

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA OCEÂNICA

PROPOSIÇÃO E ANÁLISE NUMÉRICA DE UM PROPULSOR MARÍTIMO POR
EFEITO COANDA

por

Rafael de Lima Lemos

Dissertação para Obtenção do Título em Mestre em Engenharia Oceânica

Rio Grande, julho de 2019

PROPOSIÇÃO E ANÁLISE NUMÉRICA DE UM PROPULSOR MARÍTIMO POR
EFEITO COANDA

Por

Rafael de Lima Lemos

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGEO) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Área de Concentração: Engenharia Naval e Oceânica.

Orientador: Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos

Coorientador: Prof. Dr. Crístofer Hood Marques

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos	PPGEO/FURG
Prof. Dr. Crístofer Hood Marques	PPGEO/ FURG
Prof. Dr. Jeferson Avila Souza	PPGEO/FURG
Prof. Dr. Paulo Roberto Teixeira	PPGEO/FURG
Prof. Dr. Cláudio Rodrigues Olinto	EE/FURG
Prof. Dr. Jean David Job Emmanuel Marie Caprace	COPRE/UFRJ

Prof. Dr. Liércio André Isoldi

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

Rio Grande, julho de 2019

Aprender é a única coisa de que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador e amigo, professor Elizaldo Domingues dos Santos, pelo incentivo e apoio em minha vida acadêmica, e pelos gentis conselhos na vida pessoal. Sua orientação ao longo destes dois anos foi muito além relação aluno/professor.

Ao meu coorientador Crístopher Hood Marques, pelo excepcional trabalho como colaborador na elaboração deste trabalho. O conhecimento e contribuição cedido pela sua parte foram de grande valia para a conclusão desta etapa da minha vida profissional.

Aos meus amigos e colegas da FURG, por me acompanharem e dividirem suas experiências e amizade nos momentos de descanso.

Aos meus amigos e familiares que torceram e participaram desta conquista. A parceria e apoio foram os alimentos que sustentaram minha busca por este sonho.

Ao Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento Científico (CNPq) pelo suporte financeiro durante os meus dois anos do trabalho.

RESUMO

O estudo desenvolvido neste trabalho introduz a proposta e análise numérica de um sistema de propulsão marítimo por jato d'água. O modelo prevê a utilização do fenômeno físico conhecido como efeito Coanda para melhorar as propriedades dos escoamentos do sistema de propulsão. A proposta tem como motivação o desenvolvimento de um modelo computacional para investigar o comportamento fluidodinâmico de escoamentos turbulentos sobre superfícies de Coanda e sua aplicabilidade como um sistema de propulsão marítimo. A análise da viabilidade e fenomenologia da proposta é realizada pela ótica da simulação numérica. A abordagem resolve as equações de conservação de massa e quantidade de movimento utilizando o método dos volumes finitos implementada através do software comercial ANSYS Fluent 14.0. As simulações são realizadas com a elaboração de 23 modelos computacionais, onde foram estudados principalmente o impacto do parâmetro geométrico de bocais de injeção sobre as propriedades do escoamento. Os resultados obtidos através da simulação de grandes escalas (LES) e da modelagem clássica de turbulência (RANS), indicaram diferenças fenomenológicas entre os modelos. Entretanto, validam a utilização do modelo de turbulência $k-\omega$ SST para a solução de escoamentos em sistemas *waterjet*. O sistema proposto apresentou características promissoras, produzindo altas taxas de vazões mássicas e de amplificação de fluxo. Uma análise de potência, revelou que o propulsor possui um consumo de energia até dez vezes maior em certos momentos, porém é capaz de produzir forças propulsivas de grande magnitude. Os resultados apontam que em menores escalas, a geometria se torna significativamente mais eficiente. Os resultados do comparativo entre os modelos desenvolvidos com uma série de modelos comerciais, sugere que o propulsor necessita de maiores investigações quanto a sua geometria e eficiência mecânica.

Palavras-chave: propulsão por jato d'água, efeito Coanda, *waterjet*, LES, $k-\omega$ SST.

ABSTRACT

The study developed in this work introduces the proposal and numerical analysis of a waterjet propulsion system. The model predicts the application of the physical phenomenon known as Coanda effect to enhance the flow properties of propulsion systems. The study is motivated by the development of a computational model to investigate the fluid dynamics behavior of turbulent flows on Coanda surfaces, and thus, their applicability as a marine propulsion system. The analysis of the feasibility and phenomenology of this new system is carried out from the numerical simulation perspective. The approach solves equations of mass and momentum using the finite volume method, implemented through the commercial software ANSYS Fluent 14.0. The simulations were performed with the elaboration of 23 geometries, where the impact of the geometric parameter of injection nozzles over the flow properties was studied. The results obtained through the large eddy simulation (LES) and the classical turbulence model (RANS), indicated phenomenological differences between the models. However, they validate the use of the $k-\omega$ SST turbulence model for the solution of waterjet systems. The conceptual system presented promising characteristics, generating high mass flow rates and flow amplification values. The model still presented high energy consumption but was able to produce propulsive forces of great magnitude. The results indicate that for smaller scales, the geometry becomes significantly more efficient. The results of the comparative between the developed models and the series of commercial models, suggests that the propeller needs more investigations about its geometry and mechanical efficiency.

Key words: waterjet propulsion, Coanda effect, LES, RANS $k-\omega$ SST.

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS	8
ÍNDICE DE TABELAS	10
LISTA DE SÍMBOLOS	11
Letras Romanas	11
Letras Gregas	12
1. INTRODUÇÃO	14
1.1. Contextualização	14
1.2. Estado da Arte	17
1.2.1. Dispositivos Baseados no Design <i>ACHEON</i>	18
1.2.2. Mecanismos de Efeito Coanda Aplicados à Engenharia Marítima.....	23
1.3. OBJETIVO GERAL	27
1.3.1. Objetivos Específicos	28
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	29
2.1. O Efeito Coanda	29
2.2. Teoria de Propulsores por Jato de Água	32
2.2.1 Força de Impulso em Propulsores a Jato (<i>Waterjet</i>)	35
2.5. Modelagem da Região de Parede: Coeficiente y^+	37
3. PROPOSTA DO ESTUDO	39
3.1. Propulsor Marítimo por Efeito Coanda (PMEC)	42
3.2. Modelos Desenvolvidos.....	47
4. MODELAGEM MATEMÁTICA	52
4.1. Equações de Conservação	52
4.2. Simulação de Grandes Escalas (LES) para Turbulência	53
4.2.1. Modelagem dos Termos de Submalha da Turbulência	55
4.2.1.1. Modelo submalha de Smagorinsky	56
4.3.1.2. Modelo Submalha Dinâmico de Smagorinsky	56
4.3. Modelo de Turbulência ($k-\omega$ SST).....	57
4.3.1. Coeficientes para o fechamento do sistema de equações	58
5. MODELAGEM COMPUTACIONAL	60
5.1. Método dos Volumes Finitos	60
5.2. Parâmetros Utilizados nas Simulações	64
5.2.1. Limitações do modelo numérico	67

5.3. Verificação do Modelo Numérico	68
5.4. Simulação LES 2D no ANSYS Fluent	70
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES	71
6.1. Resultado da Verificação	71
6.2. Construção da Malha	73
6.3. Avaliação da Malha Empregada Através da Definição de y^+ na Região da Camada Limite.....	77
6.4. Resultados Comparativos entre Modelos LES e RANS	80
6.4.1. Análise Transiente dos Escoamentos Turbulentos no Dispositivo P MEC.....	80
6.4.2. Análise dos Campos de Velocidades	81
6.4.3. Análise Sobre os Campos de Pressões	87
6.5. Influência da Dimensão dos Bocais Sobre o Escoamento	91
6.6. Análise de Potência do Sistema.....	96
6.1.1. Comparativo entre os Sistemas <i>Waterjet</i> Convencionais e o P MEC.....	100
7. CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE	104
8. REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO	106
APÊNDICE A – Configuração do LES 2D no ANSYS Fluent	112
ANEXO I – Informações técnicas da série Kongsberg S3.....	113
ANEXO II – Dados dimensionais dos propulsores Wärtsilä.	114
ANEXO III – Informações operacionais dos propulsores Kongsberg S3.....	116

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 - Sistema de propulsão waterjet utilizados em embarcações da guarda costeira Coreana.....	16
Figura 1.2 - Arquitetura do bocal de Coanda patenteada pela <i>UMRE</i>	19
Figura 1.3 - Aeronave conceitual com propulsão baseada no efeito Coanda.....	21
Figura 1.4 - Arranjo de um rotor tipo <i>NOTAR</i> na cauda de um helicóptero.....	22
Figura 1.5 - Domínio computacional simulado na verificação matemática de Trancossi e <i>Dumas</i>	23
Figura 1.6 - Simulação de propulsor baseado em efeito Coanda utilizado em robôs subaquáticos.....	25
Figura 1.7 - Leme com sistema de manobra com efeito Coanda.....	26
Figura 1.8 - Comparação dos resultados numéricos e experimentais para os coeficientes de sustentação e arrasto do leme.....	27
Figura 2.1 - Ilustração do dispositivo patenteado por Henry Coanda.....	29
Figura 2.2 - Ilustração do funcionamento de um dispositivo baseado no efeito Coanda.....	30
Figura 2.3 - Perfil de velocidade de um escoamento na saída do bocal de Coanda.....	31
Figura 2.4 - Modelo da caixa de conexões entre a teoria e fenomenologia entre as turbomáquinas mais comuns no mercado.....	33
Figura 2.5 - Corte lateral de um sistema de propulsão por jato d'água e as principais velocidades do sistema.....	35
Figura 2.6 - Ilustração da superfície de controle para o cálculo do balanço de forças sobre um sistema de propulsão por jato d'água.....	36
Figura 3.1 - Vista lateral seccionada de um propulsor a jato e seus componentes.....	40
Figura 3.2 - Configuração teórica do sistema P MEC.....	40
Figura 3.3 - Arranjo dos atuais sistemas de propulsão por jato.....	41
Figura 3.4 – Estrutura do domínio para o estudo do sistema de propulsão efeito Coanda.....	43
Figura 3.5 – Vista seccionada da zona de geração do P MEC.....	45
Figura 3.6 – Ilustração das linhas monitoramento sobre a geometria do dispositivo.....	46
Figura 3.7 - Condições de contorno impostas sob o domínio computacional.....	47
Figura 5.1 – Ilustração da estrutura lógica do MVF.....	61
Figura 5.2 – Conectividade dos termos das equações de conservação.....	63
Figura 5.3 - Detalhe do domínio gerado para a verificação do problema.....	68

Figura 5.4 - Discretização especial do dispositivo H.O.M.E.R. utilizado no modelo de verificação do estudo.....	70
Figura 6.1 - Resultado comparativo entre os ângulos de deflexão obtidos no trabalho atual...	71
Figura 6.2 – Campos de velocidades exibindo diferentes ângulos de deflexões em um dispositivo H.O.M.E.R.....	72
Figura 6.3 - Discretização do domínio da série T2.....	74
Figura 6.4 - Geometria e estrutura da malha empregada nas séries T2.5 e posteriores.....	75
Figura 6.5 – Estrutura da geometria e da malha empregada na série T3.2.....	76
Figura 6.6 – Valores de y^+ próximos a região da superfície de Coanda.....	78
Figura 6.7 – Plotagem gráfica em função do valor de y^+ próximo a zona de geração.....	79
Figura 6.8 – Monitoramento dos campos de velocidades instantâneos para a simulação com abordagem LES.....	81
Figura 6.9 – Comparativo gráfico entre os perfis de velocidade na zona de ejeção.....	82
Figura 6.10 – Campos de velocidade instantânea no instante $t = 5$	84
Figura 6.11 – Campos de velocidade médios decorridos $t = 5s$	85
Figura 6.12 – Campos de velocidade média decorridos $t = 5s$	86
Figura 6.13 – Perfis de pressão estática médias no tempo na zona de ejeção.....	87
Figura 6.14 – Campos médios de pressão estática.....	89
Figura 6.15 – Campos de pressão estática.....	90
Figura 6.16 – Perfis de velocidade v_j para diferentes dimensões dos bocais de injeção.....	92
Figura 6.17 – Perfis de velocidade v_a para diferentes dimensões dos bocais de injeção.....	93
Figura 6.18 – Razão de vazão mássica ϕ em função da dimensão do bocal h_b	94
Figura 6.19 – Efeito da dimensão h_b sobre a força propulsiva no dispositivo P MEC.....	95
Fig. 6.20 - Eficiência global de sistemas propulsivos comerciais.....	97
Figura 6.21 - Valores de potências consumida sistema em função do parâmetro h_b	98
Figura 6.22 - Eficiência mecânica do sistema em relação ao parâmetro geométrico h_b	100
Figura 6.23 - Gráfico para auxílio de escolha de unidade.....	102

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 – Principais parâmetros adotados na elaboração dos protótipos e suas respectivas séries.....	50
Tabela 4.1 – Valores dos coeficientes do modelo SST.....	59
Tabela 5.1 – Valores dos coeficientes φ , Γ^φ e S^φ para a solução por MVF.....	62
Tabela 5.2 – Propriedades termofísicas do problema.....	64
Tabela 5.3 – Características de simulação empregadas em cada série de simulações.....	66
Tabela 6.1 – Comparativo de parâmetros de performance entre os dispositivos T e S3.....	101

