



DISPOSITIVOS HIDRODINÂMICOS ECONOMIZADORES DE ENERGIA EM EMBARCAÇÕES DE TRANSPORTE DE GÁS

Julio Cesar Costa da Silva Junior

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Antonio Carlos Fernandes

Rio de Janeiro

Março de 2018

DISPOSITIVOS HIDRODINÂMICOS ECONOMIZADORES DE ENERGIA EM
EMBARCAÇÕES DE TRANSPORTE DE GÁS

Julio Cesar Costa da Silva Junior

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Examinada por:

Prof. Antonio Carlos Fernandes, Ph.D.

Prof. Carl Horst Albrecht, D.Sc.

Prof. Luiz Antonio Vaz Pinto, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

MARÇO DE 2018

Silva Junior, Julio Cesar Costa

Dispositivos Hidrodinâmicos Economizadores de Energia Em Embarcações de Transporte de Gás / Julio Cesar Costa da Silva Junior. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2018.

XVI, 76 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Antonio Carlos Fernandes

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Oceânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 74-76.

1. Resistência ao avanço de navios. 2. Eficiência Propulsiva. 3. Hidrodinâmica. I. Fernandes, Antonio Carlos. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

Dedico este trabalho ao meu avô José Xavier da Silva, um dos maiores responsáveis pela viabilização da minha educação.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço aos meus pais, Marcia Regina e Julio Cesar, que nunca hesitaram em investir em minha formação, oferecendo todo o apoio necessário.

Minha gratidão também ao meu orientador Antonio Carlos Fernandes, que disponibilizou o seu laboratório (Laboratório de Ondas e Correntes – LOC) onde foram realizados ensaios que contribuíram muito para o entendimento do problema, além de compartilhar sua experiência ensinando soluções para as dificuldades encontradas.

Agradeço ao Instituto Brasileiro de Petróleo (IBP) o interesse no tema e o suporte dado. Esse foi muito significativo para a melhor compreensão do assunto e execução do trabalho, que tem relevância tanto para a academia quanto para a indústria de Óleo e Gás.

Agradeço a toda a equipe do LOC por auxiliar nos ensaios experimentais que foram realizados nesse laboratório, assim como nos computacionais. Luis, Neide, Igor, Anderson, Joel, Ivan, Diego e Lucas: muito obrigado.

Por fim, agradeço à Thamires Matos, que esteve presente nesses anos tornando-os mais aprazíveis, assim como aos amigos Lucas Machado, Daniel Bruno, Lucas Kawage e Daniel Costa, que fizeram do local de trabalho além de muito produtivo, um lugar divertido.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

DISPOSITIVOS HIDRODINÂMICOS ECONOMIZADORES DE ENERGIA EM EMBARCAÇÕES DE TRANSPORTE DE GÁS

Julio Cesar Costa da Silva Junior

Março/2018

Orientador: Antonio Carlos Fernandes

Programa: Engenharia Oceânica

Os Dispositivos Hidrodinâmicos Economizadores de Energia (ESD) são apêndices acoplados ao casco da embarcação. Eles podem ser dispostos a montante ou a jusante do propulsor e têm a finalidade de alterarem o escoamento nessas regiões a fim de melhorarem o desempenho da embarcação. Devido a restrições ambientais, esses dispositivos vêm sendo cada vez mais usados na indústria naval, a fim de diminuir o consumo de combustível e, conseqüentemente, a poluição marítima.

Este trabalho analisa a geometria de um ESD num navio de transporte de gás, visando ao aumento da eficiência propulsiva da embarcação. Para isso foi usado um software comercial de CFD (Mecânica dos Fluidos Computacional) para calcular as características do propulsor, a resistência ao avanço da embarcação e as características propulsivas do Ensaio de Autopropulsão na escala do modelo e do protótipo. No decorrer do trabalho são abordadas todas as configurações do modelo, as condições de contorno e as características das malhas utilizadas.

Além do estudo numérico, foram usados resultados de ensaios experimentais em escala reduzida, a fim de validar as simulações computacionais, o que traz mais confiabilidade a elas. Passada essa etapa, foram adicionados os ESDs na embarcação para avaliação da eficiência propulsiva. O resultado obtido mostra que do ponto de vista da eficiência propulsiva, é vantajosa a utilização desses dispositivos.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

ENERGY SAVING DEVICES IN GAS TRANSPORTING SHIPS

Julio Cesar Costa da Silva Junior

March/2018

Advisor: Antonio Carlos Fernandes

Department: Ocean Engineering

Energy Saving Devices (ESD) is appendages attached to the hull, which may be arranged upstream or downstream of the propeller and it can change the flow in those regions in order to improve the performance of the vessels. Due to environmental restrictions these devices have been increasingly used in the naval industry decrease in order to decrease fuel consumption and consequently, marine pollution.

This work analyzes the geometry of an ESD in a LNG transporting vessel in order to increase the propulsive efficiency of the ship. It was used a commercial CFD (Computational Fluid Mechanics) software to calculate propeller characteristics, the resistance and the propulsive characteristics in the Self-Propulsion Test, in the model and prototype scale. During the work is discussed the model's set up, boundary conditions and characteristics of the meshes.

In addition to the numerical study, it was used experimental results of the model scale in order to validate as computational simulations, which gives more reliability to these. After this step, they were added the ESDs in the hull of the ship to evaluate propulsive efficiency changes. The result obtained shows that in the point of view of propulsive efficiency, it is advantageous to use these hydrodynamics devices.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	x
LISTA de TABELAS	xii
1. CAPÍTULO 1	1
1.1. Introdução	1
1.2. Motivação	2
1.3. Objetivo	3
1.4. Revisão Bibliográfica	3
2. CAPÍTULO 2	6
2.1. Dispositivos Economizadores de Energia (ESDs)	6
2.2. ESDs a Montante do Propulsor	6
2.2.1. Defletores Horizontais	6
2.2.2. Defletores Transversais	7
2.2.3. Estatores (<i>Pre-Swirl Stator</i> – PSS)	8
2.2.4. Dutos (<i>Wake Equalizing Ducts</i> – WED)	9
2.2.5. Combinados	10
2.3. ESDs a Jusante do Propulsor	11
2.3.1. Dispositivos Pós-Propulsor - <i>Post-Swirl Devices</i>	11
2.3.2. Bulbo Costa (<i>Rudder Bulb</i>)	11
2.4. Hélices de Contra-Rotação	12
3. CAPÍTULO 3	13
3.1. Resistência ao Avanço	13
3.2. Resistência de Atrito	13
3.3. Resistência de Pressão	14
3.3.1. Resistência de Pressão Viscosa	14
3.3.2. Resistência de Onda	15
3.4. Outras Resistências	16
3.4.1. Resistência Aerodinâmica	16
3.4.2. Resistência Adicional	16
3.4.3. Resistência de Apêndices	17
3.5. Parâmetros Fundamentais no Estudo da Resistência ao Avanço	17
3.5.1. Número de Froude	17
3.5.2. Número de Reynolds	18
3.6. Fator de Redução do Empuxo (t)	18
3.7. Fator de Esteira (w)	19
4. CAPÍTULO 4	22
4.1. Ensaio em Tanques de Provas ...	22
4.2. Ensaio de Resistência ao Avanço	23
4.2.1. Método de Extrapolação	25
4.2.2. Ensaio em Escala Ultrarreduzida	28
4.3. Ensaio de Águas Abertas	32
4.4. Eficiência do Propulsor em Águas Abertas (η_0)	33
4.5. Ensaio de Autopropulsão	33
4.5.1. Eficiência do Casco (η_h)	36
4.5.2. Eficiência Propulsiva (η_D)	37
5. Metodologia.. Erro! Indicador não definido.	
5.1. Geometria	42
5.1.1. Geometria do Modelo	42
5.1.2. Geometria do Propulsor	42
5.1.3. Geometria do ESD tipo Duto ...	43
5.1.4. Geometria do ESD tipo Estator	44
5.1.5. Geometria do ESD Tipo Combinado	45
5.1.6. Geometria do ESD tipo Combinado 2	46
5.2. Modelo Matemático para o CFD	47
5.3. 5.3 Equações de Reynolds	48
5.4. Formulação Numérica	49
5.5. Malha Computacional	49
5.5.1. Malha do Ensaio de Resistência ao Avanço	49
5.5.2. Malha do Ensaio de Águas Abertas	53
5.5.3. Teste de Independência de Malha do Ensaio de Águas Abertas	53
5.6. Domínio Computacional	54
5.6.1. Domínio Computacional do Ensaio de Resistência ao Avanço	54
5.6.2. Domínio Computacional do Ensaio de Águas Abertas	54
5.7. Condições de Contorno	55
5.7.1. Condições de Contorno Para a Simulação do Ensaio de Resistência ao Avanço	55
5.7.2. Condições de Contorno Para a Simulação do Ensaio de Águas Abertas	56
5.7.3. Condições de Contorno Para a Simulação do Ensaio de Autopropulsão	57

5.8. Resultados	58		
5.8.1. Resistência ao avanço experimental e simulada em CFD 1:300	58		
5.8.2. Resistência ao avanço experimental e simulada em CFD 1:97,44	59		
5.8.3. Curva do propulsor obtida na simulação do ensaio de águas abertas..	61		
5.8.4. Resultados da simulação do ensaio de autopropulsão sem ESD.....	62		
5.8.5. Resultados da simulação do ensaio de autopropulsão com ESD	64		
5.8.6. Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Estator	65		
		5.8.7. Resultados da simulação do ensaio de autopropulsão com ESD tipo Combinado 1	66
		5.8.1. Resultados da simulação do ensaio de autopropulsão com ESD tipo Combinado 2	67
		5.8.2. Avaliação da mudança na eficiência propulsiva	69
		5.8.3. Resultados da Simulação de Autopropulsão na Escala do Protótipo..	71
		6. Capítulo 6.....	73
		6.1. Conclusão	73
		6.2. Trabalhos Futuros	74
		Referências	75

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: ESD a montante do propulsor. Fonte: Becker Marine Systems [20]	1
Figura 2: estimativa de redução de emissão de CO ₂ - milhares de toneladas (ref.[24]) ..	2
Figura 3: Defletores horizontais retos (Ref.[23])	6
Figura 4: Defletores curvados tipo Grothues (Ref.[22]).....	7
Figura 5: Geometria dos defletores transversais (Ref.[4])	7
Figura 6: Efeito no fator de esteira [21]	8
Figura 7: ESDs do tipo estator (Ref.[4]).....	8
Figura 8: Schneekluth Wake Equalizing Duct – WED (Ref.[6])	9
Figura 9: ESD Mewis Duct (Ref.[20])	10
Figura 10: Outros dispositivos combinados (Ref.[23])	11
Figura 11 e Figura 12: Dispositivos à Ré do propulsor (Ref.[4]).....	11
Figura 13: Bulbo Costa (www.sva-potsdam.de/en/energy-saving-devices)	12
Figura 14 e Figura 15: Hélices de Contra Rotação (Ref.[25]).....	12
Figura 16: Decomposição da Resistência ao Avanço (REF.[26])	13
Figura 17: Variação do coeficiente friccional com o número de Reynolds (Ref.[26]) ..	14
Figura 18: Evolução da camada limite (Ref.[27])	15
Figura 19: Comportamento da camada limite em uma embarcação (Ref. [27])	15
Figura 20: Padrão de ondas de kelvin (Ref.[28]).....	16
Figura 21: Componentes da esteira potencial e viscosa (Ref. [29])	19
Figura 22: Componente de onda da esteira (Ref. [29])	20
Figura 23: Comparação entre esteira nominal e efetiva – Metor Trials (1967)	21
Figura 24: Desenho esquemático do ensaio de resistência (Bertram 2015)	23
Figura 25: Curva para determinação do fator de forma (Ref. [27])	24
Figura 26: Zona de transição entre escoamento laminar e transiente (Ref.[27]).....	25
Figura 27: Curvas de resistências friccional e residual no modelo e navio (HARVALD, 1983).....	28
Figura 28 e Figura 29: Proa dos modelos ensaiados no LOC	29
Figura 30: Canal de correntes - LOC.....	30
Figura 31: Procedimento experimental simplificado.....	31
Figura 32: Comparação entre a resistência ao avanço dos modelos.....	31
Figura 33: Figura esquemática do Ensaio de Águas Abertas	32
Figura 34: Resultado do ensaio de águas abertas	33
Figura 35: Figura esquemática do ensaio de autopropulsão (Bertram, 2015)	35
Figura 36 - Fluxograma da Metodologia de Análise	40
Figura 37: Vistas lateral, frontal e traseira do hélice	42
Figura 38: Figura esquemática do ESD	43
Figura 39: Vista frontal do do ESD tipo Duto e propulsor.....	43
Figura 40: Vista isométrica do ESD tipo Duto.....	44
Figura 41: Geometria do ESD tipo Estator.....	44
Figura 42: Geometria do ESD tipo Estator.....	45
Figura 43: ESD Combinado	46
Figura 44: Vista isométrica do ESD Combinado 1	46
Figura 45: ESD Combinado 2	47
Figura 46: Vista isométrica do ESD Combinado 2	47
Figura 47: Malha computacional.....	50
Figura 48: Zonas de Refinamento	50
Figura 49: Camada prismática da malha.....	51

Figura 50: Valores de y^+ abaixo de 1 na escala do modelo	52
Figura 51: Malha do Ensaio de Águas Abertas	53
Figura 52: Domínio do ensaio de resistência.....	54
Figura 53: Vista lateral do domínio do ensaio de águas abertas	54
Figura 54: Vista Superior Da Simulação do Ensaio de Águas Abertas.....	55
Figura 55: Condições de contorno da simulação do ensaio de resistência.....	55
Figura 56- Condições De Contorno Da Simulação Do Ensaio De Águas Abertas – Parte estática	57
Figura 57: Condições de contorno da simulação do ensaio de águas abertas – parte rotacional	57
Figura 58: Domínio rotacional da simulação de autopropulsão	58
Figura 59: Resultados na escala 1:300	59
Figura 60: Resultados na Escala 1:97,44.....	60
Figura 61: Padrão de Ondas na simulação do ensaio de resistência ao avanço.....	60
Figura 62: Simulação Ensaio de Autopropulsão	61
Figura 63: Método de busca de ponto de autopropulsão	62
Figura 64: Propulsor à ré do navio sem ESD	63
Figura 65 : Propulsor à Ré do Navio	64
Figura 66: ESD tipo Estator.....	65
Figura 67: ESD tipo Combinado 1	66
Figura 68- ESD tipo Combinado 2	68
Figura 69: Eficiência propulsiva das simulações para a velocidade equivalente a 19,50 nós.....	70
Figura 70: Eficiência propulsiva das simulações para a velocidade equivalente a 16 nós	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dimensões principais dos modelos.....	29
Tabela 2: Características do Canal	30
Tabela 3: Características do Modelo	42
Tabela 4- Características do propulsor	42
Tabela 5: Análise de Influência da Malha	52
Tabela 6: Teste de malha do ensaio de águas abertas.....	53
Tabela 7: Configuração das Condições de Contorno	56
Tabela 8: Configurações Físicas	56
Tabela 9: Resultados na escala 1:300	59
Tabela 10: Resultados na escala 1:97,44	60
Tabela 11: Resultados do coeficiente de empuxo na simulação do ensaio de águas abertas.....	61
Tabela 12: Resultados do coeficiente de torque na simulação do ensaio de águas abertas	61
Tabela 13: Resultados da eficiência na simulação do ensaio de águas abertas.....	62
Tabela 14: Resultados da simulação da autopropulsão sem ESD para a velocidade de 19,50 nós.....	63
Tabela 15: Resultados da simulação da autopropulsão sem ESD para a velocidade de 16 nós.....	63
Tabela 16: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Duto e velocidade equivalente à 19,50 nós	64
Tabela 17 - Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Duto e velocidade equivalente a 16,00 nós	65
Tabela 18: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Estator e velocidade equivalente a 19,50 nós	65
Tabela 19: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Estator e velocidade equivalente a 16,00 nós	66
Tabela 20: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Combinado 1 e velocidade equivalente a 19,50 nós	67
Tabela 21: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Combinado 1 e velocidade equivalente a 16 nós	67
Tabela 22: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Combinado 2 e velocidade equivalente a 19,50 nós	68
Tabela 23: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Combinado 1 e velocidade equivalente a 16 nós	68
Tabela 24: Resultados da rotação, empuxo e torque para a velocidade de 19 nós.....	69
Tabela 25: Resultados do fator de redução de empuxo, coeficiente de esteira, eficiência do casco, propulsiva e o ganho na eficiência, comparado ao sem ESD para a velocidade de 19,50 nós.....	69
Tabela 26: Resultados da rotação, empuxo e torque para a velocidade de 19 nós.....	70
Tabela 27: Resultados do fator de redução de empuxo, coeficiente de esteira, eficiência do casco, propulsiva e o ganho na eficiência, comparado ao sem ESD para a velocidade de 16 nós.....	70
Tabela 28 - Resultado na escala do protótipo para a velocidade de 19,50 nós	71
Tabela 29 - Resultado na escala do protótipo para a velocidade de 16 nós	72

Nomenclatura

B	Boca da embarcação	[m ²]
C _D	Coeficiente de Arrasto	[-]
C _{FM}	Coeficiente friccional do modelo	[-]
C _{FS}	Coeficiente friccional do protótipo	[-]
C _R	Coeficiente Residual	[-]
C _T	Coeficiente de Resistência Total	[-]
C _V	Coeficiente de pressão viscosa	[-]
C _w	Coeficiente de onda	[-]
C _A	Coeficiente de resistência do ar	[-]
C _{AA}	Coeficiente de rugosidade	[-]
D	Diâmetro do propulsor	[m]
F _D	Força de arrasto	[N]
F _R	Número de Froude	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
L	Comprimento	[m]
LOA	Comprimento total da embarcação	[m]
J	Coeficiente de avanço do propulsor	[-]
K	Fator de forma	[-]

K_T	Coeficiente de empuxo do propulsor	[-]
K_Q	Coeficiente de torque do propulsor	[-]
N	Rotação do propulsor	$[s^{-1}]$
P	Pressão	[Pa]
P_E	Potência efetiva	[W]
P_D	Potência entregue	[W]
P_T	Potência propulsiva	[W]
Q	Torque do propulsor	[Nm]
T	Empuxo do propulsor	[N]
Re	Número de Reynolds	[-]
R_F	Parcela friccional da resistência ao avanço	[N]
R_P	Parcela de pressão da resistência ao avanço	[N]
R_V	Parcela viscosa da resistência ao avanço	[N]
S_M	Área molhada do modelo	$[m^2]$
S_S	Área molhada do protótipo	$[m^2]$
T	Empuxo do propulsor	[N]
V_M	Velocidade do modelo	[m/s]
V_S	Velocidade do protótipo	[m/s]
V_a	Velocidade de avanço	[m/s]
w	Coeficiente de esteira nominal	[-]
w_T	Coeficiente de esteira efetivo	[-]

Z	Número de pás do propulsor	[-]
η_D	Eficiência Propulsiva	[-]
η_o	Eficiência do propulsor em águas abertas	[-]
η_h	Eficiência do casco	[-]
η_{RR}	Eficiência relativa rotativa	[-]
ρ	Massa específica do meio fluido	[kg/m ³]
μ	Viscosidade dinâmica do meio fluido	[Ns/m ²]

Lista de Abreviaturas

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
EEDI	<i>Energy Efficiency Design Index</i>
ESD	<i>Energy Saving Devices</i>
IMO	<i>International Maritime Organization</i>
ITTC	<i>International Towing Tank Committee</i>
LOC	Laboratório de Ondas e Correntes
NACA	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i>
MRF	<i>Moving reference frame method</i>
MPEC	<i>Marine Environmental Pollution Committee</i>
OWT	<i>Open Water Test</i>
PSS	<i>Pre-Swirl Stator</i>
RANS	<i>Reynolds-average Navier-Stokes</i>
RPM	Revoluções por Minuto
VOF	<i>Volume-of-Fluid</i>
WED	<i>Wake Equalizing Duct</i>

CAPÍTULO 1

1.1. Introdução

A melhoria da eficiência energética utilizada para propelar a embarcação é um dos principais objetivos dos projetistas navais. Com essa proposta, foram desenvolvidos os Dispositivos Hidrodinâmicos Economizadores de Energia – *Energy Saving Devices* (ESDs). Esses dispositivos podem ser definidos como apêndices posicionados a jusante ou a montante do propulsor, ou até acoplados a ele, no intuito de redirecionar as linhas de fluxo do fluido de forma que a eficiência propulsiva seja aumentada. Diversos tamanhos e formatos desses apêndices já foram desenvolvidos, no entanto, sua utilização deve ser estudada caso a caso, para que possíveis perdas na eficiência sejam evitadas. A Figura 1 mostra um desses dispositivos, neste caso, colocado a montante do propulsor.



Figura 1: ESD a montante do propulsor. Fonte: Becker Marine Systems [20]

Este trabalho irá, por meio do uso de dinâmica dos fluídos computacional (CFD), analisar o impacto de ESDs na eficiência propulsiva de uma embarcação de transporte de gás.

1.2. Motivação

A maior parte do transporte mundial de carga é feita por navios, para os quais o maior custo operacional é o de combustível. Dito isso, a primeira motivação para o uso dos ESDs é o aumento da eficiência da embarcação que pode levar a significativas economias nesse custo. Estimativas baseadas em testes experimentais e numéricos indicam que esses dispositivos podem acarretar uma melhoria na eficiência propulsiva de aproximadamente 5% (Referência [1]), dependendo do tipo de embarcação e do tipo de ESD.

Outra vantagem na utilização desses dispositivos é a redução da emissão de CO₂ (gás carbônico) à atmosfera, critério que é cada vez mais avaliado pelas organizações ambientais e pela *Internacional Maritime Organisation* (IMO). O Comitê de Proteção ao Meio Ambiente Marinho (MPEC-IMO) adotou a proposta de reduzir as emissões geradas por navios novos em 30% até 2030 [2]. Com essa expectativa, o órgão desenvolveu o Sistema de Índices de Eficiência Energética de Projeto (EEDI), para navios novos.

A Figura 2 apresenta a estimativa de redução de emissões de CO₂, levando em consideração dois cenários que variam de acordo com a adesão de políticas climáticas, onde o cenário otimista é representado em azul escuro (B2) e o cenário pessimista é representado em azul claro (A1B).

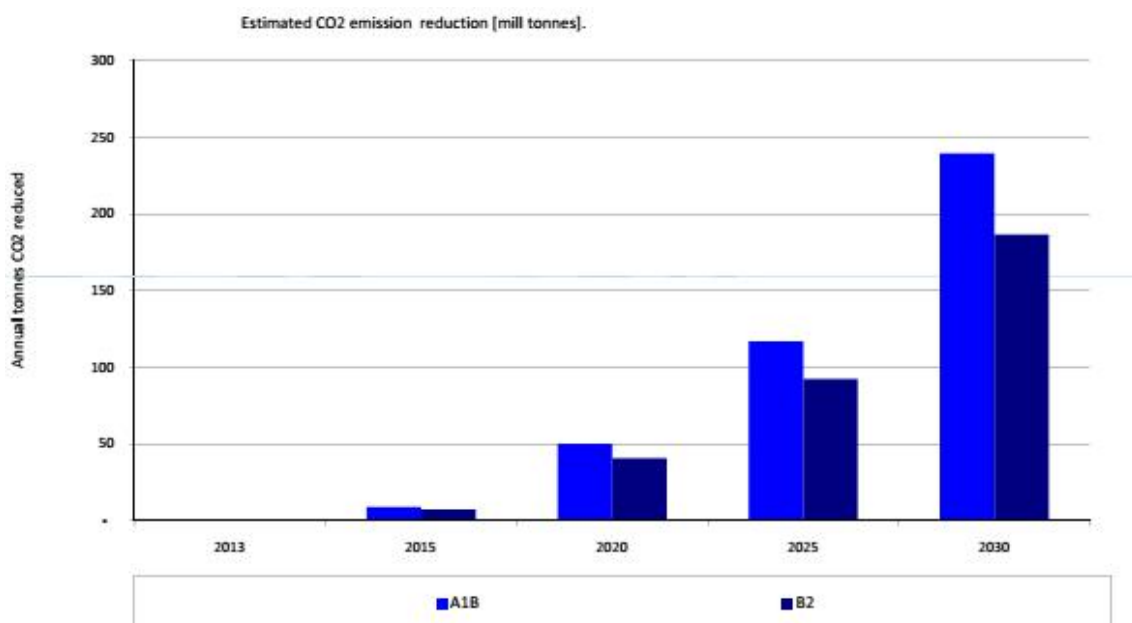


Figura 2: Estimativa de redução de emissão de CO₂ - milhares de toneladas (ref.[23])

1.3. Objetivo

O objetivo deste trabalho é apresentar o tema “Dispositivos Hidrodinâmicos Economizadores de Energia em Embarcações de Transporte de Gás”, avaliar a variação na eficiência propulsiva dessa embarcação proporcionada por quatro tipos ESDs, por meio de mecânica dos fluidos computacional, além de discutir sua aplicabilidade na Engenharia Naval.

1.4. Revisão Bibliográfica

Estudos relacionados aos ESDs são desenvolvidos desde a década de 1970, quando os preços dos combustíveis navais aumentaram sensivelmente em decorrência da “Crise do Petróleo”. Estudos sobre esse tema estão disponíveis em artigos publicados em revistas acadêmicas e anais de congressos. As principais fontes sobre esse assunto serão abordadas nesta seção.

