre perpendiculares do modelo, como pode ser visto na Figura 24.

Figura 24 – Tamanho do domínio computacional.



Fonte: Araujo (2014).

Considerando que o L_{pp} do modelo é de 4,5 metros, as dimensões do domínio computacional utilizadas na simulação são apresentadas na Tabela 10.

Tabela 10 – Valores de CT para os modelos-mãe da série 60.

	L_{pp}	Dimensão do domínio (m)
Vante	1,00	4,50
Ré	2,00	9,00
Lateral	1,00	4,50
Fundo	1,25	5,63
Topo	0,50	2,25

Fonte: Autor (2017)

As dimensões do domínio computacional foram, então, definidas como: 18 metros de comprimento, 4,5 metros de largura e 6,75 metros de altura. Um aspecto importante do domínio computacional é que o fundo deve ser grande o suficiente para garantir águas profundas. Para fazer essa análise, primeiramente é preciso estimar o comprimento de onda, λ_w , para cada número de Froude. A Equação 18, sugerida por Kelvin (1887) foi utilizada para tal.

$$\lambda_w = \frac{2\pi V^2}{g} \quad (18)$$

Assim, os comprimentos de onda para os números de Froude de 0,15; 0,20 e 0,25 são 0,61; 1,13 e 1,81 m respectivamente. De acordo com Sato (2010), a relação profundidade e comprimento de onda, H/λ_w deve ser maior que 1 para que os efeitos das águas rasas não sejam mais sentidos. Verificando o maior comprimento de onda, a relação H/λ_w é 3,11, portanto, o domínio computacional definido consegue representar águas profundas.

3.4.2 Discretização

O próximo passo a ser realizado é a geração da malha que é dividida em malha de superfície e malha volumétrica. A malha de superfície, não estruturada, é aplicada na superfície do casco e a volumétrica, estruturada, no volume do domínio

computacional. As malhas estruturadas são geradas a partir das malhas de superfície, provendo uma continuidade no domínio computacional (LIRA, 2002).

Para economizar tempo computacional, algumas regiões de menor interesse receberam uma discretização diferente, enquanto regiões de maior interesse foram refinadas, mudando o tamanho padrão (base) dos elementos que constituem a malha do modelo.

A região que mais importa para essa simulação é a do casco, pois os valores de resistência de pressão e fricção obtidos são referentes a esse corpo, seguido pela linha d'água, devido às ondas da interface água-ar, gerando assim, 3 regiões de refino de malha, conforme mostrado na Tabela 11.

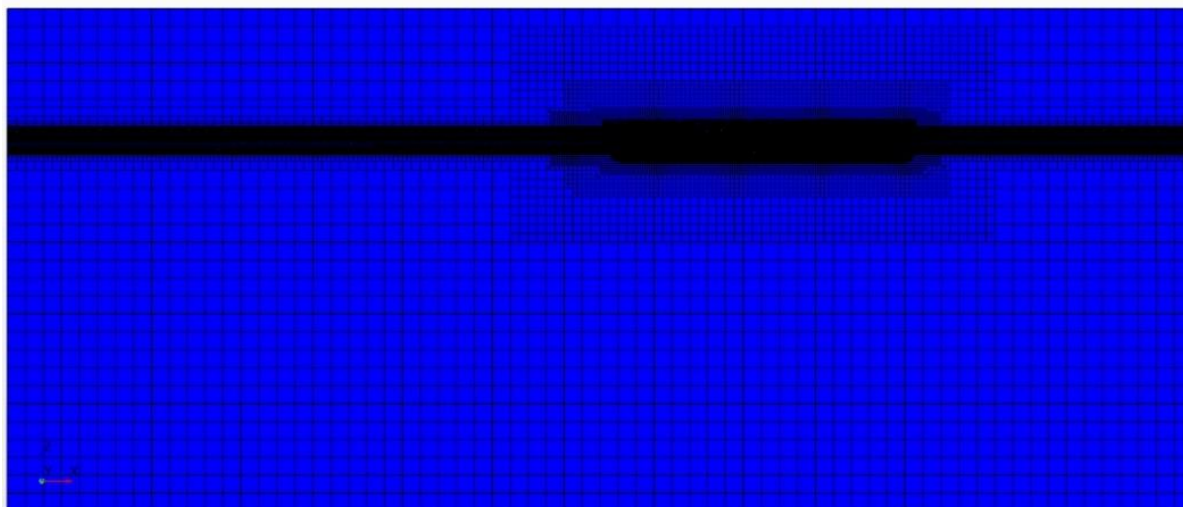
Tabela 11 – Dimensões dos blocos refinados.

	Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)
Bloco do Casco	6,00	1,00	0,80
Linha d'água 1	18,00	9,00	0,10
Linha d'água 2	18,00	9,00	0,40

Fonte: Autor (2017).

Para o volume bloco do casco foram utilizados prismas isotrópicos com um refino de 25%, ou seja, os lados de um elemento da malha são iguais. Para a linha d'água 1, região multifásica de separação entre o fluido e o ar, foram utilizados prismas anisotrópicos com um tamanho relativo de 50% em x e y e 25% em z. Um refino maior na direção z é necessário devido as oscilações da superfície multifásica, nessa direção, geradas pelas ondas. O mesmo vale para o bloco da linha da água 2, que é referente ao curso da água na altura do modelo, com um refino de 50% na direção z e 200% em x e y. A malha definida é apresentada na Figura 25.

Figura 25 – Dimensões dos blocos refinados.



Fonte: Autor (2017).

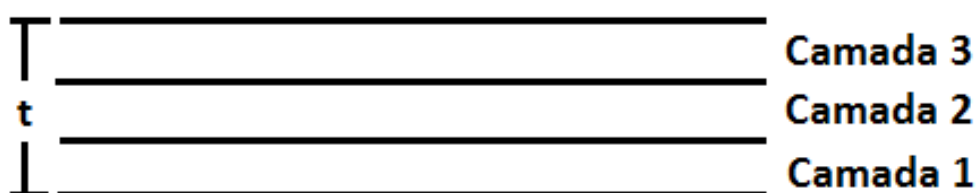
3.4.2.1 Camadas prismáticas

O uso da malha denominada camadas prismáticas consiste na discretização em células prismáticas ortogonais próximas à superfície ou limite de algum corpo, sendo constantemente usada para melhorar a precisão da solução (STAR CCM+, 2017)

Para o caso em questão, as camadas prismáticas são geradas na superfície do casco. A implantação dessa malha deve ser contínua ao longo do corpo inteiro para que a camada limite seja bem representada.

Existem vários parâmetros que influenciam na geração da camada prismática. Os primeiros deles são o número de camadas e a espessura total (t), conforme representado na Figura 26.

Figura 26 – Representação das camadas prismáticas.



Fonte: Autor (2017).

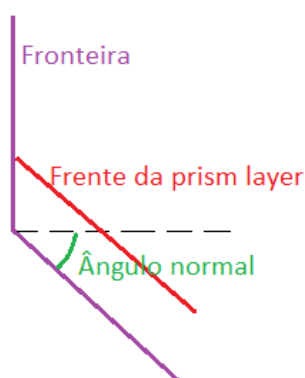
Em geral, as espessuras das camadas aumentam conforme se distanciam do corpo.

Outro parâmetro importante é o *Maximum core/prism transition ratio* que é utilizado junto com o *near core layer aspect ratio* para ajudar a gerar células mais suaves entre as transições das células prismáticas para as demais células do domínio computacional.

O intervalo aconselhável é de 2 a 5, sendo que quanto menor esse valor, mais células serão geradas e maior a qualidade, porém exigindo também um maior custo computacional. O *Near core layer aspect ratio* ajuda a criar as camadas de prismas próximos às quinas. Esse é definido pela razão entre espessura da camada com a largura da célula, variando de 0 a 2, sendo que 2 cria uma malha mais contínua perto das quinas.

Ainda existem os parâmetros que se referem aos ângulos das malhas. O primeiro deles é o *boundary march angle*, que representa o máximo ângulo permitido da face frontal do elemento com a normal da superfície do corpo e varia de 0 a 85 graus, como mostra a Figura 27.

Figura 27 – Representação da *boundary march angle*.

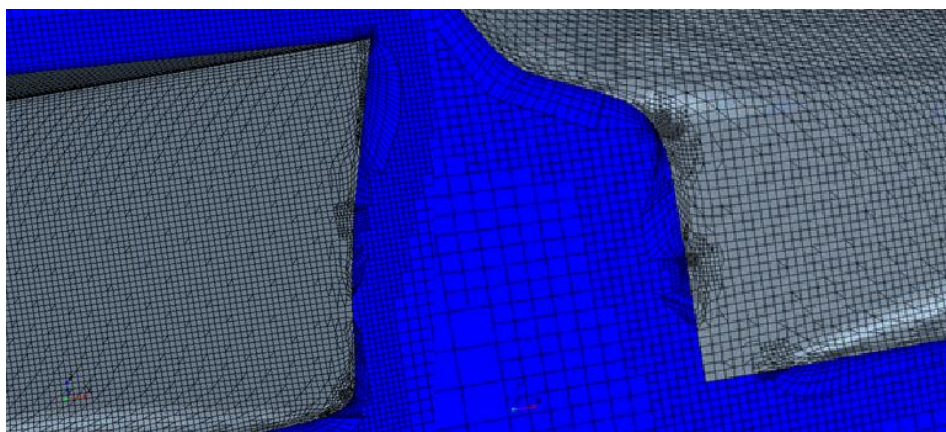


Fonte: Autor (2017).

Por fim, há o *concave angle limit* e o *convex angle limit*. Na geometria em questão não há nenhuma parte côncava para o escoamento, porém devido ao fundo, proa e popa do casco é necessário definir o limite convexo com o valor máximo do permitido, ou seja, 359 graus (STAR CCM+, 2015). É importante ressaltar que o valor de 360 graus é interpretado como 0 graus pelo programa.

Mesmo escolhendo cuidadosamente esses parâmetros, devido às partes muito finas na proa e na popa do casco, a camada prismática não foi criada com continuidade como pode ser visto na Figuras 28.

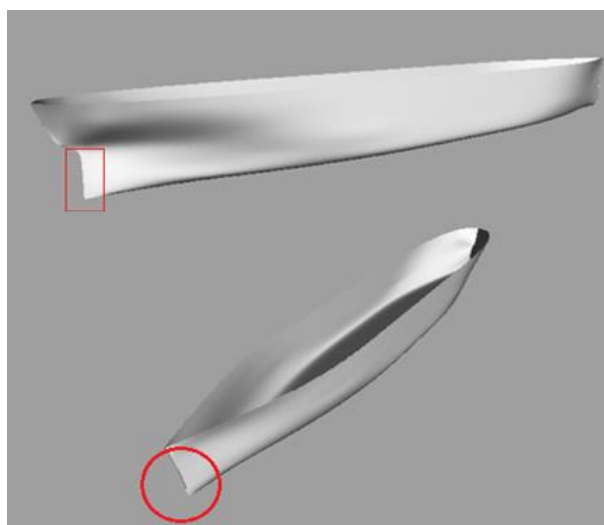
Figura 28 – Descontinuidade nas camadas prismáticas na proa e na popa.



Fonte: Autor (2017).

Esse problema decorre de “quinas” presentes na geometria do modelo, cuja geração de malha esbarra em singularidades matemáticas, que impendem a geração dos elementos. Em especial destacam-se as regiões de proa e popa da embarcação, que, conforme pode ser visto nas Figura 29, as espessuras dessas regiões podem ser comparadas a uma “folha de papel”.

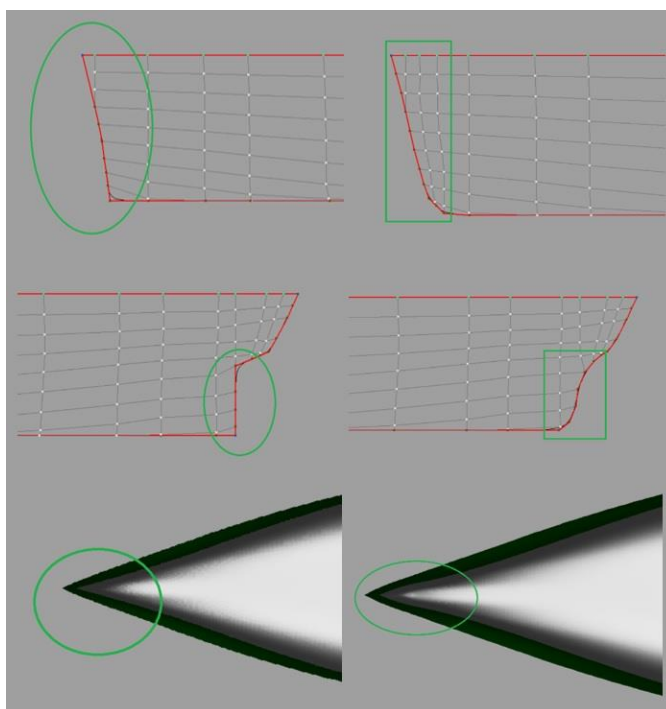
Figura 29 – Parte da popa e proa problemáticas para a geração das camadas prismáticas.



Fonte: Autor (2017).

Nota-se que nas regiões onde o casco não é fino, os primas foram gerados com sucesso. Para solucionar esse problema, pequenas mudanças na geometria foram feitas, Figura 30, tais como arredondamento das quinas e suaves aumentos nas espessuras nas extremidades de popa e de proa.

Figura 30 – Alterações no casco.



Fonte: Autor (2017).

As dimensões do casco como L, B, T não mudaram com essas modificações. O volume deslocado e superfície molhada mudaram de 0,522 m³ e 4,059 m² para 0,523 m³ e 4,054 m² respectivamente, o que não acarretou em mudanças significativas do LCB, C_b, C_x, C_p e outros. Os valores definidos são mostrados na Tabela 12.

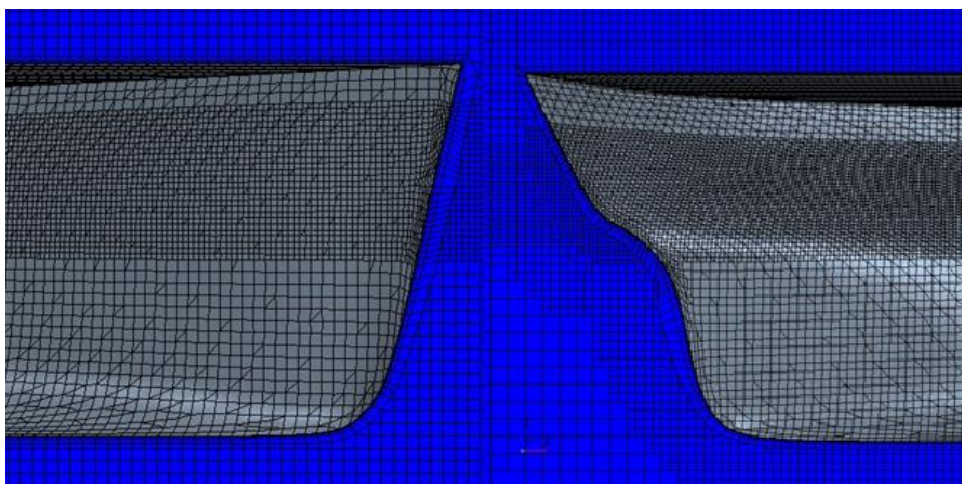
Tabela 12 – Parâmetros das camadas prismáticas.