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Romanas

A	área, m^2
A'	unidade de área por unidade de profundidade do domínio, m^2/m
B	propriedade extensiva de um volume de controle, $kg \cdot m/s^2$
cte	constante
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu$	Parâmetros do modelo padrão $k-\omega$
C_s	constante de Smagorinsky
C_{ij}	tensor cruzado, $N \cdot m^{-2}$
$C_{\theta j}$	fluxo turbulento cruzado, $W \cdot m^{-2}$
d	distância do centro geométrico à parede do bocal, mm
dA	diferencial de área, m^2
dV	diferencial de volume, $m^3 \cdot m^{-1}$
F_p	força propulsiva, $kN \cdot m^{-1}$
f_i	componentes das forças de campo por unidade de volume na direção i , $N \cdot m^{-3}$
$G(x - x')$	função filtro
g_i	aceleração gravitacional na direção i , $m \cdot s^{-2}$
h	altura da coluna de fluido, m
h_b	dimensão dos bocais de injeção, mm
K_{SM}	energia cinética turbulenta submalha, $m^2 \cdot s^{-2}$
k	energia cinética da turbulência, $kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$
\dot{m}	vazão mássica, $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$
\vec{n}	vetor direção normal à área
L_{ij}	tensor de Leonard, $N \cdot m^{-2}$
$L_{\theta j}$	fluxo turbulento de Leonard, $W \cdot m^{-2}$
P	pressão estática, N/m^2
P_{eixo}	potência de eixo, W
P	espaço funcional do campo de pressão
S_{ij}	taxa de deformação do campo de velocidades, S^{-1}

$ \bar{S} $	tensor taxa de deformação do campo filtrado $\left[(2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij})^{1/2} \right]$
S	trajetória, ou comprimento de caminho, em um meio participante, m
T	temperatura, K ou °C
t	tempo, s
u	velocidade na coordenada x , m/s
v	velocidade na coordenada y , m/s
v_a	velocidade de admissão, m/s
v_e	velocidade na entrada, m/s
v_j	velocidade de jato de ejeção, m/s
v_i	velocidade de jato de injeção, m/s
v_o	velocidade de operação da embarcação, m/s
v_s	velocidade na saída, m/s
\vec{V}	velocidade de um fluido em relação à superfície de controle, m/s
u_τ	velocidade de fricção, $m \cdot s^{-1}$
v_i	velocidade na direção i , $m \cdot s^{-1}$
x_i	coordenada na direção i , m
\dot{W}	potência do sistema, W
\dot{W}_l	potência líquida do sistema, W
\dot{W}_b	potência bruta do sistema, W
\dot{W}_g	potência gerada pelo propulsor P MEC, $W \cdot m^{-1}$
\dot{W}_c	potência consumida pelo propulsor P MEC, $W \cdot m^{-1}$
x, y, z	coordenadas cartesianas, m

Letras Gregas

α_b	ângulo de estreitamento do bocal de saída, °
τ_w	força de cisalhamento agindo sobre área infinitesimal, N
ω	taxa de dissipação energia cinética da turbulência, $kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$
ρ	massa específica, kg/m^3
μ	viscosidade dinâmica, $kg/m \cdot s$
μ_t	viscosidade dinâmica turbulenta, $kg/m \cdot s$
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	parâmetros do modelo padrão $k - \omega$

η_p	eficiência de propulsão
ν_t	viscosidade cinemática turbulenta, m^2/s
τ_{ij}	tensor de tensão de cisalhamento, N/m^2
Γ	contorno do domínio
δ_{ij}	delta de Kronecker
Δt	passo de tempo crítico, s
θ	ângulo exterior em relação ao diferencial de área, °
θ_j	fluxo turbulento submalha, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
φ	variação do fluxo de fluido, $\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
λ	viscosidade volumétrica do fluido, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
μ	viscosidade dinâmica do fluido, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
ν	viscosidade cinemática do fluido, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
ν_{SGS}	viscosidade submalha, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
ν_t	viscosidade turbulenta, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
ρ	massa específica do fluido, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
σ_{ij}	forças de superfície normais ou tangenciais no volume de controle, $\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$
τ_{ij}	tensor de Reynolds submalha, $\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$
Φ	razão de fluxo de vazão mássica

1. INTRODUÇÃO

O estudo introduzido neste trabalho apresenta a proposição de um novo sistema de propulsão por jato de água com finalidade de aplicação naval e oceânica. A proposta deste estudo difere-se de quaisquer outros sistemas de propulsão tradicional devido a utilização do fenômeno de amplificação de fluxo por efeito Coanda. O sistema batizado de Propulsor Marítimo por Efeito Coanda (PMCE), é elaborado e introduzido neste trabalho.

Baseando-se em proposições de outros autores sobre este fenômeno aplicado em máquinas de fluxo, o modelo numérico desenvolvido neste estudo ambiciona reproduzir o efeito Coanda em ambiente virtual. Além disto, integrar os elementos de geração em um sistema de propulsão e analisar os resultados em busca de indícios de vantagens da aplicação deste fenômeno em equipamentos navais e oceânicos.

Com o auxílio das ferramentas computacionais de simulação numérica, o estudo foi capaz de reproduzir os complexos fenômenos físicos inerentes a esta proposta. Ao longo do projeto, foram geradas imagens e animações do comportamento destes escoamentos através do sistema de propulsão. Além disso, meses de simulações geraram enorme quantidade de relatórios de propriedades dos escoamentos, com os quais informações pertinentes puderam ser agrupadas e compiladas para a elaboração deste texto.

1.1. Contextualização

Sistemas de propulsão por jato d'água, mais comumente encontrados pelo termo *waterjet* na literatura, são uma classe de propulsores marítimos normalmente associados a embarcações de alta velocidade. De fato, este tipo de sistema é capaz de gerar magnitudes de vazões volumétricas altas e produzir grandes variações de quantidade de movimento em poucos segundos. Estas características tornam os propulsores a jato d'água equipamentos extremamente versáteis para uso de embarcações de alto desempenho, fornecendo grande aceleração e manobrabilidade para os veículos marinhos (Eslamdoost *et al.*, 2016). O ponto de operação chave deste tipo de sistema de propulsão é associado ao aumento de quantidade de movimento gerado pela passagem de fluido através da região interna do dispositivo. O equipamento usa um sistema de bombeamento específico para esta aplicação. Um componente mecânico semelhante a um hélice, chamado de impelidor (tradução livre do termo *impeller*), usa altas rotações para forçar uma abundante massa de fluido através de um bocal de ejeção, com diâmetro inferior à região por onde o fluido é admitido. Dessa forma, o princípio de funcionamento de um propulsor a jato é baseado na descarga de grandes vazões

mássicas de fluido gerada por um elemento motriz. A variação de quantidade de movimento gerada entre estas duas regiões, por sua vez produz a força de propulsão necessária para movimentar o veículo. Logo, as vazões mássicas e velocidades do fluido nas regiões de admissão e descarga, são variáveis com características desejadas em um dispositivo de propulsão por jato d'água.

Em termos físicos, o princípio de funcionamento dos sistemas *waterjet* não soam como um complexo método de propulsão. Entretanto, no âmbito científico, estes mecanismos ainda são pouco difundidos. A literatura ainda carece de especificações técnicas para resolução de problemas e análises deste tipo de sistema. Um exemplo das divergências que ainda são discutidas acerca desta área de estudos, pode ser observada quanto a incerteza sobre a determinação de forças de impulso do sistema. Como exemplo cita-se Bulten (2006), que realizou um estudo sobre a dinâmica das forças atuantes sobre um sistema de propulsão *waterjet* assumindo como hipótese simplificativa, o fato de que as forças de interações entre o dispositivo e o casco da embarcação podem ser negligenciadas. Em contraste, a tese de Terwisga (1996) afirmou que estas interações têm um grande impacto sobre a determinação das forças de propulsão, chamadas de força propulsiva bruta e líquida do dispositivo.

Independentemente das discussões técnicas que ainda encobertam algumas particularidades sobre os sistemas de propulsão a jato d'água, é sabido que, em termos de engenharia este é um mecanismo competente. O emprego de sistemas *waterjet* possuem diversos prós e contras em relação ao tradicionais. Assim, não existe um consenso sobre qual mecanismo é mais vantajoso, mas sabe-se que, a depender da embarcação, a utilização de um destes propulsores pode vir a ser mais conveniente (Wärtsilä, 2017). Fatores como o *design* hidrodinâmico do casco, altas velocidades de operação e baixo deslocamento do veículo são parâmetros que normalmente justificam a utilização de sistemas de propulsão a jato. Em contrapartida, são normalmente mais caros, possuindo custos de operação e aquisição superiores aos propulsores de hélices, além de possuírem baixa eficiência (Woud e Stapersma, 2013; Wärtsilä, 2017). A Figura 1.1 exibe uma ilustração de sistemas de propulsão *waterjet* instalado em embarcações de alto desempenho utilizados pela guarda costeira Coreana, indicando que esse sistema tem sido utilizado como sistema de propulsão naval de embarcações.

Como contribuição técnica e científica, a proposta do estudo apresentado neste trabalho, trata da introdução de um protótipo numérico elaborado por um grupo de pesquisa da Universidade Federal do Rio Grande – FURG. Com o objetivo de cumprir com as demandas de sustentabilidade ecológica, bem como as demandas de mercado, este trabalho

propõe um mecanismo alternativo aos sistemas de propulsão a jato d'água convencionais. Esta proposta visa aperfeiçoar a eficiência global do mecanismo, utilizando preceito de amplificação de fluxo, fenômeno capaz de gerar um aumento de vazão mássica em sistemas de fluxo através do efeito Coanda. Além disso, a partir do modelo desenvolvido, são obtidas recomendações teóricas sobre alguns parâmetros importantes no dimensionamento do dispositivo e ordem de grandeza da potência disponível gerada no dispositivo. Até o presente conhecimento do autor, o conceito do dispositivo apresentado neste trabalho tem carácter exclusivo.



Figura 1.1 – Sistema de propulsão *waterjet* utilizados em embarcações da guarda costeira Coreana (Fonte: Hamilton Marine, 2019).

Seguindo a linha de pesquisa do estudo de Lemos (2016), este trabalho realiza uma avaliação numérica sobre um dispositivo propulsor baseado em um fenômeno conhecido na literatura por efeito Coanda. No estudo apresentado por Lemos (2016), uma versão simplificada de um dispositivo é modelada computacionalmente e simulada através de softwares de CFD (acrônimo do termo de língua inglesa *Computational Fluid Dynamics*) na

intenção de avaliar o comportamento de um escoamento de água sujeito a este fenômeno. Os resultados do trabalho indicaram que o dispositivo é, de fato, capaz de gerar o efeito de amplificação de fluxo em escoamentos de água, através de uma análise de volume de controle com resultados bastante satisfatórios.

A aplicação deste mecanismo no escopo de um sistema de propulsão marítima, ainda não é um tema explorado pela literatura. No entanto, visto que outros autores já fizeram uso do fenômeno físico para propor sistemas análogos (Olivitto, 2010; Cîrcu, 2010; Trancossi *et al.*, 2016a; Trancossi *et al.*, 2016b; Kim *et al.*, 2006), é plausível idealizar a sua aplicação como mecanismo de geração de força propulsora, ou no mínimo, como um mecanismo de manobra para embarcações. Dispositivos baseados em efeito Coanda não são frequentemente usados na indústria e são pouco difundidos na literatura, mesmo havendo estudos que asseguram sua eficiência em diversos sistemas de fluxo (Trancossi *et al.*, 2016a; Trancossi *et al.*, 2016b; Cîrcu, 2010; Kim *et al.*, 2006; Djojodihardjo *et al.*, 2011; Drăgan, 2011a; Drăgan, 2011b; Drăgan, 2013; Olivitto, 2010; Afshin *et al.*, 2015). Com maiores investigações sobre este fenômeno, é plausível se imaginar a expansão das aplicações práticas deste modelo para contribuir com diversas áreas de estudo das ciências navais e oceânicas.

Mesmo não sendo uma classe de dispositivos muito difundidos, diversas aplicações para sistemas mecânicos de efeito Coanda foram sugeridas ao longo dos anos. Visto que, a primeira patente registrada sobre um sistema deste tipo, tem data de mais de oito décadas atrás (Coanda, 1936). Em um exemplo de aplicação recente, é possível mencionar o estudo publicado por Mazumdar *et al.* (2015). Nele, os autores utilizaram um pequeno propulsor multidirecional baseado no efeito Coanda, como um sistema de manobra para um protótipo de robô de pesquisa subaquático. O trabalho desenvolvido por Mazumdar *et al.* (2015) é importante do ponto de vista acadêmico, pois explicita a eminência de aplicações não exploradas para os dispositivos de Coanda, além de corroborar com o fato de que o fenômeno em si, possui forte potencial para aplicações em termos de engenharia oceânica.

1.2. Estado da Arte

A maioria dos estudos sobre o fenômeno de efeito Coanda, abordam aspectos matemáticos referentes a geração de deflexão de escoamentos. Entretanto, trabalhos que levantam hipóteses sobre aplicações práticas deste fenômeno vêm sendo publicados com maior frequência atualmente. O uso de CFD para abordagem desse tipo de problema vem se tornando majoritária entre os trabalhos publicados na área. Uma das possíveis justificativas para o emprego desta metodologia é o menor custo e utilização de recursos para realizar testes

antes de se elaborar experimentos em laboratório. Desse modo, grande parte dos estudos sobre o efeito Coanda que vêm sendo publicados no momento são, assim como neste trabalho, realizados via CFD.