Fahri Celik et al. (2007) realizaram um estudo numérico para calcular o efeito nas características propulsivas, a partir da adição de dutos à montante do propulsor “wake equalizing duct (WED)”. Neste trabalho foi usado um software de simulação numérica para o estudo de diversas configurações de WED’s, variando a sua posição longitudinal, assim como seu ângulo de seção. Os resultados obtidos mostram desde perdas de 5% até ganhos de 9% na eficiência propulsiva, dependendo da configuração do WED e da velocidade simulada.

Mewis et al. (2009) testaram o comportamento de um ESD onde são combinados um duto e um conjunto de aletas posicionadas a montante do propulsor. Os objetivos desse dispositivo são equalizar o escoamento que incide no propulsor assim como reduzir as perdas em decorrência do escorregamento entre a água e a hélice. No desenvolvimento do trabalho foram usadas simulações em hidrodinâmica computacional e, posteriormente, ensaios em modelo reduzido de um navio graneleiro. Esses ensaios mostraram que a utilização do conjunto de dutos e aletas pode aumentar a eficiência propulsiva em até 7,4%, dependendo da velocidade e calado testados.

Yan Xing-Kaeding (2015), com a utilização da hidrodinâmica computacional, analisou o aumento da eficiência propulsiva devido a um ESD do tipo *Pre-Swirl Stator* (PSS) em um de navio graneleiro em três velocidades. Esse tipo de dispositivo é projetado para influenciar na rotação do fluido, diminuindo as perdas devido ao

escorregamento da hélice. O desenvolvimento do ESD recorreu ao CFD feito em escala reduzida, no entanto, o projeto final foi simulado em escala real e validado com os dados do teste de mar. Os resultados obtidos mostraram um ganho na eficiência propulsiva de 5,3% na média das simulações em CFD e 7,3% na média dos testes de mar.

Jung-Hun Kim (2015), em seu artigo, discute o estudo de dois ESDs testados através de hidrodinâmica computacional e validado por ensaios experimentais em um modelo de embarcação VLCC. O primeiro deles é um conjunto de aletas delgadas, dispostas radialmente, desenhadas com o objetivo de reduzir as perdas causadas pelo movimento rotacional das partículas fluidas. O segundo é um dispositivo similar ao anterior, no entanto, com a presença de um duto envolvendo as aletas, projetado para uniformizar a incidência do escoamento no propulsor. Nesse trabalho o autor concluiu que o ESD constituído pelo conjunto de aletas pode poupar 3% de combustível (em média), enquanto o dispositivo com o duto reduziu o consumo em aproximadamente 6,1%.

O estudo de Charinda (2013) descreve o trabalho realizado para avaliar o impacto, via CFD, no comportamento da esteira nominal causado por um ESD do tipo defletor transversal. O dispositivo usado foi uma chapa trapezoidal colocada a montante do propulsor para induzir vorticidade e assim desprender a camada limite próxima ao boço. Os resultados desse estudo mostraram que a chapa causou um aumento de aproximadamente 0,8% na resistência ao avanço, no entanto, o aumento na velocidade, sendo mantida a potência, poderia ser de 2%.

Keh-Sik Min (2009) discorre sobre o fator de forma obtido via ITTC 78. Para isso ele utiliza três tipos de navio em 4 diferentes escalas. O autor evidencia, através dos resultados, que o fator de forma depende do número de Reynolds, sendo que, quando aquele aumenta, esse também aumenta. Em sua conclusão, ele infere que o fator de forma sofre influências das ondas geradas pelo movimento do corpo e da parcela viscosa devido ao atrito do fluido, mas não determina uma relação entre esses três (fator de forma, viscosidade e ondas). Por fim, ele comenta que as parcelas devido ao Número de Reynolds e ao Número de Froude ainda não estão compreendidas, e que o método ITTC 78 é usado devido à ausência de uma relação mais precisa.

Younmo Lee, Myungryoon Han e Seokcheon Go (2015) abordam nesse trabalho o estudo experimental de dispositivo hidrodinâmico do tipo Pre Swirl Device, que consiste na combinação de um duto a montante do propulsor com aletas defletoras

internas a este. É estudado o impacto do dispositivo na resistência ao avanço da embarcação através de sensores que medem a força diretamente no dispositivo. Neste estudo chegou-se ao resultado de que as aletas geraram arrasto próprio, enquanto o duto utilizado gerou empuxo, de forma que sem este o impacto na eficiência propulsiva foi negativo.

CAPÍTULO 2

2.1. Dispositivos Economizadores de Energia (ESDs)

Por definição, ESDs são apêndices acoplados ao casco, a jusante ou a montante do propulsor, com o objetivo de alterar as linhas de corrente, evitando perdas e aumentando a eficiência do casco. O projeto desses dispositivos é normalmente feito posteriormente à otimização das linhas do casco e do propulsor. Os tipos de dispositivos serão listados na sequência.

2.2. ESDs a Montante do Propulsor

2.2.1. Defletores Horizontais

Os defletores horizontais são projetados para ficarem alinhados às linhas de fluxo e influenciarem sua direção. Podem ser retos, como na Figura 3, ou curvados, como na Figura 4 (Grothues spoilers), e seu perfil também pode variar de planos ou perfis de asa. Esses defletores podem causar um aumento na resistência friccional dentro do intervalo de 1-2%, dependendo de sua dimensão, com uma melhora na eficiência propulsiva de 2-5% no caso dos planos [2] e de 3-6% no caso dos curvos [3].



Figura 3: Defletores horizontais retos (Ref.[23])

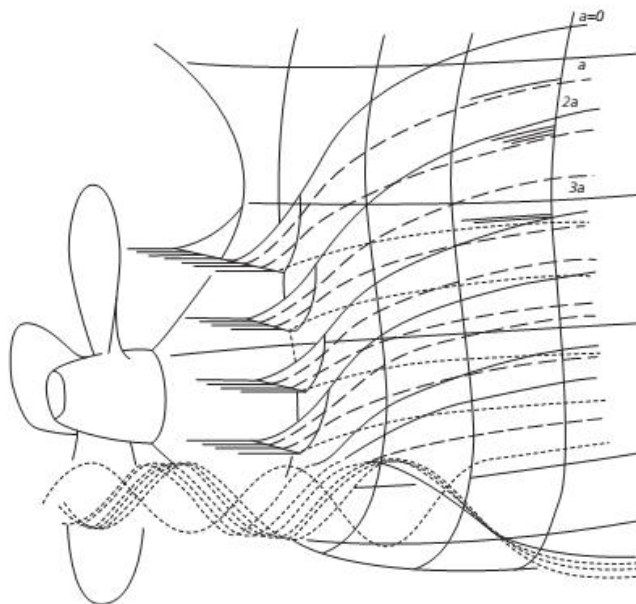


Figura 4: Defletores curvados tipo Grothues (Ref.[22])

2.2.2. Defletores Transversais

Os defletores transversais são dispostos transversalmente às linhas de fluxo e são projetados para gerarem vórtices e evitarem que o propulsor opere na região da camada limite do casco. Pela sua geometria podem causar um aumento na resistência ao avanço de aproximadamente 2%, no entanto, causam um aumento na eficiência propulsiva e reduzem em aproximadamente 50% os pulsos de pressão no propulsor, levando a menos vibração no casco [4]. A Figura 5 ilustra esses dispositivos e a Figura 6 mostra seu efeito na esteira da embarcação.



Figura 5: Geometria dos defletores transversais (Ref.[4])

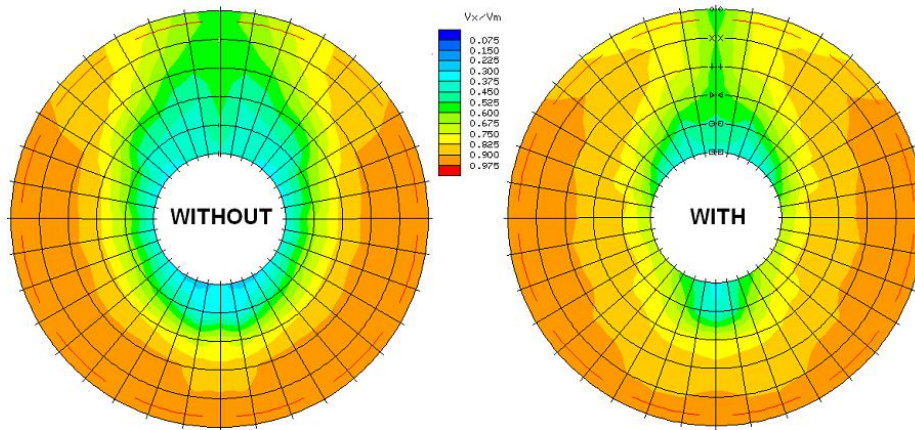


Figura 6: Efeito no fator de esteira [21]

2.2.3. Estatores (*Pre-Swirl Stator – PSS*)

Os estatores são um conjunto de apêndices com um perfil reto ou de aerofólio, localizados próximos ao propulsor. São projetados com a intenção de melhorar a esteira na seção do hélice, provocando o movimento rotacional do escoamento em direção oposta à do propulsor. Dessa forma, esse dispositivo melhora o ângulo de ataque da pá [5], aumentando a eficiência rotacional do propulsor. O número de aletas, assim como o ângulo dessas varia de acordo com a forma do casco e a direção de rotação do propulsor, o que torna necessária a realização de testes antes da adoção desse dispositivo no protótipo. O aumento na resistência friccional causado pelo PSS é da ordem de 1%, entretanto, causa uma melhora da eficiência propulsiva de aproximadamente 4,5%. A Figura 7 ilustra esse tipo de ESD.

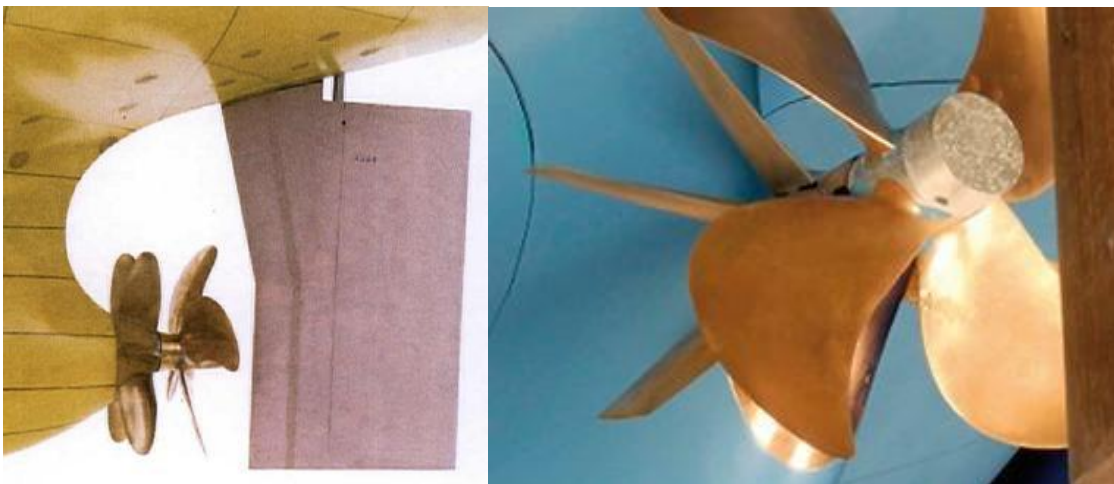


Figura 7: ESDs do tipo estator (Ref.[4])

2.2.4. Dutos (*Wake Equalizing Ducts* – WED)

Os dutos são formados a partir do perfil de um aerofólio rotacionado em aproximadamente 360 graus de forma que fique integrado ao casco do navio, próximo ao propulsor, com o eixo deslocado para a parte superior desse. Normalmente a esteira do casco na região do propulsor apresenta menor velocidade na parte superior dessa região. Com o intuito de uniformizar o escoamento, os dutos são projetados para aumentarem o fluxo na parte superior da esteira, melhorando a eficiência do propulsor. Assim como qualquer outro apêndice acoplado ao casco, os dutos causam um aumento na resistência ao avanço; portanto, sua posição longitudinal, seu comprimento, o ângulo de entrada, o perfil e o diâmetro devem ser otimizados para que o efeito positivo gerado no empuxo do propulsor supere aquele aumento. Esse tipo de ESD tem um efeito positivo na eficiência do casco de aproximadamente 5% [6], além de uma redução da vibração causada pelo propulsor de até 50%. A Figura 8 mostra um dispositivo desse tipo instalado no casco.

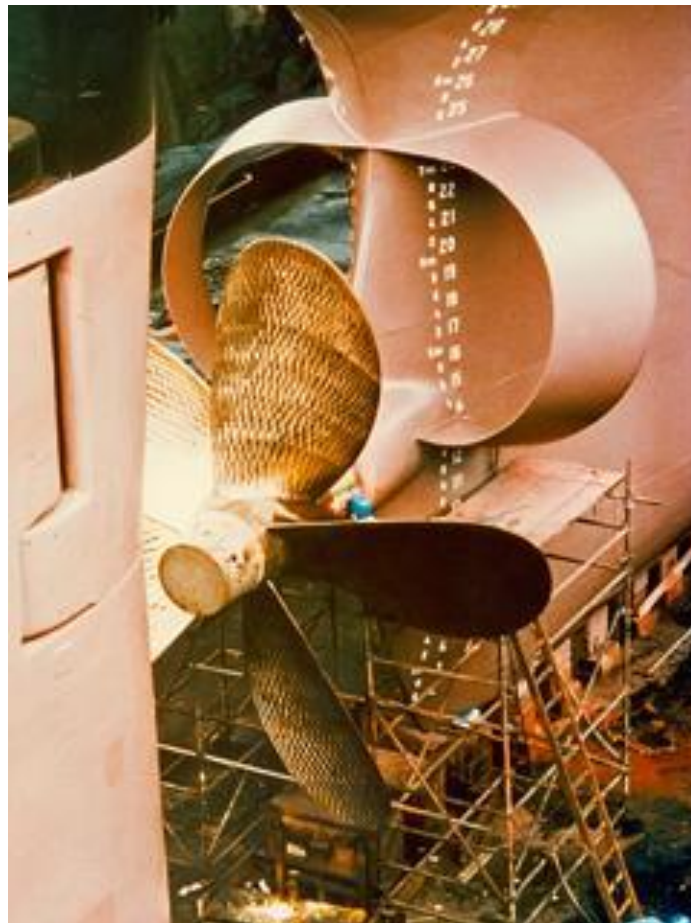


Figura 8: *Schneekluth Wake Equalizing Duct – WED (Ref.[6])*

2.2.5. Combinados

Como foi dito nos itens anteriores, tanto ESDs na forma de aletas quanto de dutos podem acarretar um aumento na eficiência propulsiva das embarcações. No entanto, atualmente, a forma mais usada de dispositivo para economizar energia a montante do propulsor é a combinação desses dois conceitos. Para o projeto dessas combinações é usada a hidrodinâmica computacional e já foram projetados e instalados diversos arranjos. A Figura 9 mostra o Mewis Duct, desenvolvido pela Becker Marine Systems, que consiste em um ESD tipo Duto, com aletas internas a esse. Essa configuração de ESD resulta em um ganho na eficiência de aproximadamente 6,5% e uma diminuição da vibração causada pelo propulsor de até 80% [7].

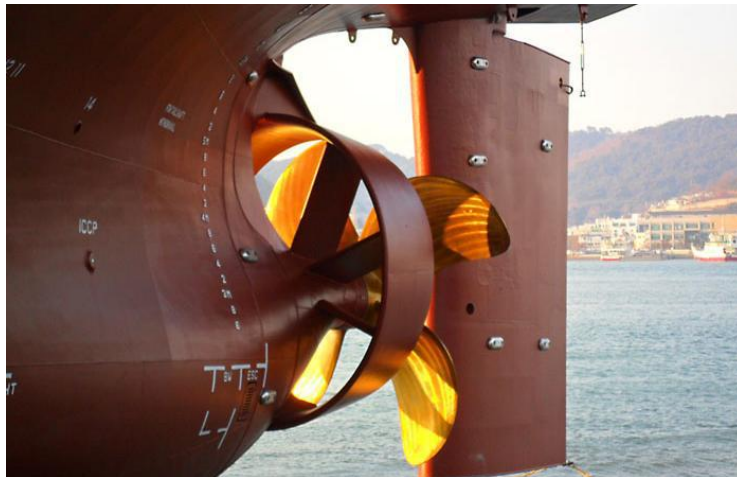


Figura 9: ESD Mewis Duct (Ref.[20])

A Figura 10 mostra uma variação do anterior, com aletas externas ao duto e uma combinação de aletas curvas e dutos.

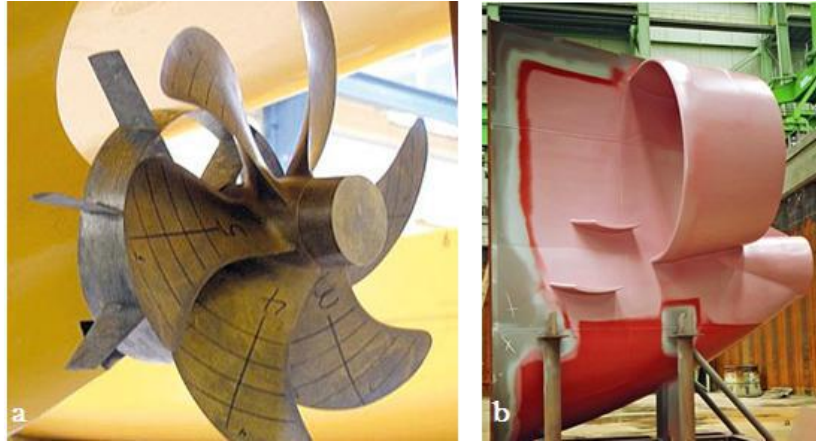


Figura 10: Outros dispositivos combinados (Ref.[23])

2.3. ESDs a Jusante do Propulsor

São ESDs colocados posteriormente ao propulsor, influenciando no escoamento nessa região.

2.3.1. Dispositivos Pós-Propulsor - *Post-Swirl Devices*

São dispositivos projetados para converterem parte do movimento rotacional criado pelo propulsor em movimento axial, melhorando o escoamento no leme. Isso faz com que o rendimento do leme melhore, possibilitando a sua diminuição e, conseqüentemente, uma resistência friccional menor. O ganho de eficiência do casco com a utilização desse tipo de dispositivo varia de 2-6% [8]. A Figura 11 ilustra um exemplo de ESD do tipo *post-swirl device*, enquanto na Figura 12 observa-se o dispositivo acoplado diretamente ao leme.

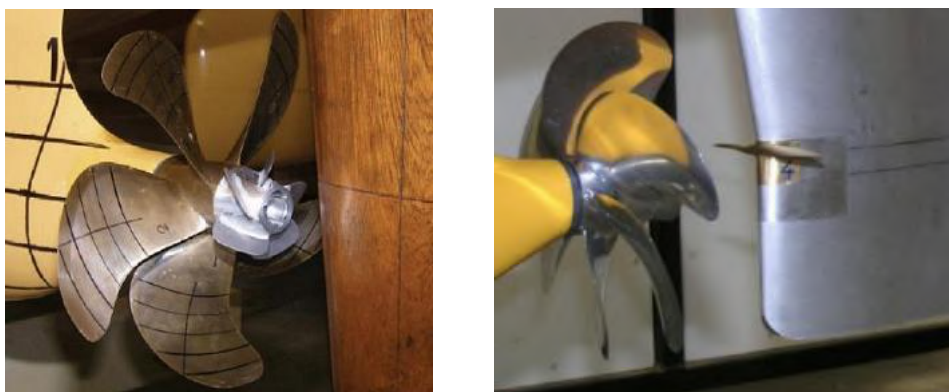


Figura 11 e Figura 12: Dispositivos à ré do propulsor (Ref.[4])

2.3.2. Bulbo Costa (Rudder Bulb)

Assim como no caso anterior, esse tipo de dispositivo influencia na interação entre o fluxo e o leme, e é projetado para diminuir o movimento rotacional das partículas fluidas. A diminuição da rotação do escoamento nessa região melhora a eficiência do leme. A Figura 13 mostra uma simulação em hidrodinâmica computacional do escoamento incidente sem o Bulbo Costa (na esquerda) e com o bulbo costa (direita). O ganho na eficiência do casco gerada por esse dispositivo é em média 3,5% [9].

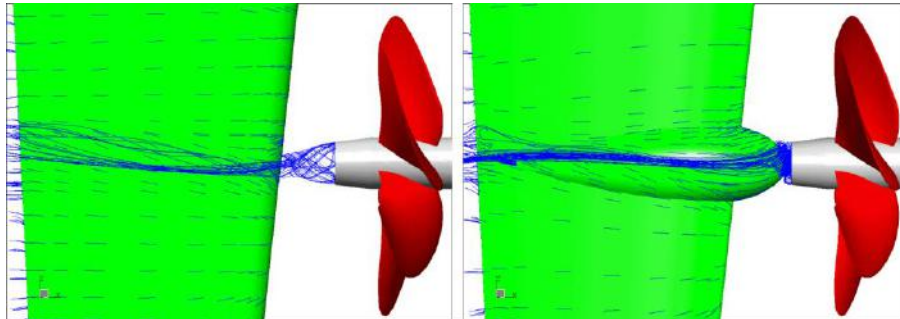


Figura 13: Bulbo Costa (www.sva-potsdam.de/en/energy-saving-devices)

2.4. Hélices de Contra-Rotação

Consiste em dois sistemas de hélices girando em direção oposta ao outro e dividindo o mesmo eixo propulsor. Essa configuração é projetada para que as hélices do segundo propulsor aproveitem o movimento rotacional causado pelo primeiro. Podem ser acoplados (como na Figura 14) ou separados (como na Figura 15). Esses dispositivos podem causar um aumento na eficiência propulsiva superior a 10%, no entanto, o escoamento incidente no segundo conjunto de hélices é consideravelmente desequilibrado, o que causa vibração, motivo pelo qual esse dispositivo não tem sido muito usado na prática [8].

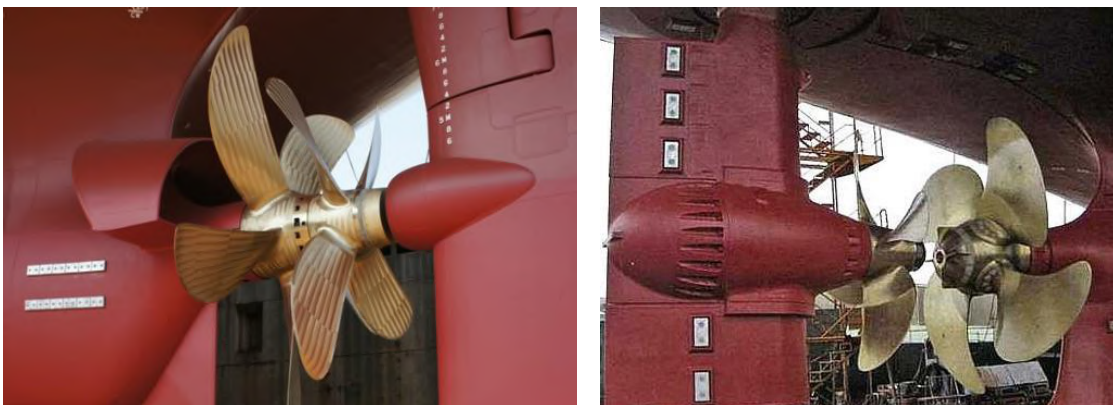


Figura 14 e Figura 15: Hélices de Contra-rotação (Ref.[25])

CAPÍTULO 3

3.1. Resistência ao Avanço

Podemos definir a resistência ao avanço de um navio como a força que o fluido exerce no sentido contrário ao movimento da embarcação. A variação da força e sua magnitude tem relação direta com as características do fluido, a forma do corpo e velocidade. Para um melhor entendimento da atuação da resistência ao avanço, esta pode ser decomposta em algumas componentes, como pode ser visto na Figura 16.