Parâmetro	Valor
Stretching Function	Geometric Progression
Wall thickness [m]	0,015
Gap fill percentage	25
Minimum thickness [%]	10
Boundary March Angle	85
Concave angle limit	0
Convex angle limit	359
Near layer aspect ratio	2
Number of prims layers	8
Prism layer near wall thickness	0,001
Maximum core/prism transition ratio	2

Fonte: Autor (2017)

Na Figura 31 são mostrados detalhes da camada limite discretizada nas regiões de proa e popa.

Figura 31 – Camadas prismáticas contínua na proa e popa.



Fonte: Autor (2017).

3.4.2.2 Convergência da malha

Conforme já discutido, a discretização da malha é tarefa fundamental para assegurar a viabilidade computacional bem como a qualidade das respostas obtidas.

Assim, nesta seção será apresentado o procedimento adotado para verificar a convergência da malha proposta.

A análise de convergência foi realizada mudando o tamanho base da malha, que por conseguinte altera o número de elementos do modelo. A malha foi refinada aos poucos até que os resultados não variassem consideravelmente. A Tabela 13 apresenta as características das malhas estudadas.

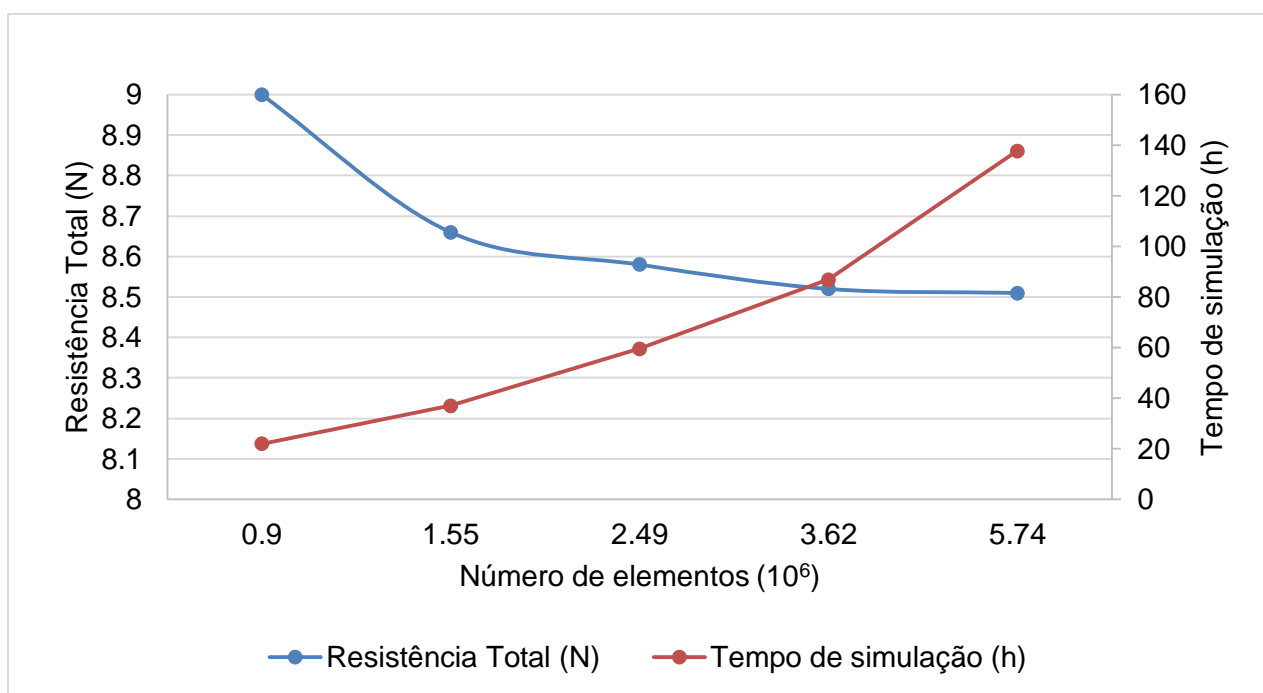
Tabela 13 – Malhas estudadas.

Malha	Número de Elementos (10 ⁶)	RW (N)	RF (N)	RT (N)
M1	0,90	2,40	6,60	9,00
M2	1,55	2,10	6,56	8,66
M3	2,48	2,04	6,54	8,58
M4	3,62	2,00	6,52	8,52
M5	5,74	1,99	6,52	8,51

Fonte: Autor (2017).

A diferença da malha M4 para M5 foi de somente 0,2%, contudo o tempo computacional da última é muito maior que a M4. Dessa forma, o tamanho de base escolhido foi 0,04 metros acarretando em uma malha com 3,62*10⁶ elementos. A Figura 32 apresenta o gráfico referente a análise da convergência de malha.

Figura 32 – Gráfico da convergência da malha.



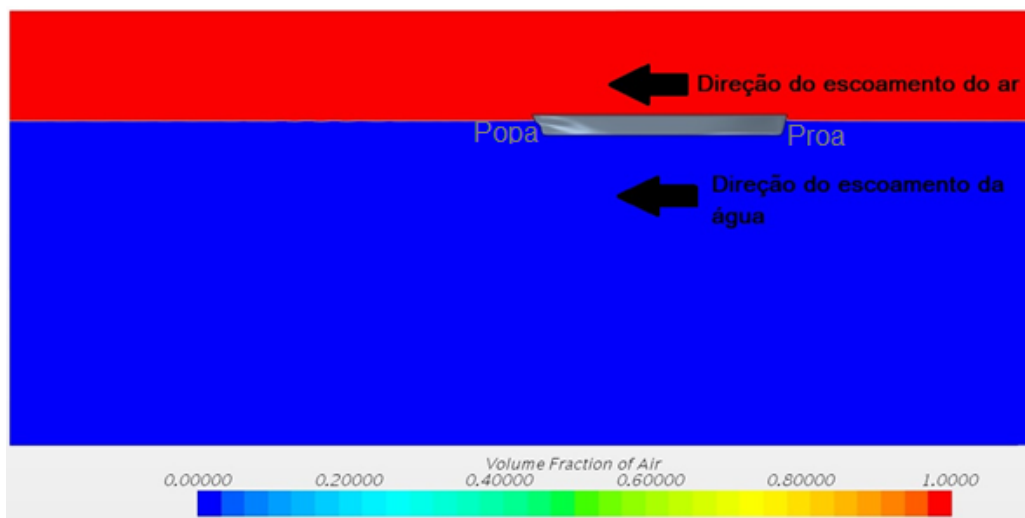
Fonte: Autor (2017).

3.4.3 Condições de Contorno

Não é possível gerar uma solução numérica sem condições de contorno. Essas condições afetam diretamente os resultados, por isso, devem ser criteriosamente definidas.

No procedimento de simulação adotado, primeiramente foram definidas correntes de ar e água na direção contrária ao movimento do navio, com velocidade que pode ser alterada a cada simulação. A superfície de encontro da água com o ar, chamada de superfície livre é, então colocada na altura do calado da embarcação como mostra a Figura 33.

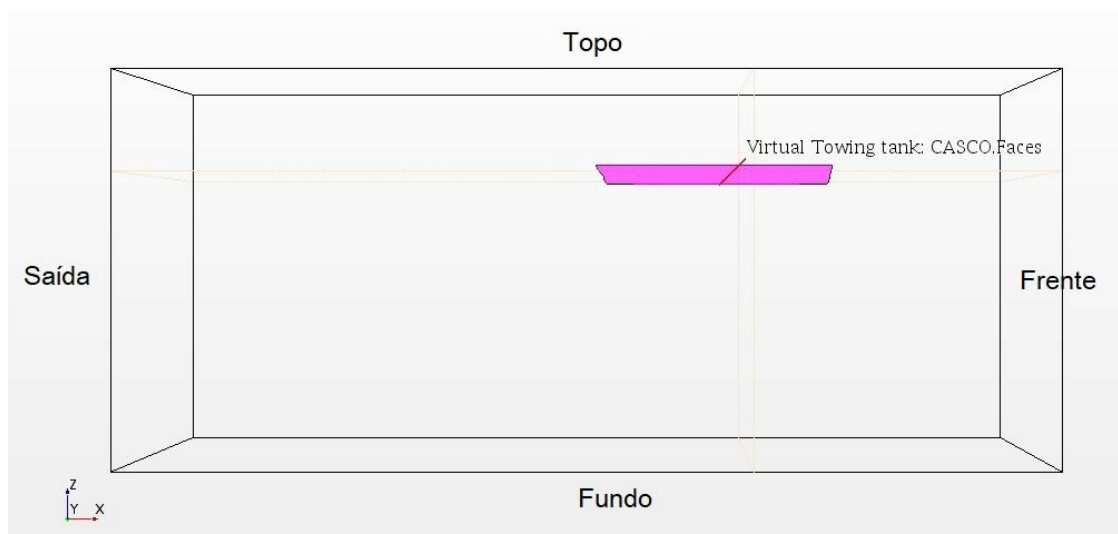
Figura 33 – Superfície livre e direção de movimento do ar e água.



Fonte: Autor (2017).

É necessário definir uma condição de contorno para cada fronteira que delimita o domínio computacional. O topo, fundo e frente, mostrados na Figura 34, do domínio são definidos como entrada de velocidade, ou seja, referem-se à entrada do fluido para o volume de controle. Porém, o topo e fundo representam apenas escoamentos paralelos à embarcação. As laterais do tanque são definidas como plano de simetria. A parte de trás é a saída de pressão, isto é, o escape de pressão em função da pressão hidrostática da onda gerada. Por fim, a superfície do casco é definida como *wall*, que se refere a uma condição de não escorregamento do fluido junto a superfície.

Figura 34 – Condições de contorno.



Fonte: Autor (2017).

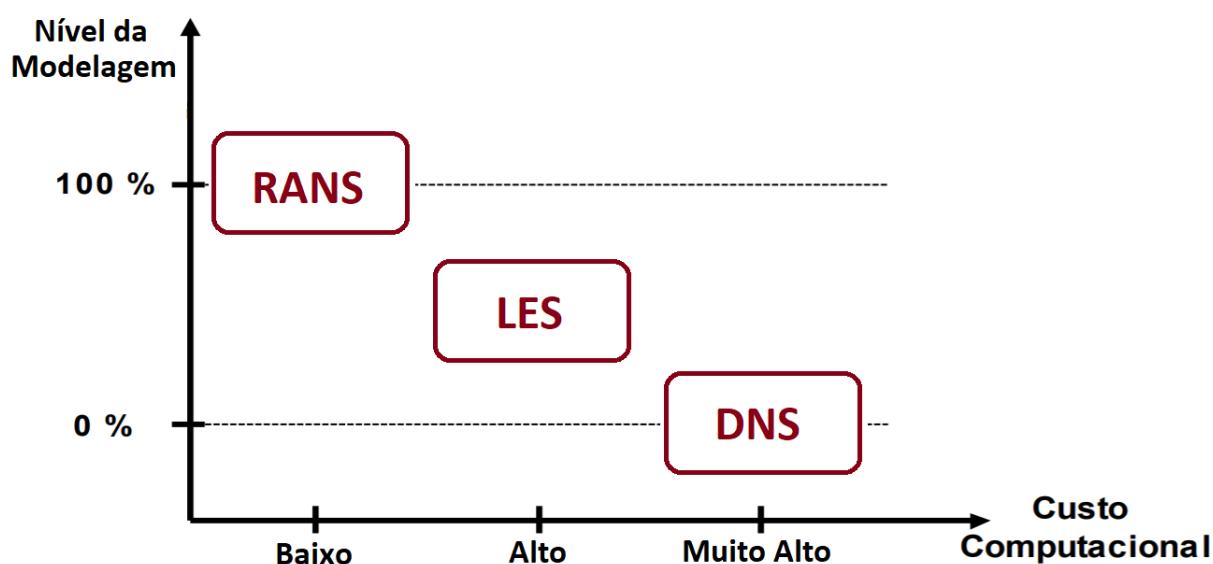
Em relação às massas específicas, tanto a do ar quanto a da água foram consideradas constantes. Para água, o valor arbitrado foi de 1000 kg/m^3 , e para o ar, $1,184 \text{ kg/m}^3$.

3.4.4 Modelos de Turbulência

A turbulência é um fenômeno no qual as partículas do fluido se misturam de forma não linear, ou seja, caótica e com redemoinhos (FOX, 2012). Existem variadas maneiras de resolver um problema físico por meio de modelos de turbulência. O estado de um escoamento turbulento é definido por flutuações instantâneas irregulares e aleatórias de velocidade. São essas flutuações que tornam a representação dos movimentos turbulentos tão difícil. Somente as propriedades estatísticas conseguem ser reconhecidas. (SOUZA, 2011).

Para problemas de escoamento turbulento, as soluções numéricas possuem diferentes níveis de discretização e aproximação. Os três principais métodos de solução de modelos de turbulência são apresentados na Figura 35.

Figura 35 – Comparação RANS, LES e DNS.



Fonte: Adaptado de Wilcox (2011).

O primeiro deles é a Simulação Numérica Direta (DNS – Direct Numerical Simulation) onde as equações de Navier-Stokes são resolvidas sem modelagem. Essas, na verdade, são discretizadas diretamente e resolvidas numericamente em elementos de malha muito pequenos, bem como os *time steps*. O *time step* é a mudança incremental no tempo para o qual as equações governantes estão sendo resolvidas. Essa modelagem busca capturar todos os vórtices, escoamentos giratórios onde as linhas de corrente apresentam um padrão circular ou espiral (FOX, 2012), da turbulência, porém, seu custo computacional é tão alto que é apenas utilizado em fenômenos com dimensões pequenas. Outra limitação desse modelo são os baixos números de Reynolds, já que o número mínimo de elementos de malha necessários é proporcional a $Re^{9/4}$ (NETO, 1998).

Outro modelo é o de Simulação de Grandes Escalas (LES – Large Eddy Simulation) onde um filtro separa as grandes estruturas da turbulência das pequenas estruturas. As primeiras, chamadas de grandes escalas, são compostas pelos grandes vórtices que transportam quantidade de movimento e são resolvidas como a técnica DNS. As outras, conhecidas como pequenas escalas, não são tão dependentes dos contornos físicos e são resolvidas através de um modelo algébrico mais simplificado, denominado submalha. Essa técnica é um modelo intermediário entre o DNS e RANS e consegue representar bem os vórtices do escoamento (SOUZA, 2011).