Acerca dos trabalhos de maior impacto para o meio acadêmico, encontram-se simulações numéricas sobre diversos tipos de bocais de efeito Coanda. Dentre estes, destacam-se aqueles que utilizam o design *ACHEON* (*Aerial Coanda High Efficiency Orienting Nozzles*). Contudo, esta espécie de bocais de amplificação de fluxo, são orientados para trabalhar apenas com fluidos de trabalho compressíveis e de baixa massa específica, normalmente utilizando ar (ACHEON PROJECT, 2018). Alguns poucos estudos aplicam este fenômeno físico em meio aquoso, todavia, por correspondência do comportamento do escoamento entre os fluidos, é possível extrapolar algumas hipóteses e até mesmo modelo de geometrias de outros estudos para fins marítimos. Desse modo, esta seção irá apresentar alguns dos estudos mais recentes e com maior relevância na literatura sobre dispositivos de amplificação de fluxo que se alinhem com os interesses do estudo apresentado nesta dissertação.

1.2.1. Dispositivos Baseados no Design *ACHEON*

Os dispositivos *ACHEON* são uma classe de bocais que utilizam o efeito Coanda para aumentar a intensidade do escoamento no interior do equipamento, o que confere um ganho de eficiência energética para o sistema que o alimenta. Esta classe de dispositivos foi inicialmente fundada pelo Programa de Fundos em Inovação da União Europeia, chamado *FP7 Transport* (ACHEON PROJECT, 2018), que incentivava grupos de pesquisa em universidades da União Europeia a desenvolver projetos que utilizassem os bocais de Coanda para aprimorar sistemas de transporte aéreo. O programa, entretanto, foi encerrado em 2013 e, hoje em dia, os projetos financiados pela *FP7* tiveram a responsabilidade repassada para o novo programa europeu de incentivo a inovação, o *Horizon 2020* (EUROPEAN COMMISSION, 2016).

O estudo apresentado por Trancossi *et al.* (2016a) visa aumentar a intensidade do escoamento sobre a viabilidade energética de um novo tipo de arquitetura aeronáutica que utiliza bocais de Coanda e o design *ACHEON* em uma aeronave hipotética. Os autores argumentaram sobre a necessidade de melhora no desempenho dos aviões atuais, visando um melhor aproveitamento energético de combustível. Essa melhora, traduz-se em aeronaves que poluem menos, utilizam eficientemente a energia elétrica, possuem melhor manobrabilidade e também necessitariam de um menor tempo e espaço de decolagem e pouso. Os autores

explicaram que isso pode ser obtido através da melhora do sistema de propulsão, sendo o objetivo do trabalho desenvolvido no artigo, a verificação de um propulsor *ACHEON* e a análise de viabilidade de implementação deste dispositivo em uma aeronave convencional. Ainda, os autores propuseram um novo tipo de aeronave de transporte, cujo projeto beneficia o sistema de propulsão *ACHEON*.

O projeto de propulsor baseado no efeito Coanda desenvolvido por Trancossi *et al.* (2016a), apresentou em sua investigação preliminar sensíveis vantagens em comparação com o sistema tradicional, e resultou na produção de uma patente pela *Università di Modena e Reggio Emilia* (URME), na Itália (Baffigi *et al.*, 2014). Um esquema com o princípio de funcionamento do dispositivo patentado pode ser visualizado na Fig. 1.2. O propulsor citado no estudo, teria porte para movimentar um avião subsônico de porte pequeno, que no caso do estudo realizado por Trancossi *et al.* (2016a) foi o bimotor Cessna 402. O estudo apresenta uma metodologia analítica para se determinar parâmetros como o empuxo gerado e as velocidades do escoamento gerado em três regiões distintas no dispositivo, e dessa forma criar uma relação de correspondência com as medições de um propulsor convencional do mesmo porte. De acordo com o modelo da patente citada por Baffigi *et al.* (2014), o dispositivo de deflexão de jato patentado, possui algumas regiões chave para análise. Estas regiões descrevem a evolução do escoamento dentro do equipamento, e podem ser descritas conforme a numeração da Fig 1.2.

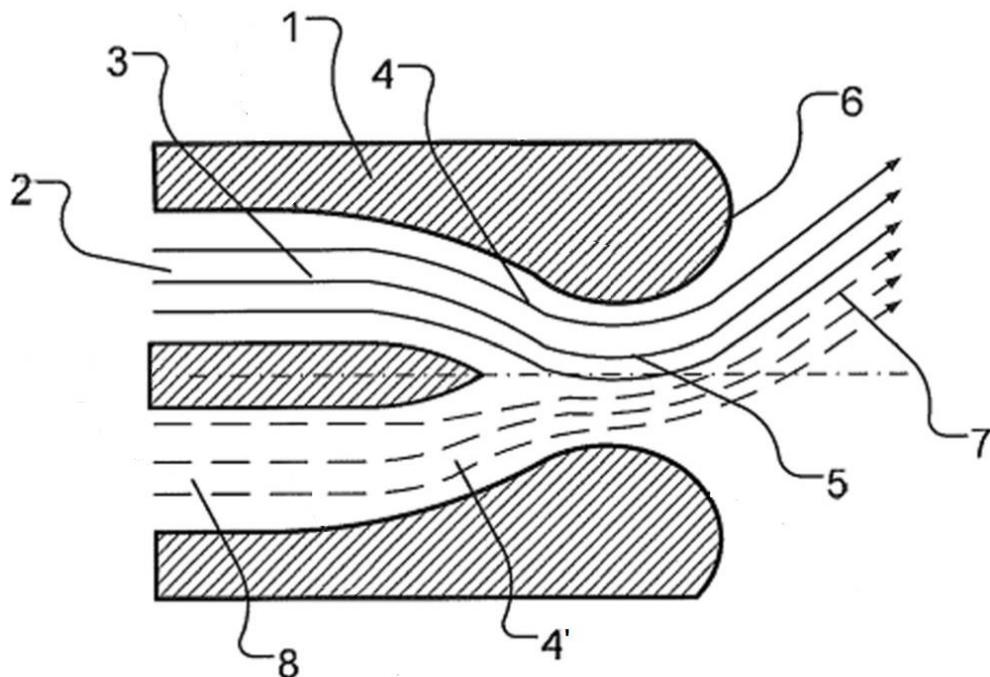


Figura 1.2 – Arquitetura do bocal de Coanda patentada pela *UMRE* (fonte: patente WO/2013/005132).

onde:

1. Paredes do dispositivo, região sólida composta de metal;
2. Região de admissão de ar sob alta pressão;
3. Fluido é acelerado e comprimido ao passo que se aproxima da superfície de Coanda;
4. Região de aderência, onde as forças viscosas alinham as linhas de corrente do escoamento adjacientemente com à superfície curvada.
- 4'. Fluido da região das mediações é aspirado na direção do escoamento por efeito do gradiente de pressão;
5. Região de baixa pressão formada pela mudança de direção do escoamento citada na região 4;
6. Zona de descolamento de camada limite;
7. Ejeção das massas de ar a montante do equipamento;
8. Região de admissão de ar das mediações;

Para o modelo de propulsor aeronáutico desenvolvido por Trancossi *et al.* (2016a) foi assumido um escoamento invíscido, bidimensional, e com uma análise focada no efeito de mistura entre as duas massas de fluido na região central do propulsor. Como resultado dos comparativos entre o dispositivo utilizando o design *ACHEON* e a unidade de cogeração baseada na turbina turboprop *Rolls-Royce Model 250*, os autores concluíram que o propulsor *ACHEON* claramente demonstra mais benefícios. Segundo os resultados do estudo, o propulsor *ACHEON* tem a vantagem de poder redirecionar rapidamente o escoamento na saída da turbina o que melhora a manobrabilidade da aeronave, tanto na decolagem, como na aterrissagem. Além disso, o modelo proposto apresentou um reduzido consumo de energia em todos os hipotéticos cenários montados pelos autores. Ao fim do estudo, ainda foram exibidas as vantagens do uso de uma turbina baseada no design *ACHEON*, pela sua alta eficiência de conversão de energia de propulsão. Uma figura conceitual da proposta de Trancossi *et al.* (2016a) pode ser visualizada na Fig. 1.3. Os autores apontaram que a grande desvantagem deste protótipo é a necessidade de um sistema de alimentação elétrico muito potente, o que talvez inviabilize a aplicação destes dispositivos nos aviões atuais, estando este, dependente do advento de baterias de alta performance.

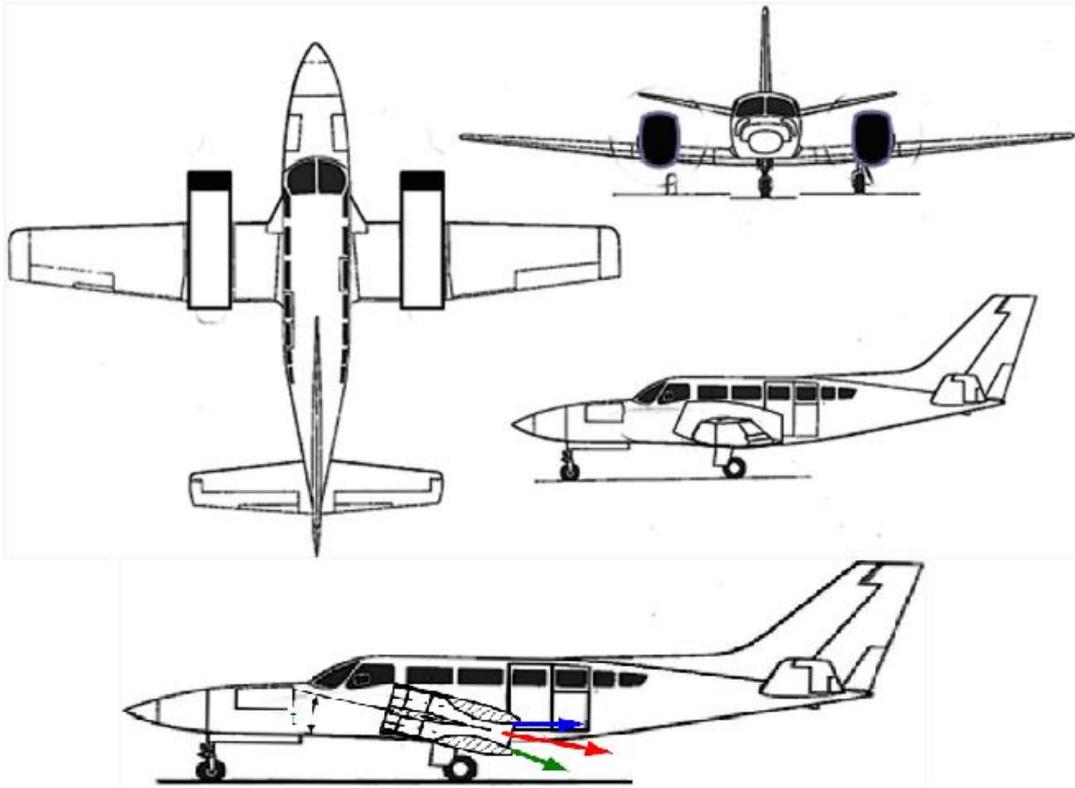


Figura 1.3 – Aeronave conceitual com propulsão baseada no efeito Coanda (fonte: adaptado de Trancossi *et al.*, 2016).

No estudo publicado por Cîrcu *et al.* (2010), os autores propuseram a utilização do efeito Coanda em um dispositivo anti-torque utilizado na cauda de helicópteros. Este dispositivo se assemelha muito aos bocais de design *ACHEON*, sendo batizado, entretanto de *NOTAR* (*No Tail Rotor*). Neste estudo o autor propõe a utilização deste dispositivo na cauda de um helicóptero para substituir o rotor de hélice, que funciona de forma a estabilizar o voo e é também responsável pelo movimento de rotação em torno do eixo vertical da aeronave.

Uma simulação numérica é realizada para se determinar a força de empuxo que necessitaria ser gerada para cumprir a função de um hélice de cauda, e posteriormente comparada com um modelo físico para validação dos resultados. Na simulação, o autor utilizou um modelo 3D simulado através do software *Solidworks Flows Simulation 2007*, que utiliza o método dos volumes finitos para discretizar as equações de transporte. Uma ilustração do trabalho realizado pelos autores pode ser vista na Fig. 1.4.