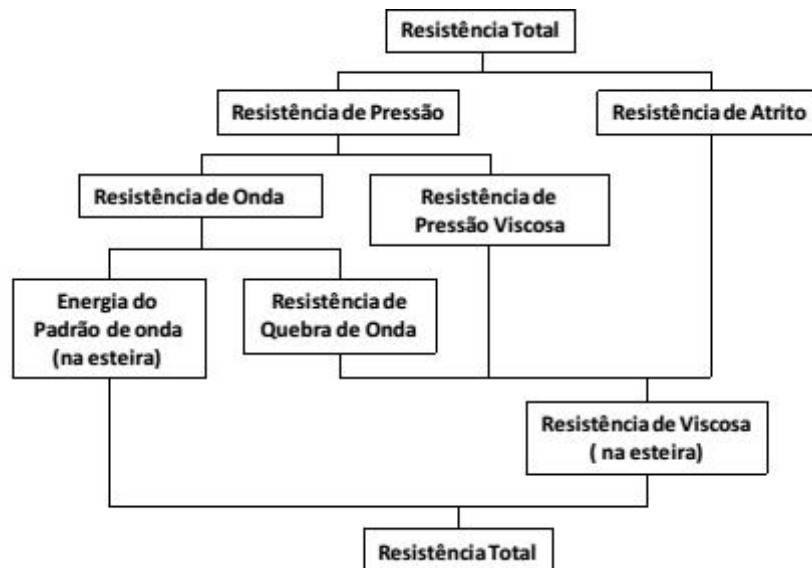


Figura 16: Decomposição da Resistência ao Avanço (REF.[26])

3.2. Resistência de Atrito

É a componente obtida pela integral das tensões tangentes à área do casco em contato com o fluido. No caso de embarcações com baixo Número de Froude, essa componente pode representar aproximadamente 90% da resistência total. Essa parte da

resistência tem relação direta com o Número de Reynolds, sendo esse o número adimensional responsável para obtenção do coeficiente friccional da embarcação, de acordo com a equação 3.1 (ITTC -57). A Figura 17 mostra a variação desse coeficiente com a variação do Número de Reynolds (Re).

$$C_{FM} = \frac{0,075}{(\log_{10} Re - 2)^2} \quad (3.1)$$

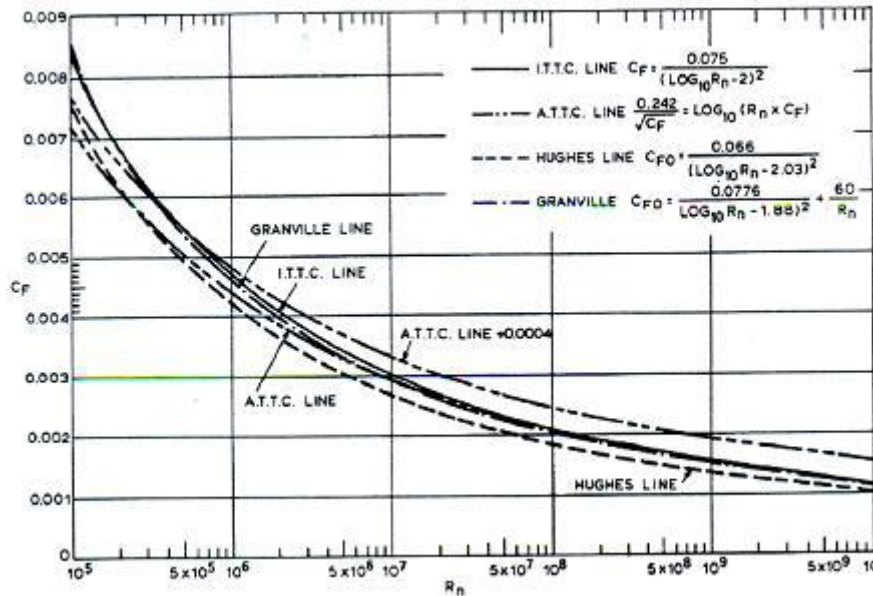


Figura 17: Variação do coeficiente friccional com o número de Reynolds (Ref.[26])

3.3. Resistência de Pressão

É a componente obtida pela integral das tensões normais impostas pelo fluido ao corpo na direção de seu movimento. No estudo dessa componente resistência, podemos dividi-la em duas: a Resistência de Pressão Viscosa e a Resistência de Ondas.

3.3.1. Resistência de Pressão Viscosa

Esse componente da resistência está associado à geração de vórtices gerados no despreendimento da camada limite da superfície do casco. A camada limite pode ser considerada como a região do fluido no escoamento próxima ao corpo, que devido à atuação da viscosidade sofre perda na influência na velocidade, sendo a velocidade da partícula fluida em contato com o corpo igual a zero. À medida que se afasta do corpo,

o fluido sai da região de influência dessa camada e recupera sua velocidade, conforme mostra a Figura 18.

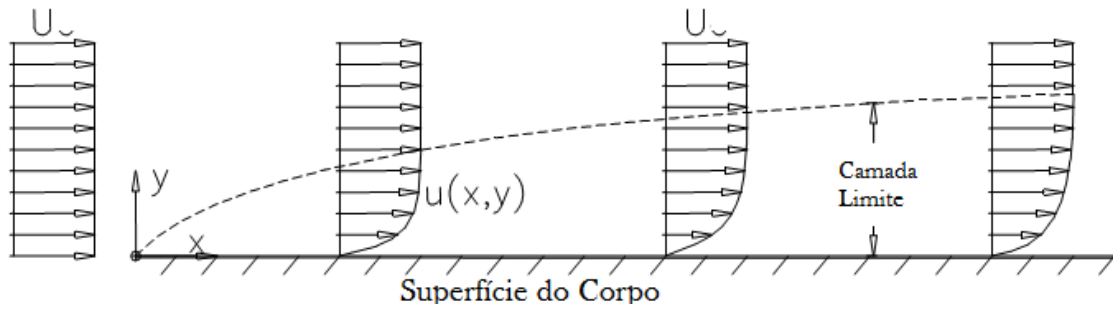


Figura 18: Evolução da camada limite (Ref.[27])

Em termos de pressão, na região da proa existe um gradiente de pressão favorável, enquanto na região do corpo paralelo da embarcação não há gradiente de pressão. Na região da popa, o gradiente de pressão é desfavorável, contrário à velocidade corpo, causando o desprendimento da camada limite (Figura 19), gerando vórtices e afetando a resistência ao avanço.

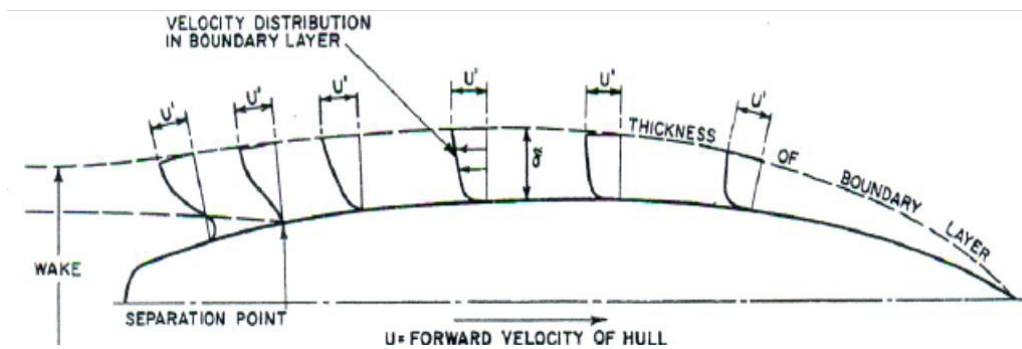


Figura 19: Comportamento da camada limite em uma embarcação (Ref. [27])

3.3.2. Resistência de Onda

A definição da resistência de formação de ondas é a componente da resistência associada com a energia gasta com a formação de ondas de gravidade [13]. Esse tipo de resistência tende a aumentar com o aumento do Número de Froude, podendo ser parte significativa da resistência total, incentivando os estudos sobre esse tipo de força.

Além da resistência, é importante ser observado o padrão de ondas gerado pelo movimento de avanço da embarcação. No ano de 1887 Kelvin mostrou que a movimentação de um ponto de pressão, em condições de águas profundas, gera ondas cuja envoltória forma um semiângulo de $19^{\circ}28'$ em relação ao curso do ponto. Kelvin concluiu que havia dois sistemas de ondas formados. No primeiro deles as ondas

seguem praticamente transversais ao movimento da embarcação, por isso foram denominadas de ondas transversais. No segundo, as ondas formam um “V”, cujo vértice encontra-se no ponto de pressão que se movimenta, e foram chamadas de ondas divergentes, que se propagam formando um ângulo de 35 graus em relação àquele eixo. Esse padrão de ondas formado pela passagem da embarcação foi denominado de “Esteira de Kelvin”, em homenagem ao pesquisador, e pode ser visto na Figura 20.

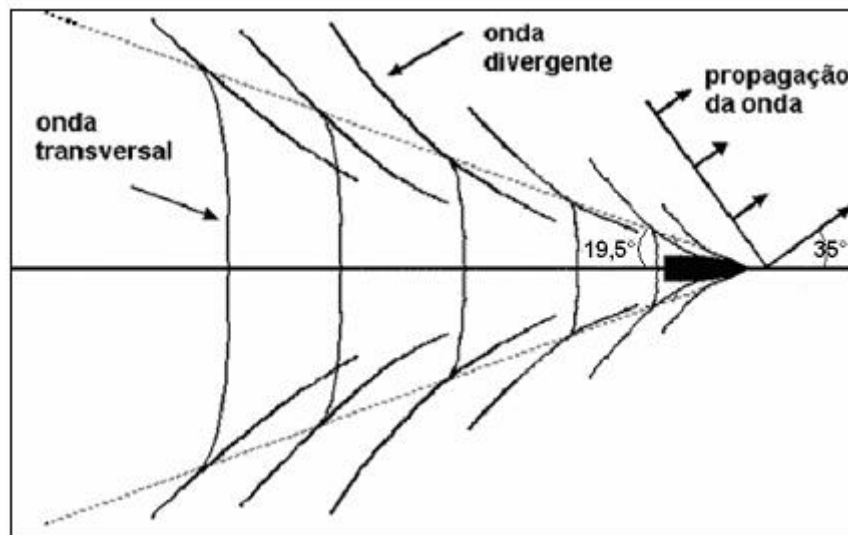


Figura 20: Padrão de ondas de Kelvin (Ref.[28])

3.4. Outras Resistências

Além das componentes de resistência citadas anteriormente, há outras forças atuantes na embarcação, as quais serão descritas na sequência.

3.4.1. Resistência Aerodinâmica

Resistência ao avanço no ar da parte emersa ao mesmo, como superestruturas e guindastes.

3.4.2. Resistência Adicional

Resistência adicional resultante da ação de ondas incidentes sobre o casco do navio.

3.4.3. Resistência de Apêndices

Resistência adicional devido aos apêndices no casco (ESDs, por exemplo).

3.5. Parâmetros Fundamentais no Estudo da Resistência ao Avanço

No estudo de grandezas físicas em um problema de engenharia como força e torque, é necessário ter conhecimento de quais são suas variáveis dependentes. Para isso a análise dimensional é uma ferramenta fundamental, pois está baseada no princípio segundo o qual cada equação que expressa uma relação física deve ser dimensionalmente homogênea [15]. Dessa forma, a escolha adequada das variáveis levará a soluções similares quando mantidos os parâmetros adimensionais.

3.5.1. Número de Froude

O Número de Froude expressa a relação entre as forças inerciais e gravitacionais. No caso de uma embarcação se movendo, são formadas ondas de gravidade que interferem na resistência ao avanço da embarcação, por isso, esse número adimensional é muito importante no estudo de corpos flutuantes. A equação 3.2 mostra a relação a que Froude chegou para relacionar as forças mencionadas.

$$F_r = \frac{V_s}{\sqrt{gL}} \quad (3.2)$$

Onde:

V = Velocidade.

g = Aceleração da gravidade.

L = Comprimento característico.

3.5.2. Número de Reynolds

O número de Reynolds expressa a relação entre as forças viscosas e inerciais de um corpo se movimentando imerso em um fluido. A equação 3.3 mostra a relação à qual Reynolds chegou para relacionar as forças mencionadas.

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (3.3)$$

Onde:

V = Velocidade.

μ = Viscosidade dinâmica do meio fluido.

L = Comprimento característico.

ρ = Massa específica do meio fluido.

No estudo de corpos flutuantes, esse adimensional é muito importante para a caracterização dos fenômenos envolvidos com a camada limite e de vórtices quando uma estrutura é submetida a um escoamento.

3.6. Fator de Redução do Empuxo (t)

A rotação do propulsor à ré da embarcação modifica o escoamento nas proximidades do casco. Isso resulta em um aumento da resistência que faz com que a força de empuxo (T) necessária seja maior que a força de resistência ao avanço da embarcação (Rt). O coeficiente de redução da força propulsora empuxo (t) expressa a diferença entre essas duas forças da seguinte forma:

$$t = \frac{T - Rt}{T} \quad (3.4)$$

Onde:

T= Empuxo do propulsor.

t = Fator de redução do empuxo.

R_t = Resistência ao avanço total

Para conhecermos o valor desse coeficiente é necessário o ensaio de autopropulsão em tanques de prova ou estimá-lo via simulações em hidrodinâmica computacional.

3.7. Fator de Esteira (w)

Esteira é o termo usado para descrever o movimento transmitido à água em decorrência da passagem do navio. Pode ser dividida em três componentes, que são:

- Esteira Potencial: é a componente decorrente de um escoamento potencial ao redor do corpo submerso.
- Esteira Viscosa: é a componente devido aos efeitos viscosos originados no atrito entre o fluido e o corpo submerso.
- Esteira de Onda: componente da esteira criada pelas ondas geradas pelo movimento do corpo.

As representações das componentes potencial e viscosas da esteira podem ser vistas na Figura 21, e a representação da componente de onda pode ser vista na Figura 22.

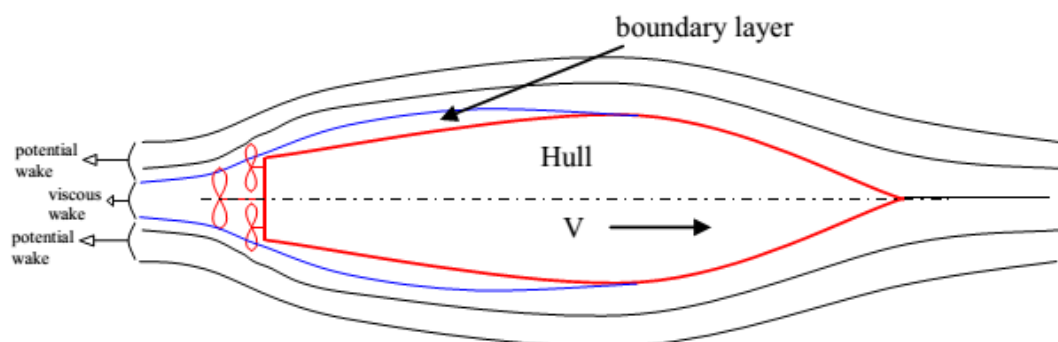


Figura 21: Componentes da esteira potencial e viscosa (Ref. [29])

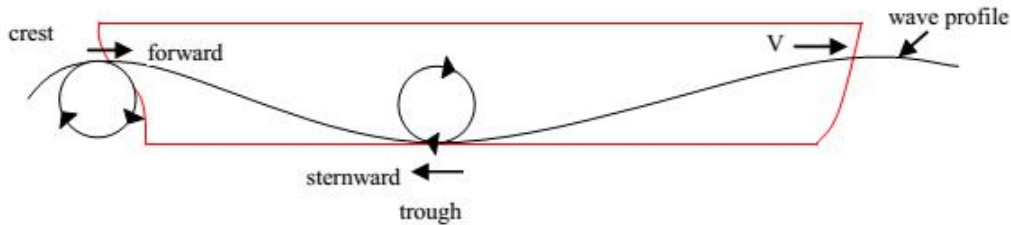


Figura 22: Componente de onda da esteira (Ref. [29])

O fator de esteira (w) é um coeficiente que contabiliza a diferença entre a velocidade de avanço e a velocidade da embarcação. A equação 3.5 mostra a expressão de Froude para esse fator, enquanto a equação 3.6 corresponde à expressão de Taylor.

$$w = \frac{V_s - V_a}{V_s} \quad (3.5)$$

$$w = \frac{V_s - V_a}{V_a} \quad (3.6)$$

Onde:

w = Coeficiente de esteira.

V_s = Velocidade da embarcação.

V_a = Velocidade de avanço (Velocidade do fluxo na região do propulsor).

Quando o fator de esteira é medido em um ensaio ou simulação de CFD, sem a presença do propulsor, é denominado de Fator de Esteira Nominal (W_n). Sua medição é geralmente feita com Tubos de Pitot posicionados à ré do casco, onde estaria o propulsor, durante o ensaio de resistência ao avanço. Já na presença do propulsor, é denominado de Fator de Esteira Efetivo (W_t) e é estimado a partir do ensaio de autopropulsão do modelo. A Figura 23 mostra a comparação entre a esteira nominal e efetiva de um protótipo de navio tanque.

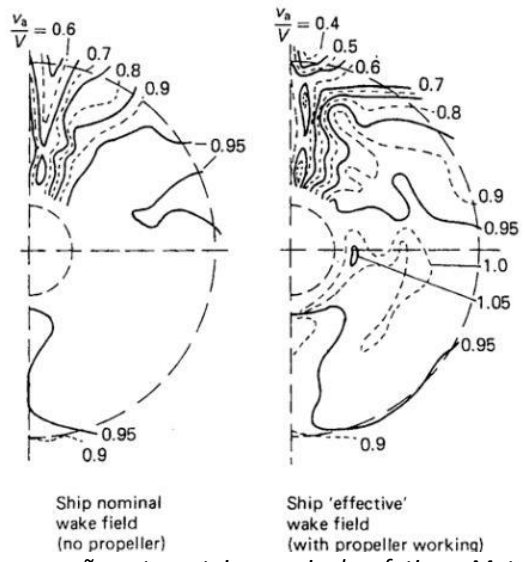


Figura 23: Comparação entre esteira nominal e efetiva – Metor Trials (1967)

CAPÍTULO 4

4.1. Ensaio em Tanques de Provas

Os ensaios experimentais em tanques de prova são a melhor forma de prever as características da embarcação projetada. Para isso são produzidos modelos reduzidos do protótipo e do propulsor, onde a escala usada nesses ensaios é obtida a partir do Número de Froude. Nos tópicos seguintes serão resumidos os ensaios de resistência ao avanço e de autopropulsão. Para encontrarmos a velocidade de ensaio a partir da escala do modelo, basta aplicarmos as seguintes formulações:

$$\lambda = \frac{L_{\text{Protótipo}}}{L_{\text{Modelo}}} \quad (4.1)$$

$$Fr_{\text{protótipo}} = Fr_{\text{Modelo}} \quad (4.2)$$

$$\frac{V_{\text{protótipo}}}{\sqrt{g L_{\text{Real}}}} = \frac{V_{\text{Modelo}}}{\sqrt{g L_{\text{Modelo}}}} \quad (4.3)$$

$$L_{\text{protótipo}} = \lambda L_{\text{Modelo}} \quad (4.4)$$

$$\frac{V_{\text{protótipo}}}{\sqrt{g \lambda L_{\text{Modelo}}}} = \frac{V_{\text{Modelo}}}{\sqrt{g L_{\text{Modelo}}}} \quad (4.5)$$

$$V_{\text{Modelo}} = \frac{V_{\text{protótipo}}}{\sqrt{\lambda}} \quad (4.6)$$

Onde:

λ = Escala do modelo.

$L_{\text{Protótipo}}$ = Comprimento da embarcação.

L_{Modelo} = Comprimento do modelo

$V_{Protótipo}$ = Velocidade do protótipo.

V_{Modelo} = Velocidade do modelo.

$Fr_{protótipo}$ = Número de Froude do protótipo.

Fr_{Modelo} = Número de Froude da velocidade.

g = Gravidade.

4.2. Ensaio de Resistência ao Avanço

O ensaio de resistência ao avanço tem como objetivo a estimativa, de forma mais precisa possível, sobre a resistência ao avanço da embarcação sem a presença do propulsor. Tradicionalmente esse ensaio é feito em um “Tanque de Reboque”, onde o modelo em escala é rebocado nas velocidades equivalentes às de operação do protótipo, seguindo a escala obtida pelo Número de Froude. Nesse teste geralmente são medidos a resistência total do modelo através de um dinamômetro, a sua esteira nominal através de um Tubo de Pitot e o trim dinâmico da embarcação. Os movimentos laterais são restringidos pelo carro de reboque, impedindo que o modelo perca a direção. Na Figura 24 pode ser visto um esquema do ensaio de resistência.

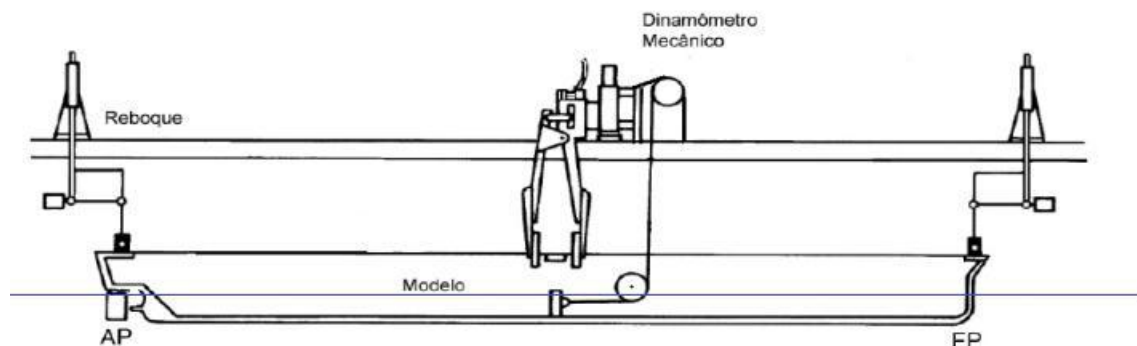


Figura 24: Desenho esquemático do ensaio de resistência (Bertram, 2015)

Medida a resistência total, esta é adimensionalizada, originando o coeficiente de resistência total. Para isso é usada a velocidade do modelo, a superfície molhada e a massa específica da água [eq. 20].

$$C_T = \frac{R_T}{\frac{1}{2} \rho V_M^2 S} \quad (4.7)$$

R_T = Resistência total.

C_T = Coeficiente de resistência total.

ρ = Massa específica da água.

S = Área molhada do modelo.

V_M = Velocidade a qual o modelo é rebocado.

A definição da escala do modelo é um passo importante do ensaio de resistência. Essa decisão é tomada com base nos seguintes parâmetros:

- Velocidade do carro de reboque;
- Dimensões do tanque para evitar efeito de bloqueio e águas rasas;
- Tempo de ensaio.

No caso que o ensaio de autopropulsão será seguido do ensaio de resistência, o diâmetro do propulsor também é um parâmetro decisivo.

Por fim, com a curva de resistência, é possível determinar o “Fator de Forma”. O método pode ser visto a partir da Figura 25 e da equação 4.8.

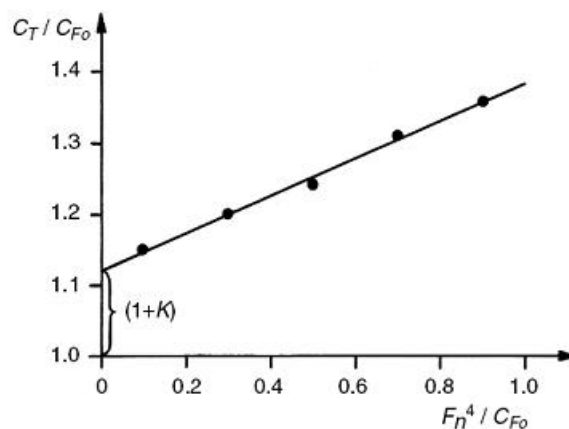


Figura 25: Curva para determinação do fator de forma (Ref. [27])

$$\frac{C_T}{C_F} = (1 + k) + c \frac{Fn^4}{C_F} \quad (4.8)$$

Onde:

Fn = Número de Froude.

C_T = Coeficiente de Resistência Total.

C_F = Coeficiente de Resistência friccional.

c = Coeficiente angular da reta na Figura 25.

k = Fator de forma.

É importante destacar que a diferença na faixa de Reynolds, na qual são feitos os ensaios, varia entre a laminar e a transiente (ver Figura 26), enquanto na escala do protótipo é turbulento. Isso faz com que os testes usem artifícios como lixas, faixa de pinos ou fios para estimular a turbulência nos modelos. A dimensão dos estimuladores de turbulência é feita com base nas recomendações do ITTC para ensaios de resistência.

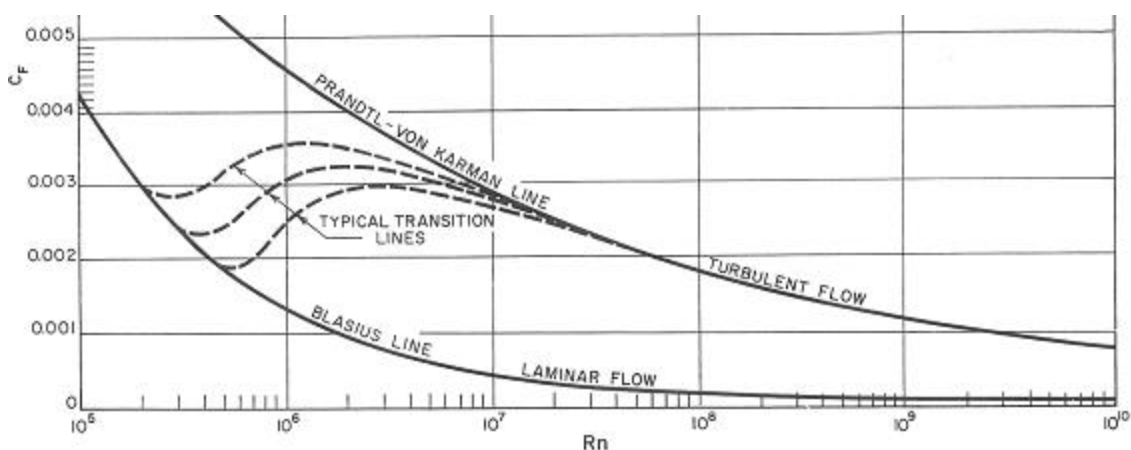


Figura 26: Zona de transição entre escoamento laminar e transiente (Ref.[27])

4.2.1. Método de Extrapolação

Através da extrapolação dos resultados do ensaio de resistência no modelo é que podemos ter uma estimativa da resistência da embarcação, para então podermos definir

seu sistema propulsivo. O método mais utilizado na prática para fazer isso é o Método ITTC 1978. A seguir estão descritos os passos para a utilização desse método [17]:

- 1) A partir do valor da resistência medido no ensaio, calculamos o coeficiente de resistência total.

$$C_{TM} = \frac{R_T}{\frac{1}{2} \rho V_M^2 S_M} \quad (4.9)$$

Onde:

R_T = Resistência total.