O último modelo é a Simulação Numérica de Escoamentos Turbulentos via Médias de Reynolds (RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes). Em questões dos programas comerciais, esse é o modelo mais utilizado por ser o de menor custo computacional. Essa técnica, obtém as equações a partir de um conjunto de médias das equações de Navier-Stokes, por isso, não consegue descrever bem os vórtices, mas, é um método que apresenta resultados satisfatórios para obter o valor de resistência friccional e de pressão de algum corpo, por exemplo (WILCOX, 1998).

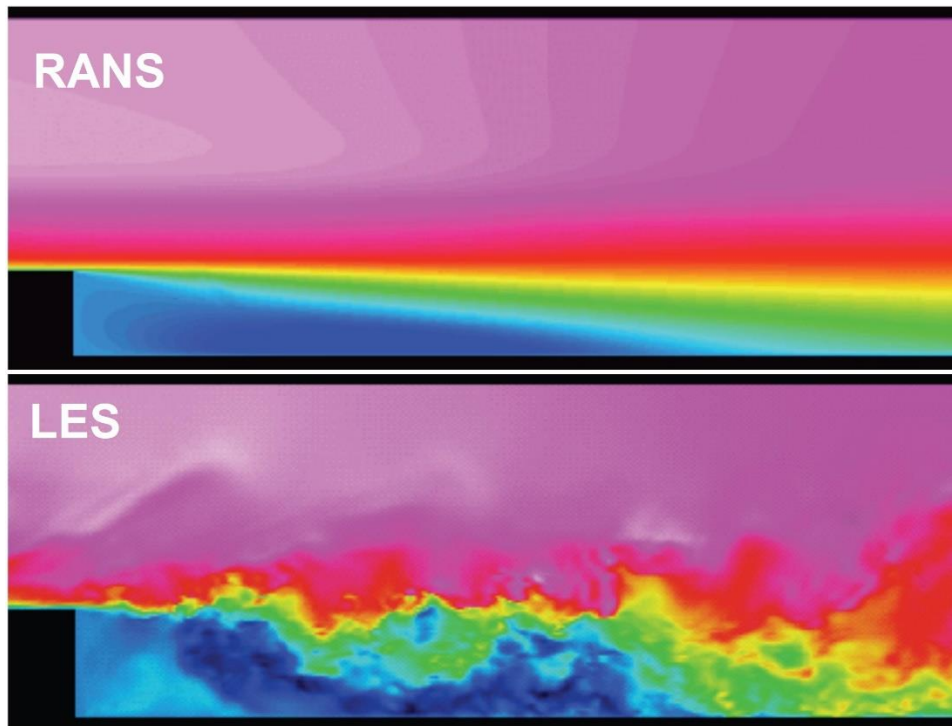
O que diferencia a Equação RANS, Equação 19, da equação de Navier-Stokes é o termo do tensor de Reynolds e o fato da variável resolvida ser a média da velocidade ($\overline{u_i}$) e não a instantânea (u_i). Esse termo busca representar a perturbação aleatória de um movimento, ou seja, a turbulência do fenômeno. Essa representação é feita através das flutuações que o tensor carrega.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\bar{P} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_j u'_i} \right] \quad \text{Equação (19)}$$

Tensor de Reynolds ←

Na Figura 36, percebe-se a diferença entre o modelo LES e RANS em questão da representatividade dos vórtices.

Figura 36 – Comparação dos vórtices RANS e LES.



Fonte: Fransen (2011).

Tendo em vista os modelos de turbulência apresentados, para o tipo de simulação proposto neste trabalho, o modelo mais adequado é o RANS. Pois neste caso, não há necessidade em analisar os vórtices gerados no escoamento, o interesse é obter os valores de resistência de pressão e fricção para cada casco. Além de que, não se dispõe de poder computacional necessário para utilizar os modelos DNS ou mesmo LES.

Dentro do modelo RANS existe outro aspecto de extrema importância a ser definido que é o tensor de Reynolds. Existem diferentes modelos de fechamento para

o tensor de Reynolds que são classificados em 0 equações, 1 equação e 2 equações. Essa categoria é chamada de modelos de viscosidade turbulenta (*eddy viscosity models*) e representam a interação entre uma camada e outra, gerando um perfil de velocidade.

Um dos modelos de 2 equações é chamado K- ϵ , que apresenta baixo custo computacional. O K no nome do modelo refere-se a energia cinética turbulenta. Um K alto representa altas turbulências.

O epsilon (ϵ) é a taxa de dissipação viscosa. As equações de K e ϵ originais são representadas pelas Equações (20) e (21).

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_j} = \mu_t \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right] - \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (20)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} f_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t \epsilon_{ij} \epsilon_{ij} - C_{\epsilon 2} f_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (21)$$

Onde \bar{u}_{ij} é a velocidade média em uma dada direção, ϵ_{ij} é a taxa de deformação, C_μ , $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$, σ_k , σ_ϵ são constantes empíricas e μ_t é a viscosidade turbulenta, que na verdade não é um termo físico, ele foi obtido através de experimentos para ajudar a interpretar o fenômeno, de acordo com Wilcox (2011). A viscosidade turbulenta é apresentada na Equação 22.

$$\mu_t = \frac{f_\mu C_\mu k^2}{\epsilon} \quad (22)$$

Outro modelo de duas equações é o k - ω que apresenta melhores resultados próximo as paredes que o modelo anterior, mas o custo computacional é bem maior. A ideia dos dois modelos é a mesma, porém, a variável turbulenta ômega, ω , nesse caso é dada pela Equação 23.

$$\omega = \frac{\epsilon}{C_\mu k} \quad (23)$$

Rodi (1993) sugeriu uma abordagem de duas camadas que combina as vantagens de cada modelo. Nas camadas mais próxima da parede é utilizado o

modelo k- ω e mais longe delas, é utilizado o k- ϵ . Dessa forma o resultado final é mais preciso e o custo computacional não aumenta muito, por isso essa foi a abordagem utilizada na simulação. A equação para a energia cinética turbulenta é resolvida em todo o fluxo. No STAR CCM+, as formulações de duas camadas funcionam para malhas prismáticas ou normais. As constantes usadas foram as de Shear Driven (WOLFENSTEIN, 1969).

$$C_{\mu} = 0,09$$

$$C_{\epsilon 1} = 1,44$$

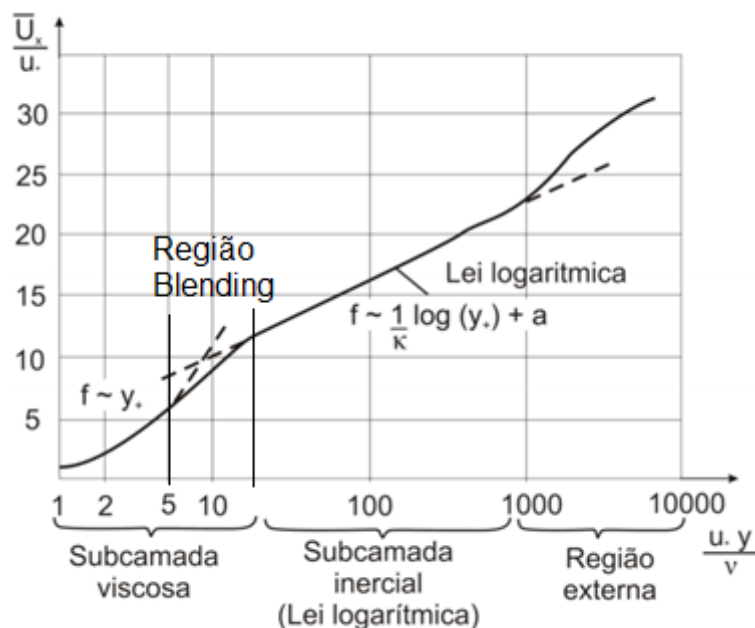
$$C_{\epsilon 2} = 1,90$$

$$\sigma_k = 1,00$$

$$\sigma_{\epsilon} = 1,20$$

Outro aspecto importante é a lei de parede que se refere a uma distância adimensional à parede (y^+). O y^+ é apresentado no eixo x da Figura 37 e é definido como o produto da velocidade friccional (u^*) e a distância do centro da primeira célula de parede (y), dividido pela viscosidade cinemática (ν). No eixo y, tem-se a velocidade do fluido no escoamento (\overline{Ux}) sobre a velocidade friccional. Percebe-se que o gráfico em questão está em escala logarítmica e só se comporta como uma reta quando o y^+ está entre 30 e 300. Portanto, para valores fora dessa faixa os resultados não são bons, já que a velocidade do fluido não é retradada adequadamente. O tipo de lei de parede é escolhida automaticamente pelo STAR CCM+ com base no comportamento do modelo turbulência. No caso em questão, o programa utilizou a lei de parede *blended*, dessa maneira a transição entre as camadas ocorre de maneira mais suave (STAR CCM+, 2015).

Figura 37 – Lei de parede.



Fonte: Adaptado de Wilcox (2011).

Para contornar possíveis problemas, ainda foi aplicado um tratamento de parede, *all y+ wall treatment*, que é um modelo híbrido, ou seja, possui uma abordagem estabelecida para dar resultados semelhantes aos tratamentos tanto de baixos y , quanto os de altos $y+$. Assim, ele fornece bons resultados para variados tipos de malhas.

3.4.5 Solução

A solução da simulação é definida pelo *time step*, máximo número de iterações e o máximo tempo físico. Quanto menor o *time step*, e maior o número de iterações e tempo físico, mais tempo de processamento será necessário.

O *time step* pode ser definido pelo número de Courant (Co), Equação 24, cuja formulação depende da velocidade (v), do *time step* (Δt) e do tamanho base da malha (Δx). O tamanho base foi definido na etapa de discretização como 0,04 m e a velocidade é a própria velocidade do navio que no caso, é a velocidade dos fluidos.

$$Co = \frac{V \Delta t}{\Delta x} \quad (24)$$

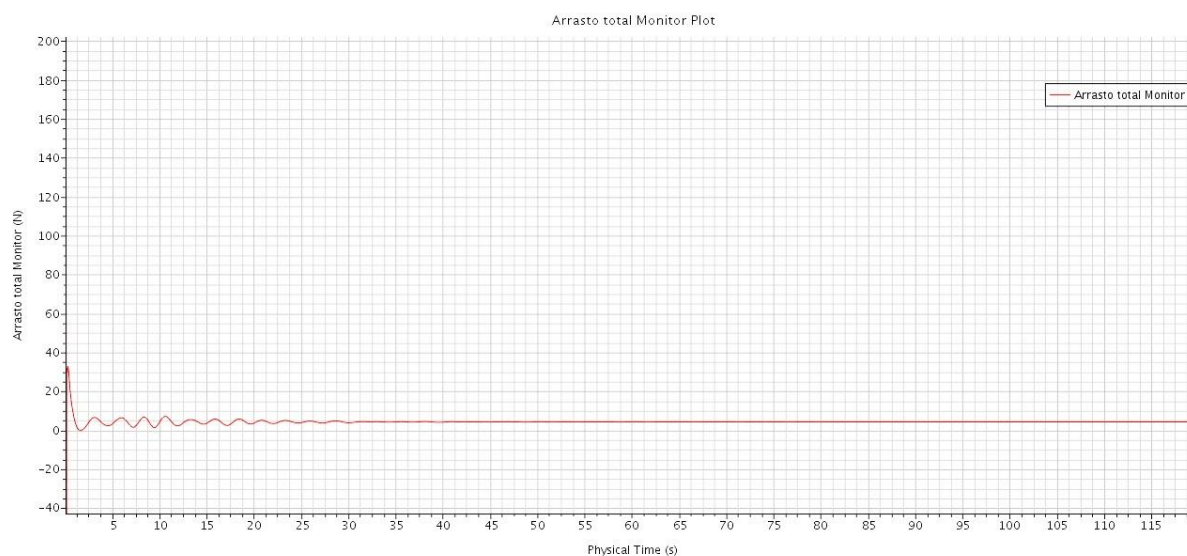
A simulação em questão é uma modelagem implícita, todavia, o domínio multifásico é interpretado pelo modelo *Volume of Fluid* (VOF) que é um modelo explícito. Segundo Fortuna (2000) o método implícito exige um maior esforço computacional porque leva em suas equações termos posteriores ao estado atual, portanto é necessário resolver um esquema de equações algébricas simultaneamente. Porém, esse método garante estabilidade numérica para qualquer *time step*. Por outro lado, o método explícito faz os cálculos do estado do sistema de maneira direta, pois utiliza termos que foram previamente calculados. Todavia, nos modelos explícitos, as equações são expandidas em série de Taylor, e se houver algum termo negativo, a probabilidade do resultado divergir é alta. Assim, para que não haja nenhum termo negativo na série, o número de Courant deve ser pequeno. Para evitar a instabilidade numérica, buscou-se valores de *time step* que acarretem em $Co \leq 1$. Então, para economizar tempo computacional, foi definido um *time step* de 0,02 s.

Quando o problema em questão é transiente, além da convergência de malha, é necessário fazer uma análise da convergência do *time step*. Essa análise começou com um *time step* de 0,015 e já não houve mudança significativa no resultado. A variação em comparação ao *time step* de 0,02 foi menor que 1% e o custo computacional foi o dobro. Por isso, manteve-se a escolha de um *time step* de 0,02 s.

Não foi encontrado uma sugestão de valor para definir o número máximo de iterações. Analisando outras simulações, foi visto que o valor médio utilizado é 10 por *time step*, por isso, esse foi o valor escolhido.

O máximo tempo físico é definido pelo tempo que o resultado demora para se manter constante. Analisando os resultados da Figura 38 é possível perceber que 120 segundos já é mais que suficiente para manter o resultado estável.

Figura 38 – Tempo físico da simulação.



Fonte: Autor (2017).