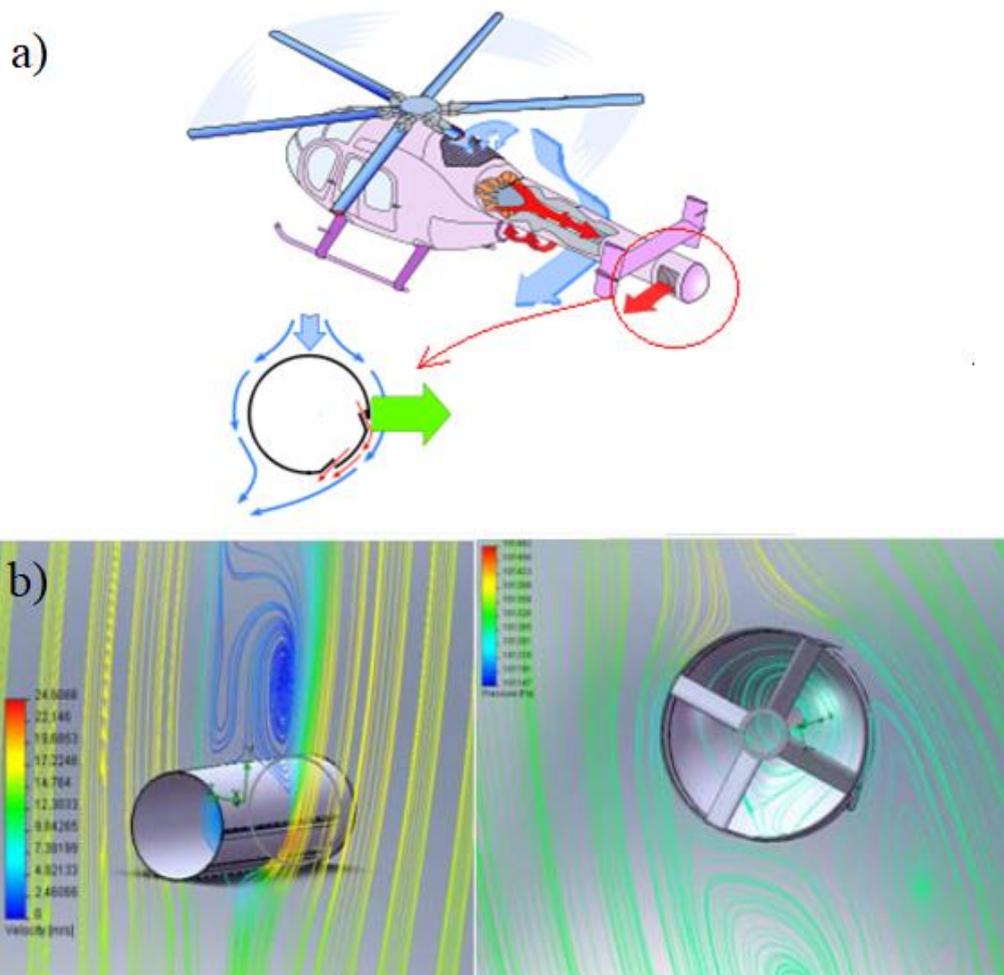


Figura 1.4 – a) Arranjo de um rotor tipo *NOTAR* na cauda de um helicóptero b) Simulações do disposto via *SolidWorks* (fonte: Adaptado de Cîrcu *et al.*, 2010).

Os autores atestam algumas conclusões que podem vir a ser importantes para o desenvolvimento de um dispositivo de propulsão marítima. Dentre elas, afirmam que mesmo a baixas velocidades, o sistema *NOTAR* utilizando efeito Coanda, é capaz de geração valores consideráveis de força de propulsão. Também foi concluído no estudo que, do ponto de vista energético, o bocal de efeito Coanda é mais eficiente do que o rotor de cauda tradicional, e que os resultados das velocidades medidas no modelo físico foram satisfatoriamente próximos dos resultados do modelo computacional.

Em outro estudo publicado por Trancossi *et al.* (2016b), os autores apresentam um modelo matemático para a modelagem da geometria de um bocal de efeito Coanda, empregando-se o Design Construtal para avaliação geométrica do dispositivo. O estudo apresenta um dispositivo baseado no design *ACHEON* chamado de *HOMER* (*High-Speed Orienting Momentum with Enhanced Reversibility*), e visa avaliar numericamente, em um domínio bidimensional, o comportamento da mistura de duas correntes de um fluido por

efeito de adesão do efeito Coanda sobre uma superfície convexa. Os autores ressaltam o fato de que existe uma grande quantidade de parâmetros que influenciam o comportamento do fenômeno, e que nem todos estão seguramente esclarecidos. Esta constatação reforça a necessidade de se desenvolver estudos acerca da otimização geométrica de dispositivos que utilizem o efeito de adesão por efeito Coanda.

Para validar o modelo matemático, os autores realizaram uma simulação em CFD utilizando os mesmos parâmetros. Para a simulação, o modelo *Spalart-Almaras* foi adotado de acordo com Trancossi e Dumas (2016). As simulações foram executadas pelo pacote de programas de CFD do ANSYS Fluent utilizando malha triangular simples no domínio e um refinamento próximos às zonas de camada limite da geometria. Uma imagem do domínio montado para a verificação do estudo é apresentada na Fig. 1.5.

Na conclusão do estudo, os autores alegaram obter boas correlações entre o modelo matemático e a simulação numérica para o caso de um propulsor *HOMER*, entretanto, afirmaram que o modelo pode ter subestimado os efeitos de fricção entre o fluido e as paredes.

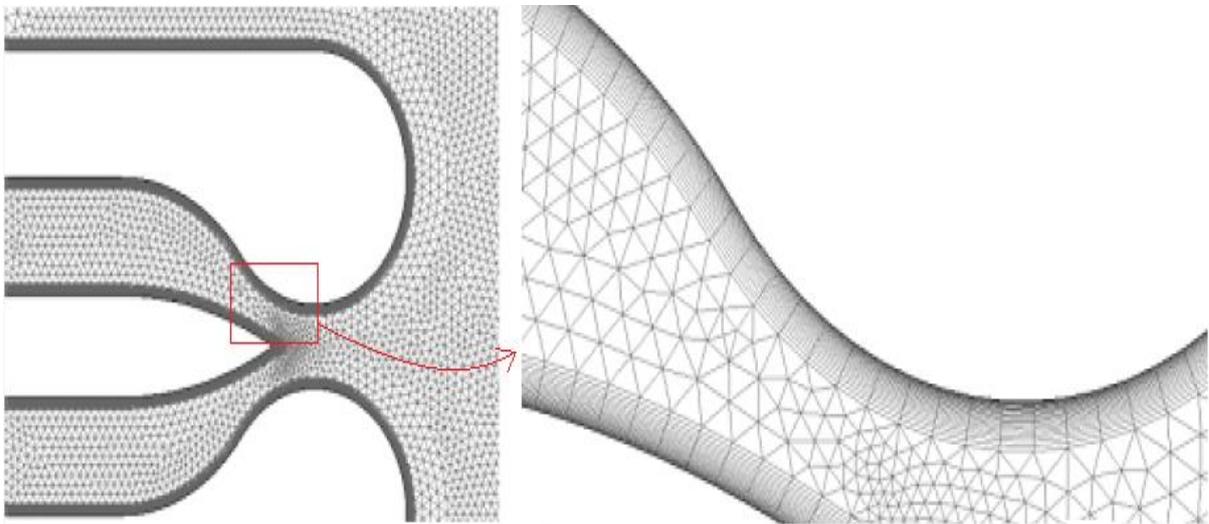


Figura 1.5 – Domínio computacional simulado na verificação matemática de Trancossi e Dumas (2016).

1.2.2. Mecanismos de Efeito Coanda Aplicados à Engenharia Marítima

Alguns trabalhos publicados recentemente se destacam por suas aplicações engenhosas do fenômeno em dispositivos de uso marítimo. A seguir serão discutidos brevemente alguns trabalhos que contribuíram como importantes referenciais para o desenvolvimento do estudo apresentado nesta dissertação.

Em Lemos *et al.* (2017), os autores publicaram em seu estudo resultados de simulações numéricas para avaliar a amplificação do fluxo de escoamento da água, assim como as forças geradas por quantidade de movimento linear em um dispositivo de aplicação marítima que se utiliza do efeito Coanda. O estudo consistia na avaliação de uma geometria em que um escoamento é forçado por dois bocais inseridos sobre as superfícies de hidrofólios baseados em um EPLER-846. Utilizando um domínio computacional e geometria baseado no sistema de pontos cartesianos de um aerofólio catalogado, foram analisados diversos modelos computacionais. Os modelos avaliavam a influência do efeito de amplificação de fluxo, ao passo em que se afastavam os perfis hidrodinâmicos por diferentes distâncias. O estudo considerou também o efeito das velocidades dos jatos impostos pelos bocais sobre a vazão mássica total na saída no dispositivo, concluindo que através da utilização do efeito Coanda era possível gerar um aumento de 1500% de vazão mássica em relação à massa de fluido injetado nos bocais.

No estudo publicado por Mazumdar *et al.* (2015), os autores apresentam uma proposta de otimização da estrutura e do sistema de propulsão de um robô de exploração subaquático, o qual não possui nenhum tipo de leme para alterar seu direcionamento. Segundo os autores, as principais premissas de um robô desta classe são a necessidade de possuir propulsão multidirecional, boa manobrabilidade e agilidade para se deslocar em situações onde o equipamento está exposto a ambientes marinhos com acessibilidade complexa. Para cumprir estas designações, superfícies de Coanda foram dispostas nas extremidades do equipamento com a função de direcionar os jatos de água em seis graus de liberdade, dispensando o uso de lemes, o que é extremamente vantajoso para um equipamento como este.

Além de uma simulação numérica realizada pelo software *Solidworks Flow Simulation*, os autores construíram um protótipo para que fosse realizada a verificação dos seus resultados. A imagem da simulação do equipamento propulsor pode ser visualizada na Fig. 1.7. As simulações via CFD foram, segundo os autores, realizadas com o propósito de melhor visualização dos efeitos fluidodinâmicos da bomba e das válvulas utilizadas no sistema de propulsão do equipamento. Entretanto, afirmam também que os resultados numéricos foram valiosos para as avaliações qualitativas dos resultados. Os resultados do estudo publicado por Mazumdar *et al.* (2015), indicam a existência de uma boa correspondência entre os resultados numéricos e as observações feitas através do modelo de laboratório.

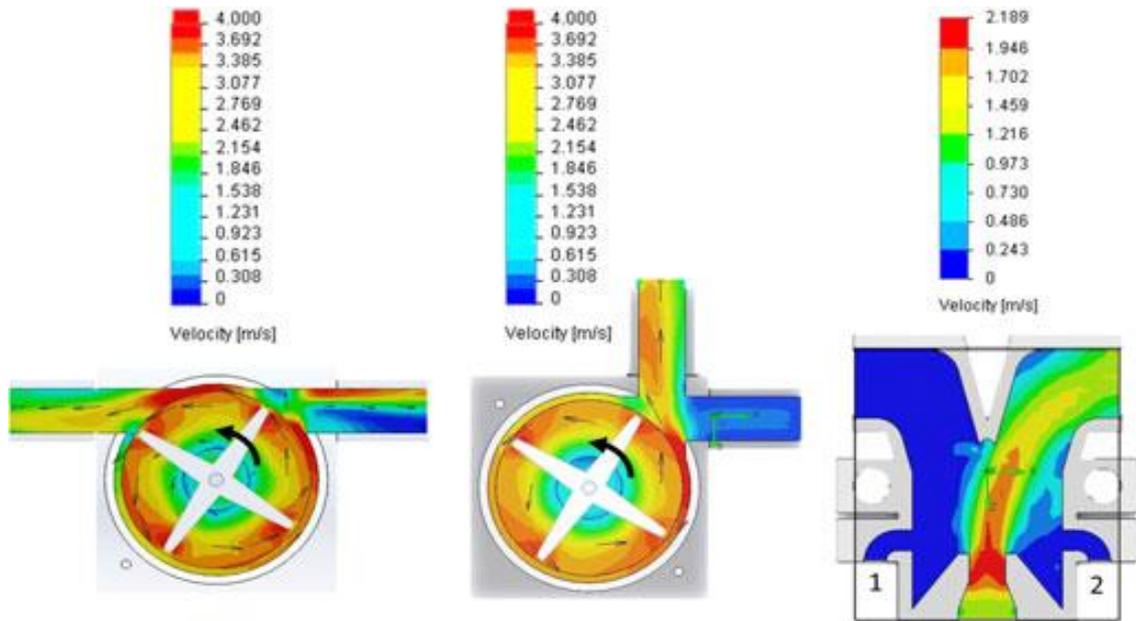


Figura 1.7 - Simulação de propulsor baseado em efeito Coanda utilizado em robôs subaquáticos (Mazumdar *et al.*, 2015).

Publicado recentemente, o estudo de Seo *et al.* (2017) analisou uma aplicação mais direta sobre o efeito Coanda em equipamentos marítimos. Os autores realizaram uma análise sobre a performance de um leme de embarcação, que ao utilizar de um jato que induz o efeito Coanda na lateral do leme, causa uma melhora na manobrabilidade da embarcação. Os autores argumentaram que embarcações lentas e de grande porte têm, ocasionalmente, dificuldade de realizar até mesmo pequenos deslocamentos com o uso de seus lemes. Este problema ocorre em função da baixa velocidade do escoamento que incide sobre os lemes nestas situações. A energia cinética do fluido, não é suficiente para gerar forças de sustentação nas paredes do leme e conseqüentemente prejudica a manobrabilidade da embarcação. A solução proposta pelos autores, seria induzir artificialmente a força de sustentação sobre os perfis do leme utilizando o efeito Coanda. Uma imagem do mecanismo proposto como parte do problema descrito pelos autores é apresentada na Fig. 1.8.

Para a condução de seus estudos, Seo, *et al.* (2017) realizaram simulações via CFD para avaliar o comportamento do escoamento com efeito Coanda sob o leme. As configurações foram estruturadas na simulação utilizando modelo de turbulência $k-\omega$, para a discretização dos termos advectivos foi empregado o esquema *upwind* de segunda ordem, e modelagem dos termos difusivos foi aplicado o esquema *CDS* de segunda ordem.