C_T = Coeficiente de resistência total.

ρ = Massa específica da água.

S_M = Área molhada do modelo.

V_M = Velocidade em que o modelo é rebocado.

- 2) Calculamos o coeficiente de resistência friccional do modelo (C_{FM}) usando a linha de correção do ITTC de 57:

$$C_{FM} = \frac{0,075}{(\log_{10} Re_M - 2)^2} \quad (4.10)$$

C_{FM} = Coeficiente friccional do modelo.

Re_M = Número de Reynolds do experimento.

- 3) Calculamos o fator de forma k conforme o gráfico da Figura 25;
- 4) Calculamos o coeficiente residual, por meio da seguinte equação:

$$C_R = C_{TM} - (1 + k)C_{FM} \quad (4.11)$$

Calculamos o coeficiente de rugosidade, usado na prática 0,004 ou obtido pela equação:

$$C_A = \left(105 \left(\frac{kS}{L} \right)^{\frac{1}{3}} - 0,64 \right) 10^{-3} \quad (4.12)$$

Onde k_s é a rugosidade superficial, usualmente usado o valor de 1.5×10^{-4} .

- 5) Calculamos o coeficiente friccional do protótipo usando seu número de Reynolds.

$$C_{FS} = \frac{0,075}{(\log_{10} Re_S - 2)^2} \quad (4.13)$$

C_{FS} = Coeficiente friccional do protótipo.

Re_S = Número de Reynolds do protótipo.

- 6) Estimamos o coeficiente de resistência devido ao ar (C_{AA}) com a seguinte equação:

$$C_{AA} = \frac{S_{VT}}{1000S} \quad (4.14)$$

Onde:

S_{VT} = Área vélica projetada e S a superfície molhada.

- 7) Somamos todos os coeficientes anteriores e obtemos coeficientes relacionados ao protótipo; então, obtemos seu coeficiente de resistência total.

$$C_{TS} = (1 + k)C_{FS} + C_R + C_A + C_{AA} \quad (4.15)$$

- 8) Por fim, chegamos à resistência do protótipo.

$$R_{TS} = C_{TS} \frac{1}{2} \rho V_S^2 S \quad (4.16)$$

Para encontrarmos a potência efetiva da embarcação, basta multiplicarmos a resistência encontrada acima pela velocidade da embarcação em metros por segundo.

$$P_E = R_{TS} V_S \quad (4.17)$$

Onde:

V_S = Velocidade da embarcação.

A Figura 27 apresenta graficamente as parcelas da resistência residual e friccional no modelo e no navio, respectivamente.

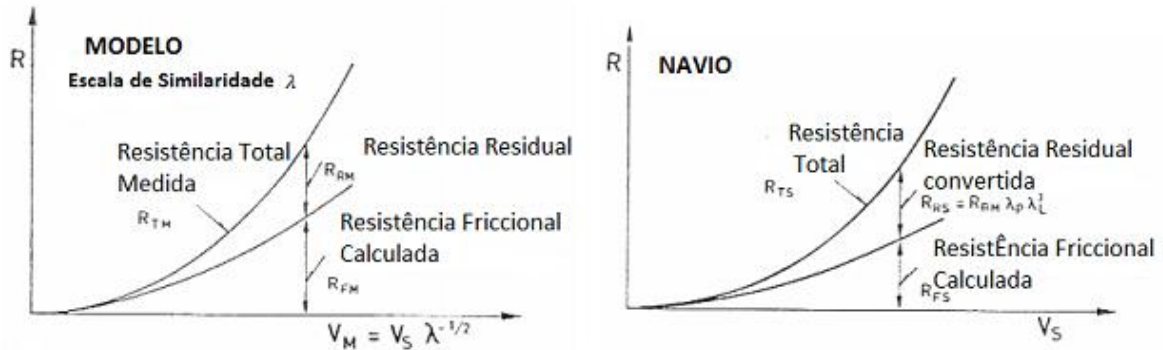


Figura 27: Curvas de resistências friccional e residual no modelo e navio (HARVALD, 1983)

4.2.2. Ensaio em Escala Ultrarreduzida

A fim de estudarmos alguns parâmetros de embarcações e plataformas *offshore*, como a forma da onda e a esteira produzida pelo movimento do casco, ou mesmo o efeito na resistência ao avanço provocado por mudanças geométricas, é possível realizarmos ensaios em escala ultrarreduzida.

Neste trabalho foram realizados testes em escalas ultrarreduzidas a fim de corroborar o modelo computacional, quanto aos resultados na resistência ao avanço e ao trim dinâmico. Para isso foi usado o Laboratório de Ondas e Correntes (LOC), onde o fator de escala foi 1:300. Nesse ensaio foi avaliada a resistência ao avanço para diversas velocidades. A Figura 28 ilustra o modelo usado nos ensaios com o foco na sua proa onde suas dimensões são expostas na Tabela 1, enquanto na Figura 29 pode ser visto esse modelo montado no canal de ensaios. As características do canal de correntes, usado no ensaio, estão exibidas nas Figura 30 e Figura 31 e na Tabela 2.



Figura 28: Modelo ensaiado no LOC



Figura 29 - Modelo da embarcação montado no canal de ensaios

Tabela 1: Dimensões principais do modelo

Características	Modelo	
	Unidade	Valor
LOA	m	0.985
LPP	m	0.960
B	m	0.163
D	m	0.088
T	m	0.038
Velocidade Máxima	m/s	0.580
Velocidade Mínima	m/s	0.356

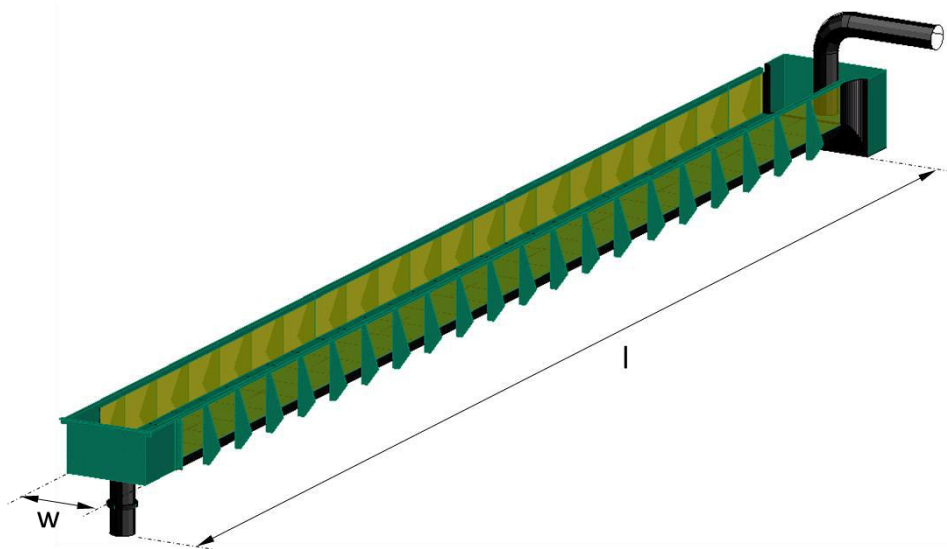


Figura 30: Canal de correntes - LOC

Tabela 2: Características do Canal

Características do Canal	Unidade	Valor
Comprimento	m	22
Profundidade	m	0.5
Largura	m	1.4
Velocidade Máxima (meio do canal)	m/s	0.45
Velocidade Máxima (na rampa)	m/s	0.9
Densidade	Kg/m ³	997.05
Viscosidade	Kg/(s.m)	8.9E-4
Temperatura média	K	298

Nesse canal, particularmente, o modelo não é rebocado ao longo de seu percurso. No lugar disso, é imposta uma correnteza cuja velocidade respeita a lei de semelhança de Froude em relação à velocidade do protótipo. Neste ensaio, a força é medida por uma célula de carga (load cell) e os movimentos de trim dinâmico, “heave”, “pitch” e “surge” são livres, enquanto *yaw* e *sway* são restritos por um braço mecânico (braço). A Figura 31 ilustra de forma simplificada esse procedimento.

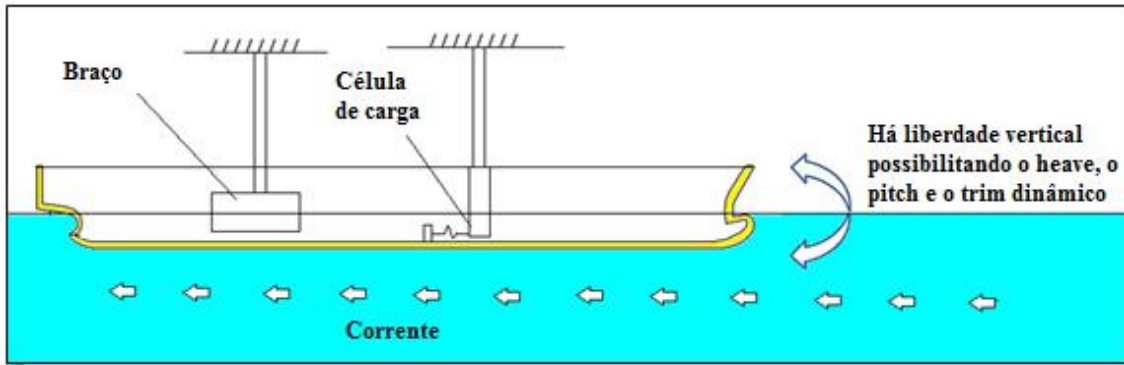


Figura 31: Procedimento experimental simplificado

Um dos cuidados mais importantes em um ensaio com modelos em escala ultrarreduzida é a estimulação da turbulência. Esse estímulo é necessário, pois em um modelo nessas dimensões a característica laminar do escoamento é predominante, o que provocaria uma superestimação da força medida. Para evitar isso, a ITTC recomenda a adoção de medidas para o estímulo da turbulência no escoamento em torno do modelo. Neste ensaio foram adotados os pinos vistos na Figuras 28, nos quais suas dimensões e posições são orientadas pelo guia de manufatura de modelos da ITTC [16].

A Figura 32 apresenta o método (proposto por Hughes [31]) usado para definir as dimensões e a posição dos pinos indutores de turbulência (que podem ser vistos na Figura 28 na proa do modelo).

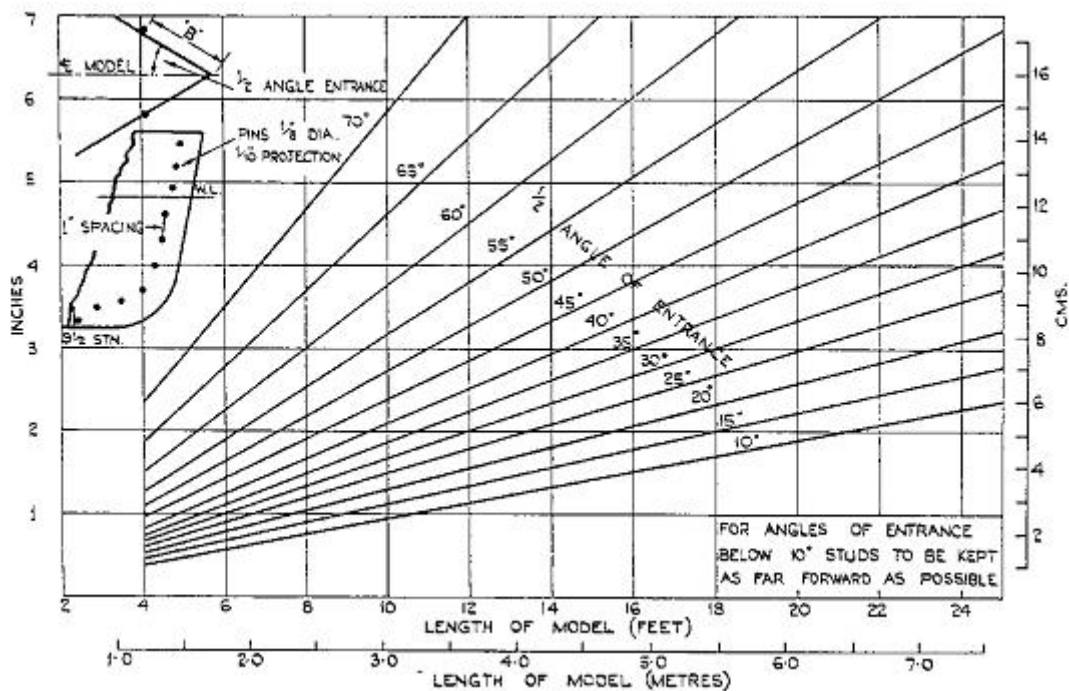


Figura 32: Dimensionamento dos pinos indutores de turbulência [31]

4.3. Ensaio de Águas Abertas

No ensaio em águas abertas (*Open Water Test – OWT*) são levantadas as características do propulsor sem a presença do navio, portanto, com a incidência do escoamento homogênea. Neste ensaio, o modelo do hélice é rebocado na velocidade V_a , enquanto são registrados os valores da rotação do propulsor, n , o empuxo gerado (T) e o torque (Q). A Figura 33 representa esquematicamente esse ensaio.

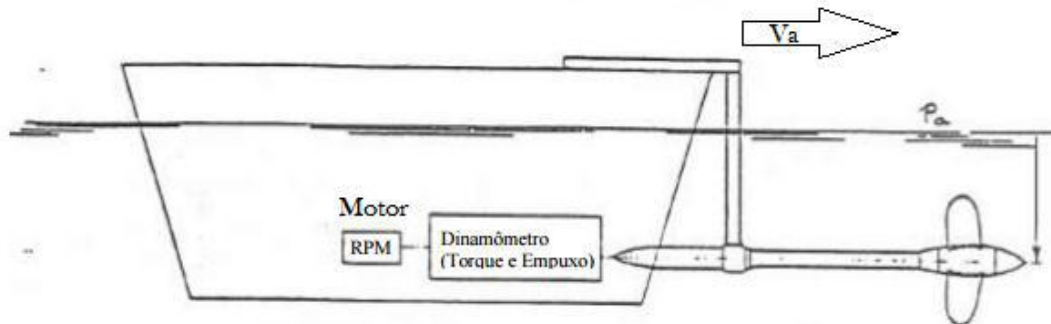


Figura 33: Figura esquemática do Ensaio de Águas Abertas

Os resultados desse ensaio de águas abertas são apresentados de forma adimensional, através das curvas de desempenho. Os grupos adimensionais presentes que compõem essas curvas são o coeficiente de empuxo, K_T , o coeficiente de torque, K_Q , e o coeficiente de avanço, J :

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot N^2 \cdot D^4} \quad (4.18)$$

Onde:

K_T = Coeficiente de torque.

T = Torque do propulsor.

ρ = Massa específica do fluido.

N = Rotação do propulsor.

D = Diâmetro do propulsor.

$$K_Q = \frac{Q_p}{\rho \cdot N^2 \cdot D^5} \quad (4.19)$$

Onde:

Q_P = Torque do propulsor.

$$J = \frac{Va}{N.D} \quad (4.20)$$

Onde:

Va = Velocidade de avanço.

J = Coeficiente de avanço.

4.4. Eficiência do Propulsor em Águas Abertas (η_o)

Para encontrarmos a eficiência do propulsor (η_o), devemos avaliar a razão entre potência propulsiva (P_T) e a potência entregue (P_D):

$$\eta_o = \frac{P_T}{P_D} = \frac{T.Va}{Q_P.2\pi.N} = \frac{J.K_T}{2\pi.K_Q} \quad (4.21)$$

A Figura 34 mostra a forma padrão de apresentar o resultado do ensaio de águas abertas de um propulsor.

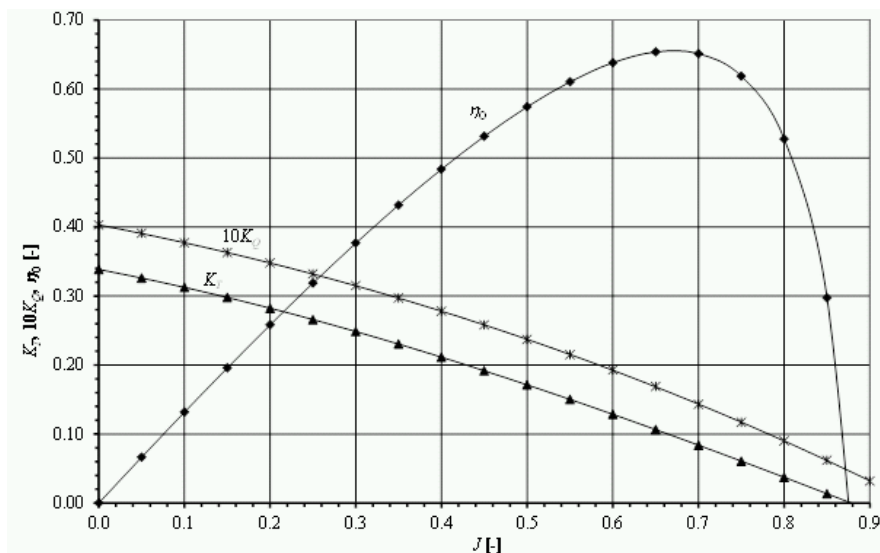


Figura 34: Resultado do ensaio de águas abertas

4.5. Ensaio de Autopropulsão

O ensaio de autopropulsão é realizado instalando os propulsores testados em águas abertas no modelo da embarcação de interesse, para que esse seja propellido

durante o experimento. São medidos o torque, o empuxo e a rotação do hélice para cada velocidade de avanço, sendo os dois primeiros adimensionalizados através da rotação, da massa específica da água e do diâmetro do propulsor. Assim como no ensaio de resistência ao avanço, os movimentos laterais são restringidos pelo carro de reboque, sendo que o trim dinâmico é livre.

É importante dizermos que nesse ensaio é aplicada uma força externa, chamada de força de correção de atrito de superfície (F_D). Essa correção decorre da diferença de força de fricção atuante no protótipo e no modelo, e sua expressão pode ser vista na equação 4.22.

$$F_D = \frac{1}{2} \rho V_M^2 S_M ((1 + k)(C_{FM} - C_{FS}) - C_A - C_{AA}) \quad (4.22)$$

Onde:

F_D = Força de correção do atrito.

ρ = Massa específica do fluido.

V_M = Velocidade do modelo.

S_M = Área molhada do modelo.

k = Coeficiente de forma.

C_{FM} = Coeficiente friccional do modelo.

C_{FS} = Coeficiente friccional do protótipo.

C_A = Coeficiente de rugosidade.

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

Na Figura 35 o ensaio de autopropulsão é mostrado de forma esquemática.

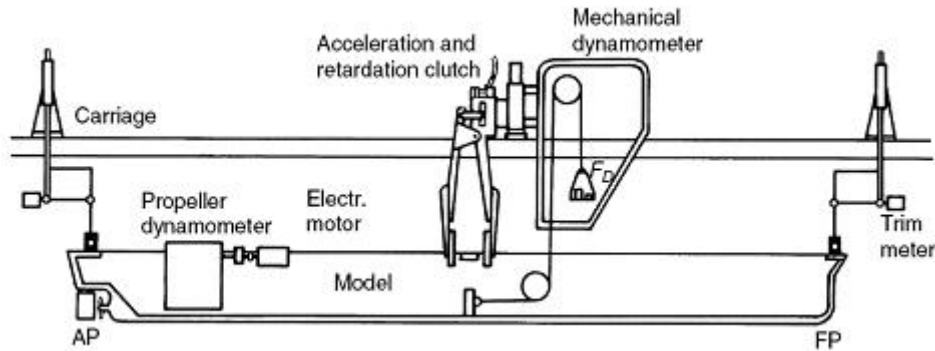


Figura 35: Figura esquemática do ensaio de autopropulsão Ref. [14]

No início da realização desse ensaio, o carro de reboque atua para movimentar o modelo até que os operadores encontrem a rotação do propulsor que faz com que haja o equilíbrio de forças. Nesse caso, para essa rotação são medidos o torque (Q) e o empuxo (T). Esses resultados são adimensionalizados através das equações 4.23 e 4.24, e o fator de avanço (J) é representado pela equação 4.25:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (4.23)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (4.24)$$

$$J_T = \frac{V_M}{ND} \quad (4.25)$$

Com o valor da força de empuxo, podemos determinar o fator de redução da força propulsora, de acordo com a relação (4.26):

$$t = \frac{T + F_D - R}{T} \quad (4.26)$$

Onde R é a resistência da embarcação apresentada no ensaio de resistência na mesma velocidade.

Sabendo o K_T , podemos determinar o coeficiente de avanço pelas curvas do propulsor do ensaio de águas abertas, e, através de J , podemos determinar a esteira efetiva (w_T) para cada velocidade de ensaio.

$$w_T = 1 - \frac{JnD}{V_M} \quad (4.27)$$

A partir do coeficiente de torque, podemos determinar a eficiência rotativa (η_{RR}) pela equação 4.28:

$$\eta_{RR} = \frac{K_{Q\acute{a}guas_abertas}}{K_{QAutopropuls\~{a}o}} \quad (4.28)$$

Por fim, são estimadas a Potência Entregue (P_D) e a eficiência do eixo (η_s).

$$P_D = 2\pi nQ * \eta_{RR} \quad (4.29)$$

$$\eta_s = \frac{P_B}{P_D} \quad (4.30)$$

Onde (P_B) é a potência fornecida pelo motor.

4.5.1. Eficiência do Casco (η_h)

A eficiência do casco pode ser definida como o trabalho necessário para mover-se em uma dada velocidade e o trabalho que precisa ser entregue pelo sistema propulsivo, nessa velocidade por unidade de tempo [eq.44]. Sabendo o coeficiente de redução do empuxo (t) e a esteira efetiva (w) pelo ensaio de autopropulsão, a eficiência do casco pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\eta_h = \frac{P_E}{P_T} = \frac{R_T \cdot V_S}{T \cdot V_A} = \frac{T(1-t)}{T} \cdot \frac{V_S}{V_S(1-w_T)} = \frac{1-t}{1-w_T} \quad (4.31)$$

Onde:

P_E = Potência Efetiva.

P_T = Potência Propulsiva.

4.5.2. Eficiência Propulsiva (η_D)

A eficiência propulsiva é definida como a razão entre a potência efetiva (P_E) e a potência entregue (P_D).

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D} = \frac{P_E}{P_T} \frac{P_T}{P_D} = \eta_h \cdot \eta_o \cdot \eta_R = \frac{1-t}{1-w_T} \times \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} \eta_R \quad (4.32)$$

Onde:

η_R = Eficiência relativa rotativa

É importante observar que ao olhar apenas o resultado da equação da eficiência do casco, é possível imaginar que aumentar o valor do fator de esteira possa ser positivo. No entanto, é observado empiricamente que quando esse fator aumenta, o valor do fator de redução do empuxo “t” também aumenta, não resultando em um aumento nessa eficiência. Além disso, quando observamos a equação da eficiência propulsiva, a presença do coeficiente de avanço “J” no numerador pressupõe que o aumento de “w” teria um efeito negativo nesta eficiência, uma vez que o crescimento do fator de esteira quando este fator aumenta causa um decréscimo no coeficiente de avanço.

$$\begin{aligned} \eta_D &= \frac{1-t}{1-w_T} \times \frac{V_a}{ND} \frac{K_T}{2\pi K_Q} \eta_R = \frac{1-t}{1-w_T} \times \frac{V_S(1-w_T)}{ND} \frac{K_T}{2\pi K_Q} \eta_R \quad (4.23) \\ &= \frac{1-t}{1} \times \frac{V_S}{ND} \frac{K_T}{2\pi K_Q} \eta_R \end{aligned}$$

Onde:

η_D = Eficiência propulsiva

A melhoria da eficiência do casco é um fator fundamental para a melhor eficiência propulsiva, isto é, para que o navio gaste menos combustível, que na maior parte das embarcações mercantes é o maior gasto operacional. Para a melhoria da eficiência do casco podem ser tomadas as seguintes medidas:

- Estudo da proa, para reduzir a resistência gerada da formação de ondas.
- Estudo da popa, visando à uniformização do escoamento incidente no propulsor.
- Utilização de sistemas propulsores (como hélice de superfície, supercavitantes, entre outros) mais eficientes para cada tipo de aplicação naval.
- Utilização de Dispositivos Hidrodinâmicos Economizadores de Energia (ESD) para melhora da interação do casco com a hélice.

CAPITULO 5

5.1. Metodologia

Neste t3pico 3e apresentada a metodologia para a avalia33o da mudan33a na efici33ncia propulsiva provocada pelos ESDs dos tipos Duto, Estator e dois tipos de combina33o entre os dois anteriores, aplicados em um navio gaseiro com dois propulsores. Seu perfil de opera33o compreende duas velocidades de 16 e 19,5 n33s.

A ferramenta utilizada para o estudo 3e o software de hidrodin33mica computacional StarCCM+. Os resultados de resist33ncia ao avan33o ser33o comparados com ensaios experimentais em tanque de prova e os resultados do propulsor ser33o comparados com os dados de seu projeto. Ap33s a valida33o das simula33es anteriores foi feita a de autopropuls33o, onde foram obtidas as efici33ncias propulsivas dos dispositivos simulados. Por fim, a simula33o anterior 3e repetida com o ESD e 3e avaliado o impacto deste na efici33ncia. As simula33es ser33o realizadas na escala do modelo e por fim, foi realizada uma simula33o na escala do prot33tipo. O fluxograma (Figura 36) a seguir resume a metodologia que foi aplicada at3e a compara33o entre os resultados na escala do modelo. Depois disso, o melhor dispositivo nessa escala foi usado na simula33o do prot33tipo, para compara33o com o casco nu.