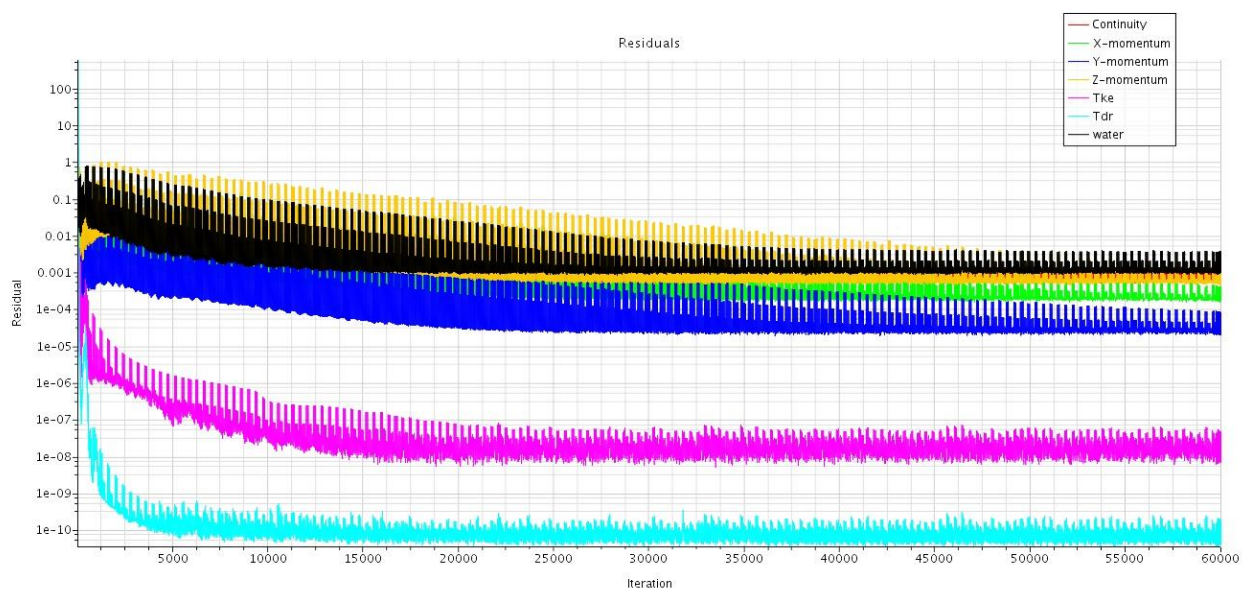
Desse modo, o número total de iterações será definido pela divisão do máximo tempo físico pelo *time step*, com o produto do número de iterações a cada *time step*; totalizando 60000 iterações.

3.4.6 Visualização

Nesta etapa do processo, os resultados da simulação são analisados nas formas gráficas e analíticas.

Os resíduos da simulação devem ser analisados, pois mostram o quão bem a simulação convergiu para uma aproximação do fluxo real aceitável. Se os resíduos estiverem altos, significa que a malha não estava bem adequada ou que houve instabilidades durante o processo. Os resíduos podem ser definidos como a diferença entre a última iteração do algoritmo e a sua penúltima iteração. A Figura 39 apresenta os resíduos durante a simulação do casco sem bulbo para o Froude de 0,15, na qual observa-se que os resíduos que mais interessam são os de turbulência, continuidade e o momento em x , já que está sendo analisado um fluxo que água que flui no sentido do eixo x . Nota-se que no final do processo, esses resíduos ficaram menores que 0,001 e visto que o resultado está perto do experimento, esse resultado pode ser considerado satisfatório.

Figura 39 – Resíduos para o casco original da série 60 para o Froude de 0,15.



Fonte: Autor (2017).

Percebe-se que existem diferentes resíduos e cada um deles representa um movimento ou região como mostra a Tabela 14.

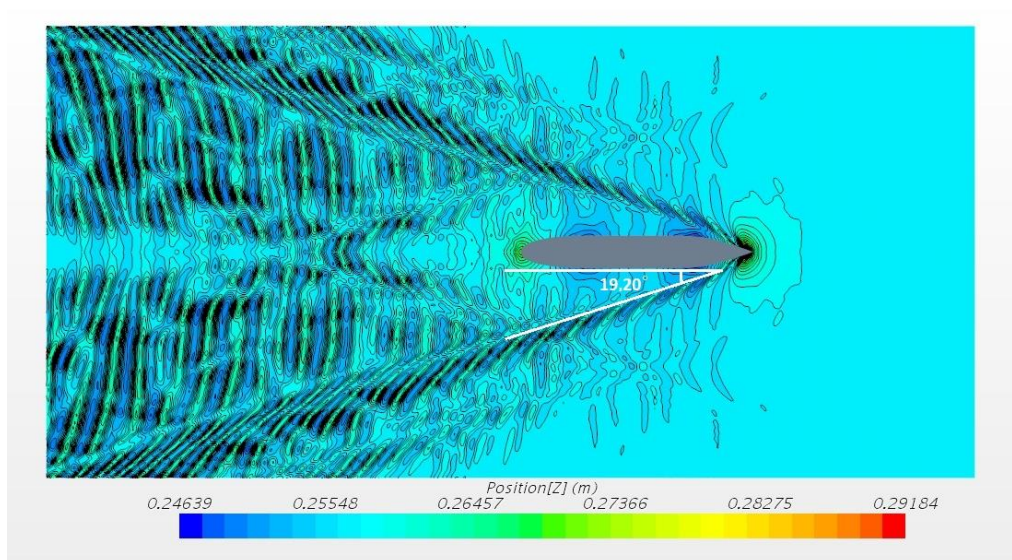
Tabela 14 – Resíduos.

Resíduo	Descrição
Continuidade	O quanto falta para fechar as equações da continuidade.
Momento em x	Está relacionado com a quantidade de movimento na direção do eixo x.
Momento em y	Está relacionado com a quantidade de movimento na direção do eixo y.
Momento em z	Está relacionado com a quantidade de movimento na direção do eixo z.
Tke: Turbulent Kinect Energy K	É um dos parâmetros mais importantes para uma análise de resistência. São os resíduos referentes ao parâmetro K da representação de Reynolds das equações de K-epsilon.
Tdr: Turbulention Dissipation Rate	Também é um parâmetro muito importante pois, refere-se ao termo da taxa de dissipação.
Água	Se refere à oscilação da água durante a simulação. Esse resíduo quando se trata de um sistemas de onda, geralmente apresenta valores mais altos.

Fonte: Autor (2017).

Ainda é possível analisar o padrão de ondas de Kelvin das ondas geradas pelo casco durante a simulação. A Figura 40 apresenta a angulação nas ondas da simulação que é bem próxima daquela definida por Kelvin, ou seja 19,47°. A pequena diferença provavelmente está relacionada com a maneira que as linhas foram traçadas no programa de desenho DraftSight.

Figura 40 – Padrão de ondas de Kelvin.



Fonte: Autor (2017).

3.5 VERIFICAÇÃO

Duas partes que necessitam de bastante atenção quando é realizado uma análise computacional é a verificação e validação.

A verificação determina se a programação e implementação computacional do modelo conceitual estão corretas. Ela se refere aos valores dos parâmetros utilizados na simulação, tais como densidade da água e do ar, que foram as mesmas da série 60; condições de contorno, como as entradas de água, planos de simetria, saída de pressão; altura da superfície livre que é a mesma do calado da série; velocidade da água e do ar, que foram obtidas pela similaridade de Froude; número de Courant menor que 1, para obter uma resposta que converge; tamanho do domínio computacional, baseado em Bucan et al. (2008) e; malha, que buscou-se uma camada prismática contínua e que respeitou a convergência da malha.

Além de todos esses parâmetros, o gráfico dos resíduos também é considerado um tipo de verificação. Se os resíduos estiverem altos, significa que a resposta da simulação não está sendo representada como deveria. Todos esses parâmetros foram explicados detalhadamente nos itens anteriores, e os estudo de convergência de malha e de resíduos ajudaram a verificar o modelo desenvolvido.

3.6 VALIDAÇÃO

A validação determina se a simulação computacional concorda com a realidade física. Essa é feita por meio da comparação com resultados experimentais conhecidos. No caso deste trabalho, os resultados da simulação foram comparados com aqueles obtidos na construção da série 60, já que a série divulga os resultados experimentais.

Três números de Froude foram analisados tanto para as simulações de casco nu, como para as simulações com a presença do bulbo: 0,15; 0,2 e 0,25. Na Tabela 15 é possível analisar as resistências obtidas pela simulação e a diferença em porcentagem com a série 60.

Tabela 15 – Comparação do método numérico (CFD) com a série 60.

Froude	Casco CFD			Diferença SÉRIE 60 e CFD		
	RPm (N)	RFm (N)	RTm (N)	RPm (%)	RFm (%)	RTm (%)
0,15	1,99	6,52	8,51	30,07	-2,10	3,91
0,20	4,22	11,30	15,52	21,61	-2,08	3,39
0,25	12,00	16,94	28,94	16,84	-3,75	3,84

Fonte: Autor (2017).

Os resultados numéricos se apresentaram bem mais próximos da série 60 que os métodos empíricos. Para Froudes mais baixos, é comum apresentar maiores diferenças da resistência de pressão devido à parcela da resistência viscosa de pressão (RAVEN, 2008), mas mesmo assim, os resultados se apresentaram satisfatórios. A resistência de fricção foi facilmente comparada com a resistência da placa plana pelo método do ATTC, apresentando diferenças pequenas.

É interessante observar que os valores de resistência total da simulação numérica e da série 60 são muito próximos, mas analisando separadamente a resistência de pressão e de fricção as diferenças são maiores. O que aconteceu foi que a resistência de pressão errou para cima, enquanto a resistência de fricção errou para baixo.

Com essa diferença é interessante pensar nas possíveis fontes de erros da simulação. A primeira dessas advém da geometria do casco. Quando o casco foi modelado de acordo com a tabela de cotas, pequenas diferenças foram encontradas

em relação ao casco da série. Ainda, devido à dificuldade da geração da camada prismática, foram adicionadas balizas na proa, para deixar o casco um pouco mais robusto. Além disso, a quina do fundo da popa sofreu um arredondamento.

Outra fonte de erro advém do próprio programa. Os modelos de turbulência não são perfeitos, pois não conseguem representar a natureza do fluxo realmente como ele é. Até porque, se essas equações conseguissem fazer isso, procedimentos tão custosos quanto o ensaio em tanque de provas não seriam mais utilizados. As simulações computacionais não são perfeitas e, por isso, geralmente são utilizadas principalmente nas fases intermediárias do projeto.

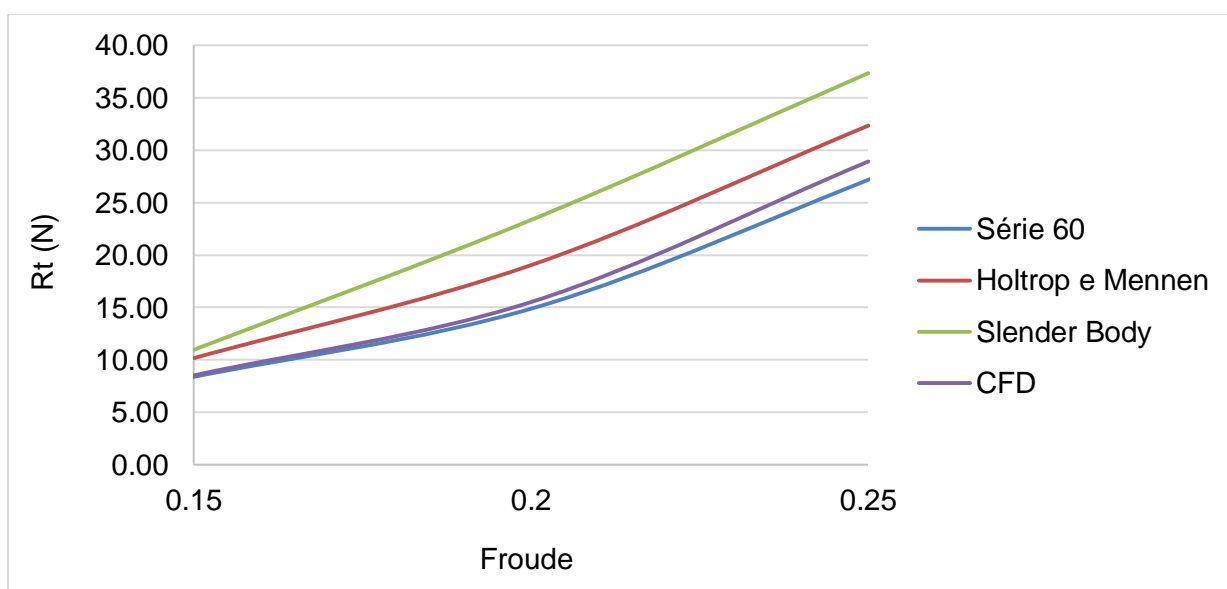
4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados da simulação cuja metodologia foi descrita no capítulo anterior. Os resultados são divididos entre resultados do casco sem bulbo e com bulbo.

4.1 RESISTÊNCIA AO AVANÇO DO CASCO SEM BULBO

Para o casco sem bulbo foi feita uma comparação entre o método de Holtrop e Mennen (1984) e Slender Body e o método numérico com o resultado real obtido a partir da série 60.

Figura 41 – Comparação dos métodos empíricos com a série 60.



Fonte: Autor (2017).

Observando a Figura 41, percebe-se que o método numérico, CFD, foi o que apresentou os resultados mais próximos do experimento. Ambos os métodos empíricos apresentam valores divergentes quando comparados com a série 60,

sendo, em geral, conservadores por inferirem valores de resistência ao avanço superiores aos observados nos experimentos.

Como já foi mencionado, os métodos empíricos são utilizados nas fases preliminares dos projetos, pois possuem muitas estimativas que podem não retratar o fenômeno real.

O fator de forma não é um parâmetro fácil de ser estimado. Ambas as abordagens seguiram o método de Holtrop e Mennen. Um dos motivos dessas diferenças entre os métodos empíricos e o experimento pode estar relacionado ao fator de forma.

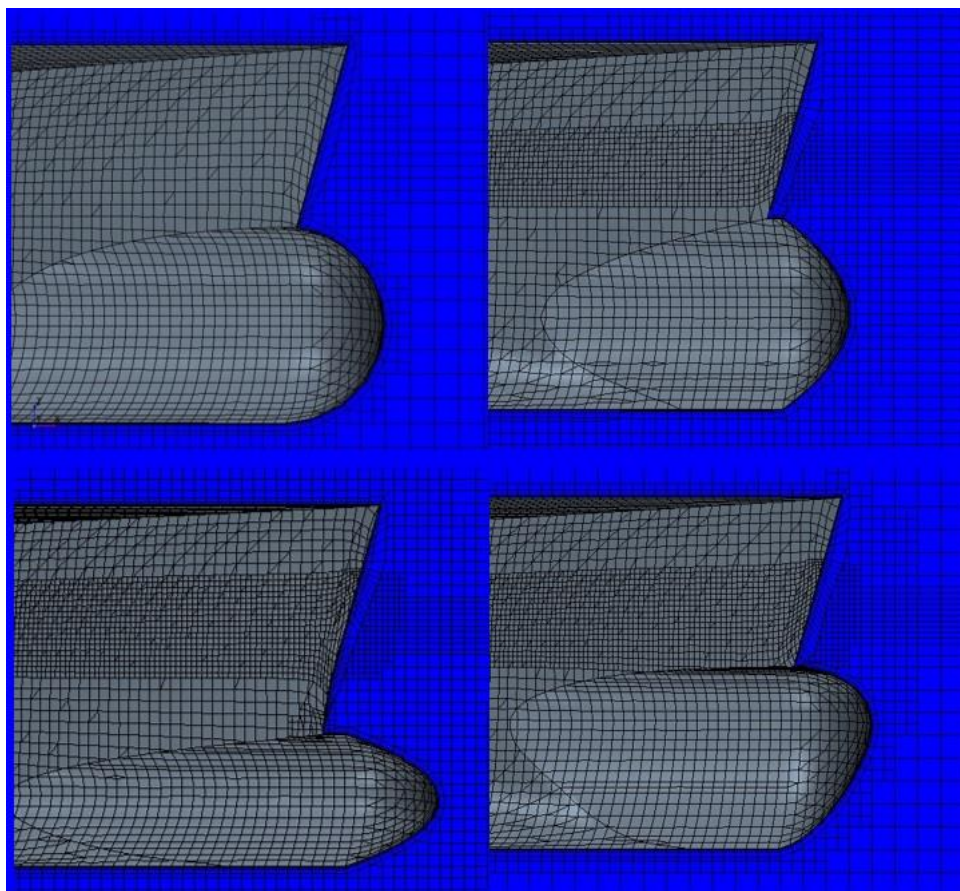
Em relação ao método de Slender Body, ainda há mais aproximações devido ao método considerar o casco como algo slender. Os resultados desse método divergiram ainda mais daqueles observados para a série 60.