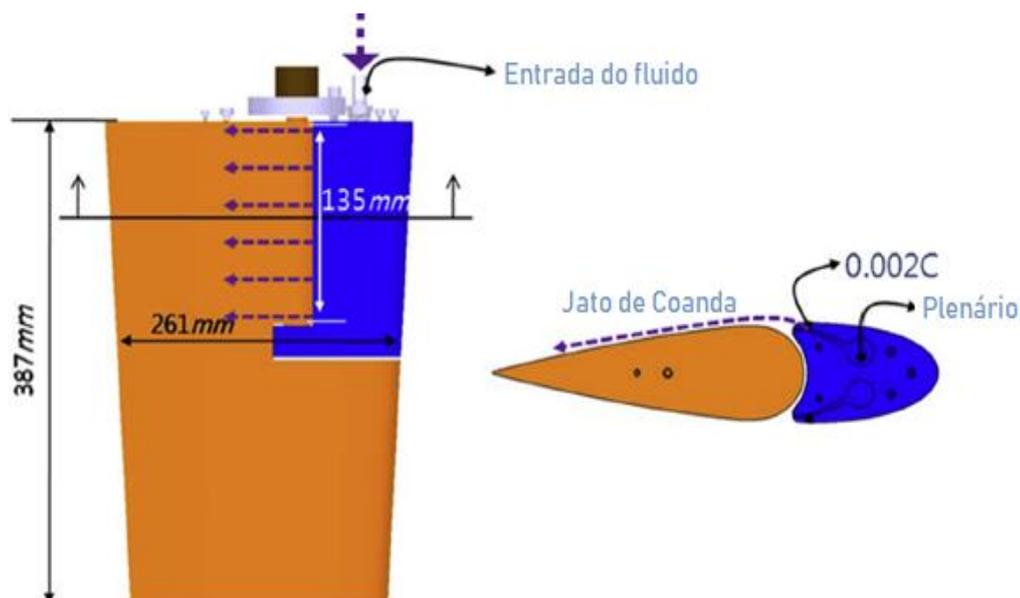


Figura 1.8 – Leme com sistema de manobra com efeito Coanda (Fonte: Seo et al., 2017).

Para a solução do modelo numérico, os autores utilizaram o software ANSYS Fluent. Para a discretização dos termos das derivadas temporais, o estudo utilizou esquema de interpolação implícita de primeira ordem. O acoplamento pressão velocidade utilizado foi o SIMPLE. Foi utilizado também o *solver* iterativo de *Gauss-Seidel* para a solução do sistema de equações, e método algébrico *multi-grid* para acelerar a convergência da simulação.

Para realizar a validação dos resultados, os autores confeccionaram um modelo em escala do leme proposto, e o submeteram a testes físicos para que pudessem ser comparados com os resultados simulados numericamente. O modelo de 261 mm, projetado em uma escala de 1:24 em relação ao modelo utilizado em embarcações, foi elaborado e submetido a um tanque de testes. A partir deste, a equipe mediu os coeficientes de arrasto, sustentação e força gerados no modelo em escala e comparou-os diretamente com os coeficientes obtidos via CFD.

Em conclusão, os autores do estudo observaram que o desempenho do leme sob efeito Coanda obteve melhoras significativas quanto as forças de sustentação produzidas, tanto nos resultados experimentais como nos numéricos. Os autores afirmaram que, em certos ângulos de ataque, os jatos que induzem o efeito Coanda melhoraram de maneira expressiva os coeficientes de sustentação na superfície lateral do leme, o que confere um ganho na manobrabilidade da embarcação. Os ganhos de sustentação no comparativo entre o modelo físico e o numérico, para um escoamento de mesmo número de Reynolds, chegaram a atingir valores de 206% utilizando angulações de 10° no ângulo de ataque. Um aumento de 52% na

quantidade de movimento foi registrado, no comparativo entre o leme sem e com jato de efeito Coanda. Através da Fig. 1.9, uma imagem do gráfico do comparativo entre os resultados é apresentada, e, através desta verifica-se que a simulação realizada pelos autores, apresentou resultados muito consistentes com o modelo experimental. Estas informações são de extensa contribuição para esta dissertação e para outros trabalhos que simulem o efeito Coanda.

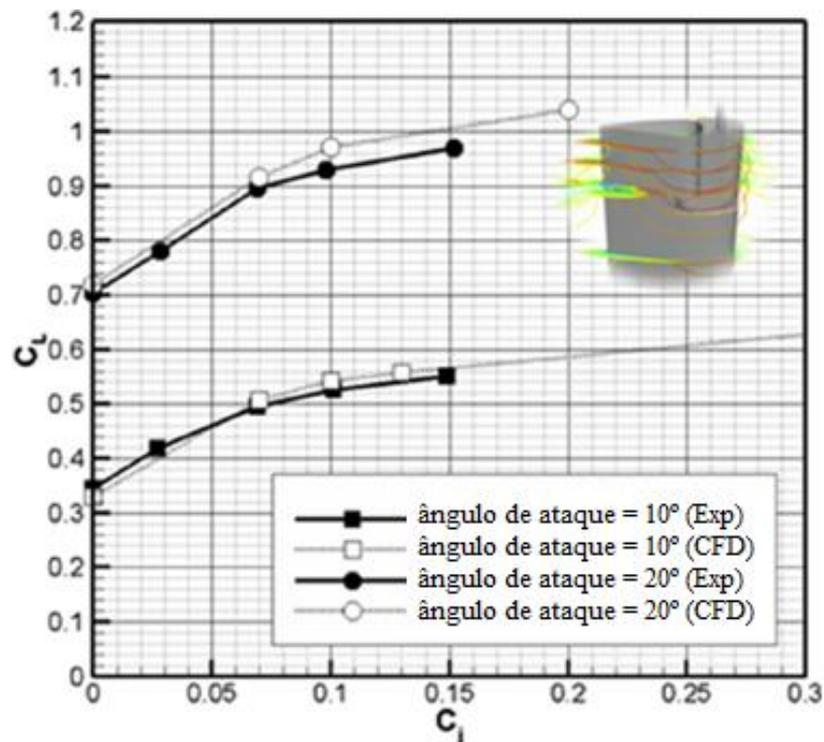


Figura 1.9 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais para os coeficientes de sustentação e arrasto do leme. (Fonte: Sao *et al.*, 2017).

1.3. OBJETIVO GERAL

O escopo deste trabalho é desenvolver um modelo computacional de um dispositivo hipotético de propulsão e/ou manobra baseado no efeito de Coanda para aplicações marítimas. O dispositivo deverá ser modelado de forma a reproduzir o fenômeno físico de efeito Coanda numericamente, além de ser capaz de converter o fenômeno em trabalho útil para o sistema. O modelo implementado deverá ser testado para o caso de um escoamento turbulento em torno de uma geometria complexa, e sob influência de altos gradientes de pressão gerados na superfície de Coanda. Posteriormente, pretende-se obter recomendações teóricas referentes à influência da geometria sobre um indicador de performance do dispositivo.

1.3.1. Objetivos Específicos

A análise sobre a aplicabilidade do efeito Coanda em um mecanismo de propulsão será realizada através de softwares de simulação numérica, utilizando da avaliação de parâmetros geométricos, quantidade de movimento e vazões mássicas como indicativos de performance do sistema. Estes parâmetros serão analisados para se obter recomendações teóricas sobre a influência de parâmetros geométricos, levando em consideração a quantidade de movimento e vazões mássicas como indicativos de performance do sistema

Também deverão ser analisado os gradientes de pressão e velocidades gerados em três regiões fundamentais do sistema de análise. As soluções numéricas retiradas da análise destas regiões são de forte impacto para a formulação do problema e apresentação de resultados. Para formulação de um estudo consistente, será necessário esboçar uma geometria conceitual deste dispositivo, para posterior análise numérica através do Método dos Volumes Finitos (MVF) via softwares de CAD (*Computational Aided Draw*) e CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Dessa forma, serão objetivos específicos desta dissertação:

- Esboçar e modelar computacionalmente uma geometria que se adéque com um domínio computacional e represente de forma idealizada um dispositivo de propulsão marítima por efeito Coanda.
- Avaliar os modelos clássicos de turbulência mais indicados para a simulação do escoamento turbulento no problema estudado;
- Realizar uma verificação do modelo numérico escolhido;
- Investigar numericamente forças e vazão mássica gerados no dispositivo conceitual de propulsão;
- Investigar os perfis de pressões e velocidades gerados nas regiões de análise do problema;
- Definir e testar parâmetros geométricos a serem avaliados em função do desempenho do dispositivo;
- Avaliar a performance do dispositivo quanto a geração de forças propulsivas e eficiência mecânica;

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A seguir, serão abordados os fundamentos teóricos para a melhor compreensão dos fenômenos físicos acerca do estudo apresentado nesta dissertação. A fundamentação por trás de alguns destes fenômenos é extensa e, por vezes, ainda não é completamente difundida no âmbito científico. Desta forma, serão discutidos de maneira sucinta os detalhes que o autor considera temas concludentes para a assimilação do conteúdo deste texto.

2.1. O Efeito Coanda

O nome deste fenômeno físico é uma homenagem ao engenheiro aeronáutico e inventor romeno Henry Marie Coanda, que no início do século XX patenteou o seu primeiro dispositivo baseado no princípio físico atualmente conhecido como efeito Coanda (COANDA, Patent n. 3.261.162). Uma imagem deste dispositivo pode ser visualizada na Fig. 2.1. O fenômeno físico em si traduz-se no efeito de adesão de um fluido à uma superfície sólida, fenômeno bem conhecido como uma das propriedades inerentes a mecânica de fluidos.

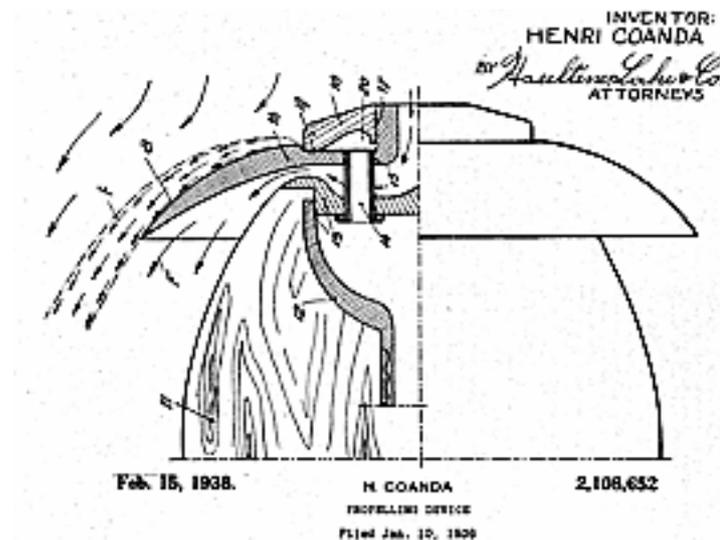


Figura 2.1 – Ilustração do dispositivo patenteado por Henry Coanda (US Patent n.3.261.162).

O efeito Coanda especificamente refere-se à utilização deste fenômeno físico para a obtenção de deflexão do escoamento ou um aumento das forças de sustentação atuantes, através da injeção de um jato em posição tangencial a uma superfície. Uma das principais caracterizações da superfície de Coanda (superfície a qual o efeito Coanda se desenvolve em um escoamento), é o fato de ser extremamente assimétrica, o que confere fortes gradientes de

pressão ao se alterar a direção do escoamento de um fluido devido ao efeito de adesão (Cîrcu, 2010). O ângulo de ataque do jato de fluido, a forma geométrica da superfície de Coanda, e a velocidade do escoamento incidido sobre esta superfície, são exemplos dos principais parâmetros que alteram as características do fenômeno.

Para melhor compreensão do fenômeno, considera-se um dispositivo ejetor como representado na adaptação da Fig. 2.2, completamente submerso em um dado fluido. A ilustração representa uma seção de corte transversal de uma superfície curvada, onde um pequeno bocal ejeta uma certa massa de fluido de maneira quase tangencial a esta superfície. Em um momento inicial, o bocal $O-O$ é a única entrada de energia do sistema, e todo o fluido circundante a esta região está parado. O fluido ejetado pelo bocal é então acelerado para dentro do sistema e imediatamente adere a superfície a jusante do bocal $O-O$, alterando a direção do escoamento. Na região de mudança de direção ($A-B$), o escoamento é então acelerado na direção tangencial à superfície, e gera um gradiente de baixa pressão logo acima desta.

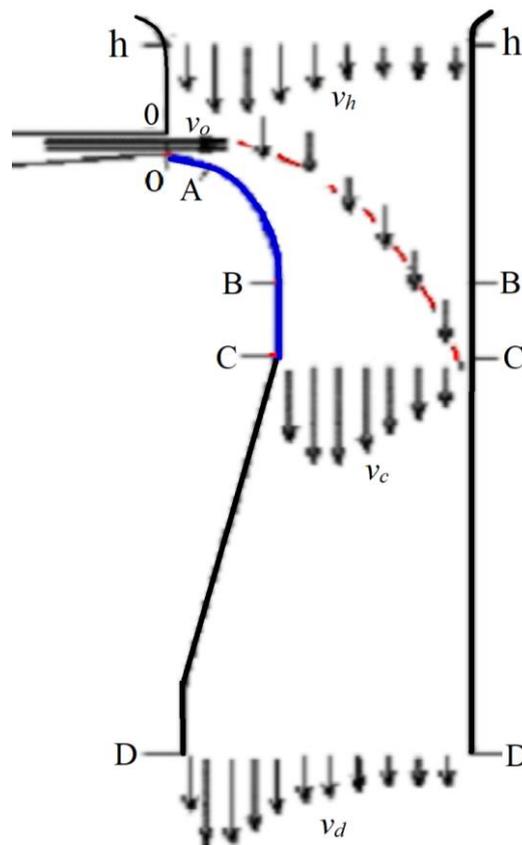


Figura 2.2 – Ilustração do funcionamento de um dispositivo baseado no efeito Coanda. (Fonte: Cîrcu, 2010).