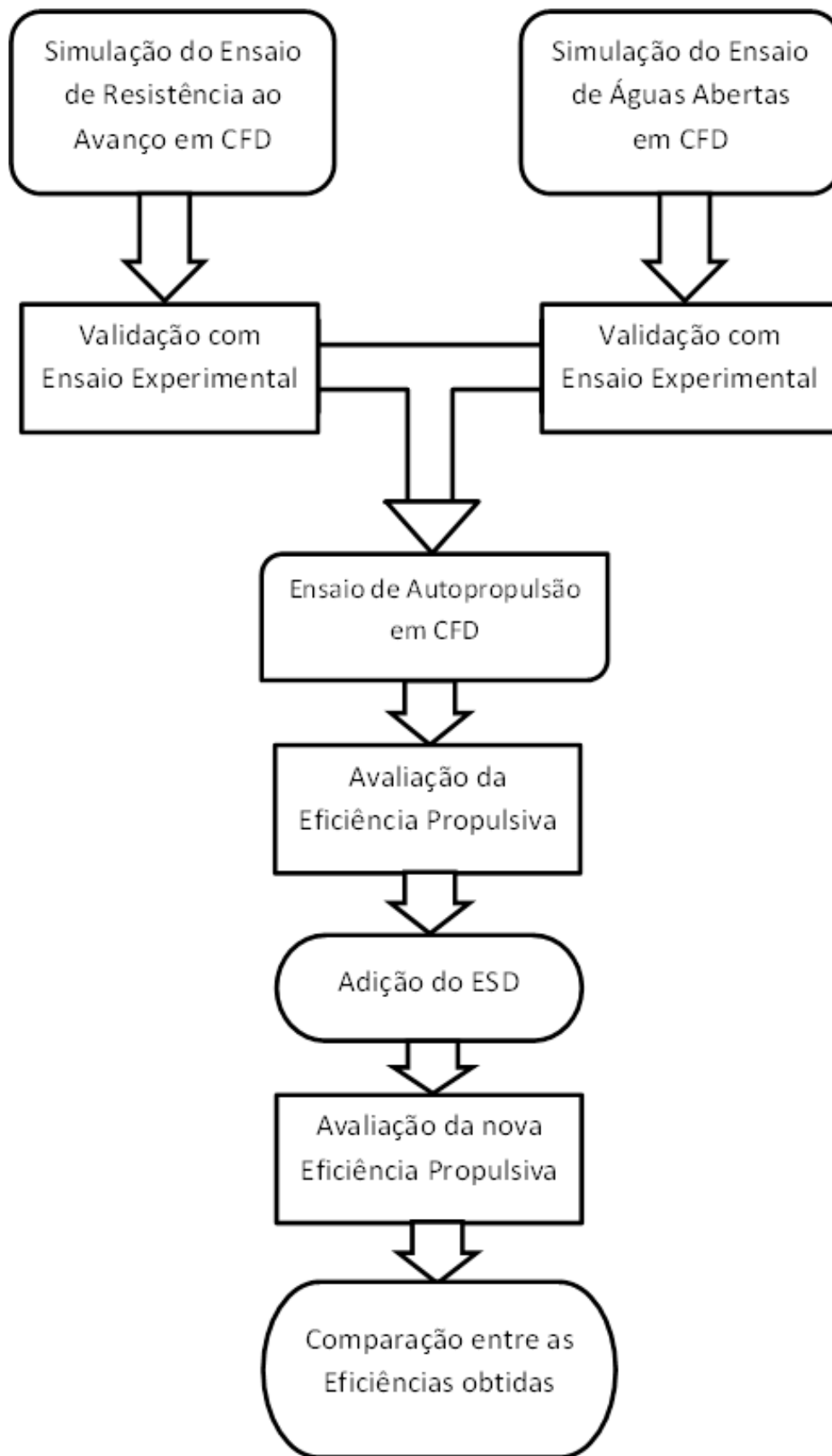


Figura 36 - Fluxograma da Metodologia de Análise

Nas próximas seções serão abordados os seguintes itens:

Geometria:

Do modelo da embarcação.

Do propulsor.

Do ESD tipo Duto.

Modelo Matemático para o CFD

Equações de Reynolds

Formulação Numérica

Malha Computacional e Teste de independência malha:

Da simulação do ensaio de resistência.

Da simulação do ensaio de águas abertas.

Domínio Computacional:

Da simulação do ensaio de resistência.

Da simulação do ensaio de águas abertas.

Da simulação do ensaio de autopropulsão.

Condições de Contorno:

Da simulação do ensaio de resistência.

Da simulação do ensaio de águas abertas.

Da simulação do ensaio de autopropulsão.

Resultados:

Simulações de resistência ao avanço.

Simulações do ensaio de águas abertas.

Simulação do ensaio de autopropulsão sem ESD Duto.

Simulação do ensaio de autopropulsão com ESD tipo Duto.

Simulação do ensaio de autopropulsão com ESD tipo Estator.

Simulação do ensaio de autopropulsão com ESD tipo Combinado 1.

Simulação do ensaio de autopropulsão com ESD tipo Combinado 2.

Simulação dos ensaios de autopropulsão na escala do protótipo.

Conclusão e Trabalhos Futuros.

5.2. Geometria

5.2.1. Geometria do Modelo

A geometria usada nesse estudo é a de um navio de transporte de gás que foi previamente otimizada para obter menor resistência ao avanço. As dimensões do modelo da embarcação podem ser vistas na Tabela 3: Características do Modelo, apresentada a seguir.

Tabela 3: Características do Modelo

	Símbolo	Unidade	Valor
Comprimento Total	LOA	m	3,036
Boca	B	m	0,503
Calado	T	m	0,118
Superfície Molhada	S	m ²	1,617
Volume deslocado	V	m ³	0,104

5.2.2. Geometria do Propulsor

O propulsor usado na simulação do ensaio de águas abertas e de autopropulsão foi projetado para essa embarcação. Na escala do modelo, seu diâmetro é de 0.078 metros e possui 4 hélices. A Figura 37 apresenta o propulsor nas vistas lateral, frontal e traseira dos hélices, respectivamente, e a Tabela 4 resume suas características.

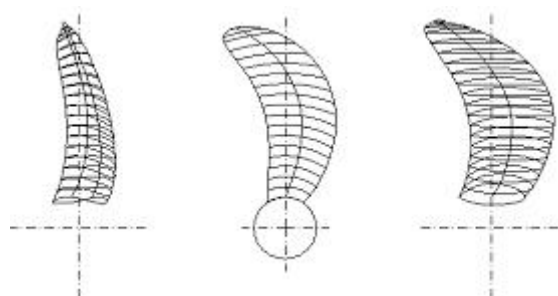


Figura 37: Vistas lateral, frontal e traseira do hélice

Tabela 4- Características do propulsor

Propulsor	
Tipo	Passo Fixo
Nº de Pás	4
Diâmetro (mm)	7.8
Razão de Passo/ Diâmetro - P/D	0.95
Razão Hub/ Diâmetro	0.157
Razão de Área	0.6
Rotação	Para fora

5.2.3. Geometria do ESD tipo Duto

O primeiro dispositivo modelado foi o ESD tipo Duto (WED), ilustrado nas Figura 38, Figura 39 e Figura 40. O Duto tem metade do diâmetro do propulsor e o ângulo de inclinação é de 10 graus. O tamanho e configuração do duto foram definidos com base na pesquisa bibliografica referente a ESDs desse tipo.

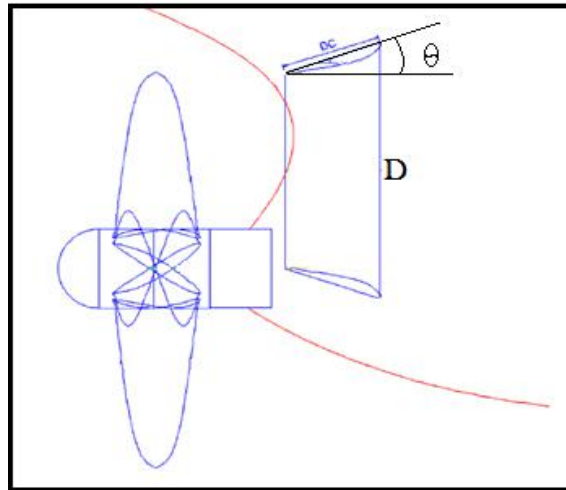


Figura 38: Figura esquemática do ESD



Figura 39: Vista frontal do ESD tipo Duto e propulsor

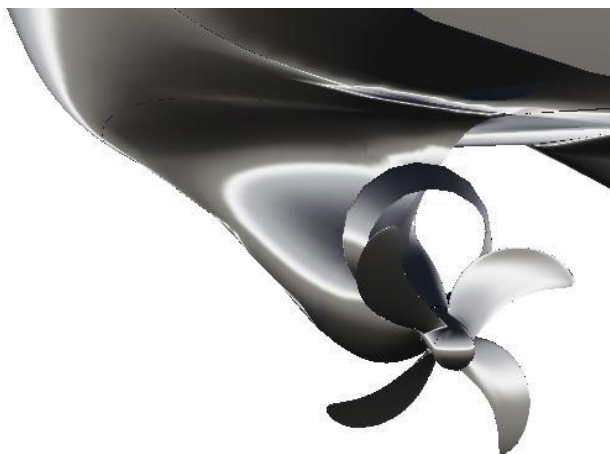


Figura 40: Vista isométrica do ESD tipo Duto

5.2.4. Geometria do ESD tipo Estator

O ESD tipo Estator, assim como mencionado no item 2.2.3, é um dispositivo hidrodinâmico economizador de energia que é projetado para melhorar a direção do escoamento à montante do propulsor, visando sua maior eficiência. A disposição das aletas, assim como sua largura e comprimento foram definidas com base na pesquisa bibliográfica dos ESDs desse tipo.

Na configuração desse dispositivo foram adotadas 4 aletas com o perfil Naca 0012, com ângulo de ataque de 18 graus dispostas em 45, 90, 135 e 180 graus, como mostra a Figura 41. A Figura 42 mostra uma visão isométrica do dispositivo no casco da embarcação.

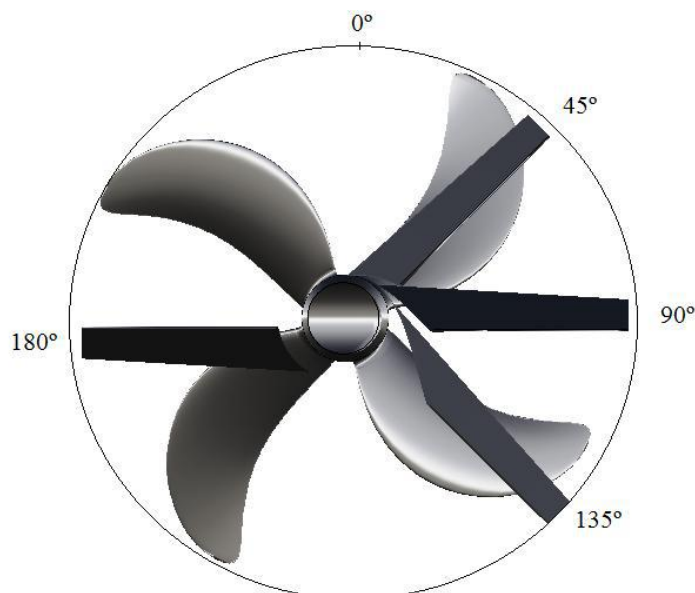


Figura 41: Geometria do ESD tipo Estator

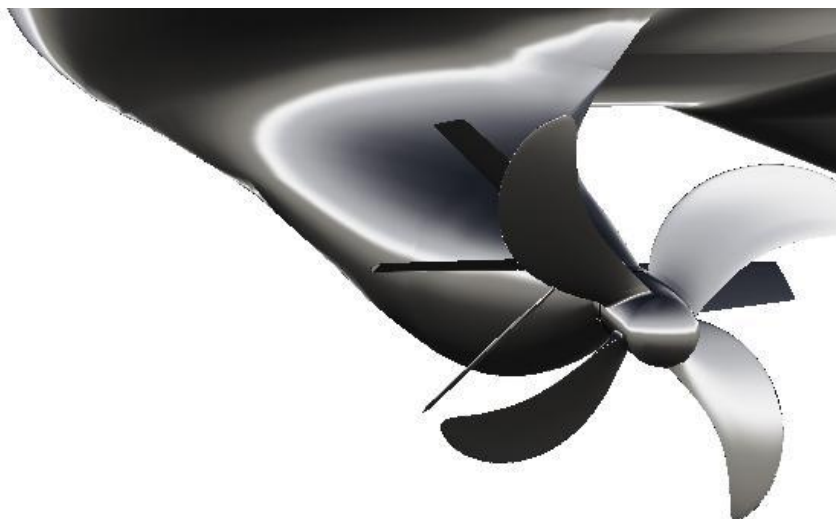


Figura 42: Geometria do ESD tipo Estator

5.2.5. Geometria do ESD Tipo Combinado

O dispositivo hidrodinâmico economizador de energia do tipo Combinado conjuga dois conceitos de ESDs, que são de alteração de direção das linhas de fluxo, assim como a convergência do escoamento para aumentar a velocidade de avanço. A disposição das aletas, assim como tamanho do duto, foram concebidos com base na pesquisa bibliográfica referente a esse tipo de ESD.

Na configuração deste dispositivo foram adotadas cinco aletas com o perfil Naca 0012, com ângulo de ataque de 18 graus dispostas 22,5, 67,5, 112,5, 270 e 315 graus, como mostra a Figura 43. A Figura 44 mostra uma visão isométrica do dispositivo no casco da embarcação, onde as hélices do propulsor estão omitidas para melhorar o entendimento do dispositivo.

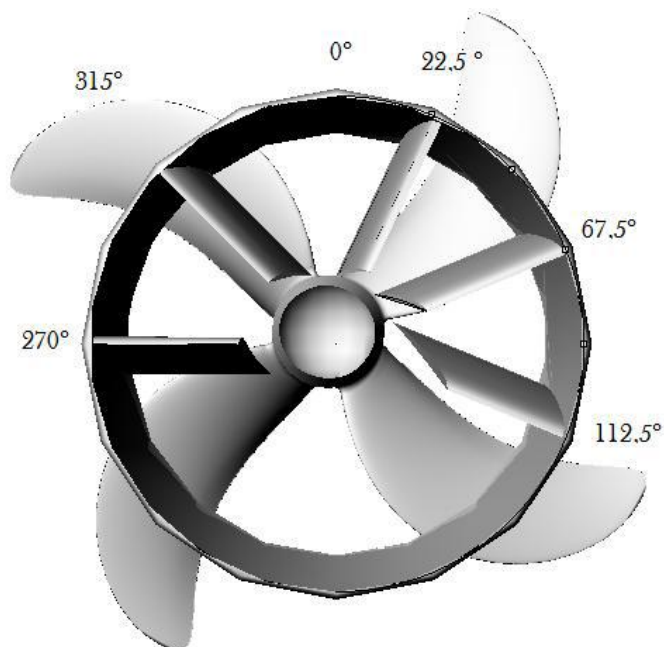


Figura 43: ESD Combinado



Figura 44: Vista isométrica do ESD Combinado 1

5.2.6. Geometria do ESD tipo Combinado 2

O ESD Combinado 2 é um dispositivo hidrodinâmico semelhante ao anterior, isto é, usa os conceitos de direcionamento das linhas de fluxo e de convergência do escoamento para o propulsor. Sua diferença em relação ao Combinado 1 é que as aletas radiais se estendem além do duto, com a intenção de ampliar o efeito de direcionamento do escoamento. A disposição das aletas, assim como tamanho do duto, foram concebidos com base na pesquisa bibliográfica referente a esse tipo de ESD.

As aletas são formadas pelo perfil Naca 0012, dispostas nos ângulos 22,5 - 67,5 - 112,5 - 270 e 315 graus, e se estendem por todo o diâmetro do propulsor, como mostra Figura 45. O duto tem metade do diâmetro do propulsor. A Figura 46 mostra uma vista isométrica do dispositivo Combinado 2.

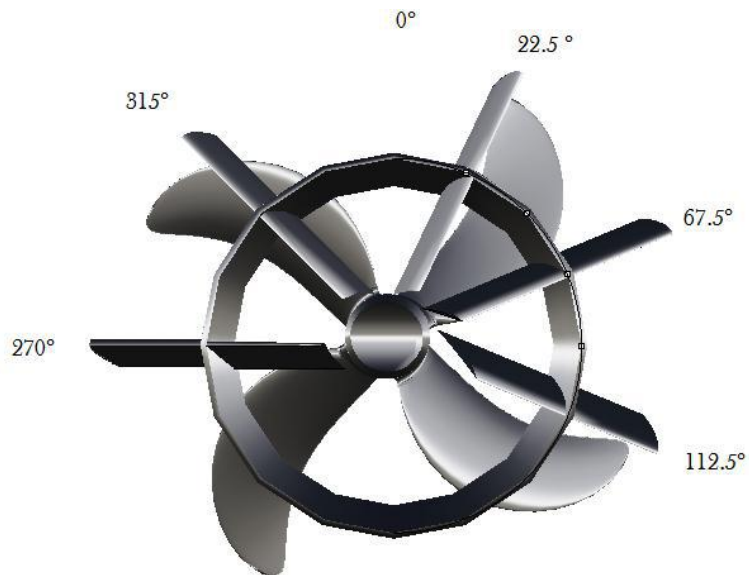


Figura 45: ESD Combinado 2



Figura 46: Vista isométrica do ESD Combinado 2

5.3. Modelo Matemático para o CFD

Neste item é apresentado um resumo das formulações matemáticas usadas no software StarCCM+.

O modelo matemático utilizado pelo programa foi estabelecido com base nas equações de conservação da massa e da conservação do momento linear, que quando aplicadas aos fluidos originam as equações de Navier-Stokes. As duas equações mencionadas são:

Navier Stokes:

$$\begin{aligned}\rho \frac{Du}{Dt} &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right]\end{aligned}$$

Onde:

$$\frac{Du}{Dt} = u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial t} \quad (5.1)$$

Para um fluido Newtoniano e isotrópico com viscosidade (μ), a equação de Navier-Stokes pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (5.2)$$

Conservação da massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (5.3)$$

No caso em estudo, o fluido utilizado foi apenas a água, que apresenta uma compressibilidade próxima de zero. Portanto, a equação acima pode ser descrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \approx 0 \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5.5)$$

5.4.5.3 Equações de Reynolds

Devido às dificuldades envolvidas na solução das equações nas escalas de tempo e espaço, o programa usa a média temporal das equações de Navier Stokes (*Reynolds-Averaged Navier Stokes Equation* – RANS). Essa média é decomposta de forma que o

valor instantâneo seja a soma do valor médio mais um valor de flutuação. Com isso, o número de incógnitas é maior que o número de equações, fazendo-se necessária a introdução de novas equações para modelar a turbulência.

O modelo de turbulência adotado para esse trabalho foi o k-e, onde k representa a energia cinética da flutuação e ϵ a taxa com que a energia cinética turbulenta é convertida em energia interna.

5.5. Formulação Numérica

No software usado neste trabalho, a discretização (conversão das equações diferenciais parciais e de suas condições de contorno em um sistema de equações algébricas discretas) das equações de RANS é feita pelo método de volumes finitos. Nesse método o domínio é dividido em um número finito de elementos, originando a malha computacional. Esses elementos são utilizados para verificar a conservação de propriedades essenciais ao escoamento, como massa, quantidade de movimento e energia.

Após a aplicação do método de elementos finitos, é obtido um sistema de equações lineares que deve ser resolvido para a solução do escoamento. Na maior parte dos problemas de engenharia, não é possível a solução analítica, então como alternativa são usados métodos iterativos. Nesses, é estimada uma solução inicial do problema, e a cada iteração o software tenta melhorar essa solução, até que a diferença da iteração “n” para a “n+1” atenda ao critério de convergência.

5.6. Malha Computacional

Nas simulações que utilizam CFD, a malha representa a discretização das regiões fluidas. Neste trabalho optou-se por uma malha “*trimmed mesh*”, que é formada em sua maior parte por elementos hexaédricos. Este tipo de malha permite que haja um bom refinamento nas regiões críticas como proa, popa, propulsor e ESDs.

5.6.1. Malha do Ensaio de Resistência ao Avanço

A Figura 47 mostra em uma vista isométrica a malha gerada para o modelo da embarcação. Pelo refinamento adotado, o número de células dessa malha é de 1,5 milhão de elementos.

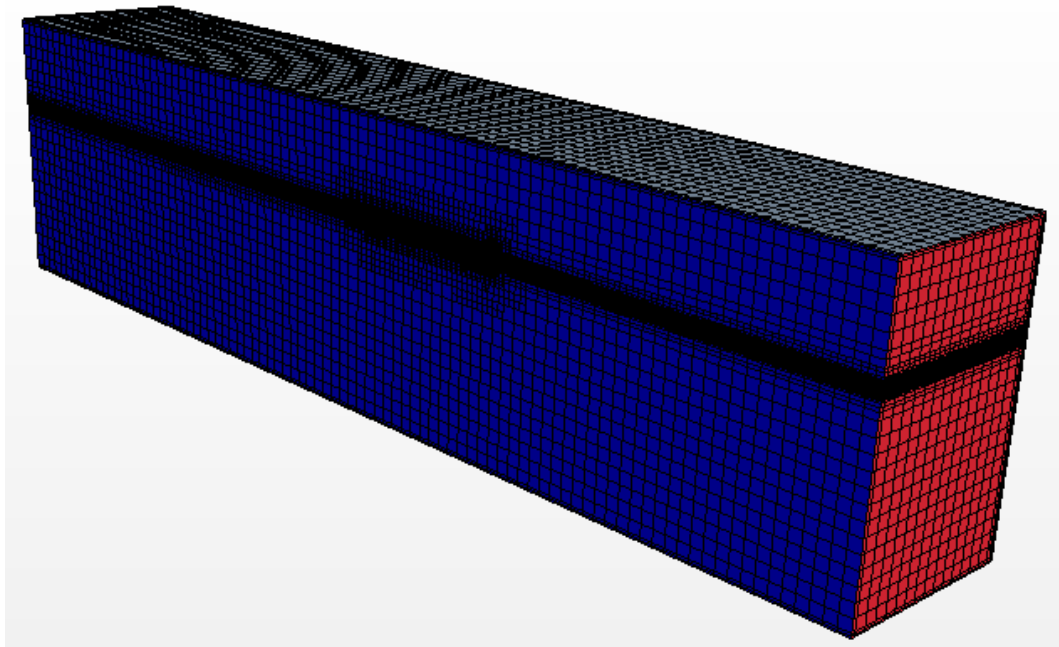


Figura 47: Malha computacional

Oito Zonas de Refinamento (ZR) foram criadas para refinar a malha em regiões importantes. Essas Zonas podem ser vistas na Figura 48. As zonas de refinamento na região do bulbo e do propulsor são importantes para garantir uma boa resolução de malha nesses locais, enquanto as Zonas de Refinamento na superfície livre são utilizadas para garantir a correta formação da onda formada pela embarcação.

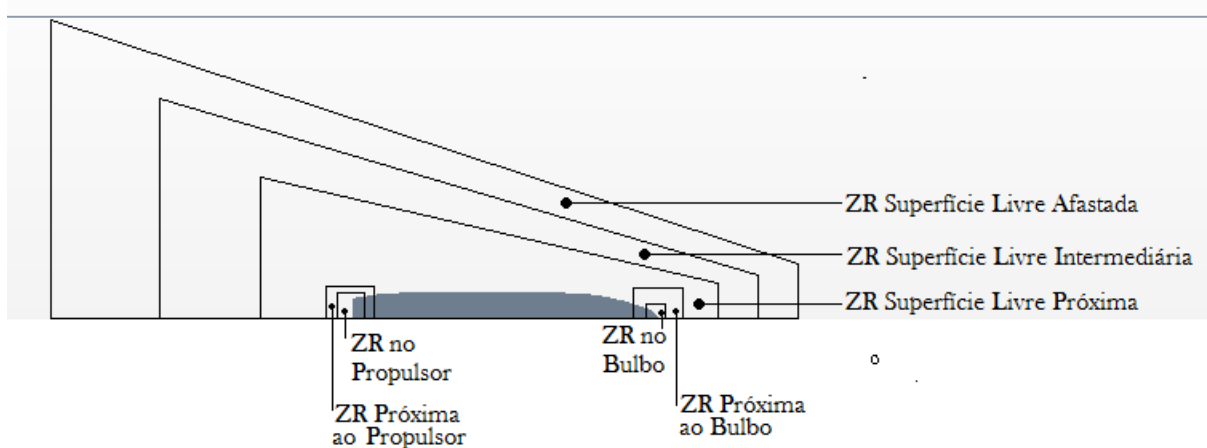


Figura 48: Zonas de Refinamento

Outra característica importante para esse tipo de malha são as camadas prismáticas. Elas são responsáveis pela captura da camada limite ao longo dos corpos. A

Figura 49 ilustra as camadas prismáticas ao longo da embarcação (destacadas em amarelo).