4.2 RESISTÊNCIA AO AVANÇO COM BULBO

Após a verificação e validação da simulação, os processos foram repetidos, tanto para as outras velocidades do casco nu, quanto para os 4 cascos com os diferentes bulbos discutidos na fundamentação teórica.

É importante observar que a mesma discretização de malha e o mesmo *time step*, foram utilizados em todos os modelos analisados. A Figura 42 mostra as malhas geradas para cada tipo de bulbo.

Figura 42 – Malhas em cada tipo de bulbo.

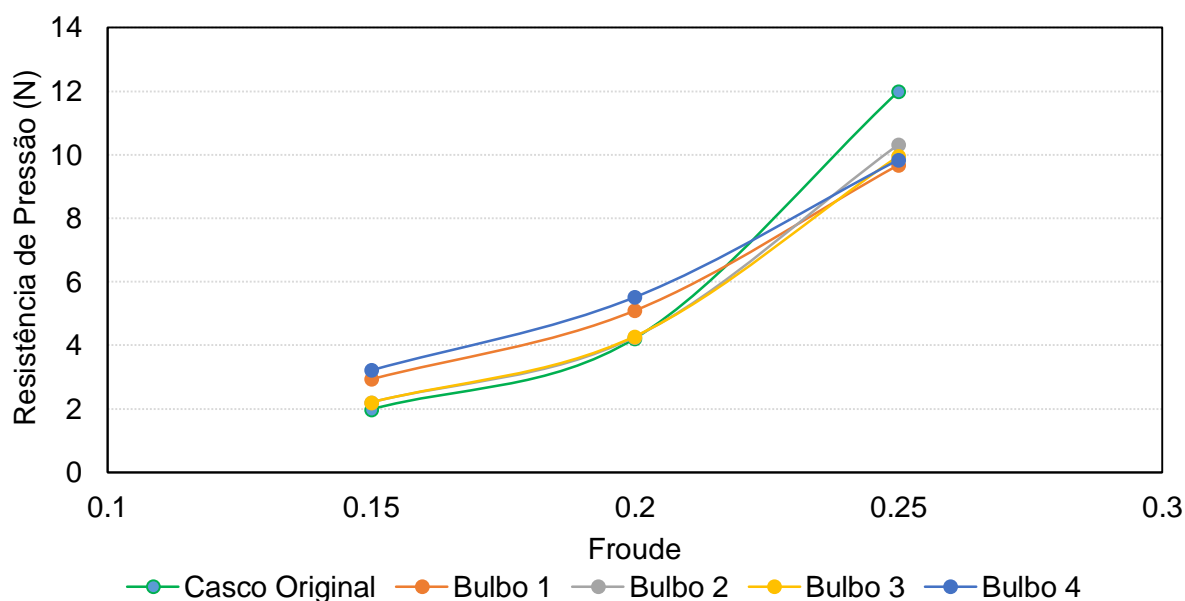


Fonte: Autor (2017).

Nas simulações numéricas, a parcela referente a resistência de ondas e a resistência viscosa de pressão são apresentadas em uma única parcela denominada como resistência de pressão. Portanto, é nessa parcela da resistência que o sistema de ondas interfere.

Como pode ser visto na Figura 43, os bulbos demonstraram resultados variados entre si. O bulbo 1 e 4 apresentaram maiores valores de resistência de pressão que o casco original para os números de Froude de 0,15 e 0,20, contudo, para o Froude de 0,25, foram os que apresentaram os menores valores. Os bulbos 2 e 3 não mostraram valores de resistência de pressão tão altos para os menores números de Froude e para o número de Froude de 0,25 apresentaram menores valores que o casco da série 60. As tabelas que deram origem a esses gráficos são exibidos no Apêndice D.

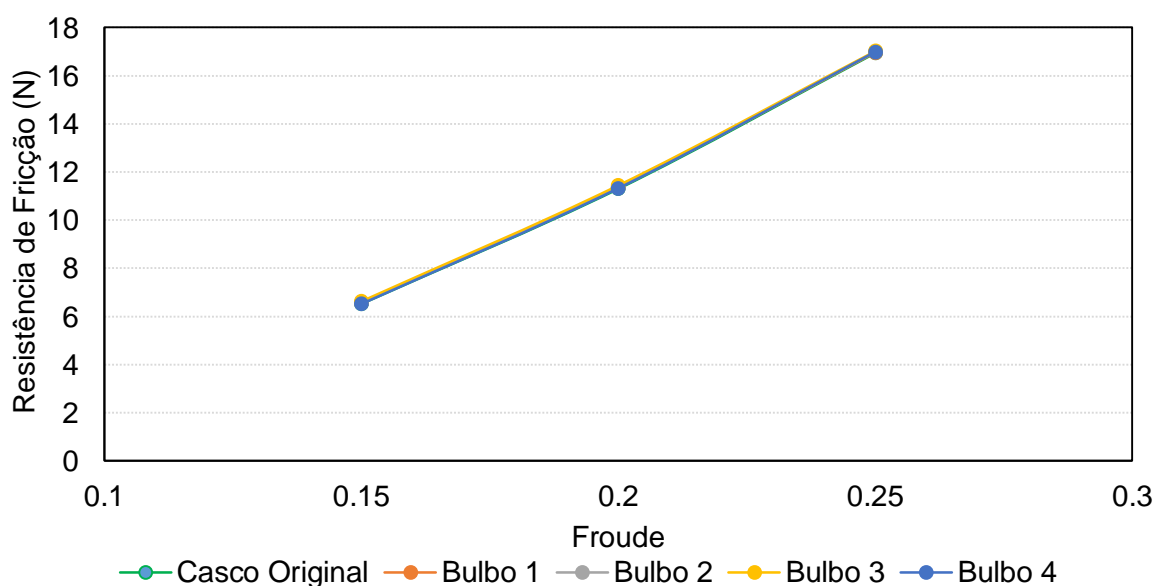
Figura 43 – Resistência de pressão – Método Numérico.



Fonte: Autor (2017).

A resistência de fricção dos cascos dos bulbos foram pouco maiores que o casco original, Figura 44. Os bulbos possuem um comprimento maior que o casco da série 60, porém possuem uma área molhada maior. Essa relação comprimento e área molhada acarretaram em valores de resistência de fricção consideravelmente próximos do casco original da série 60.

Figura 44 – Resistência de fricção – Método numérico.

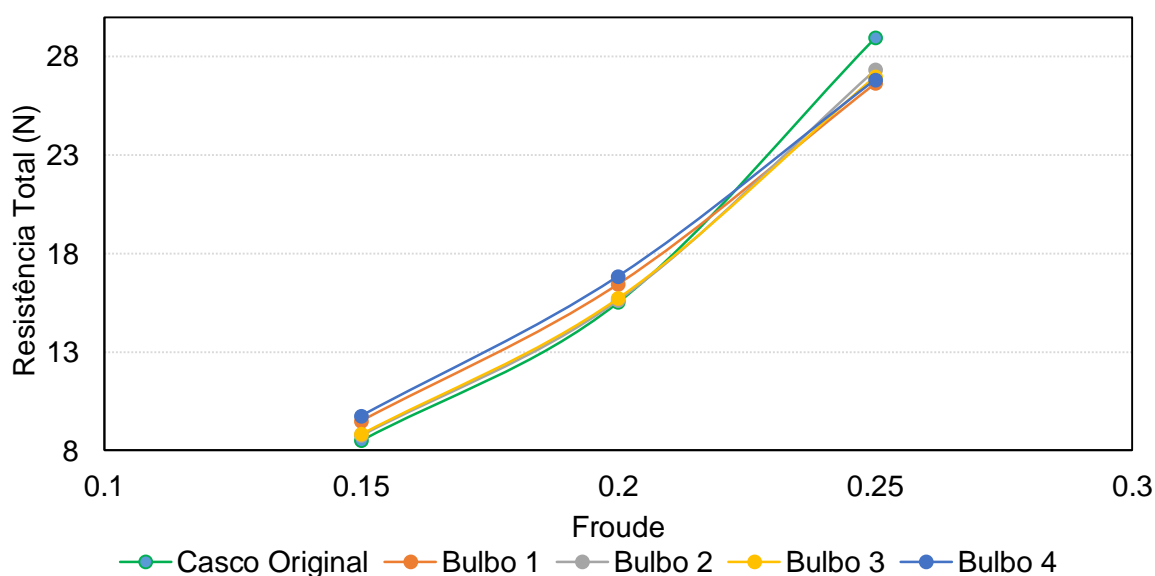


Fonte: Autor (2017).

Somando as duas resistências, Figura 45, percebe-se que para o Froude de 0,25 todos os tipos de bulbo estudados são vantajosos, mas, para velocidades mais baixas, os bulbos 1 e 4 apresentam valores de resistência bem mais altos. Um resultado que chamou atenção foi o bulbo 3. Esta forma de bulbo não é nada comum e demonstrou um comportamento interessante, pois para baixos números de Froude a resistência total foi próxima do casco da série 60 e para o Froude mais alto, obteve um menor valor de resistência que o Bulbo 2 que é bastante usado em navios.

Como foi mencionado no Capítulo 2, o bulbo tem como objetivo gerar uma onda que acarrete em um sistema de ondas destrutivas, diminuindo a resistência de ondas do casco. Não são em todas as velocidades em que o bulbo cria um sistema de ondas anti-fase, em algumas delas, o sistema gerado é construtivo.

Figura 45 – Resistência total – Método numérico.

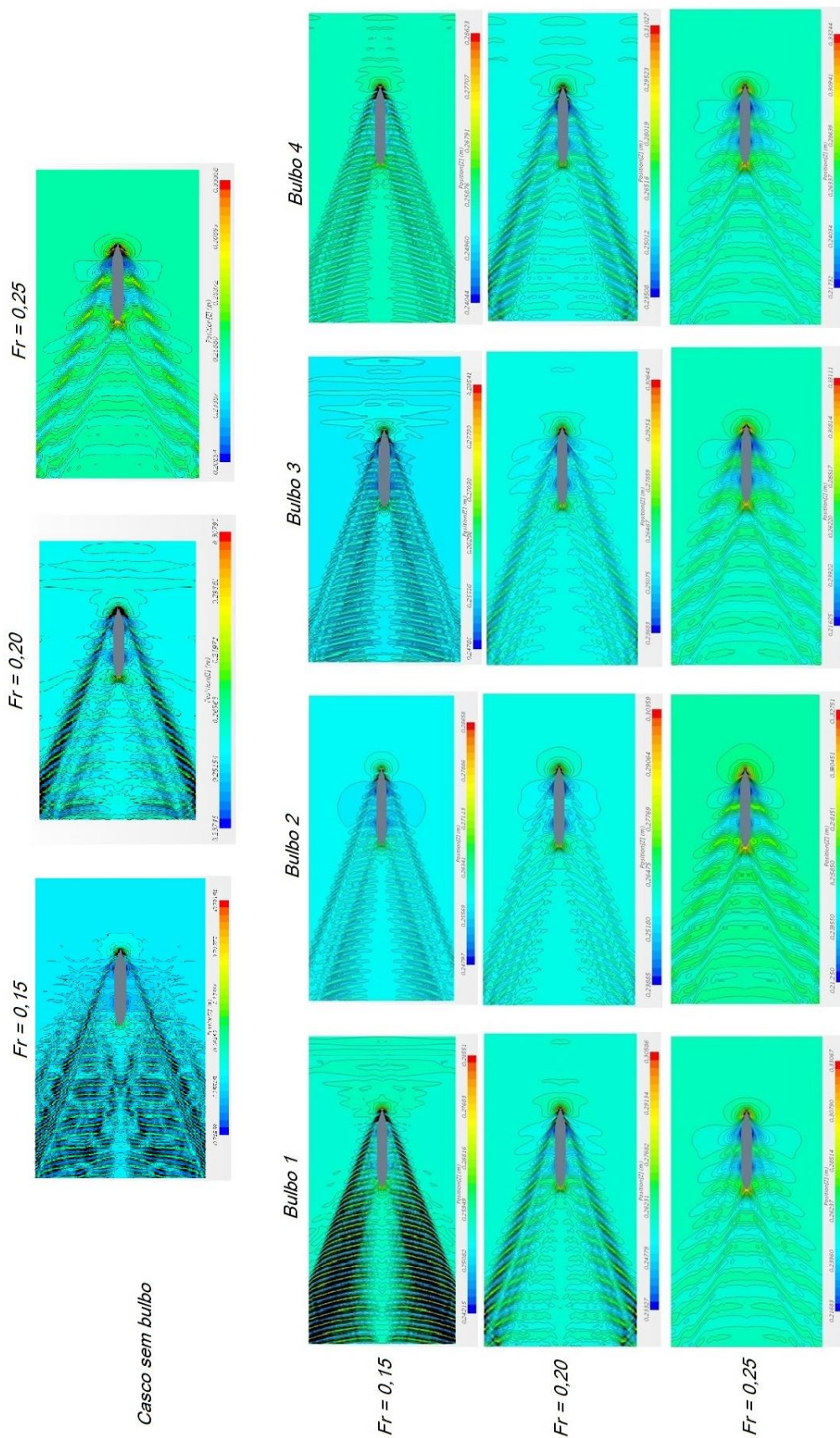


Fonte: Autor (2017).

Além dos valores de cada tipo de resistência, o padrão de ondas de cada caso e para cada velocidade foram obtidos com o objetivo de tentar visualizar os sistemas destrutivos ou construtivos. De fato, nota-se a diferença do sistemas de ondas para cada velocidade. Para os Froudes de 0,15, onde houve uma maior diferença para o casco da série 60, os cascos com bulbos apresentaram um nível intenso de ondas, maior que o do casco sem bulbo para aquela velocidade, o que representa um sistema de ondas construtivo. Para o Froude de 0,20 essa intensidade de ondas é menor,

porém, ainda mostra um sistema construtivo. Já para o Froude de 0,25, percebe-se que as ondas estão muito mais suaves, e assim como os resultados, demonstram um sistema de ondas destrutivo. As imagens da Figura 46 exibem o padrão de ondas para cada tipo de bulbo em cada Froude analisado.