O fluido da região de absorção $h-h$, sob a influência do campo de baixa pressão, é aspirado para a zona interna do dispositivo (região $B-B$), devido a propriedade que pode ser descrita pela diferença de entalpia total entre a massa de fluido que está em movimento em relação a entalpia da massa de fluido estacionária nos arredores (Circu, 2010). A região $C-C$ é onde a seção de absorção de fluido termina, e inicia-se a zona de mistura das massas de fluidos ejetado pelo bocal e a aspirada dos arredores. A zona de mistura entre os fluidos, a partir desta seção, se estende até o fim do bocal do equipamento, indicado pela seção $D-D$ (vide Fig 2.2).

Visualizando a Fig. 2.2, a área formada pelas seções $O-A-B-C-C-O$ é considerada a região de geração de gradientes de baixa pressão e incumbida pela ocorrência do efeito Coanda propriamente dito. Dessa forma, quando se mencionam avaliações da geometria de um dispositivo baseado em efeito Coanda, em mecanismos como o estudado neste trabalho, trata-se das linhas formadas pelos pontos $O-A-B-C$. A Figura 2.3 apresenta uma ilustração do perfil de velocidades de um fluido no momento tal qual como é ejetado por um bocal de Coanda (representado pela seção $0-0$, na Fig. 2.2). Segundo Dinea (2009), na Fig. 2.3 podemos identificar três regiões distintas: a primeira com um perfil de velocidades crescente até atingir um ponto de inflexão no perfil, a qual podemos identificar como a região de camada limite do escoamento s . Logo em seguida, uma grande região de perfil assimétrico, delimitada por $s-d$, e uma última região com perfil uniforme de velocidades, na seção $d-D$.

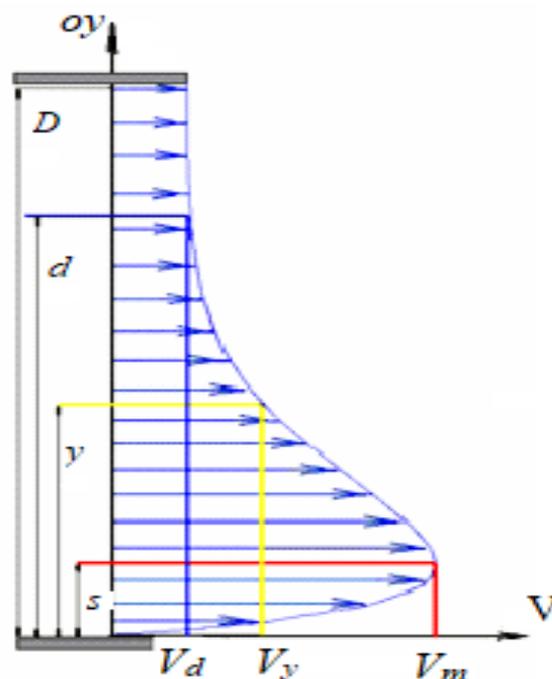


Figura 2.3 – Perfil de velocidade de um escoamento na saída do bocal de Coanda. (Fonte: adaptado de Circu, 2010).

2.2. Teoria de Propulsores por Jato de Água

Nesta seção serão apresentados e discutidos alguns dos princípios básicos de funcionamento de sistemas de propulsão por jato de água. Propulsores por jato de água (*waterjet*), são comuns de ser encontrados entre veículos marinhos de alta velocidade e recreativos, no entanto, o estudo sobre a teoria de funcionamento deste tipo de dispositivo em específico, não é tão facilmente encontrada na literatura. A grande parte dos conceitos apresentados nesta seção, basearam-se no estudo desenvolvido por Bulten (2006). Ademais, uma grande quantidade de artigos foi consultada na revisão teórica dos sistemas propulsores por jato de água apresentados neste trabalho, já que o autor desconhece quaisquer tipos de livros que tratem unicamente sobre este tema.

Propulsores de jato d'água possuem características muito semelhantes com a de outras turbomáquinas, sendo possível correlacionar algumas funções e princípios de operação com outros equipamentos semelhantes e mais convencionais na literatura. Realizando uma análise comparativa paralela com a indústria aeronáutica, pode-se perceber as semelhanças indiscutíveis entre os sistemas de propulsão por hélice entre embarcações e aeronaves. Posteriormente, o ramo aeronáutico migrou quase em sua totalidade para a utilização dos sistemas de propulsão a jato (mais eficientes, porém mais onerosos), enquanto no setor naval apenas alguns tipos de embarcações utilizam hoje os sistemas de propulsão a jato de água. Esta diferença pode ser justificada pela falta de interesse da indústria em trabalhar com embarcações operando em alta velocidade, ao contrário do que ocorre com as aeronaves, o que justificaria a utilização de um sistema mais barato e menos eficiente. Ainda que possuam semelhanças óbvias com sistemas de propulsão a jato, grande parte dos estudos encontrados relacionam a teoria de propulsão por jato d'água com a teoria de hélices, o que acarreta a utilização de termos parecidos, mesmo que descrevam fenômenos diferentes (Bulten, 2006).

Para elucidar melhor a relação entre algumas turbomáquinas e como as teorias que descrevem o comportamento destas assemelham-se com a teoria de propulsores de jato d'água, a Fig 2.4 exibe uma ilustração de um cubo com oito vértices. Cada vértice representa um tipo de turbomáquina em específico, àquelas a direita são equipamentos de escoamento interno, e a esquerda as de escoamento externo. Na região superior estão equipamentos que operam com água e na inferior àqueles que operam com ar. Os dispositivos que compartilham uma mesma aresta, possuem teorias e fenomenologia que podem ser correlatas entre si, enquanto os dispositivos da extremidade oposta, pouco em comum possuem com a turbomáquina em questão.

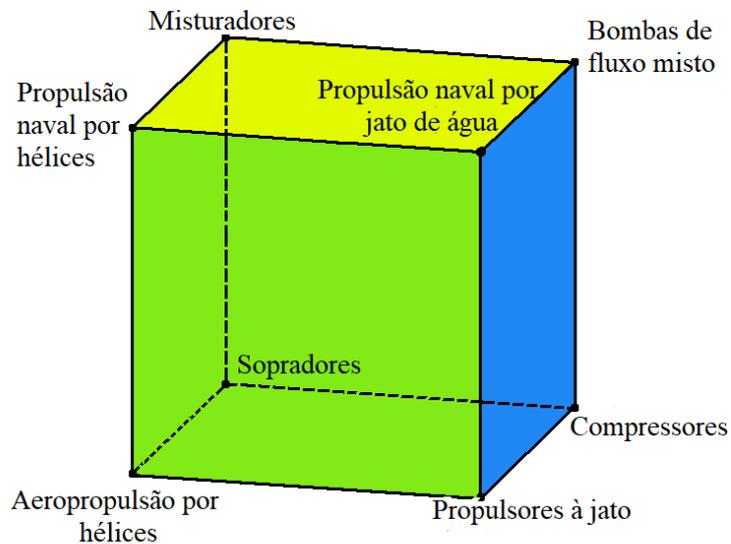


Figura 2.4 – Modelo da caixa de conexões sobre a teoria e fenomenologia entre as turbomáquinas mais comuns no mercado. (Fonte: adaptado de Bulten, 2006).

A ilustração da Fig. 2.4 tem objetivo didático, auxiliando a visualização das semelhanças entre os equipamentos descritos. Deve-se ressaltar que no desenvolvimento do estudo apresentado nesta dissertação serão adotadas diversas hipóteses simplificativas na execução da simulação do modelo numérico. Muitas das simplificações adotadas, são oriundas de teorias já consolidadas acerca de equipamentos com mecanismo de funcionamento análogo aos propulsores *waterjet*, como por exemplo turbomáquinas, turbinas e compressores.

Segundo a teoria de propulsão a jato aplicadas nas ciências aeronáuticas, uma turbina a gás é uma turbomáquina de geração de propulsão interna. Esta descrição se assemelha muito a descrição do princípio propulsivo de um *waterjet*. Dessa forma, segundo Bulten (2006), é possível utilizar as equações que descrevem o comportamento fluídico deste sistema, e extrapolá-las para os propulsores *waterjet*. As turbinas a gás são divididas entre as seguintes regiões de análise: bocal de admissão (zona de aspiração), bocal de ejeção, compressor e câmara de combustão. Estes elementos compõem as zonas necessárias para a formulação física e matemática para se estudar as forças em um motor jato (Cohen e Rogers, 1972). A força de propulsão líquida em uma turbina a gás é dada pela diferença de quantidade de movimento no sistema, como indicado por:

$$F = \dot{m}(V_s - V_e) \quad (2.1)$$

onde \dot{m} ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$) é vazão mássica de fluido através do volume de controle, V_s ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) é a velocidade do fluido na zona de ejeção do sistema e V_e ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) é a velocidade do fluido na zona de admissão. A velocidade V_s quando analisada sob a perspectiva do volume de controle, é a velocidade de oposição à velocidade de avanço da aeronave. Teoricamente, em um sistema de propulsão a jato, existe uma adição de vazão mássica no sistema, proveniente da queima de combustível na câmara de combustão do motor, entretanto esta variação é normalmente desconsiderada em termos de força propulsiva. Conforme indicado na Eq. (2.1), a força de propulsão de um motor a jato pode ser calculada diretamente pela diferença de vazão volumétrica de fluido através do volume de controle, desde que o escoamento seja incompressível na forma: $\dot{m} = \rho Q$.

Segundo Cohen e Rogers (1972), a definição de eficiência de propulsão em sistema de propulsão a jato é dada por:

$$\eta_p = \frac{F \cdot v_e}{P_{eixo}} = \frac{2}{1 + (V_s - V_e)} \quad (2.2)$$

onde v_e é a velocidade na entrada do equipamento, v_a é a velocidade na saída e P_{eixo} é a potência de frenagem do sistema. A Eq (2.2) é comumente denotada como eficiência de Froude na literatura. A taxa entre as velocidades do escoamento na zona de admissão e no bocal de ejeção, são chamados de *Nozzle Velocity Ratio* (NVR – acrônimo oriundo do inglês para Taxa de Velocidade entre Bocais em tradução livre).

Tratando-se de sistemas com princípio de funcionamento semelhantes, os motores a jato e os sistemas de propulsão *waterjet*, compartilham do mesmo equacionamento para se calcular as propriedades do sistema. Entretanto, apesar das semelhanças físicas entre estes sistemas, a não-uniformidade do escoamento da zona de admissão e a cavitação são dois pontos de grande importância que devem ser considerados na análise de um sistema *waterjet* e que não são considerados nas análises de motores a jato convencionais. Neste sentido, propulsores *waterjet* se assemelham mais com outro tipo de turbomáquina: bombas de fluxo misto. Os gráficos de curvas de NPSH (acrônimo para o termo inglês *Net Positive Suction Head*) para bombas fornecem as informações necessárias para determinar as vazões volumétricas de fluido que atravessam o sistema.

As equações empregadas no cálculo da performance e propulsão de sistemas *waterjet*, utilizam algumas velocidades específicas de regiões diferentes do escoamento. Segundo Bulten (2006), as principais velocidades utilizadas no cálculo de sistemas de propulsão por jato d'água são:

1. Velocidade da embarcação ($V_{embarcação}$)
2. Velocidade média da massa de fluido aspirada na região de entrada do propulsor (V_{in})
3. Velocidade axial média na entrada do impelidor ($V_{impelidor}$)
4. Velocidade média no bocal de saída ($V_{saída}$)

A Figura 2.5 ilustra através de uma vista da seção longitudinal de um sistema de propulsão por jato d'água. Nela são apresentadas as regiões onde cada uma das quatro velocidades citadas acima é indicada dentro do sistema.

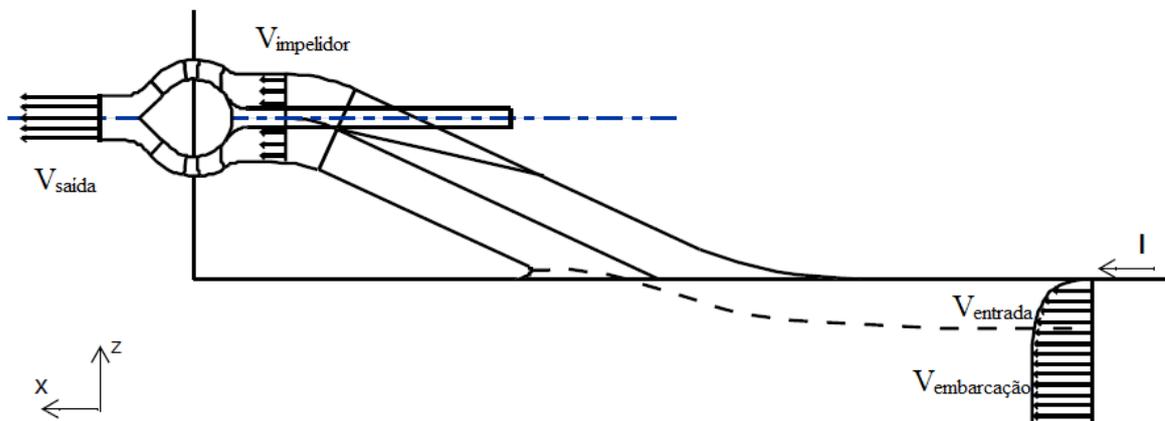


Figura 2.5 – Corte lateral de um sistema de propulsão por jato d'água e as principais velocidades do sistema. (Fonte: adaptado de Bulten, 2006).