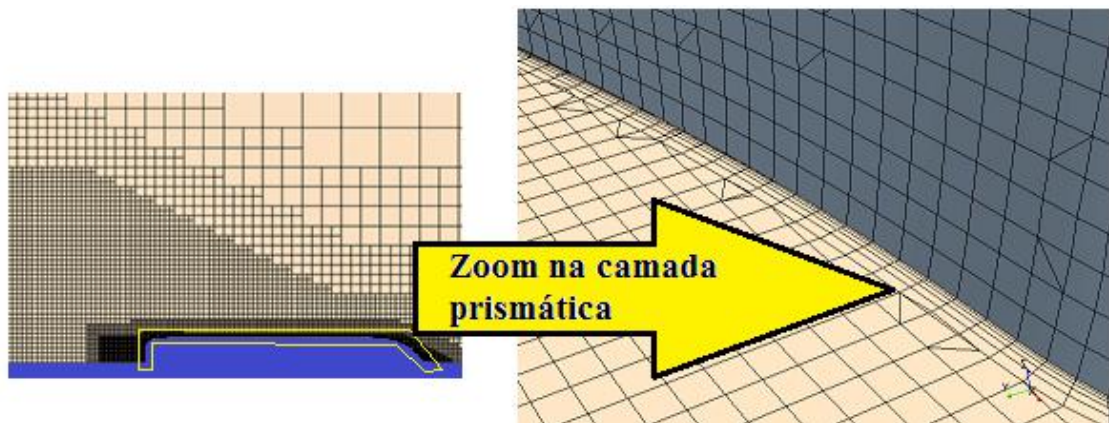


Figura 49: Camada prismática da malha

Para avaliar se a camada limite está bem representada, é usada uma distância não dimensional chamada y^+ . Esse valor indica se a camada limite está bem representada e é definido da seguinte maneira:

$$y^+ = \frac{u_* y}{\nu} \quad (5.6)$$

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5.7)$$

Onde:

u_* = Velocidade.

y = Distância até a superfície.

τ_w = Tensão cisalhante.

Nas simulações na escala do modelo, as malhas foram feitas para que o y^+ fosse menor que 1 (Figura 50), valor que indica que o refinamento da camada prismática é suficiente para resolver o fluxo da camada limite até a subcamada viscosa [30].

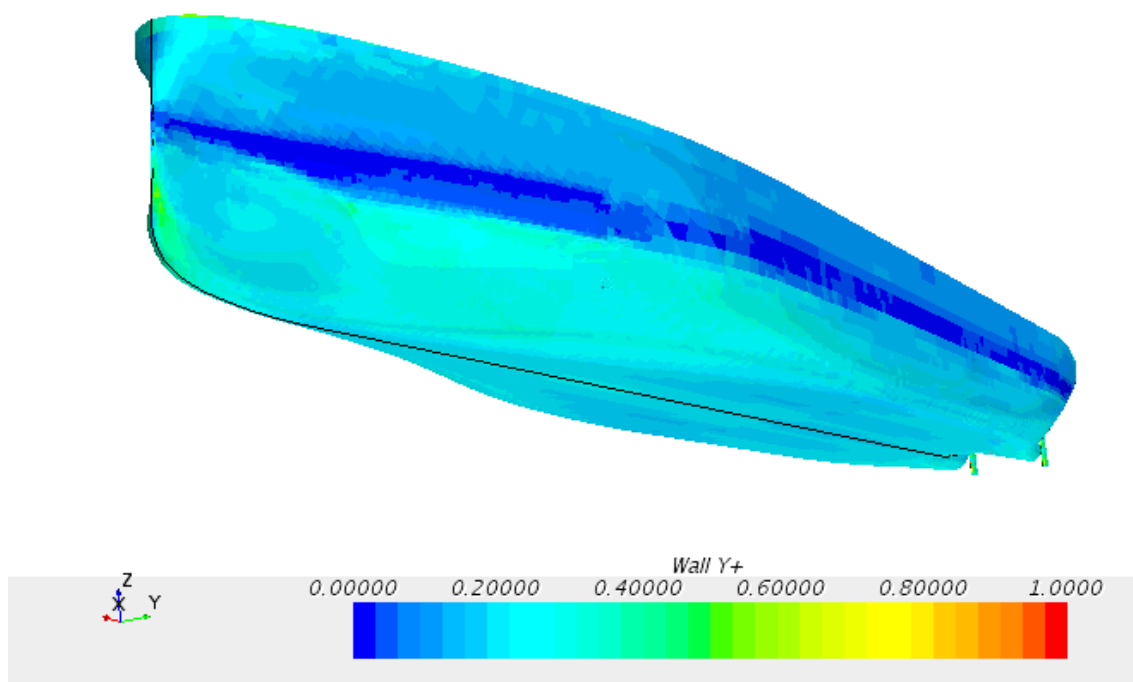


Figura 50: Valores de y^+ abaixo de 1 na escala do modelo

5.5.2 Teste de Independência de Malha do Ensaio de Resistência ao Avanço

Numa análise usando mecânica dos fluidos computacional é importante que a malha usada seja suficientemente refinada para obtenção dos resultados. Quando o resultado de uma malha é semelhante ao de malha mais refinada, temos a indicação de que a primeira já possui o refinamento adequado. Os resultados das 3 malhas testadas neste trabalho podem ser vistos na Tabela 5. Como o refinamento 3 indicou uma diferença inferior a 1% em relação ao refinamento 2, este último (2) foi usado no trabalho.

Como malha inicial (1) foi definida em função de um tamanho base do elemento, a variação do refino da malha foi feita através da alteração desse parâmetro, ou seja, a diminuição do tamanho base resulta em elementos de malha menores, portanto em um maior refinamento.

Tabela 5: Análise de Influência da Malha

Malha	Nº de elementos	Tempo de Simulação	Variação
Refinamento 1	911.144	57 horas	-
Refinamento 2	1.454.535	75 horas	3,7%
Refinamento 3	2.152.424	93 horas	0,9%

5.6.2. Malha do Ensaio de Águas Abertas

A Figura 51 mostra em uma vista isométrica a malha gerada para representar o propulsor. Como pode ser visto na mesma figura, parte ao redor da hélice, pois é nessa região que são obtidos o torque e empuxo. Pelo refinamento adotado, o número de células dessa malha é de 2,2 milhões de elementos.

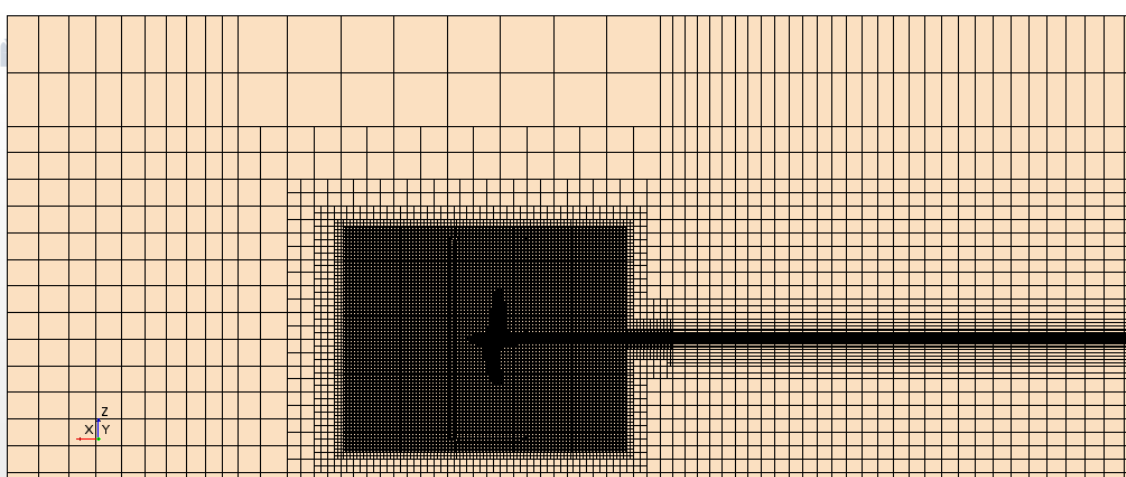


Figura 51: Malha do Ensaio de Águas Abertas

5.6.3. Teste de Independência de Malha do Ensaio de Águas Abertas

O teste de independência de malha do ensaio de águas abertas do propulsor foi feito tomando como referência os dados fornecidos por ele mesmo, também referentes a uma simulação computacional, visto que nunca foi ensaiado experimentalmente. Nesse caso, a simulação foi feita com 2,2 milhões de elementos na malha mais grossa e 4 milhões na mais refinada, como mostrado na Tabela 6. A malha escolhida foi a de 2,2 milhões de elementos, visto que o erro percentual em relação ao dado do projetista é baixo, e resultados mais próximos teriam muito custo computacional.

Tabela 6: Teste de malha do ensaio de águas abertas

Refinamento	Número de células	Tempo (horas)	Diferença (%)
1	2.2 Milhões	26	1.15
2	4.1 Milhões	45	0.9

Assim como na malha do modelo do casco, essa foi definida em função de um tamanho base, que foi usado para a variação do refinamento da malha.

5.7.Domínio Computacional

5.7.1. Domínio Computacional do Ensaio de Resistência ao Avanço

O domínio computacional é a representação virtual do tanque de provas experimental. Neste estudo suas dimensões foram definidas com base na literatura ([10] [11] e [12]) e podem ser vistas na Figura 52 em relação ao L_{pp} para a simulação de resistência.

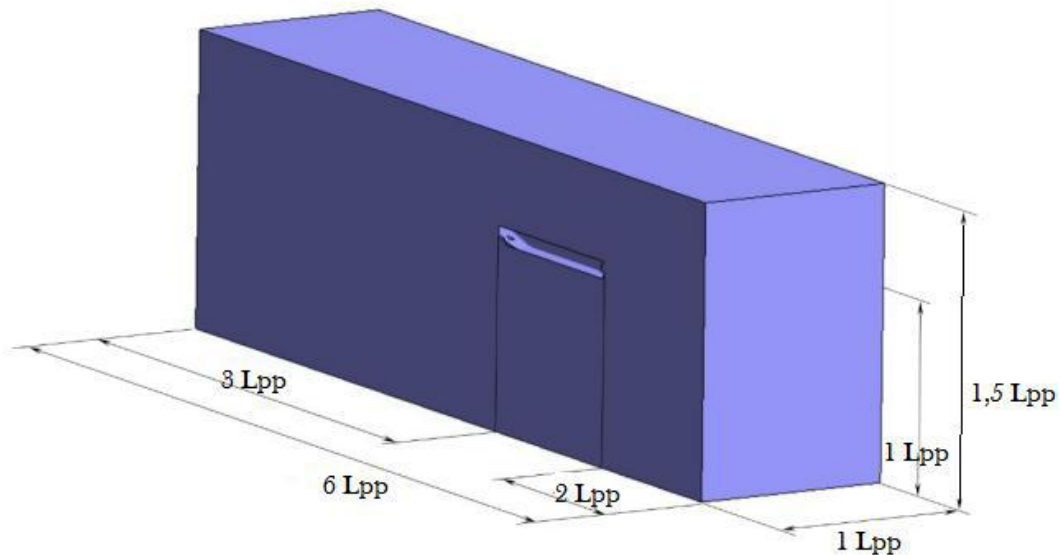


Figura 52: Domínio do ensaio de resistência

5.7.2. Domínio Computacional do Ensaio de Águas Abertas

O domínio da simulação do ensaio de águas abertas é calculado em relação ao diâmetro do propulsor. Suas dimensões foram escolhidas com base nas recomendações dos fabricantes do software [19] para esse tipo de simulação. Nas Figura 53 e Figura 54 são mostradas as vistas lateral e superior, respectivamente, para essa simulação.

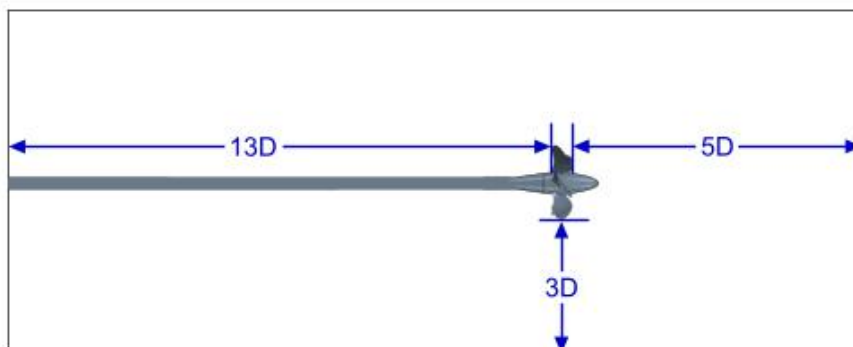


Figura 53: Vista lateral do domínio do Ensaio de Águas Abertas

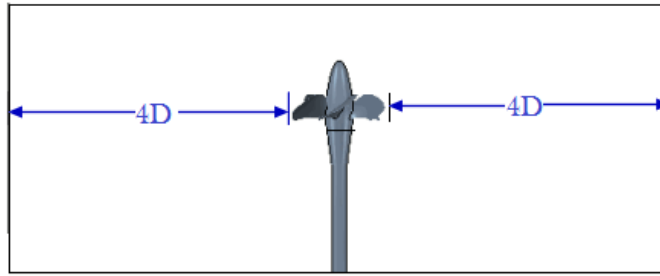


Figura 54: Vista Superior Da Simulação do Ensaio de Águas Abertas

5.8. Condições de Contorno

Através das condições de contorno, podemos atribuir propriedades às faces do domínio a fim de representar da melhor maneira o fenômeno estudado. A partir dessas, o tanque de provas virtual adquire características físicas como a velocidade do fluido e a pressão hidrostática. É importante destacar que a simulação foi realizada com a condição de simetria na linha de centro da embarcação.

5.8.1. Condições de Contorno Para a Simulação do Ensaio de Resistência ao Avanço

As condições de contorno para ensaio de resistência avanço são mostradas na Figura 55, e na Tabela 7 são expostos os valores aplicados a cada condição.

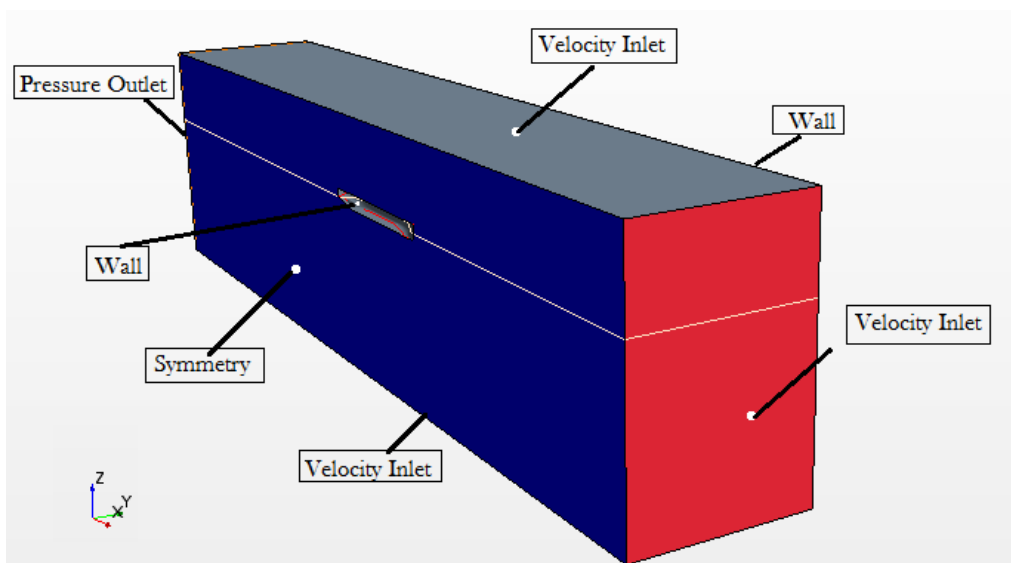


Figura 55: Condições de contorno da simulação do ensaio de resistência

Tabela 7: Configuração das Condições de Contorno

Velocidade na Entrada	
U	1.018 [m/s]
V	0[m/s]
W	0 [m/s]
Pressure Outlet	
Relative Pressure	Hydrostatic Pressure
Parede	
Sem deslizamento	

Na Tabela 8 é mostrada a configuração física da simulação.

Tabela 8: Configurações Físicas

Fluido	Ar	Densidade	1.18
		Viscosidade Dinâmica	1.86E^-05
	Água	Densidade	997.05
		Viscosidade Dinâmica	8.90E-04
Passo de tempo		0.05 s	
Tempo de Simulação		100 s	
Pressão de referência		1 atm	
Temperatura		25 °C	
Gravidade		9.91 m/s ²	
Modelo de Turbulência		k-e	
Movimento		Dois graus de liberdade (Pich e Heave)	

5.8.2. Condições de Contorno Para a Simulação do Ensaio de Águas Abertas

No caso da simulação do propulsor em águas abertas, é necessário que haja dois domínios. O primeiro é um domínio externo, que representa as partes que não apresentam rotação. O outro é o domínio onde está inserido o propulsor, que recebe o movimento rotacional. As condições de contorno dos dois domínios podem ser vistas nas Figura 56 e Figura 57, respectivamente.

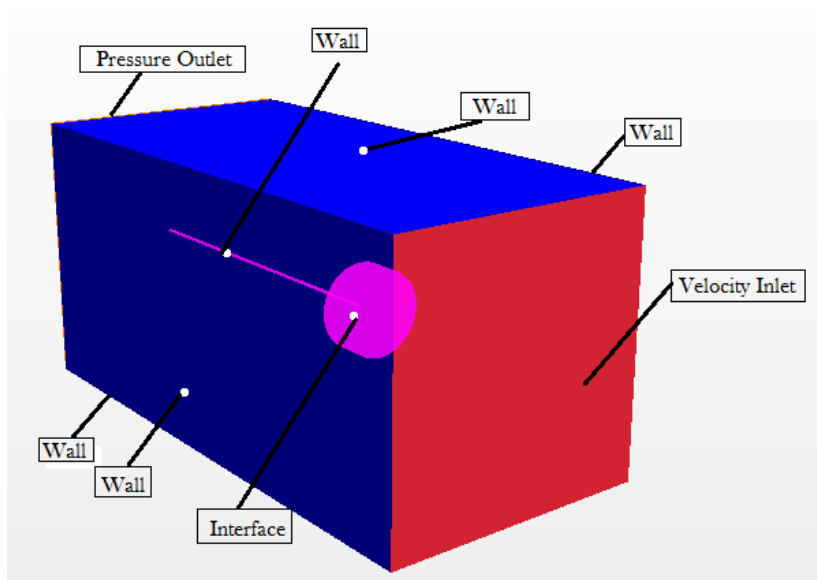


Figura 56- Condições de contorno da simulação do Ensaio De Águas Abertas – Parte estática

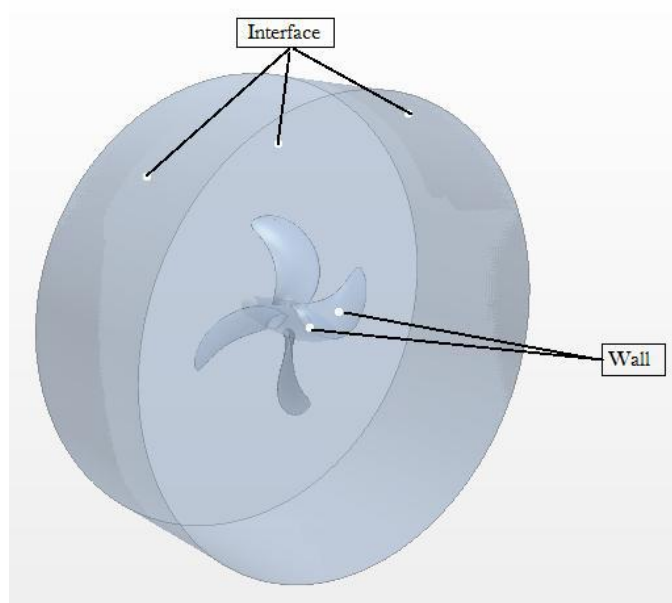


Figura 57: Condições de contorno da simulação do Ensaio de Águas Abertas – Parte Rotacional

5.8.3. Condições de Contorno Para a Simulação do Ensaio de Autopropulsão

Na simulação do ensaio de autopropulsão, as condições de contorno são a união dos dois casos anteriores, havendo dois domínios: um rotacional, que simula o movimento das hélices, e outro estacionário, onde fica a embarcação. Portanto, nessa simulação são obtidas a força e o torque no domínio rotacional, e a resistência ao avanço no outro domínio. Para a união deles usa-se a interface, assim como no caso do ensaio de águas abertas. Na Figura 58 é mostrado o domínio rotacional à ré do modelo.

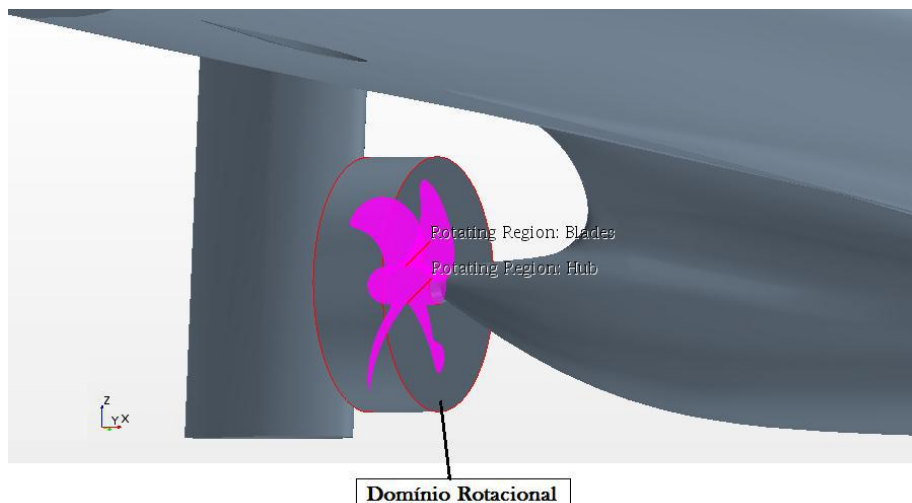


Figura 58: Domínio rotacional da simulação de autopropulsão

5.9. Resultados

Nesta seção serão apresentados os seguintes resultados:

- Resistência ao avanço experimental e simulada em CFD 1:300.
- Resistência ao avanço experimental e simulada em CFD 1:97,44.
- Curva do propulsor obtida na simulação do ensaio de águas abertas.
- Resultados da simulação do ensaio de autopropulsão sem ESD.
- Resultado da simulação do ensaio de autopropulsão com ESD.
- Avaliação da mudança na eficiência propulsiva.

5.9.1. Resistência ao avanço experimental e simulada em CFD 1:300

Os testes na escala de 1:300 foram úteis para fornecer dados iniciais para a definição da configuração da simulação computacional, pois nessa escala é possível de realizar simulações com menos tempo e recursos computacionais.

Na Figura 59 podem ser vistos os resultados das forças de resistência ao avanço experimentais e simuladas em CFD, na escala 1:300. A barra de erro corresponde ao desvio padrão da força medida no ensaio experimental. Na Tabela 9 são vistos os mesmos resultados e a diferença percentual entre eles. A incerteza do procedimento experimental foi calculada a partir do desvio padrão dos resultados de cada ensaio.

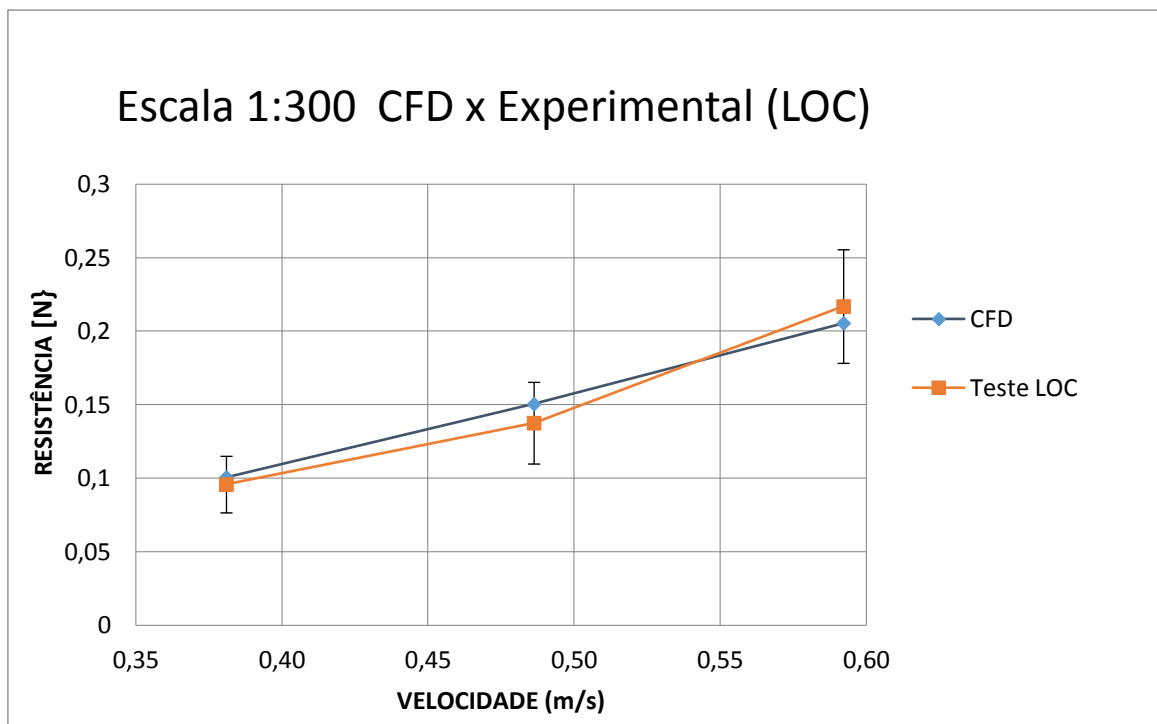


Figura 59: Resultados na escala 1:300

Tabela 9: Resultados na escala 1:300

Escala 1:300			
Velocidade	Resistência Experimental	Resistência Simulada em CFD	Diferença
[m/s]	[N]	[N]	%
0.38	0.096	0.101	4.92
0.49	0.138	0.150	5.57
0.59	0.217	0.205	5.56

5.9.2. Resistência ao avanço experimental e simulada em CFD 1:97,44

A configuração computacional obtida na escala anterior foi repetida nessa escala, fazendo as adaptações necessárias, cujos detalhes estão apresentados no item 5.7. Na Figura 60 podem ser vistos os resultados das forças de resistência ao avanço experimentais e simuladas em CFD na escala 1:97,44 (Figura 60). Na Tabela 10 são vistos os mesmos resultados e a diferença percentual entre eles. A incerteza do procedimento experimental foi estimada de forma conservadora como 10% do valor da força, pois seu valor não foi divulgado.