Figura 46 – Padrão de ondas dos bulbos.



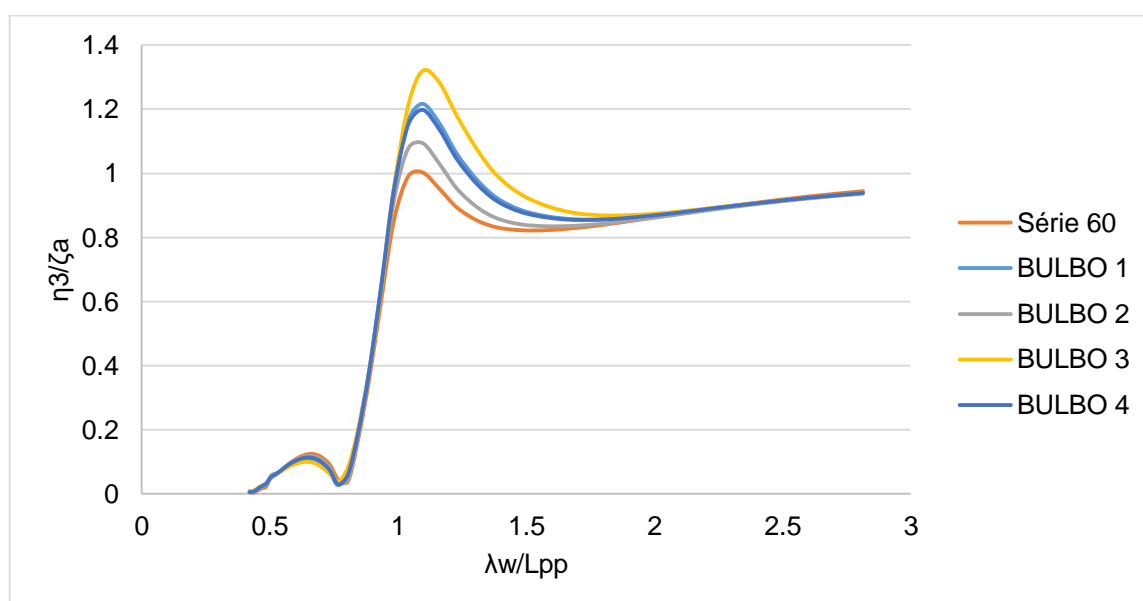
Fonte: Autor (2017).

4.3 COMPORTAMENTO NO MAR

Zimmermann (2015) obteve os resultados dos *Response Amplitude Operator* (RAOs) de *heave* e *pitch* para os mesmos bulbos estudados neste trabalho. O RAO é definido pela magnitude de resposta sobre a magnitude da excitação, ou seja, é a resposta do navio para as excitações das ondas (ZUBALY, 1996). Em seu trabalho, Zimmermann (2015) analisou os número de Froudes iguais a 0, 0,15 e 0,25. Como esse tipo de análise é um assunto bastante complexo, o autor resolveu focar no valor da frequência natural do movimento e o perfil da curva de resposta dinâmica.

A Figura 47 mostra que a frequência natural de *heave* é levemente deslocada para a direita com a presença dos bulbos e o perfil da curvatura segue o mesmo padrão para todos os tipos de bulbos. No entanto, todos os bulbos apresentaram um menor amortecimento para o Froude de 0,15.

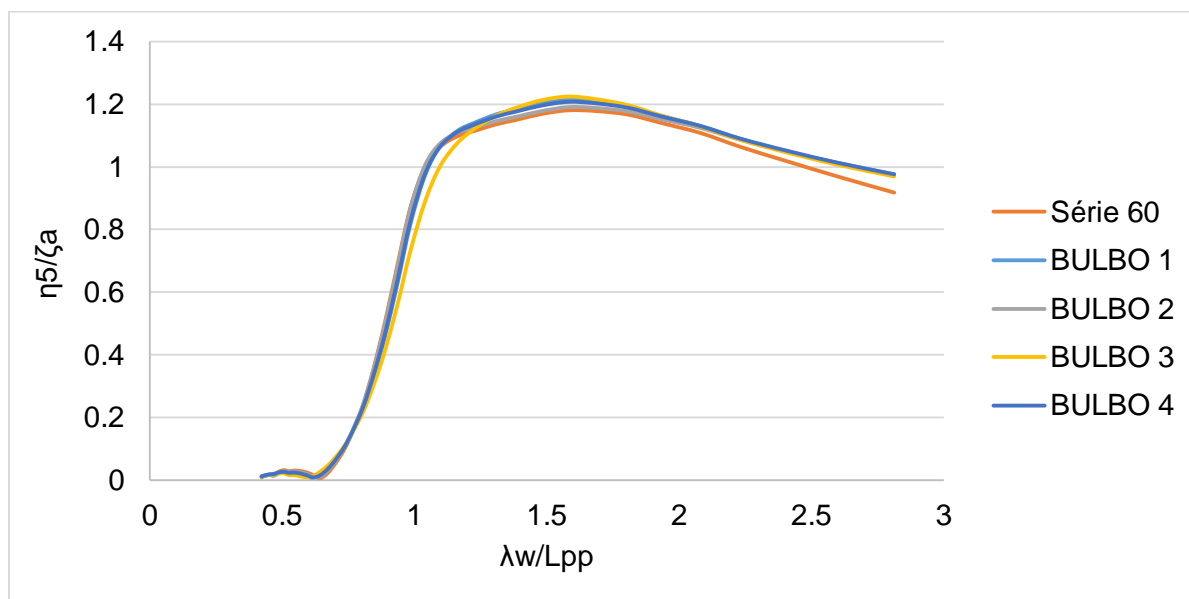
Figura 47 – RAO de *heave* para Froude = 0,15, onde η_3 é a amplitude de resposta de *heave* e ζ_a é a amplitude da onda.



Fonte: Zimmermann (2015).

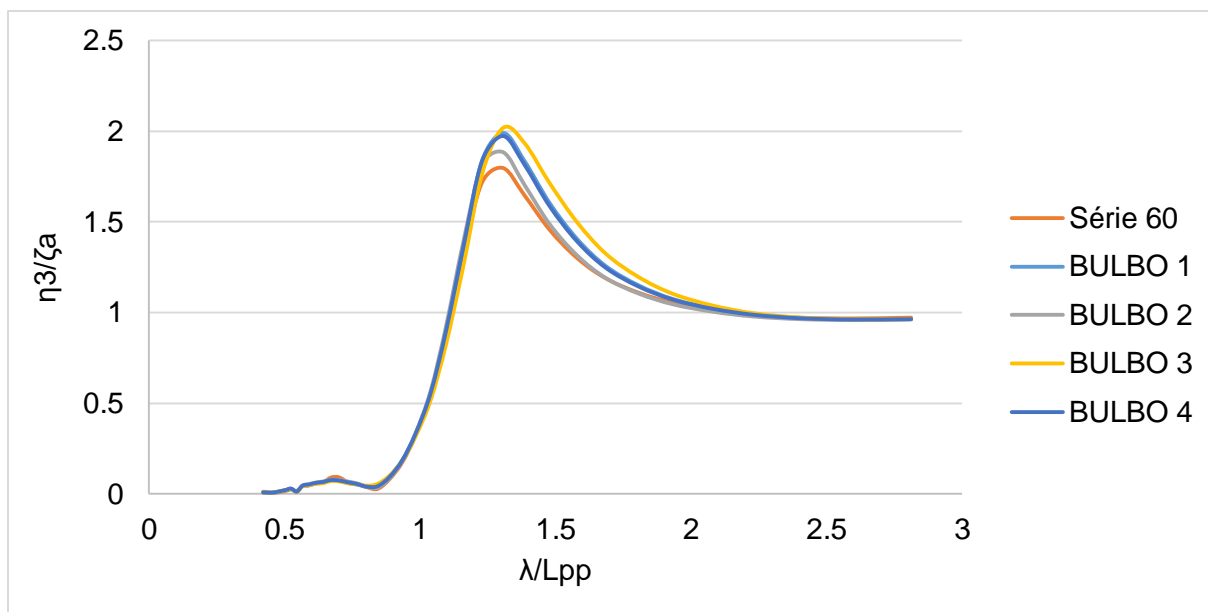
Agora no que se refere ao movimento de *pitch*, não houve uma interferência significativa dos bulbos, os perfis da curva são muito semelhantes como mostra a Figura 48.

Figura 48 – RAO de *pitch* para Froude = 0,15, onde η_5 é a amplitude de resposta de *pitch* e ζ_a é a amplitude da onda.



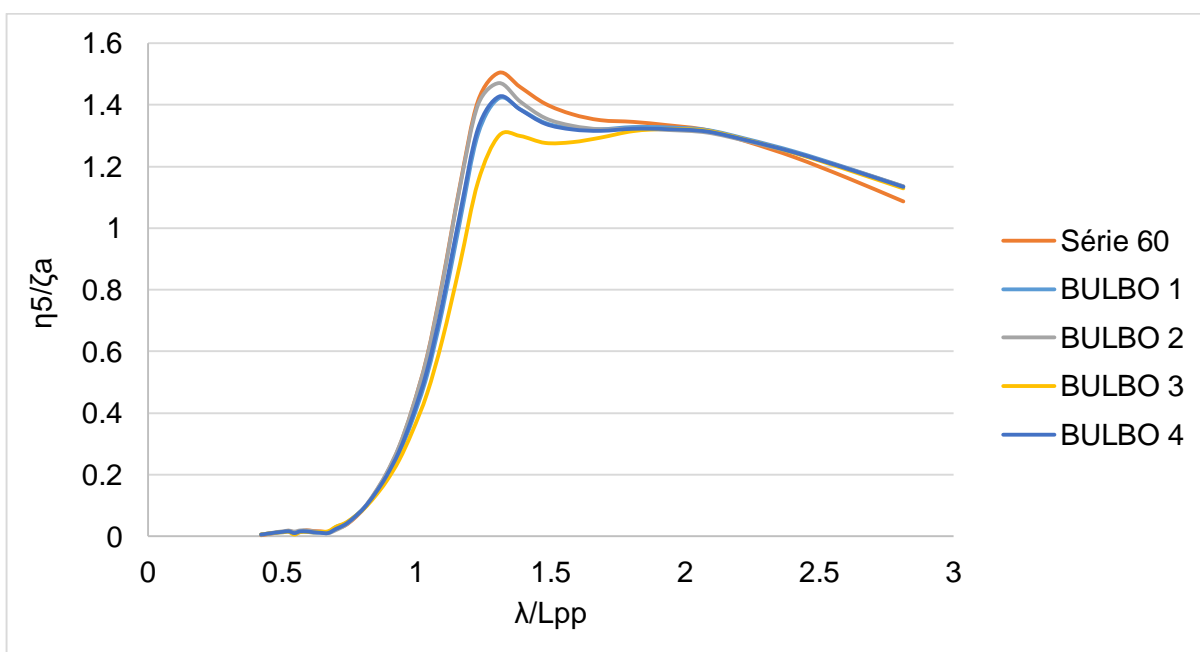
Fonte: Zimmermann (2015).

Para o movimento de *heave* de Froude de 0,25, os bulbos 1, 3 e 4 deslocaram a frequência natural um pouco para a direita, enquanto o bulbo 2 não apresentou diferença significativa. Na Figura 49, nota-se que a redução do amortecimento não foi tão significativa quanto para o Froude de 0,15 e o perfil das curvas continuou seguindo o mesmo padrão.

Figura 49 – RAO de *heave* para Froude = 0,25.

Fonte: Zimmermann (2015).

Por fim, o movimento de pitch para o Froude de 0,25, apresentou resultados bastantes interessantes, conforme a Figura 50. Todos os 4 bulbos estudados, apresentaram um maior amortecimento que o casco original da série 60, sendo o bulbo 3, o responsável pelo maior amortecimento.

Figura 50 – RAO de *pitch* para Froude = 0,25.

Fonte: ZIMMERMANN (2015).

4.4 HIDRODINÂMICA DO NAVIO

Nesta seção a resistência ao avanço e a resposta dinâmica de *heave* e *pitch* para cada tipo de bulbo serão abordados de maneira conjunta. Esses dois tópicos ajudam a definir o comportamento hidrodinâmico de um navio.

O bulbo 1, *tipo O*, só não apresentou maiores valores de resistência total para baixas velocidades que o bulbo 4, porém, é o que possui o menor valor de arrasto total para o Froude de 0,25. Em questão do amortecimento nos RAOs de *heave* e *pitch*, essa geometria exibiu resultados medianos em comparação aos demais bulbos, tanto quando se refere ao aumento do amortecimento, quanto à redução do mesmo.

O bulbo 2, *tipo lente vertical*, não apresentou aumento de resistência muito maior que o casco original para os Froudes de 0,15 e 0,20, mas para o maior número de Froude foi aquele que teve o maior arrasto dentre os bulbos. No que se refere ao comportamento no mar, esse bulbo teve a menor redução de amortecimento que os demais para o *heave* e *pitch* de 0,15, todavia, para o *pitch* de 0,25 foi o bulbo que exibiu o menor valor.

O bulbo que apresentou os resultados mais diferentes foi o 3, *tipo lente horizontal* que possui uma geometria que não é usual em navios. Sobre a resistência ao avanço, foi o que apresentou o menor aumento para os Froudes menores e para o maior Froude, reduziu consideravelmente o arrasto. Para os RAOs de *heave*, o bulbo 3 foi o que exibiu o pior amortecimento, porém para o *pitch*, foi o que obteve a melhor resposta.

Por fim, o bulbo 4, *tipo nabla*, demonstrou um comportamento muito parecido com o bulbo 1. Na resistência ao avanço, obteve valores pouco maiores que o bulbo 1 para todos os número de Froude. As curvas das respostas dinâmicas são praticamente iguais para os dois bulbos.

4.5 EXTRAPOLAÇÃO MODELO-NAVIO

As comparações até agora foram feitas somente com os modelos. Os cascos com bulbos possuem a área molhada e deslocamento maiores que o casco original da série 60, por isso a resistência ao avanço do navio em escala real tende a ser maior. Para a comparação em escala real, os valores dos coeficientes de arrasto total foram obtidos com base no que foi apresentado no item 2.2.

É importante ressaltar que os modelos foram extrapolados para o tamanho de 400 pés, assim como os modelos originais da própria série 60. A Tabela 16 apresenta os valores dos coeficientes de resistência total para o navio em escala real.

Tabela 16 – Coeficientes de resistência total em escala real.