É importante ressaltar que estes parâmetros são de grande importância no projeto de um sistema de propulsão por jato de água de maneira global. Isto é, quando se utiliza um sistema de propulsão deste tipo em uma embarcação leva-se em consideração uma série de fatores físicos que envolvem também a eficiência do casco da embarcação e outros parâmetros hidrodinâmicos que afetam o funcionamento do sistema. No trabalho apresentado aqui, diversos destes parâmetros serão desconsiderados para fins de simplificação. Uma vez que o projeto apresentado visa elaborar um novo mecanismo, se torna muito oneroso em diversos níveis recriar um projeto completo deste sistema desde a sua base teórica, sendo assim serão abordados aspectos fenomenológicos e de eficiência comparativa com sistemas semelhantes.

2.2.1 Força de Impulso em Propulsores a Jato (*Waterjet*)

Segundo Bulten (2006), a determinação da força de impulsão em um propulsor por jato d'água, em geral, é calculada de forma análoga aos dos propulsores como os hélices. Um volume de controle é estabelecido em torno do dispositivo, com as superfícies próximas às paredes de toda extensão do duto. Uma ilustração de como o volume de controle é montado

em torno do dispositivo é exibido na Fig. 2.6. As forças de reação que agem sobre a superfície do duto do propulsor são denominadas por $T_{wj,duto}$, ao passo que as forças de arrasto no casco são denotadas por $T_{wj,casco}$. Dessa forma, a força impulsiva total sobre o sistema é dada por:

$$T_{wj,total} = T_{wj,duto} + T_{wj,casco} \quad (2.3)$$

O balanço de quantidade de movimento aplicado no sistema, mostra que os dois fluxos de massa contribuem para o somatório de forças na direção x , arbitrado eixo principal paralelo à direção do casco e da direção do jato na saída do propulsor. São eles os fluxos de massa de fluido sobre plano da área do bocal de saída do dispositivo $A_{saída}$, e sobre o plano $A_{entrada}$ à montante da região de aspiração, como indicados na Fig. 2.6.

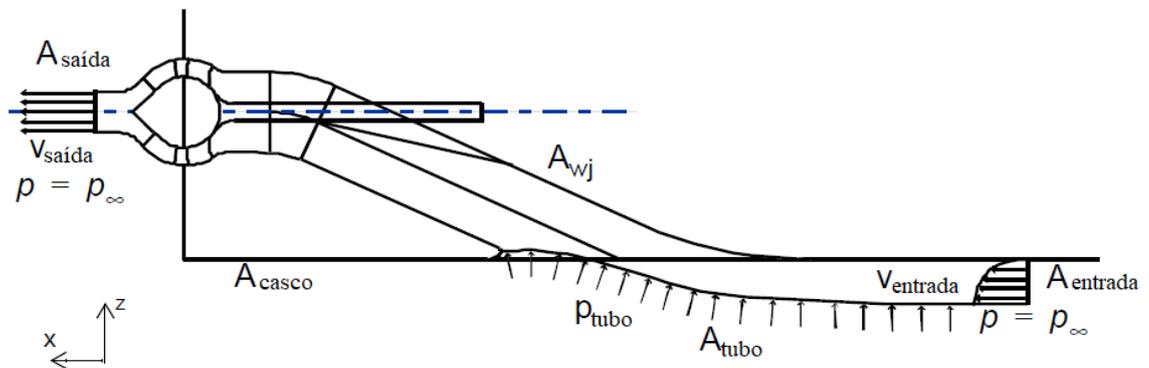


Figura 2.6 – Ilustração da superfície de controle para o cálculo do balanço de forças sobre um sistema de propulsão por jato d'água (Fonte: adaptado de Bulten, 2006).

O balanço dos fluxos na entrada e na saída das regiões $A_{entrada}$ e $A_{saída}$ é dada por:

$$\phi_{mx} = \rho V_{saída}^2 A_{saída} - \rho V_{entrada}^2 A_{entrada} \quad (2.4)$$

onde $V_{saída}$ e $V_{entrada}$ são médias de velocidade devido as vazões mássicas de fluido que cruzam os planos de entrada e saída do volume de controle. Logo, parcelas que contribuem para os somatórios de forças atuantes sobre o sistema na direção x tomam a seguinte forma:

$$F_x = -T_{wj,tubo} - \int_{A_e} (p - p_\infty) dA + \int_{A_s} (p - p_\infty) dA + \int_{A_{tubo}} (p - p_\infty) x dx \quad (2.5)$$

Semelhante aos propulsores abertos, para o balanço de forças de propulsores por jato d'água assume-se que as forças viscosas e volumétricas podem ser negligenciadas, enquanto as pressões a montante e a jusante do dispositivo podem ser consideradas iguais à ambiente

(p_∞). Combinando as Eq. (2.3) e (2.4) e substituindo-as na Eq. (2.5), é possível deduzir a expressão geral da força de propulsão na direção x da unidade propulsora, dada por:

$$T_{wj,total} = \rho Q(V_{saída} - V_{entrada}) - \int_{Atubo} px \cdot dA + T_{wj,casco} \quad (2.6)$$

onde Q é a vazão volumétrica de fluido que cruza as fronteiras do volume de controle do sistema. Deve-se ressaltar que não é incomum que os dois últimos termos do lado direito da Eq. (2.6) possam ser desprezados, sendo a magnitude destes muito inferior quando comparados com o termo da primeira parcela da equação. No desenvolvimento deste trabalho, a simplificação citada será adotada, uma vez que o cerne do estudo não é realizar uma avaliação completa das forças que agem sobre a embarcação, mas sim, sobre o dispositivo proposto.

2.5. Modelagem da Região de Parede: Coeficiente y_+

Um dos fenômenos singulares que ocorrem em escoamentos fluidos é a formação de regiões de camada limite nas zonas próximas às interfaces sólidas onde ocorre o escoamento. Na região de geração deste fenômeno, o comportamento médio e as estatísticas da turbulência dos campos de velocidades e temperaturas são fortemente influenciados pela condição de não-deslizamento da parede. Esse fenômeno, apesar de ocorrer em uma região restrita do domínio do fluido, possui grande importância na representação de escoamentos sobre superfícies em mecânica de fluidos. A região de camada limite possui uma dinâmica dominada pelas pequenas escalas de turbulência e pela anisotropia, onde são observados os maiores gradientes dos campos de velocidades e de troca térmica em um escoamento (Dos Santos, 2011). Estes fatores tornam a reprodução deste fenômeno de grande importância em termos de simulação numérica, mas também representa um desafio, com fortes dificuldades de predição através do uso de CFD (Wilcox, 2002).

De acordo com Wilcox (2002) os perfis de velocidades em escoamentos turbulentos próximos a superfícies se comportam de acordo com uma lei de parede. Segundo essa lei, para escoamentos internos e externos, a magnitude da velocidade na direção da linha de corrente nos escoamentos próximos a parede varia de forma logarítmica com relação à distância da superfície. O perfil de velocidades médio nesta região do escoamento pode ser determinado a partir das condições na parede, expressas pela tensão de cisalhamento na parede τ_w , pela rugosidade e , distância y normal à parede e pelas propriedades termofísicas do fluido, como indicado na seguinte expressão:

$$\bar{v} = \bar{v}(\tau_w, e, y, \rho, \mu) \quad (2.7)$$

Na região da subcamada viscosa ($y \rightarrow 0$) a tensão total é composta quase que totalmente pela tensão de cisalhamento na parede, assim como se dá por:

$$\tau \approx \tau_w = \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \quad (2.8)$$

Na região da subcamada viscosa, o perfil de velocidades se comporta de forma linear, conforme apresentado em:

$$\bar{v} = \frac{\tau_w}{\mu} y \quad (2.9)$$

ou ainda pode ser escrita na forma adimensional dada por:

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad (2.10)$$

De acordo com Schlichting (1979) perfis de velocidades em regiões de paredes são lineares sempre que os valores satisfizerem a condição de $y^+ < 5$. Conforme apresentado por Wilcox (2002), através da análise dimensional obtém-se:

$$u^+ = \frac{1}{\chi} \ln y^+ + C \quad (2.11)$$

Esta equação é válida para a faixa $30 < y^+ < 200$. Na região $5 < y^+ < 30$ os efeitos viscosos e turbulentos são de mesma ordem de magnitude e um perfil de velocidade deve ser ajustado. Para valores $y^+ > 200$ a variação de velocidade não depende mais somente dos parâmetros ligados à parede sólida, mas também de efeitos dinâmicos da camada limite (Silva Freire e Cruz, 2002).

No âmbito da abordagem numérica, existem duas abordagens para a modelagem da região próxima a parede. Em uma das abordagens, a viscosidade é alterada na região interna (subcamada viscosa e camada de amortecimento) não sendo resolvida pelo modelo de turbulência. Ao invés disso, formulações semi-empíricas, chamadas funções de parede são usadas para determinar a viscosidade na região entre a parede e a região turbulenta. Na outra abordagem, os modelos de turbulência são modificados para permitir que a região afetada pela viscosidade seja resolvida em todos os volumes da malha, incluindo a subcamada viscosa (Dos Santos, 2011).

3. PROPOSTA DO ESTUDO

A unidade de Propulsão Marítima por Efeito Coanda (PMEC) é um dispositivo de carácter inédito, proposto e elaborado pelo autor no programa de pós-graduação da Universidade Federal do Rio Grande – FURG, com o objetivo de se avaliar a aplicabilidade do efeito Coanda em sistemas de propulsão marítimos. O estudo é realizado sob a ótica da análise numérica, simulando um escoamento turbulento forçado por pequenas aberturas. A configuração geométrica de um par de perfis hidrodinâmicos posicionados na chamada “zona de geração”, produzem gradientes de pressão que amplificam o escoamento no interior do dispositivo, fenômeno regido pelo efeito Coanda. Por se tratar de um estudo primário acerca deste novo *design* de propulsores, não foram constatadas referências literárias ou recomendações teóricas para este problema. Evento que acarretou numa série de dificuldades na construção e na definição dos modelos numéricos estudados.

Baseado no entendimento sobre as atuais tecnologias de propulsão do tipo *waterjet*, objetiva-se elaborar um sistema de propulsão análogo aos sistemas tradicionais. Com o diferencial de se beneficiar do efeito Coanda para amplificar a quantidade de movimento linear e conseqüentemente aumentar a força de impulso no propulsor. Por tratar-se de um dispositivo hipotético, uma série de suposições foram feitas na elaboração de um modelo, com a finalidade de se avaliar a viabilidade do propulsor, sem tornar a análise demasiadamente complexa. Com este propósito, a análise do posicionamento, método de instalação e dos detalhes técnicos sobre os equipamentos auxiliares que seriam necessários para o correto funcionamento do sistema, serão negligenciados por permitir uma análise mais dirigida para a fenomenologia do escoamento nas simulações.

De acordo com as tecnologias atuais de propulsão por jato, foi possível conceber de forma geral como se daria o arranjo de um propulsor por efeito Coanda em uma embarcação real. A unidade PMEC, teoricamente possui a mesma configuração geométrica de um sistema *waterjet* tradicional. A Figura 3.1, ilustra a vista lateral de um propulsor a jato d’água tradicional, contemplando os principais componentes mecânicos necessários para o correto funcionamento deste sistema.

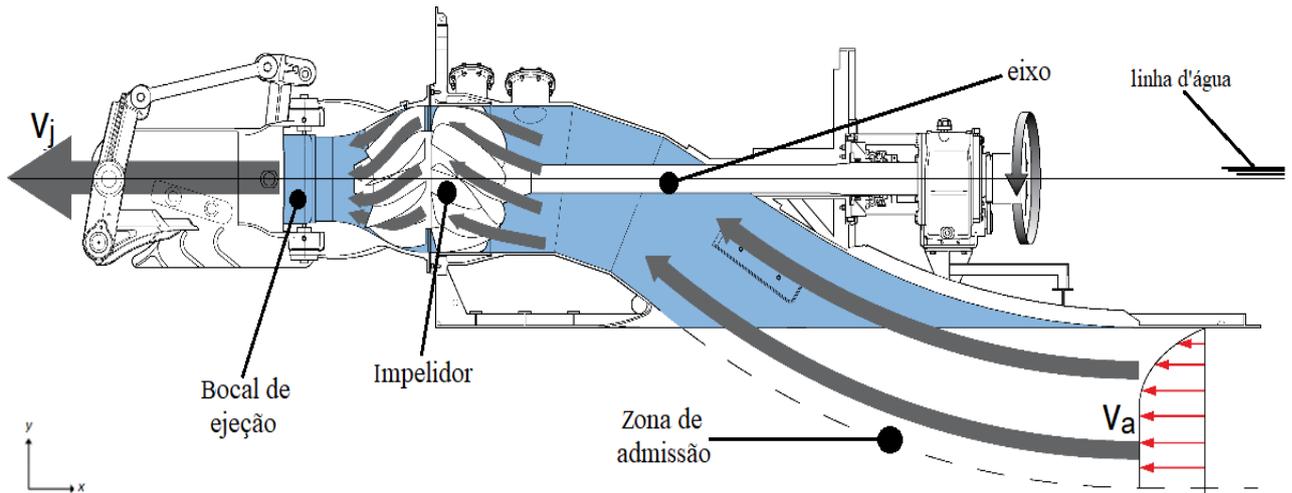


Figura 3.1 – Vista lateral seccionada de um propulsor a jato e seus componentes.