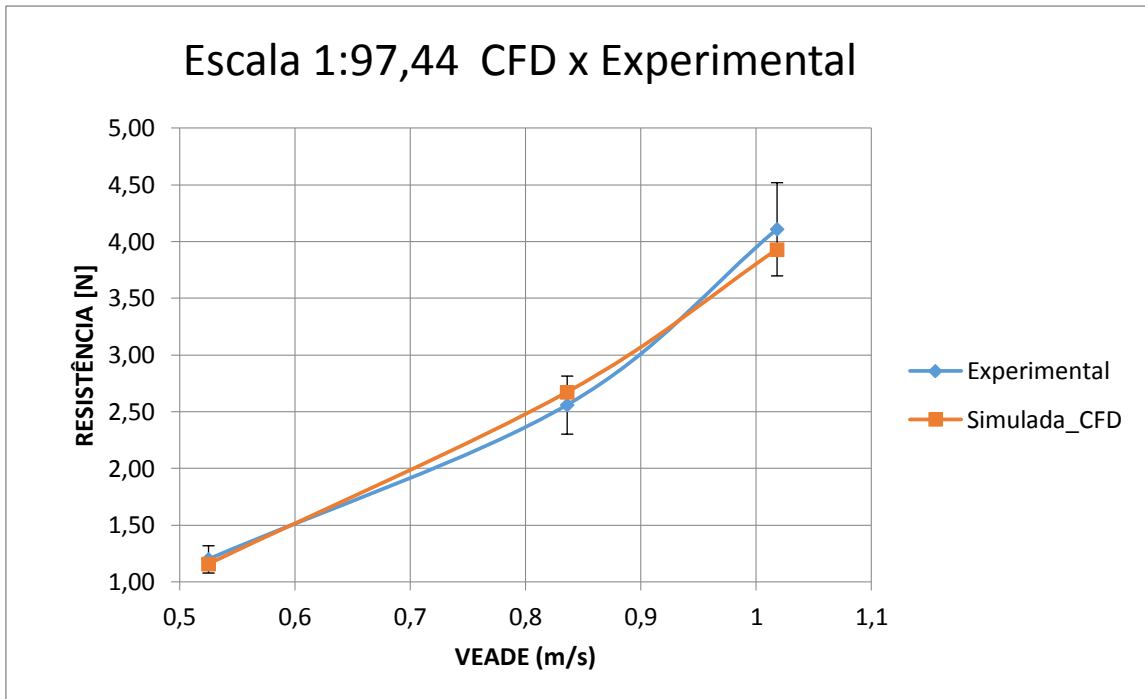


Figura 60: Resultados na Escala 1:97,44

Tabela 10: Resultados na escala 1:97,44

Escala 1:97,44			
Velocidade	Resistência Experimental	Resistência Simulada em CFD	Diferença
[m/s]	[N]	[N]	%
0.525	1.20	1.16	3.61
0.836	2.56	2.67	4.21
1.018	4.11	3.93	4.58

A obtenção do padrão de ondas em uma análise de resistência ao avanço é fundamental. Para assegurarmos que a simulação é capaz de reproduzir o fenômeno é importante verificarmos se este está sendo capturado por aquela (Figura 61).

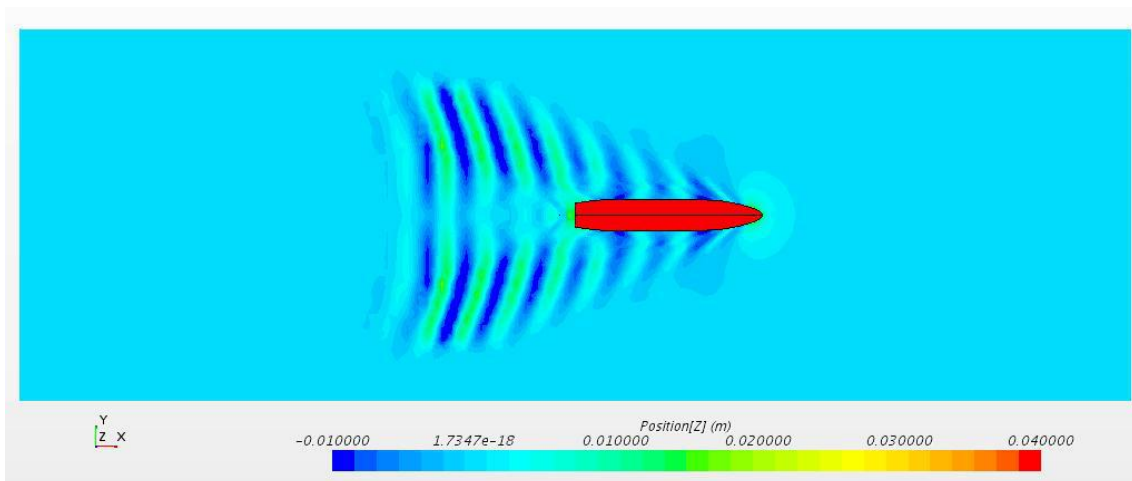


Figura 61: Padrão de Ondas na simulação do ensaio de resistência ao avanço

5.9.3. Curva do propulsor obtida na simulação do ensaio de águas abertas

Na Figura 62, abaixo, são mostrados os pontos obtidos na simulação do propulsor, assim como seus dados fornecidos pelos projetistas. Nas Tabela 11, Tabela 12 e Tabela 13 são vistos os mesmos resultados e a diferença percentual entre eles, onde em amarelo está destacada a zona de autopropulsão. É importante salientar que na zona de autopropulsão, região de interesse, o erro máximo é inferior a 1,5%, por isso a escolha desse refinamento de malha.

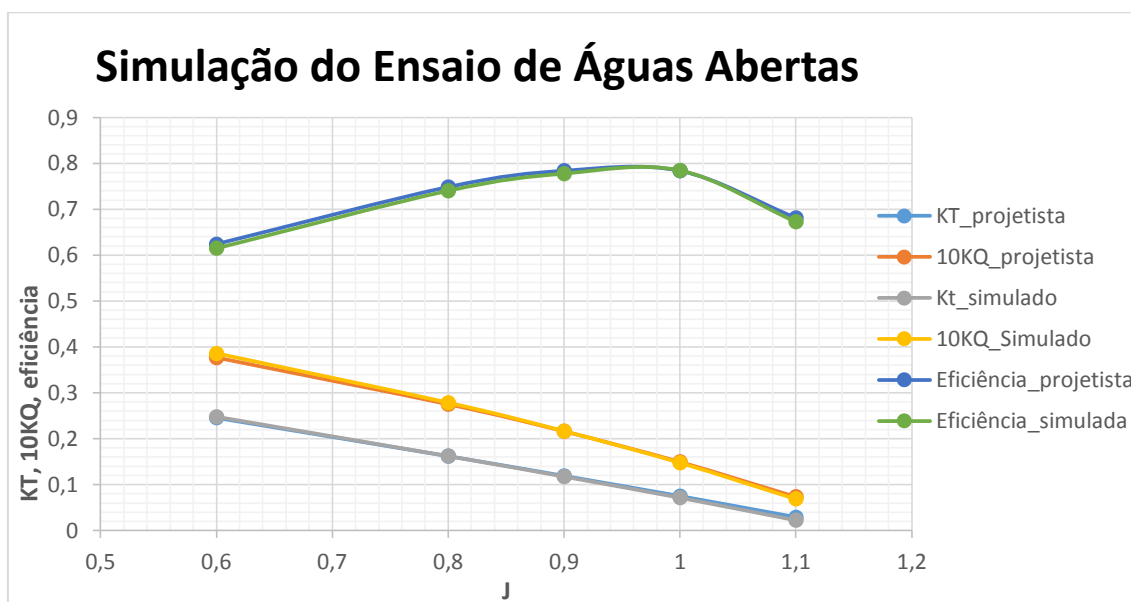


Figura 62: Simulação do Ensaio de Autopropulsão

Tabela 11: Resultados do coeficiente de empuxo na simulação do ensaio de águas abertas

J	KT_Projetista	KT_Simulado	Diferença (%)
0.6	0.246	0.248	0.73
0.8	0.162	0.162	0.06
0.9	0.119	0.118	1.09
1	0.075	0.072	4.02
1.1	0.029	0.023	20.91

Tabela 12: Resultados do coeficiente de torque na simulação do ensaio de águas abertas

J	10KQ_Projetista	10KQ_Simulado	Diferença (%)
0.6	0.377	0.386	2.34
0.8	0.275	0.278	1.13
0.9	0.216	0.217	0.14
1	0.150	0.148	1.27
1.1	0.074	0.069	6.24

Tabela 13: Resultados da eficiência na simulação do ensaio de águas abertas

J	Eficiência de Referência	Eficiência Simulada	Diferença (%)
0.6	0.624	0.615	1.34
0.8	0.748	0.740	1.08
0.9	0.784	0.777	0.81
1	0.784	0.784	0.07
1.1	0.681	0.673	1.19

5.9.4. Resultados da simulação do ensaio de autopropulsão sem ESD

O método usado para achar o ponto de autopropulsão na simulação em CFD é semelhante ao usado no ensaio experimental. Neste, estimamos uma rotação inicial e observamos o balanço de forças, ou seja, o somatório das forças de empuxo gerado no propulsor e a resistência ao avanço gerada no casco pelo efeito da passagem do fluido. Se esse balanço não for zero, deve-se alterar a rotação até que as forças se igualem.

A Figura 63 ilustra esse procedimento. Nesse caso, foi estimada uma rotação inicial de 15 rotações por segundo. Aos 50 segundos, quando a simulação atingiu a estabilidade, podemos ver que o balanço de forças somava 0.4 newtons, então a rotação foi diminuída até que o balanço de forças fosse igual a 0 ± 0.01 [N].

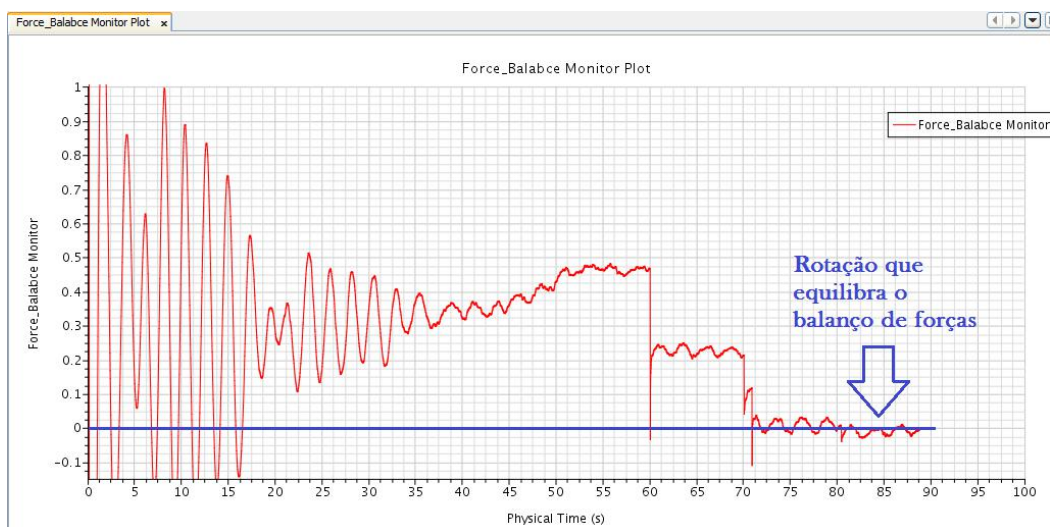


Figura 63: Método de busca de ponto de autopropulsão

A Figura 64 ilustra o propulsor à ré do modelo sem o ESD.

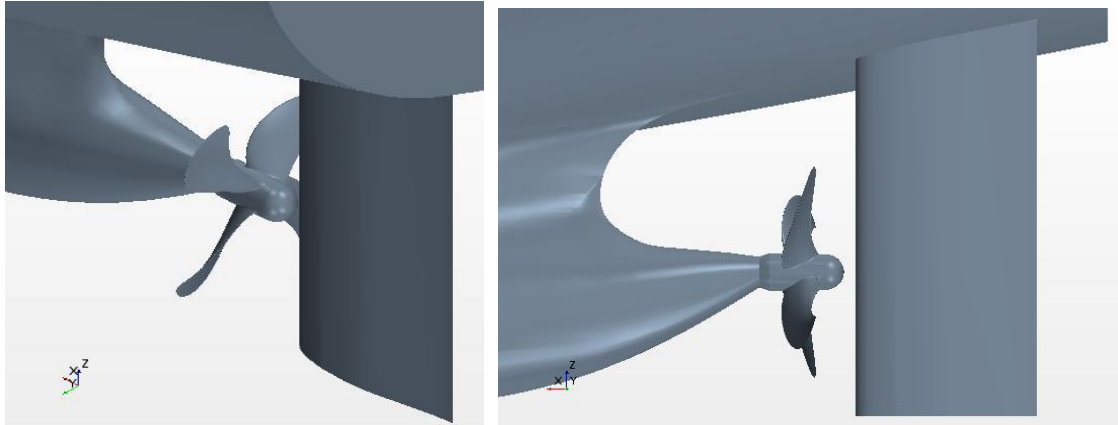


Figura 64: Propulsor à ré do navio sem ESD

Na Tabela 14 são mostrados os resultados obtidos para a simulação da autopropulsão, na escala 1:97,44, calado cheio, na velocidade de projeto (equivalente a 19,5 nós).

Tabela 14: Resultados da simulação da autopropulsão sem ESD para a velocidade de 19,50 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	2.13
Coeficiente de Empuxo	KT	-	0.17
Torque medido	Q	[Nm]	0.149
Coeficiente de Torque	KQ	-	0.028
Esteira Efetiva	w	-	0.22
Coeficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.085
Rotação do Propulsor	n	rps	13.0
Eficiência do Casco	η_H	-	1.177
Eficiência Propulsiva	η_D	-	0.815

Na Tabela 15 são mostrados os resultados obtidos para a simulação da autopropulsão, na escala 1:97,44, calado cheio, na velocidade de projeto (equivalente a 16 nós).

Tabela 15: Resultados da simulação da autopropulsão sem ESD para a velocidade de 16 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	1.48
Coeficiente de Empuxo	KT	-	0.181
Torque medido	Q	[Nm]	0.014
Coeficiente de Torque	KQ	-	0.029
Esteira Efetiva	w	-	0.262
Coeficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.181
Rotação do Propulsor	n	rps	10.5
Eficiência do Casco		-	1.109
Eficiência Propulsiva		-	0.79

5.9.5. Resultados da simulação do ensaio de autopropulsão com ESD

Na Tabela 16 estão os resultados obtidos para a simulação da autopropulsão com ESD do tipo Duto (WED), cuja forma pode ser vista na Figura 65, na escala 1:97,44, calado cheio, com velocidade equivalente a 19,5 nós. Na Tabela 17 são exibidos os resultados para o ESD tipo Duto, com velocidade equivalente a 16 nós.

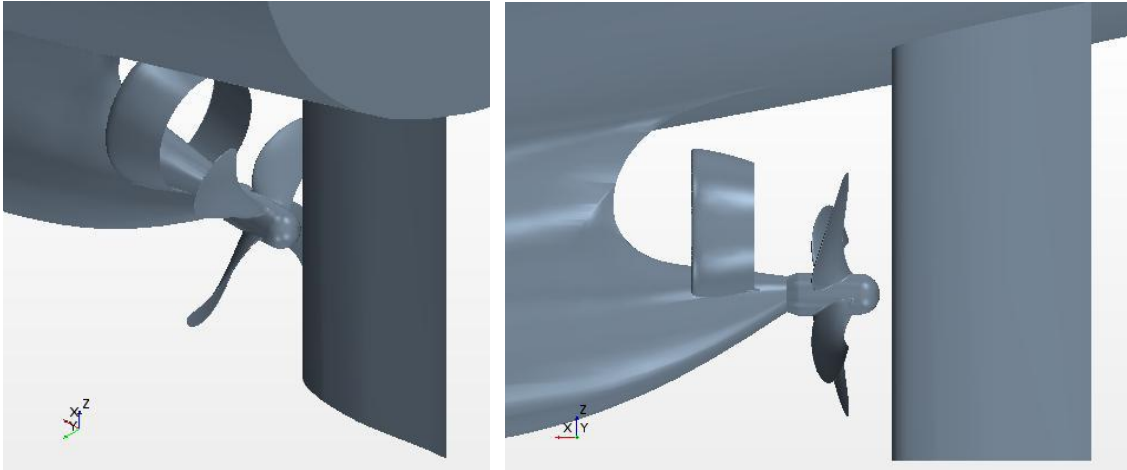


Figura 65 : Propulsor à Ré do Navio

Tabela 16: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Duto e velocidade equivalente a 19,50 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	2.14
Coefficiente de Empuxo	KT	-	0.174
Torque medido	Q	[Nm]	0.141
Coefficiente de Torque	KQ	-	0.029
Esteira Efetiva	w	-	0.24
Coefficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.088
Rotação do Propulsor	n	rps	12.9
Eficiência do Casco	η_H	-	1.198
Eficiência Propulsiva	η_D	-	0.868

Tabela 17 - Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Duto e velocidade equivalente a 16,00 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	1.48
Coefficiente de Empuxo	KT	-	0.182
Torque medido	Q	[Nm]	0.141
Coefficiente de Torque	KQ	-	0.03
Esteira Efetiva	w	-	0.26
Coefficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.182
Rotação do Propulsor	n	rps	10.5
Eficiência do Casco	η_H	-	1.161
Eficiência Propulsiva	η_D	-	0.802

5.9.6. Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Estator

Na Tabela 18 são exibidos os resultados da simulação do ensaio de autopropulsão com o ESD tipo Estator, cuja forma pode ser vista na Figura 66. Na Tabela 19 são exibidos os resultados para esse dispositivo na velocidade equivalente a 16 nós.

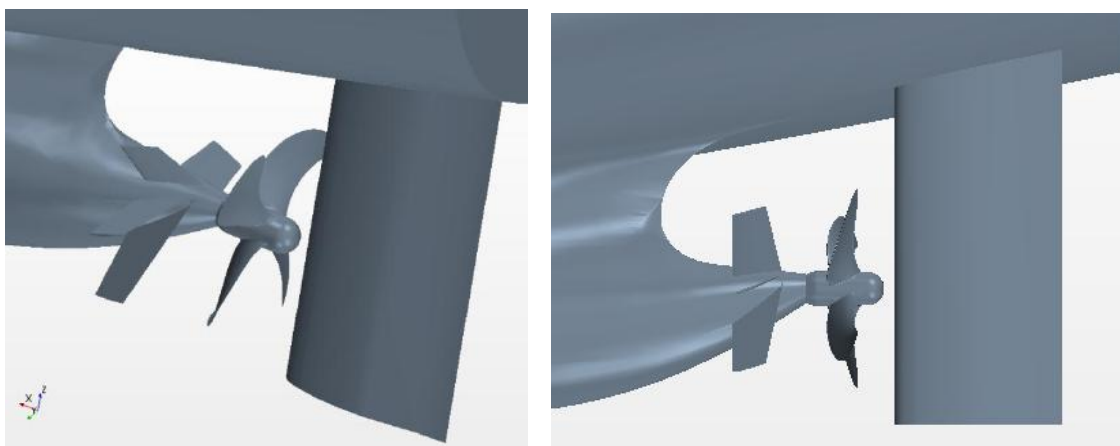


Figura 66: ESD tipo Estator

Tabela 18: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Estator e velocidade 19,50 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	2.36
Coefficiente de Empuxo	KT	-	0.207
Torque medido	Q	[Nm]	0.151
Coefficiente de Torque	KQ	-	0.033
Esteira Efetiva	w	-	0.342
Coefficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.174
Rotação do Propulsor	n	rps	12.4
Eficiência do Casco	η_H	-	1.255
Eficiência Propulsiva	η_D	-	0.838

Tabela 19: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Estator e velocidade equivalente a 16,00 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	1.734
Coefficiente de Empuxo	KT	-	0.23
Torque medido	Q	[Nm]	0.01
Coefficiente de Torque	KQ	-	0.365
Esteira Efetiva	w	-	0.397
Coefficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.301
Rotação do Propulsor	n	rps	10.1
Eficiência do Casco	η_H	-	1.158
Eficiência Propulsiva	η_D	-	0.755

Esse resultado mostra um aumento da eficiência propulsiva de 3,5% em relação à embarcação sem o dispositivo.

5.9.7. Resultados da simulação do ensaio de autopropulsão com ESD tipo Combinado 1

Na Tabela 20 são exibidos os resultados da simulação do ensaio de autopropulsão com o ESD tipo Combinado 1 para velocidade equivalente a 19,50 nós, cuja forma pode ser vista na Figura 67. Na Tabela 21 são exibidos os resultados para a velocidade a 16 nós.

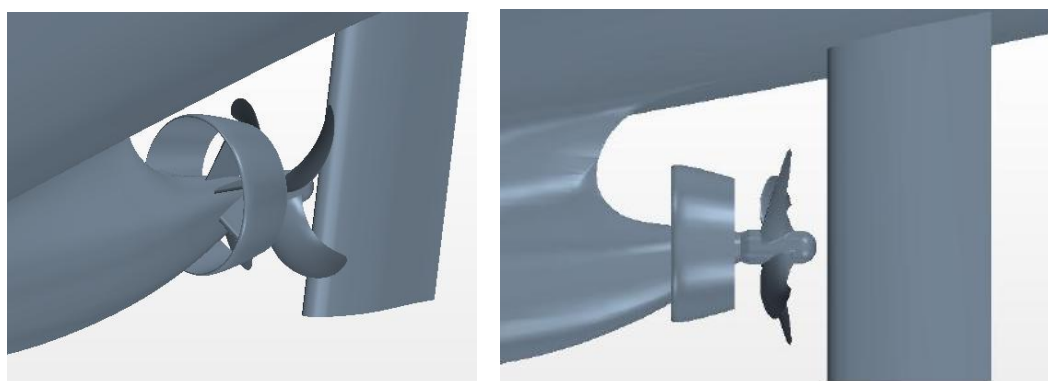


Figura 67: ESD tipo Combinado 1

Tabela 20: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Combinado 1 e velocidade equivalente a 19,50 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	2.26
Coefficiente de Empuxo	KT	-	0.193
Torque medido	Q	[Nm]	0.15
Coefficiente de Torque	KQ	-	0.033
Esteira Efetiva	w	-	0.298
Coefficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.137
Rotação do Propulsor	n	rps	12.6
Eficiência do Casco	η_H	-	1.229
Eficiência Propulsiva	η_D	-	0.835

Tabela 21: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Combinado 1 e velocidade equivalente a 16 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	1.64
Coefficiente de Empuxo	KT	-	0.202
Torque medido	Q	[Nm]	0.011
Coefficiente de Torque	KQ	-	0.326
Esteira Efetiva	w	-	0.309
Coefficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.261
Rotação do Propulsor	n	rps	10.5
Eficiência do Casco	η_H	-	1.07
Eficiência Propulsiva	η_D	-	0.735

5.9.1. Resultados da simulação do ensaio de autopropulsão com ESD tipo Combinado 2

Na Tabela 22 são exibidos os resultados da simulação do ensaio de autopropulsão com o ESD tipo Combinado 2, cuja forma pode ser vista na Figura 68. Na Tabela 23 são exibidos os resultados para a velocidade equivalente a 16 nós no mesmo dispositivo hidrodinâmico.