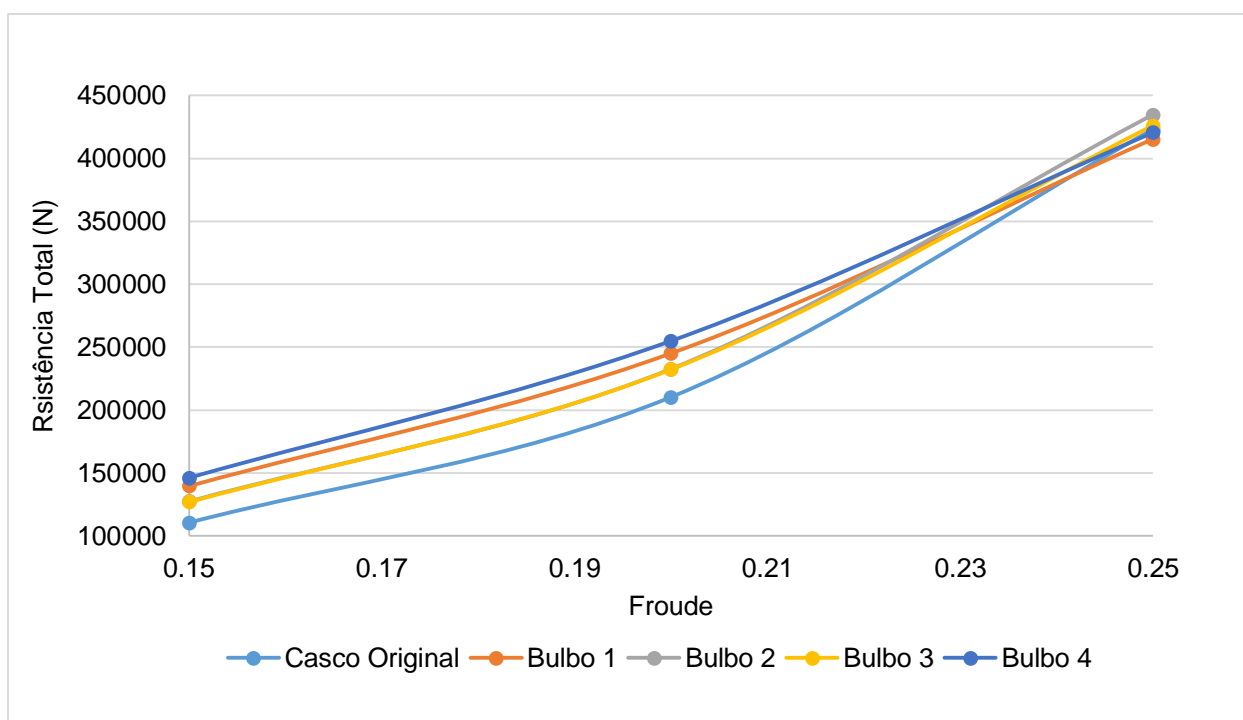
Froude	CTs * 10 ³				
	Casco Original	Bulbo 1	Bulbo 2	Bulbo 3	Bulbo 4
0,15	2,796	3,479	3,081	3,057	3,515
0,20	2,923	3,349	3,087	3,068	3,367
0,25	3,711	3,578	3,637	3,540	3,497

Fonte: Autor (2017).

Os coeficientes se apresentaram maiores para os números de Froude de 0,15 e 0,20 e menores para o Froude de 0,25, como já era esperado. Essa redução para o maior Froude é de 3,71%, 2,00%, 4,83% e 6,11% respectivamente para os bulbos 1, 2, 3 e 4.

O deslocamento do modelo 4212w, referente a uma embarcação de 400 pés, é de 10369,20 m³, enquanto os cascos com bulbo possuem deslocamentos iguais a 10508,50 m³. Mesmo sabendo que o deslocamento dos cascos com bulbos são maiores que o da série 60, as curvas de resistência ao avanço para cada caso foram calculadas e são apresentadas na Figura 51. As tabelas que geraram esse gráfico estão presentes no Apêndice E.

Figura 51 – Resistência ao avanço para um navio de 400 pés.



Froude: Autor (2017).

Percebe-se que o gráfico da Figura 51 não segue o mesmo padrão que o gráfico da Figura 45. Isso ocorre devido à adição do coeficiente de correlação modelo-navio imposto pela série 60, do fator escala entre as áreas molhadas, que deve ser elevado ao quadrado e da própria formulação do método de extrapolação modelo-navio.

O bulbo 2 e o bulbo 3 apresentaram uma resistência de 11,73 e 2,98 kN maior que o casco original para o Froude de 0,25. Já os bulbos 1 e 4 exibiram uma redução no arrasto de 7,53 e 2,34 kN para o mesmo Froude. O bulbo 4 tem uma área molhada maior que o bulbo 1, por isso mesmo com o menor coeficiente de resistência total, exibiu uma resistência maior que o casco com bulbo 1. É interessante ressaltar que mesmo com o deslocamento maior, os bulbos 1 e 4 ainda possuem resistência menor que o casco original da série 60.

Sendo assim, para saber qual dos 4 bulbos estudados apresentam os melhores comportamentos hidrodinâmicos para um casco da série 60, é necessário considerar as velocidades de serviço do navio. Os Froudes estudados para essa embarcação de 400 pés se referem as velocidades de 10, 13,50 e 17 nós respectivamente.

Se o navio navegar a maior parte do tempo com velocidades maiores que 13,50 nós, o bulbo tipo O pode ser uma escolha interessante, pois é o que apresenta a menor resistência ao avanço e ao mesmo tempo consegue aumentar o amortecimento da resposta de *pitch*. Agora, se a faixa de velocidades de serviço da embarcação variar bastante e ficar muitas vezes nas velocidades menores, o bulbo *lente horizontal* é mais adequado e além de tudo, é o que apresenta o maior amortecimentos em *pitch*.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizado uma análise de resistência ao avanço de quatro tipos de bulbos para três números de Froude diferentes. Os métodos empíricos não são robustos o suficiente para gerar resultados confiáveis para essa análise. Então, o método utilizado foi o numérico, através do *computer fluid dynamics* (CFD) no programa STAR CCM+.

Os métodos empíricos abordados foram o Holtrop e Mennen (1984) e Slender Body, que na verdade se trata de um método semi-empírico, mas ambos mostraram resultados distintos da série.

O primeiro passo para a etapa numérica foi escalonar o modelo 4212w da série 60 para um Lpp de 4,5 metros. O programa Freeship foi utilizado para fazer essa modelagem e o resultado obtido foi um casco com dimensões que diferem no máximo em 1% em relação ao modelo da série 60.

A discretização do volume computacional foi feita com base na análise da convergência da malha e da continuidade das camadas prismáticas. Para garantir uma camada prismática contínua, pequenas alterações nas partes muito finas, como as quinas do casco tiveram que ser feitas.

Verificou-se as entradas, definição das condições de contorno, *time step* e condições de parada da simulação no programa STAR CCM+, bem como o modelo de turbulência mais adequado para esse caso. A validação da simulação foi feita a partir do experimento da série 60 para garantir resultados coerentes.

Após a validação da simulação, os procedimentos foram repetidos para cada tipo de bulbo. Os bulbos foram desenhados em cima do casco da série 60 no programa Rhinoceros e então, importados no STAR CCM+ para realizar as simulações.

Os bulbos apresentaram comportamentos parecidos entre si, para os números de Froude de 0,15 e 0,20 o sistema de ondas criado foi construtivo e para o Froude de 0,25, foi destrutivo.

Os bulbos tipo *O* e *nabla* tiveram um grande aumento de resistência para os Froudes menores, porém foram os que apresentaram os menores resultados para o maior valor de Froude analisado.

Os bulbos *lente vertical* e *horizontal* não tiveram tanto aumento na resistência para Froudes mais baixos, mas também a redução para o Froude de 0,25 não foi tão intensa, principalmente para o bulbo *lente vertical*.

Zimmermann (2015) contribuiu ao presente trabalho ao disponibilizar os valores dos RAOs de *heave* e *pitch* para os números de Froude de 0,15 e 0,25 dos bulbos estudados.

Os bulbos apresentaram um maior amortecimento no movimento de *heave* quando navegando no Froude de 0,15 do no Froude de 0,25. Porém, não houve mudança significativa da frequência natural e do perfil da curva. Para o movimento de *pitch* de Froude igual a 0,25, todos os bulbos aumentaram o amortecimento, sendo o bulbo *lente horizontal* o que apresentou uma alteração mais intensa.

Por fim, é importante destacar as fontes de incertezas geradas durante os trabalhos, tais como: as alterações nos cascos para gerar as camadas prismáticas, discretização do volume computacional, aproximações do modelo de turbulência escolhido e correlações da extrapolação modelo-navio.

Algumas sugestões para trabalhos futuros são variar o comprimento e largura dos bulbos, além de realizar simulações para velocidades referentes ao navio em escala real a cada 1 nó. Assim, é possível identificar os pontos em que o sistema de ondas gerado é destrutivo e aqueles em que o sistema de ondas é construtivo. Outra sugestão é diminuir o calado dos cascos com bulbo para compensar o aumento do volume, tornando a comparação entre eles e o casco sem bulbo mais justa.

REFERÊNCIAS

- AMERICAN TOWING TANK CONFERENCE, Newport News, v. 7, 1947.
- ARAUJO, M. **Estimativa do fator de forma e da resistência ao avanço de embarcações através da dinâmica dos fluidos computacional**. 113p. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Naval, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2014.
- BAVA, S. C. A globalização como produção da desigualdade e da pobreza em escala global. **Amostra ecofalante de cinema ambiental**, São Paulo, v.2, 2013.
- BERTRAM, V. **Practical ship hydrodynamics**, Grã Bretanha: Butterworth Heinemann, 2000.
- BERTRAM, V.; SCHNEEKLUTH, H. **Ship design for efficiency and economy**, Woburn: Butterworth Heinemann, 1998.
- BUCAN, B.; BUCA, M. P.; RUZIC. S. **Numerical modelling of the flow around the tanker hull at model scale**. Brodogradnja, p.117-122, 2008.
- CMNMINs, W. E. **Hydrodynamic forces and moments acting on a slender body of revolution moving under a regular train of waves**, David Taylor Model Basin Report, 2000.
- COUSER, P.; WELLICOME, J. F.; MOLLAND, A. F. An improved method for theoretical prediction of wave resistance of transom-stern hulls using a slender body approach. **International Shipbuilding Progress**, v. 45, 1998.
- FORTUNA, A. O. **Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos**, São Paulo: Edusp, 2000.
- FRANSEN, R. **3rd INCA Colloquium**, ONERA, Toulouse, 2011.
- HOLTROP, J. A statistical re-analysis of resistance and propulsion data. **International Shipbuilding Progress**, Amsterdam, v. 31, n. 363, p. 272-276, 1984.
- INTERNATIONAL TOWING TANK CONFERENCE, Madri, v.8, 1957.
- KELVIN, L. Ship Waves. **Transactions of IME**, Londres, 1887.
- KRACHT, A. Design of bulbous bow. **SNAME**, v. 86, p. 197-217, 1978.
- KRISTIANSEN, S. **Maritime transportation: safety management and risk analysis**, New York: Routledge, 2013.
- LIRA, W. M.; CAVALCANTI, P. R.; COELHO, L. C. G.; MARTHA, L. F. **A Modeling Methodology for Finite Element Mesh Generation of Multi-Region Models with Parametric Surfaces**, Computers & Graphic, 2002.

MAXSURF RESISTANCE ® **User Manual**. Bentley Systems, 2013.

MICHELL, J. H. The wave resistance of a ship. **Philosophical Magazine**, v. 45, p. 106-123, 1898.

MOLLAND, A. F.; TURNOCK, S.R.; HUDSON, D. A. **Ship resistance and propulsion**. Cambridge: Cambridge University Press, 2011.

NAKAMURA, S. Experiments on the Series 60 $C_b=0.60$ and 0.70 Ship-Models in Regular Head Waves. **International Towing Tank Conference**, Tokyo, v. 11, p. 418-420, 1966.

NETO A. S. Simulação de grandes escalas de escoamentos turbulentos. **Associação Brasileira de Ciências Mecânicas-ABCM**, Rio de Janeiro, v. 1, p. 159-190, 2002.

RAVEN, H. C.; VAN, A. P.; STARKE, A. R.; EÇA, L. Towards a CFD-based prediction of ship performance – progress in predicting full-scale resistance and scale effects. **RINA MARINE CFD conference**, 2008.

RAWSON, K. J. **Basic Ship Theory**. Butterworth: Heinemann, 2001.

RODI, W.; MANSOUR, N. N. Low Reynolds Number k-epsilon Modeling with Aid of Direct Simulation Data. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 250, p. 509-529, 1993.

STAR-CCM+® **User Guide**. CD-ADAPCO, 2015.

SOUZA, F. A.; OLIVEIRA, L.; AZEVEDO, J. L. L.; MATA, M. M. Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. **Revista brasileira de Geofísica**, v. 29, p. 21-41, 2011.

SMITH, S. L. BSRA resistance experiments on the Lucy Ashton. **Transactions of institution of Naval Architects**, 1955.

STEVENS institute of technology. **Davidson Lab**. Disponível em: <<http://www.stevens.edu/>>. Acesso em: 15 de mar. 2017.

TODA, Y.; STERN, F.; TANAKA, I.; PATEL, V. Mean-flow measurements in the boundary layer and wake of a series 60 $C_b=0.6$ model ship with and without Propeller. **American Towing Tank Conference**, Iowa City, v.25, 1998.

TODD, F. H. **Series 60 methodical experiments with models of single-screw merchant ships**. David Taylor Model Basin Washigton DC, 1963.

TRINDADE, J. **Hidrodinâmica e propulsão: engenharia de máquinas marítimas**. Portugal, 2012.

VESSEL tracking of largest ships in the world. **Vessel Tracking**. Disponível em: <<http://www.vesseltracking.net/>>. Acesso em: 30 ago. 2016.

YOUTUBE. RANS vs LES. Disponível em: <<http://www.youtube.com/>>. Acesso em: 15 set. 2017.

WILCOX, D. C. **Turbulence modeling for CFD**. La Canada, CA: DCW industries, 1998.

ZIMMERMANN, D. **Influência do bulbo no comportamento de mar de um casco da série 60 em ondas de proa**. 2015. 119 p. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Naval, Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2015.

ZUBALY, R. B. **Applied naval architecture**. Atglen: Schiffer Publishing Ltd, 1996.