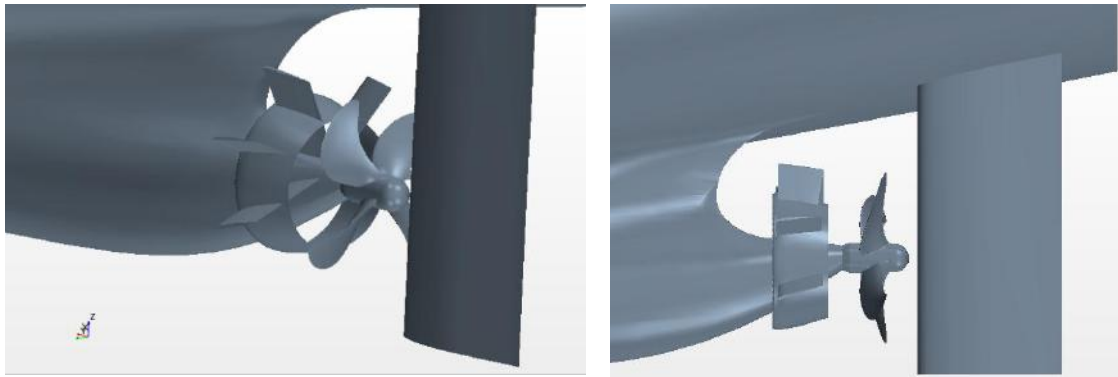


Figura 68- ESD tipo Combinado 2

Tabela 22: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Combinado 2 e velocidade equivalente a 19,50 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	2.32
Coefficiente de Empuxo	KT	-	0.195
Torque medido	Q	[Nm]	0.151
Coefficiente de Torque	KQ	-	0.032
Esteira Efetiva	w	-	0.297
Coefficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.159
Rotação do Propulsor	n	rps	12.7
Eficiência do Casco	η_H	-	1.195
Eficiência Propulsiva	η_D	-	0.823

Tabela 23: Resultados da simulação de autopropulsão com ESD tipo Combinado 1 e velocidade equivalente a 16 nós

Grandeza		Dimensão	Valor
Empuxo medido	T	[N]	1.694
Coefficiente de Empuxo	KT	-	0.208
Torque medido	Q	[Nm]	0.011
Coefficiente de Torque	KQ	-	0.033
Esteira Efetiva	w	-	0.323
Coefficiente de Redução do Empuxo	t	-	0.159
Rotação do Propulsor	n	rps	10.5
Eficiência do Casco	η_H	-	1.057
Eficiência Propulsiva	η_D	-	0.719

5.9.2. Avaliação da mudança na eficiência propulsiva

A Tabela 24 exibe os resultados de rotação (n), empuxo (T) e torque (Q) para o ponto de autopropulsão em cada um dos casos, enquanto a Tabela 25 exibe o fator de esteira, o fator de redução do empuxo, a eficiência do casco, a eficiência propulsiva e seu ganho de eficiência. Ambas as tabelas (Tabela 24 e Tabela 25) exibem os resultados para velocidade de projeto (19,5 nós) equivalente.

Tabela 24: Resultados da rotação, empuxo e torque para a velocidade de 19 nós.

	n [rps]	T [N]	Q[N.m]
Sem ESD	13.0	2.13	0.149
Duto	12.9	2.14	0.141
Estator	12.4	2.36	0.151
Combinado 1	12.6	2.26	0.150
Combinado 2	12.7	2.26	0.151

Tabela 25: Resultados do fator de redução de empuxo, coeficiente de esteira, eficiência do casco, propulsiva e ganho na eficiência, comparados ao sem ESD para a velocidade de 19,50 nós

	t	w	Eficiência do Casco	Eficiência Propulsiva	Ganho na Eficiência (%)
Sem ESD	0.085	0.220	1.177	0.815	-
Duto	0.088	0.240	1.198	0.868	6.50
Estator	0.174	0.342	1.255	0.838	2.82
Combinado 1	0.137	0.298	1.187	0.835	2.45
Combinado 2	0.159	0.297	1.195	0.823	0.98

A Tabela 25 também mostra que o dispositivo que propiciou maior ganho na eficiência foi o ESD do tipo Duto (Figura 69), que teve uma melhora de 6,5% para a velocidade equivalente a 19,5 nós.

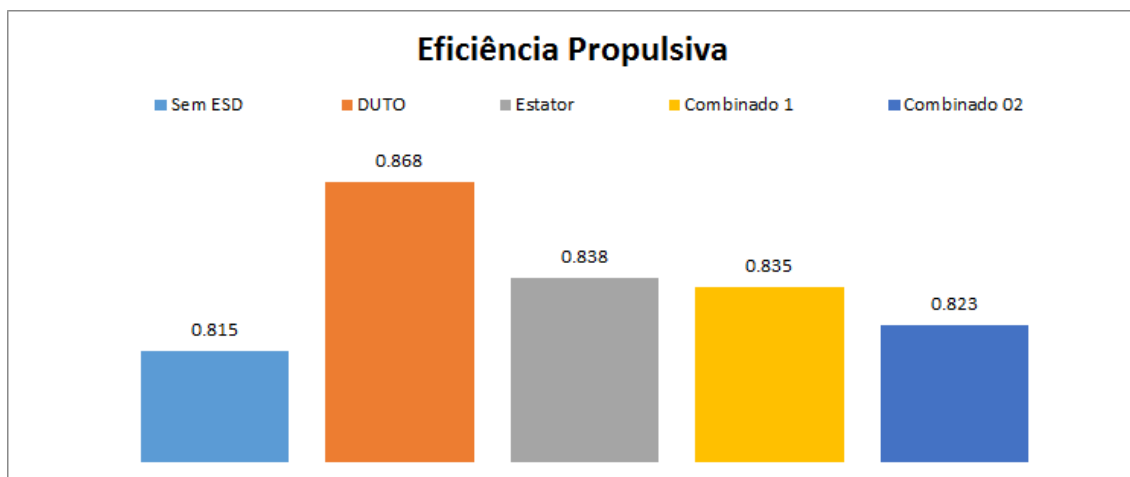


Figura 69: Eficiência propulsiva das simulações para a velocidade equivalente a 19,50 nós

Para a velocidade equivalente a 16 nós, os resultados de rotação (n), empuxo (T) e torque (Q) para o ponto de autopropulsão em cada um dos casos são exibidos na Tabela 26, enquanto a Tabela 27 exhibe o fator de esteira, o fator de redução do empuxo, a eficiência do casco, a eficiência propulsiva e seu ganho de eficiência para a mesma velocidade.

Tabela 26: Resultados da rotação, empuxo e torque para a velocidade de 19 nós.

	n [rps]	T [N]	Q [N.m]
Sem ESD	10.5	1.48	0.014
Duto	10.5	1.48	0.141
Estator	10.1	1.734	0.01
Combinado 1	10.5	1.64	0.105
Combinado 2	10.5	1.64	0.011

Tabela 27: Resultados do fator de redução de empuxo, coeficiente de esteira, eficiência do casco, propulsiva e o ganho na eficiência, comparado ao sem ESD para a velocidade de 16 nós

	t	w	Eficiência do Casco	Eficiência Propulsiva	Ganho na Eficiência (%)
Sem ESD	0.181	0.262	1.109	0.79	-
Duto	0.182	0.260	1.161	0.802	1.52
Estator	0.301	0.397	1.158	0.755	-4.43
Combinado 1	0.137	0.309	0.137	0.735	-6.96
Combinado 2	0.159	0.323	1.057	0.719	-8.99

A Figura 70 ilustra as eficiências obtidas na velocidade equivalente a 16 nós.

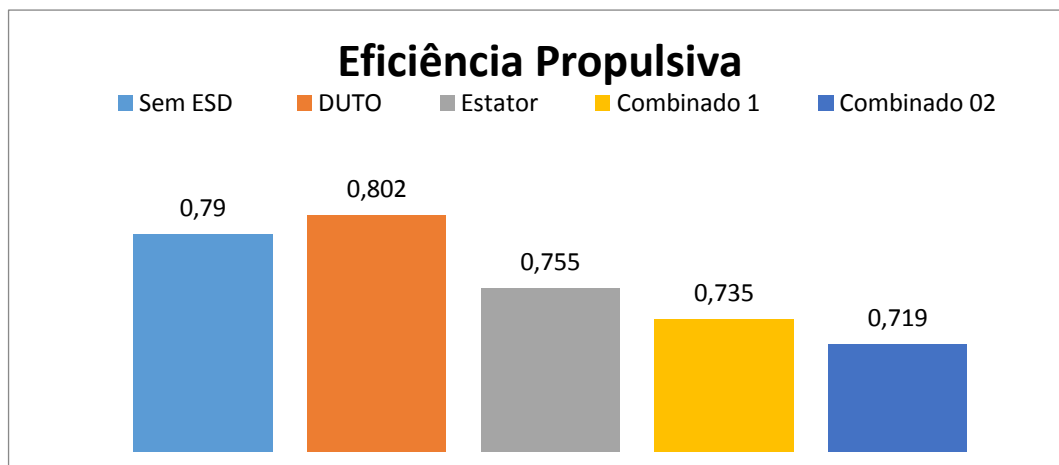


Figura 70: Eficiência propulsiva das simulações para a velocidade equivalente a 16 nós

Com base nos resultados obtidos consideramos que o ESD que resulta na maior eficiência – tanto na velocidade equivalente a 19,5 quanto a 16 nós – é o tipo Duto. Portanto, esse foi analisado na escala do protótipo. É importante destacar que nessa velocidade (16 nós) a segunda melhor eficiência obtida foi sem dispositivo, que revela a relação dos ESDs com a condição de operação da embarcação.

5.9.3. Resultados da Simulação de Autopropulsão na Escala do Protótipo

Para o desenvolvimento das simulações na escala do protótipo, foram usadas as mesmas configurações da escala do modelo, com as adaptações necessárias referentes às dimensões da embarcação. O valor médio do parâmetro y^+ , usado para avaliar a representação da malha nas proximidades do casco (p. 50) foi de 37, que é um valor adequado para esse caso.

A partir dos resultados obtidos nas simulações na escala do modelo, o dispositivo hidrodinâmico do tipo Duto foi selecionado para comparação da eficiência propulsiva em relação ao casco sem apêndices na escala real. Na Tabela 28 e Figura 71 são mostrados os resultados para a velocidade de 19,50 nós e a Tabela 29 e Figura 72 para velocidade de 16 nós.

Tabela 28 – Resultado na escala do protótipo para a velocidade de 19,50 nós

	Sem ESD	ESD tipo Duto	Melhora
Eficiência Propulsiva	0.61	0.66	8.21%
Potência Propulsiva	9803 kW	9004 kW	8.16%

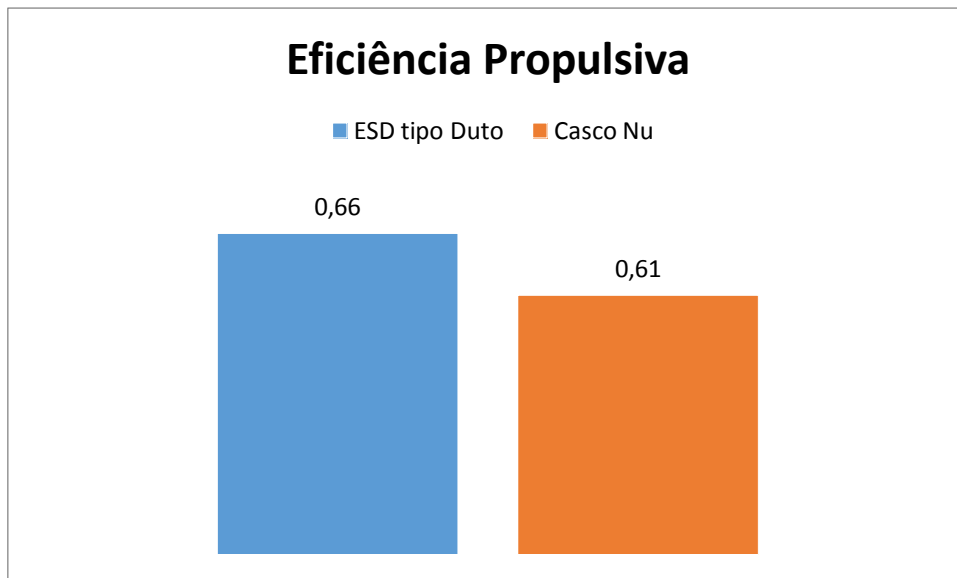


Figura 71 – Eficiência Propulsiva a 19,50 nós

Tabela 29 – Resultado na escala do protótipo para a velocidade de 16 nós

	Sem ESD	ESD tipo Duto	Melhora
Eficiência Propulsiva	0.69	0.73	5.79%
Potência Propulsiva	5066 kW	4704 kW	7.80%

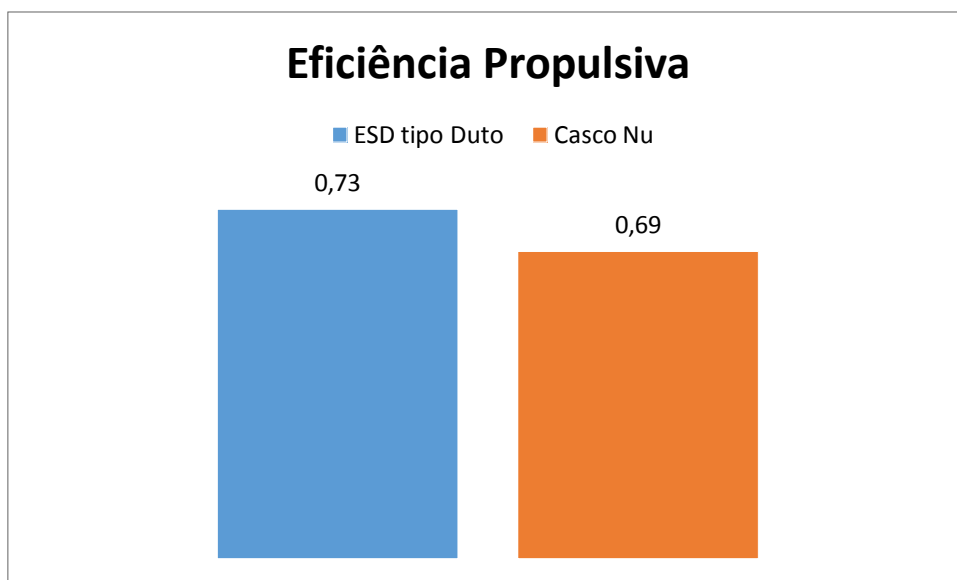


Figura 72 – Eficiência Propulsiva a 16,00 nós

Em ambas as velocidades analisadas a utilização do ESD do tipo Duto resultou em uma maior eficiência propulsiva. Além disso, a potência propulsiva necessária para propelar a embarcação nessas velocidades foi menor na presença do dispositivo hidrodinâmico.

CAPÍTULO 6

Conclusão e Trabalhos Futuros

6.1. Conclusão

O objetivo principal deste trabalho foi avaliar através de mecânica dos fluidos computacional (CFD), a mudança na eficiência propulsiva causada pela adição de um dispositivo hidrodinâmico economizador de energia (ESD). Esta meta foi alcançada.

Inicialmente foi realizada uma pesquisa de trabalhos – tanto acadêmicos quanto de empresas comerciais – para o entendimento do estado da arte desse problema. Foi possível observar que um tema tão antigo na indústria do óleo e gás vem sendo cada vez mais estudado pela indústria, e o motivo do interesse crescente sobre esse assunto está diretamente ligado às restrições ambientais, que vêm exigindo um gasto menor de combustível fóssil.

No desenvolvimento do trabalho, o modelo de CFD foi dividido em diversas etapas. A primeira parte foi a configuração da simulação de Resistência ao Avanço (casco), que foi elaborada para representar esse ensaio, reproduzindo os mesmos graus de liberdade e escala do ensaio experimental. Em paralelo, foi configurada a simulação do Ensaio de Águas Abertas (propulsor). Ambos os resultados foram validados.

Essas duas configurações foram combinadas para a realização da simulação do Ensaio de Autopropulsão, na escala do modelo. Com esse resultado foi obtida a eficiência propulsiva da embarcação (casco nu) nas velocidades equivalentes a 16 nós e 19,5 nós. Após isso, foram geradas quatro geometrias de embarcação, sendo compostas do casco anteriormente analisado e um tipo de ESD, sendo eles: Duto, Estator, Combinado 1 e Combinado 2, definidos com base na pesquisa bibliográfica. A partir dessas, foram feitas simulações computacionais do Ensaio de Autopropulsão, e o resultado da eficiência propulsiva de cada geometria foi avaliado e comparado com os demais. O tipo de ESD que resultou no melhor desempenho propulsivo nessa escala foi o Duto, para as duas velocidades citadas. Portanto esse dispositivo foi selecionado para ser avaliado na escala do protótipo.

Na escala do modelo foi observado que o dispositivo do tipo Duto resultou em um ganho de eficiência nas duas velocidades simuladas. No entanto, nos 3 outros tipos de ESDs simulados, o ganho na eficiência propulsiva obtido na velocidade de 19,5 nós

não se repetiu na simulação de 16 nós, o que revela uma relação desses dispositivos com a condição operacional da embarcação.

Na escala do protótipo foram configuradas as simulações de autopropulsão do casco nu e do ESD tipo Duto, para avaliação do ganho de eficiência deste em relação ao anterior nessa escala. A utilização do dispositivo resultou num ganho de eficiência propulsiva médio de 8,9% na velocidade de 19,50 nós e de 5,8% na velocidade de 16,00 nós.

O resultado deste estudo contribui positivamente para a indústria naval e oceânica, pois sugere que o uso desses dispositivos pode aumentar a eficiência do propulsor. Esse ganho na eficiência pode reduzir o consumo de combustível e, conseqüentemente, a poluição gerada pelo transporte marítimo.

6.2. Trabalhos Futuros

Em continuidade ao trabalho desenvolvido nesta dissertação, seria adequado avaliar o comportamento de um propulsor projetado de acordo com as mudanças na esteira do navio decorrentes da inclusão do dispositivo hidrodinâmico, uma vez que o propulsor analisado foi projetado considerando o casco nu.

Além do citado acima, também é apropriada a realização de mais estudos para analisar o efeito de escala na interação entre o ESD, o casco da embarcação e propulsor. Para isso podem ser usados modelos computacionais ou ensaios experimentais com modelos geometricamente semelhantes, com a mesma configuração de dispositivos hidrodinâmicos.

Em relação às simulações em CFD, na possibilidade da utilização de clusters é desejável o refinamento da malha para a melhor representação dos efeitos de turbulência. Outra análise que é interessante de ser feita é a comparação dos resultados de diferentes modelos de turbulência e softwares na simulação da autopropulsão na escala do protótipo.

Para avaliar o impacto no consumo de combustível da embarcação é necessário um estudo focado na área de Máquinas Marítimas para quantificar a alteração e ratificar que o ganho de eficiência trazido pelo dispositivo impacta positivamente sobre o ponto de operação do motor.

Por fim, é importante avaliar o efeito da cavitação no caso do casco nu e a influência dos dispositivos hidrodinâmicos nesse fenômeno, pois há mudanças na velocidade de incidência da água no propulsor.

REFERÊNCIAS

- [1] DANG, J. An Exploratory Study on the Working Principles of Energy Saving Devices (ESDs). In: SYMPOSIUM ON GREEN SHIP TECHNOLOGY (Greenship'2011). **Proceedings of Greenship'2011**, Wuxi, China, October 2011.
- [2] SEA JAPAN. Namura develops NCF for ship energy saving. Topics. **SEA Japan**, n. 287, June/July, p. 4, s.d. Disponível em: <http://www.maritimejapan.com/topPage/download.php?document_id=29642&filename=seajapan287_4.pdf>. Acesso em: 25 fev. 2018.
- [3] BLAUROCK, J. An Appraisal of Unconventional Aftbody Configurations and Propulsion Devices. **Marine Technology**, v. 27, p. 325-336, 1990.
- [4] HOLLENBACH, U.; REINHOLZ, O. Hydrodynamic Trends in Optimizing Propulsion. In: SECOND INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON MARINE PROPULSORS. **Proceedings of Second International Symposium on Marine Propulsors smp'11**, Hamburg, Germany, June 2011.
- [5] MIZZI, K.; KIM, M.; TURAN, O.; KAKLIS, P. Issues with Energy Saving Devices and the Way. **Forward SCC Conference 2015**. Glasgow: University of Strathclyde. PLOEG, 2015.
- [6] SCHNEEKLUTH HYDRODYNAMIK. Disponível em: <http://www.schneekluth.com/en/>. Acesso em: 25 fev. 2018.
- [7] MEWIS, F.; GUIARD, T. Mewis Duct – New Developments, Solutions and Conclusions. In: SECOND INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON MARINE PROPULSORS. **Proceedings of Second International Symposium on Marine Propulsors smp'11**, Hamburg, Germany, June 2011.
- [8] ABS. **Ship Energy Efficiency Measures: Status and Guidance**. 2013. Disponível em: https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/advisories-and-debriefs/ABS_Energy_Efficiency_Advisory.pdf. Acesso em: 25 fev. 2018.
- [9] LÜBKE, L. Numerical Simulation of the Viscous Flow around Costa Bulbs. In: NUMERICAL TOWING TANK SYMPOSIUM (NUTTS'2). **Proceedings of Numerical Towing Tank Symposium**, Nantes, August 2002.

- [10] TOXOPEUS, S. L.; SIMONSEN, C. D.; GUILMINEAU, E.; VISONNEAU, M.; XING, T.; STERN, F. Investigation of water depth and basin wall effects on KVLCC2 in manoeuvring motion using viscous-flow calculations. **Journal of Marine Science and Technology**, v. 18, n. 4, p. 471-496, dec. 2013.
- [11] ITTC. Recommended Procedures and Guidelines. **Practical Guidelines for Ship Self-Propulsion CFD**. 7.5-03-03-01, p. 1-9, 2014. Disponível em: <https://www.ittc.info/media/8169/75-03-03-01.pdf>. Acesso em; 25 fev. 2018.
- [12] ITTC. Recommended Procedures and Guidelines. **Propulsion, Performance Padded Propulsion Tests and Extrapolation**. 7.5-02-03-01.3, p. 1-21, 2008. Disponível em: <https://itc.info/media/1587/75-02-03-011.pdf>. Acesso em: 25 fev. 2018.
- [13] ROSEMAN, D. P. (ed.). **The MARAD Systematic Series of Full-Form Ship Models**. Jersey City: Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1987.
- [14] BERTRAM, V. **Practical Ship Hydrodynamics**. 2nd ed. Woburn: Butterworth-Heinemann, 2000.
- [15] ITTC. Recommended Procedures and Guidelines. **Ship Models**. 7.5-01-01-01, p. 1-7, 2011. Disponível em: <https://itc.info/media/4032/75-01-01-01.pdf>. Acesso em: 25 fev. 2018.
- [16] HARVALD, S. A. **Resistance and Propulsion of Ships**. New York: Krieger Pub Co, 1992.
- [17] FERNANDES, A. C. **Análise Dimensional e Teoria da Semelhança para Engenharias Naval e Oceânica De Águas Profundas, Mas Não Apenas**. [Obra em progresso]. COPPE, UFRJ, 2017. Disponível em: <https://www.scribd.com/document/362944942/analisedimensional-jb-Decrypted>. Acesso em: 25 fev. 2018.
- [18] CD-ADAPCO. **User's Manual STARCCM+ v.10.06**. s.l., s.n., 2015.
- [19] BECKER MARINE SYSTEMS. Disponível em: <http://www.becker-marine-systems.com/>. Acesso em: 25 fev. 2018.
- [20] CHARINDA, L. P.; MUK-PAVIC, E. Improving Ships' Efficiency Using Energy Saving Devices (ESDs). In: WORLD MARITIME TECHNOLOGY CONVENTION 2015. **Proceedings of World Maritime Technology Convention**, Rhode Island, USA, nov. 2015.
- [21] BLAUROCK, J. An Appraisal of Unconventional Aftbody Configurations and Propulsion Devices. **Marine Technology**, v. 27, p. 325-336, 1990.

- [22] BERBERT, Y. M. **Análise da influência de energy saving devices em casco Twin-Skeg otimizado de navio gaseiro**. 2014. Monografia (Graduação em Engenharia Naval) - Curso de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.
- [23] VAGSLID, E. S. **IMO activities on control of GHG emissions from ships**. s.d. Disponível em: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/COP%2016%20Presentations/IMO%20Presentation%20Base%2039%20slides.pdf>. Acesso em: 26 fev. 2018.
- [24] WORLD MARITIME NEWS. Interview: JMU's contra rotating propellers cut fuel consumption. **World Maritime News**, 09 July 2014. Disponível em: <http://worldmaritimeneeds.com/archives/129989/interview-jmus-contra-rotating-propellers-cut-fuel-consumption/>. Acesso em: 26 fev. 2018.
- [25] TRINDADE, J. **Hidrodinâmica e Propulsão: Engenharia de Máquinas Marítimas**. Lisboa: ENIDH, 2012.
- [26] MURPHY, J. C. **A Novel Approach to Turbulence Stimulation for Ship-Model Testing**. U.S. Naval Academy, Annapolis, 2010. Disponível em: <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a549033.pdf>. Acesso em: 26 fev. 2018.
- [27] QUEEN'S UNIVERSITY BELFAST. Disponível em: <https://www.qub.ac.uk/>. Acesso em: 26 fev. 2018.
- [28] Ship Hydrodynamics Lecture Notes, Part 3, Hydrodynamic Characteristics of Propellers.
- [29] VELDMAN, A. E. P. **Boundary Layers In Fluid Dynamics. Lecture Notes in Applied Mathematics**. MSc (Applied Mathematics) - Institute for Mathematics and Computer Science, University of Groningen, The Netherlands, 2012.
- [30] SALIM, S. M.; CHEAH, S. C. WALL Y+ Strategy For Dealing With Wall-Bounded Turbulent Flows. In: INTERNATIONAL MULTICONFERENCE OF ENGINEERS AND COMPUTER SCIENTISTS 2009, II. **Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists 2009**, v. II, IMECS 2009, Hong Kong, March 18-20, 2009.
- [31] HUGHES, G.; ALLAN, J. F. **Turbulence Stimulation on Ships Models**, Summer meeting of The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1951.