ANEXO A – RESISTÊNCIA AO AVANÇO - HOLTROP E MENNEN 1984

Para números de Froude inferiores a 0,40 pode-se calcular a resistência de ondas pela Equação 1.

$$R_W = c_1 c_2 c_5 \nabla \rho g \exp\{m_1 F_r^d + m_4 \cos(\lambda F_r^{-2})\} \quad (1)$$

O coeficiente c_1 pode ser calculado pela Equação 2.

$$c_1 = 2223105 c_7^{3,78613} \frac{T^{1,07961}}{B} (90 - i_E)^{-1,37565} \quad (2)$$

Onde c_7 pode ser calculado pela Equação 3, para valores de B/L entre 0,11 e 0,25.

$$c_7 = \frac{B}{L} \text{ quando } 0,11 < \frac{B}{L} < 0,25 \quad (3)$$

E i_E é o meio ângulo de entrada na proa, e pode ser calculado pela Equação 4.

$$i_E = 1 + 89 \exp\left\{-\left(\frac{L}{B}\right)^{0,80856} (1 - C_{WP})^{0,30484} \times (1 - C_P - 0,0225 LCB)^{0,6367} \left(\frac{L_R}{B}\right)^{0,34574} \left(100 \frac{\nabla}{L^3}\right)^{0,16302}\right\} \quad (4)$$

O L_R é definido pela Equação 5.

$$L_R = L_{WL} \frac{1 - C_P + 0,06 C_P LCB}{4 C_P - 1} \quad (5)$$

O coeficiente c_2 pode ser calculado pela Equação 6.

$$c_2 = \exp(-1,89 \sqrt{c_3}) \quad (6)$$

O coeficiente c_3 pode ser calculado pela Equação 7.

$$c_3 = \frac{0,56A_{BT}^{1,5}}{BT(0,31\sqrt{A_{BT}+T_F-h_B})} \quad (7)$$

O coeficiente c_5 pode ser calculado pela Equação 8. Sendo A_T a área submersa transversal da popa transom.

$$c_5 = 1 - \frac{0,8A_T}{(BTC_M)} \quad (8)$$

O coeficiente m_1 pode ser calculado pela Equação 9.

$$m_1 = 0,0140407 \frac{L}{T} - 1,7525 \frac{\nabla^{1/3}}{L} - 4,79323 \frac{B}{L} - c_{16} \quad (9)$$

Onde o coeficiente c_{16} é obtido pela Equação 10, para valores de C_p menores que 0,8.

$$c_{16} = 8,07981C_p - 13,8673C_p^2 + 6,984388C_p^3 \text{ quando } C_p < 0,8 \quad (10)$$

O coeficiente m_4 pode ser calculado pela Equação 11.

$$m_4 = c_{15} 0,4 \exp(-0,034Fr^{-3,29}) \quad (11)$$

Onde o coeficiente c_{15} é obtido pela Equação 12, para valores em que a relação comprimento ao cubo por volume deslocado for menor que 512.

$$c_{15} = -1,69385 \text{ quando } \frac{L^3}{\nabla} < 512 \quad (12)$$

O coeficiente λ pode ser calculado pela Equação 13, para quando a relação comprimento pela boca for menor que 12.

$$\lambda = 1,446C_p - 0,03 \frac{L}{B} \text{ quando } \frac{L}{B} < 12 \quad (13)$$

O coeficiente d é definido como -0,90.

A.1 RESISTÊNCIA DE FRICÇÃO (RF)

Essa parcela da resistência foi calculada conforme a Equação 4, (ITTC, 1957).

A.2 FATOR DE FORMA (1+K)

O fator de forma (1+k) foi calculado pela Equação 14.

$$1 + k = 1 + k_1 + [(1 + k_1)] \frac{S_{app}}{S_{tot}} \quad (14)$$

Onde (1+k₁) é o fator de forma do casco nu, calculado pela Equação 15.

$$1 + k_1 = 0,93 + \left(\frac{T}{L}\right)^{0,22284} \left(\frac{B}{L_R}\right)^{0,92497} (0,95 - C_P)^{-0,521448} (1 - C_P + 0,0225)^{0,6906} \quad (15)$$

A.3 RESISTÊNCIA DE CORRELAÇÃO MODELO-NAVIO (Ra)

A resistência de correlação entre modelo e navio leva em conta os efeitos da resistência do ar e da rugosidade do casco e pode ser calculada pela Equação 16.

$$Ra = 0,5 \rho S V^2 Ca \quad (16)$$

Onde o coeficiente de correlação pode ser calculado pela Equação 19. E c₄ pode ser obtido pela Equação 17.

$$Ca = 0,006 (L + 100)^{-0,16} - 0,00205 + 0,003 \sqrt{\frac{L}{7,5}} C_B^4 c_2 (0,04 - c_4) \quad (17)$$

Para valores em que a relação calado a vante pelo comprimento for maior que 0,04.

$$c_4 = 0,04 \text{ quando } \frac{T_F}{L} > 0,04 \quad (18)$$

ANEXO B – COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA TOTAL DO MODELO 4212 W

Figura B 1 – Coeficiente de resistência total do modelo 4212w da série 60 para cada velocidade.

Table 18 – Resistance Data as Values of C_T to a Base of $\frac{V}{\sqrt{L_{WL}}}$
LCB Series 0.70 Block Coefficient Models
 (Ship dimensions—400.0 ft × 57.14 ft × 22.86 ft × 10456 tons. Turbulence stimulated by studs)

Model No. LCB as % L_{BP} from ②		4230 2.05A	4221 0.55A	4212 0.50F	4222 1.54F	4223 2.55F
$V/\sqrt{L_{WL}}$ ③		$C_i \times 10^3$ for 400-ft L_{BP}				
0.25	0.629	2.960	2.829	2.894	2.824	2.752
0.30	0.755	2.932	2.786	2.851	2.776	2.713
0.35	0.881	2.915	2.750	2.815	2.738	2.688
0.40	1.006	2.903	2.729	2.794	2.716	2.681
0.45	1.132	2.900	2.738	2.793	2.742	2.695
0.50	1.258	2.904	2.762	2.796	2.754	2.719
0.55	1.384	2.937	2.793	2.803	2.758	2.760
0.60	1.510	2.971	2.811	2.866	2.836	2.826
0.65	1.636	3.001	2.867	2.915	2.908	2.945
0.675	1.698	3.033	2.896	2.923	2.943	3.041
0.70	1.761	3.054	2.931	2.956	3.003	3.151
0.725	1.824	3.083	2.976	3.039	3.092	3.274
0.75	1.887	3.117	3.050	3.155	3.238	3.448
0.775	1.950	3.171	3.148	3.311	3.451	3.706
0.80	2.013	3.235	3.255	3.445	3.650	4.005
0.85	2.139	3.436	3.495	3.711	4.023	4.675
0.90	2.264	4.220	4.457	4.652	5.152	5.650
0.95	2.390	5.882	6.172	6.602	6.965	7.502
1.00	2.516	7.647	8.002	8.662	8.887	9.627
1.05	2.642	8.693	9.180	9.918	10.330	11.143
1.10	2.768	8.884	9.312	10.049	10.554	11.409
1.15	2.894	8.516	9.126	9.596	10.151	11.006
1.20	3.019			9.323		

Fonte: Todd (1963, p. VI-7).

APÊNDICE C – TABELAS DE COLAS ESCALONADA

0.000			0.450	0.113	0.064	1.350	0.319	0.386
			0.450	0.125	0.129			
0.000	0.000	0.000	0.450	0.131	0.193	1.575	0.000	0.000
0.000	0.000	0.000	0.450	0.138	0.257	1.575	0.302	0.000
0.000	0.000	0.019	0.450	0.152	0.321	1.575	0.312	0.019
0.000	0.000	0.064	0.450	0.172	0.386	1.575	0.316	0.064
0.000	0.000	0.129				1.575	0.320	0.129
0.000	0.000	0.193	0.675	0.000	0.000	1.575	0.321	0.193
0.000	0.000	0.257	0.675	0.077	0.000	1.575	0.321	0.257
0.000	0.006	0.321	0.675	0.145	0.019	1.575	0.321	0.321
0.000	0.016	0.386	0.675	0.177	0.064	1.575	0.321	0.386
			0.675	0.193	0.129			
0.113	0.000	0.000	0.675	0.202	0.193	1.800	0.000	0.000
0.113	0.003	0.000	0.675	0.211	0.257	1.800	0.321	0.000
0.113	0.016	0.019	0.675	0.221	0.321	1.800	0.321	0.019
0.113	0.023	0.064	0.675	0.236	0.386	1.800	0.321	0.064
0.113	0.026	0.129				1.800	0.321	0.129
0.113	0.028	0.193	0.900	0.000	0.000	1.800	0.321	0.193
0.113	0.030	0.257	0.900	0.140	0.000	1.800	0.321	0.257
0.113	0.038	0.321	0.900	0.201	0.019	1.800	0.321	0.321
0.113	0.057	0.386	0.900	0.233	0.064	1.800	0.321	0.386
			0.900	0.250	0.129			
0.225	0.000	0.000	0.900	0.258	0.193	2.025	0.000	0.000
0.225	0.008	0.000	0.900	0.266	0.257	2.025	0.321	0.000
0.225	0.035	0.019	0.900	0.274	0.321	2.025	0.321	0.019
0.225	0.051	0.064	0.900	0.282	0.386	2.025	0.321	0.064
0.225	0.057	0.129				2.025	0.321	0.129
0.225	0.059	0.193	1.125	0.000	0.000	2.025	0.321	0.193
0.225	0.062	0.257	1.125	0.208	0.000	2.025	0.321	0.257
0.225	0.074	0.321	1.125	0.252	0.019	2.025	0.321	0.321
0.225	0.096	0.386	1.125	0.275	0.064	2.025	0.321	0.386
			1.125	0.291	0.129			
0.338	0.000	0.000	1.125	0.296	0.193	2.250	0.000	0.000
0.338	0.017	0.000	1.125	0.301	0.257	2.250	0.321	0.000
0.338	0.059	0.019	1.125	0.305	0.321	2.250	0.321	0.019
0.338	0.081	0.064	1.125	0.309	0.386	2.250	0.321	0.064
0.338	0.090	0.129				2.250	0.321	0.129
0.338	0.095	0.193	1.350	0.000	0.000	2.250	0.321	0.193
0.338	0.100	0.257	1.350	0.267	0.000	2.250	0.321	0.257
0.338	0.113	0.321	1.350	0.288	0.019	2.250	0.321	0.321
0.338	0.135	0.386	1.350	0.303	0.064	2.250	0.321	0.386
			1.350	0.312	0.129			
0.450	0.000	0.000	1.350	0.315	0.193	2.475	0.000	0.000
0.450	0.032	0.000	1.350	0.317	0.257	2.475	0.321	0.000
0.450	0.086	0.019	1.350	0.318	0.321	2.475	0.321	0.019

2.475	0.321	0.064	3.375	0.247	0.064	4.163	0.053	0.064
2.475	0.321	0.129	3.375	0.279	0.129	4.163	0.067	0.129
2.475	0.321	0.193	3.375	0.298	0.193	4.163	0.094	0.193
2.475	0.321	0.257	3.375	0.309	0.257	4.163	0.160	0.257
2.475	0.321	0.321	3.375	0.317	0.321	4.163	0.219	0.321
2.475	0.321	0.386	3.375	0.321	0.386	4.163	0.254	0.386
2.700	0.000	0.000	3.600	0.000	0.000	4.275	0.000	0.000
2.700	0.309	0.000	3.600	0.111	0.000	4.275	0.007	0.000
2.700	0.314	0.019	3.600	0.164	0.019	4.275	0.023	0.019
2.700	0.318	0.064	3.600	0.194	0.064	4.275	0.029	0.064
2.700	0.321	0.129	3.600	0.233	0.129	4.275	0.034	0.129
2.700	0.321	0.193	3.600	0.265	0.193	4.275	0.053	0.193
2.700	0.321	0.257	3.600	0.288	0.257	4.275	0.118	0.257
2.700	0.321	0.321	3.600	0.305	0.321	4.275	0.184	0.321
2.700	0.321	0.386	3.600	0.316	0.386	4.275	0.226	0.386
2.925	0.000	0.000	3.825	0.000	0.000	4.388	0.000	0.000
2.925	0.275	0.000	3.825	0.060	0.000	4.388	0.005	0.000
2.925	0.295	0.019	3.825	0.109	0.019	4.388	0.007	0.019
2.925	0.308	0.064	3.825	0.137	0.064	4.388	0.007	0.064
2.925	0.319	0.129	3.825	0.171	0.129	4.388	0.008	0.129
2.925	0.321	0.193	3.825	0.212	0.193	4.388	0.014	0.193
2.925	0.321	0.257	3.825	0.253	0.257	4.388	0.073	0.257
2.925	0.321	0.321	3.825	0.283	0.321	4.388	0.143	0.321
2.925	0.321	0.386	3.825	0.302	0.386	4.388	0.189	0.386
3.150	0.000	0.000	4.050	0.000	0.000	4.500	0.000	0.000
3.150	0.227	0.000	4.050	0.025	0.000	4.500	0.000	0.000
3.150	0.262	0.019	4.050	0.062	0.019	4.500	0.000	0.019
3.150	0.285	0.064	4.050	0.079	0.064	4.500	0.000	0.064
3.150	0.308	0.129	4.050	0.101	0.129	4.500	0.000	0.129
3.150	0.315	0.193	4.050	0.137	0.193	4.500	0.000	0.193
3.150	0.319	0.257	4.050	0.197	0.257	4.500	0.029	0.257
3.150	0.321	0.321	4.050	0.246	0.321	4.500	0.092	0.321
3.150	0.321	0.386	4.050	0.275	0.386	4.500	0.141	0.386
3.375	0.000	0.000	4.163	0.000	0.000	EOF		
3.375	0.171	0.000	4.163	0.014	0.000			
3.375	0.217	0.019	4.163	0.041	0.019			

APÊNDICE D – TABELAS DAS RESISTÊNCIAS OBTIDAS POR CFD

Tabela D 1 – Resistência de pressão obtidas por CFD.

Resistência de Pressão (N)					
Froude	Casco Original	Bulbo 1	Bulbo 2	Bulbo 3	Bulbo 4
0,15	1,99	2,94	2,20	2,20	3,22
0,20	4,22	5,10	4,26	4,28	5,52
0,25	12,00	9,68	10,32	9,96	9,84

Fonte: Autor (2017).

Tabela D 2 – Resistência de fricção obtidas por CFD.

Resistência de Fricção (N)					
Froude	Casco Original	Bulbo 1	Bulbo 2	Bulbo 3	Bulbo 4
0,15	6,52	6,54	6,55	6,62	6,52
0,20	11,30	11,34	11,36	11,44	11,32
0,25	16,94	16,96	17,00	17,02	16,98

Fonte: Autor (2017).

Tabela D 3 – Resistência total obtidas por CFD.

Resistência Total (N)					
Froude	Casco Original	Bulbo 1	Bulbo 2	Bulbo 3	Bulbo 4
0,15	8,51	9,48	8,75	8,82	9,74
0,20	15,52	16,44	15,62	15,72	16,84
0,25	28,94	26,64	27,32	26,98	26,82

Fonte: Autor (2017).

APÊNDICE E – EXTRAPOLAÇÃO MODELO-NAVIO

Tabela E1 – Resistência total para um embarcação de 400 pés referente ao modelo 4212w da série 60.

Resistência Total para um navio de 400 pés (kN)				
Casco Original	Bulbo 1	Bulbo 2	Bulbo 3	Bulbo 4
110,25	139,73	127,38	126,91	146,06
210,05	245,15	232,64	232,18	254,85
422,87	415,35	434,60	425,86	420,53

Fonte: Autor (2017).