A principal distinção entre os dois sistemas, é a remoção do impelidor e do seu eixo, substituindo-os por aberturas nas paredes internas do dispositivo, por onde serão injetados jatos de fluido com velocidade v_i . O motor que cede torque ao eixo, seria substituído por um sistema de bombeamento que injetaria o fluido a uma velocidade v_i nas aberturas inseridas no equipamento. O novo sistema se assemelharia ao esboço ilustrado na Figura 3.2.

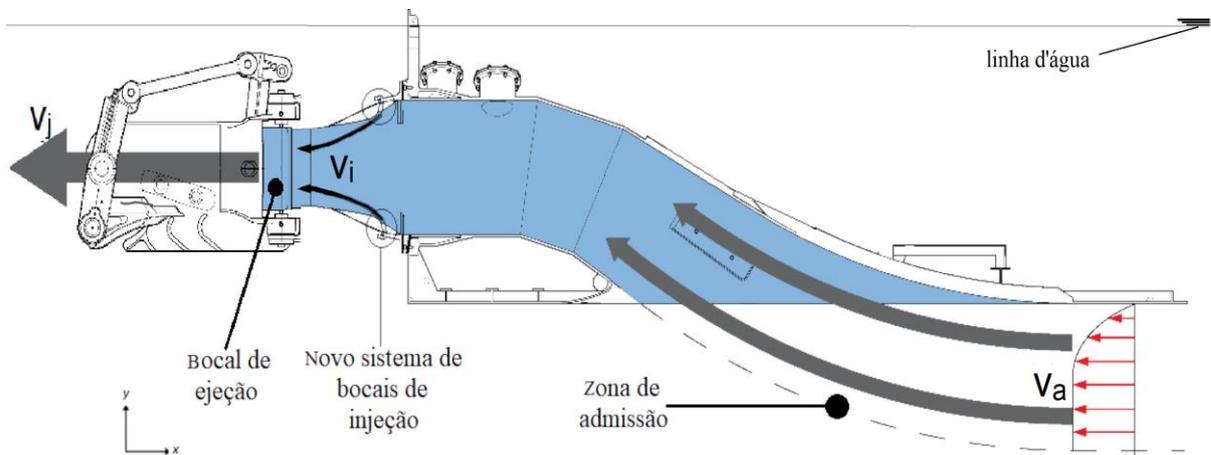


Figura 3.2 – Configuração teórica do sistema P MEC.

Outra importante diferença entre os modelos diz respeito a uma característica operacional dos sistemas *waterjet*. Normalmente, estes dispositivos são posicionados de forma que a linha d'água coincida com a linha do eixo do impelidor do equipamento. No caso do dispositivo P MEC o equipamento necessita estar completamente submerso para que se possa aproveitar da máxima eficiência do dispositivo. Observa-se ainda que, para fins de simplificação, o estudo apresentado negligenciará outros equipamentos auxiliares nas simulações, como por exemplo, o sistema de marcha ré.

Assim como os sistemas de propulsão a jato tradicionais, idealiza-se que o equipamento seria embutido no casco da própria embarcação. O veículo marinho, necessitaria também uma abertura para admissão de fluido na parte inferior do casco, e uma abertura na região traseira para a inserção do bocal de ejeção. É racional imaginar que a construção deste sistema se daria de maneira semelhante ao dos equipamentos atuais encontrados na área naval, com características e dimensões equivalentes aos utilizados em embarcações de pequeno e médio porte. Uma ilustração deste tipo de arranjo é exibida na Fig. 3.3.

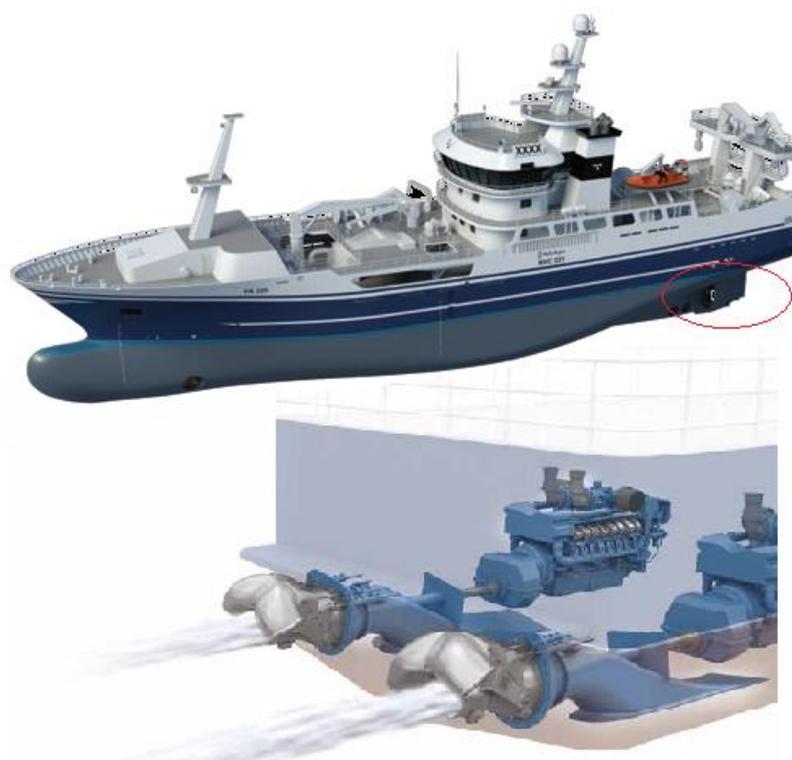


Figura 3.3 – Arranjo dos atuais sistemas de propulsão por jato (Fonte: adaptado de Rolls-Royce Marine Products, 2017).

Como contribuições, o presente estudo visa avaliar a fenomenologia da geração do efeito Coanda do novo dispositivo proposto no presente trabalho e atestar se sua aplicabilidade é, de fato, viável como elemento propulsor em uma embarcação real. Como parte das contribuições, o estudo irá exibir um comparativo entre dois modelos de turbulência clássicos utilizados em CFD. A Simulação de Grandes Escalas (LES) é uma abordagem empregada para predição de fenomenologia física de escoamentos turbulentos, sendo utilizada em estudos científicos com alto grau de confiabilidade e capacidade de predição de escoamentos dos mais diferentes níveis de complexidade. A abordagem LES é considerada uma abordagem muito precisa dentro da área de CFD, mas possui a desvantagem de se tornar

demasiadamente custosa em termos de capacidade computacional e tempo de simulação. O modelo de turbulência *Reynolds Averaged Navier-Stokes* (RANS), trabalha com as médias temporais das variáveis das equações de conservação, o que torna este método mais enxuto e menos oneroso, porém mais impreciso em relação às predições dos campos de velocidade e pressões de escoamentos. Neste trabalho, um comparativo entre estes modelos é realizado através da simulação do dispositivo de forma que se possa justificar a utilização do método RANS em futuros estudos envolvendo efeito Coanda e sistemas de propulsão a jato. Finalmente, uma análise geométrica irá avaliar a relação entre quatro tamanhos de bocais de injeção, com quatro velocidades de injeção v_i diferentes utilizados no sistema propulsivo. Esta análise tem como objetivo avaliar o impacto deste parâmetro geométrico na geração de força propulsiva no dispositivo.

Um modelo de verificação será empregado para que se possa aferir a validade do modelo numérico e da malha adotados neste problema. Como estudo de referência, será simulado o escoamento sobre um dispositivo que utiliza o efeito Coanda para defletir jatos de fluido sem a utilização de partes móveis para tal. Este tipo de dispositivo é chamado na literatura de HOMER (*High-Speed Orienting Momentum with Enhanced Reversibility*). Como base para a verificação do modelo numérico empregado no estudo, o caso de verificação irá se fundamentar no estudo publicado por Trancossi e Dumas (2011), onde os autores testam a influência da taxa de vazão mássica no dispositivo sobre os ângulos de deflexão dos jatos na região de ejeção do dispositivo. Os ângulos de deflexão serão utilizados como parâmetros de verificação entre os resultados obtidos por Trancossi e Dumas (2011) e os do presente trabalho. Maiores detalhes sobre este tópico são apresentados no Capítulo 4 deste texto.

3.1. Propulsor Marítimo por Efeito Coanda (PMEC)

Baseando-se nos princípios de funcionamento dos sistemas mencionados, o conceito de um domínio computacional bidimensional deste sistema foi elaborado, com formato e dimensões similares a dos dispositivos da categoria *waterjet*. As dimensões do modelo foram majoritariamente baseadas nas indicações dos catálogos de fabricantes encontradas nos Anexos I e II ao final deste documento. Adicionalmente, bocais injetores na região interna do equipamento foram inseridos, representados na forma de pequenos ressaltos sobre as paredes internas do dispositivo. Adjacente aos ressaltos dos bocais, uma superfície hidrodinâmica é criada, cumprindo a atribuição de uma superfície de Coanda. O domínio exibido na Fig. 3.4 apresenta um corte longitudinal do casco de uma embarcação (representado pela área

achurada), com o entalhe da geometria do propulsor já inserida nele. O restante do domínio, composto unicamente por região de fluido, tem dimensão 4 vezes maior que o dispositivo em altura e 10 vezes maior em comprimento. A prática de criar domínios com dimensões superiores as dimensões do objeto sob análise é uma recomendação praticamente universal dentro da área de simulação numérica por CFD. Esta prática garante que durante a simulação, a informação carregada pelos elementos próximos às superfícies mais externas do domínio não tenha influência sobre a região de análise.

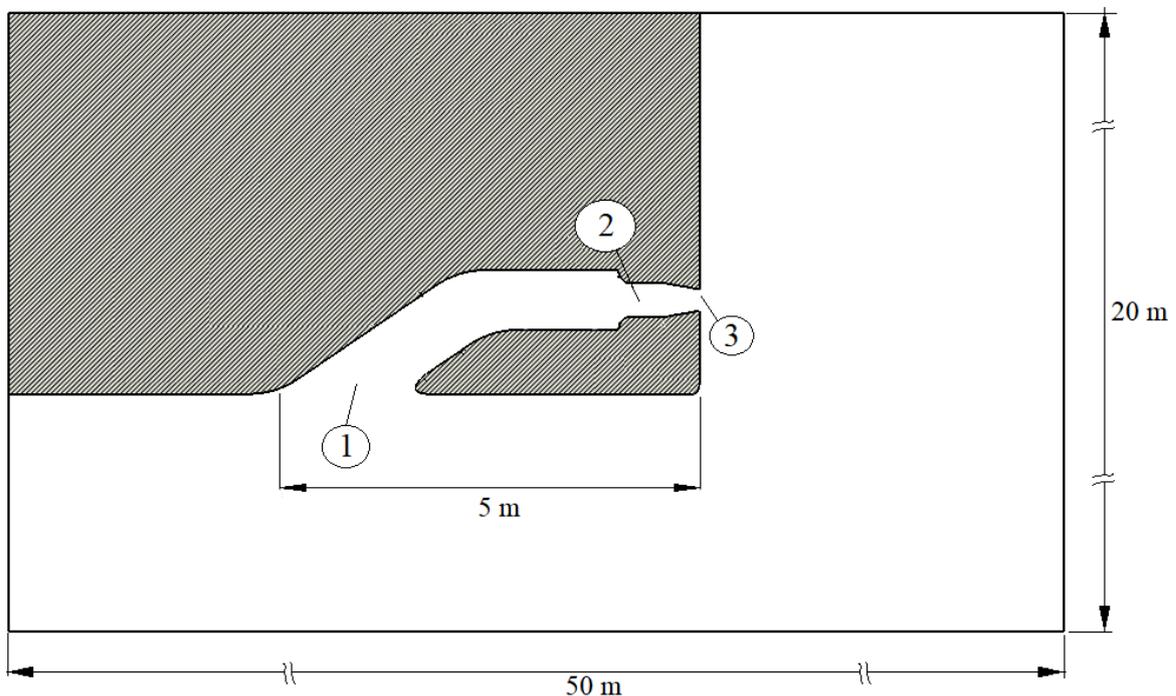


Figura 3.4 – Estrutura do domínio para o estudo do sistema de propulsão por efeito Coanda.

Uma importante simplificação do modelo trata-se da construção bidimensional do domínio. Esta simplificação implica em uma grande redução do custo computacional, bem como o tempo de simulação. Em alguns casos iniciais, tempos de simulação de até 10 dias foram necessários para se obter uma solução que correspondesse ao tempo físico de 6 segundos. Este fato evidenciou um grande risco de se utilizar inicialmente um modelo tridimensional, uma vez que não havia nenhuma recomendação sobre a geometria e nem sobre os parâmetros de operação do dispositivo. Ainda que se trate de uma análise de escoamento turbulento, para uma primeira avaliação fenomenológica e operacional, julgou-se plausível considerar a hipótese de bidimensionalidade do domínio. Repare também que no domínio construído para a execução das simulações foi negligenciada a posição da linha

d'água. Como comentado anteriormente, a unidade PMEC é projetada para operar totalmente submersa no fluido de trabalho. Dessa forma, para evitar que o modelo numérico se torne excessivamente dispendioso, evitou-se o emprego de modelos multifásicos e criação de regiões de interação ar/água nas simulações.

Através da Fig. 3.4 também é possível visualizar as três principais regiões de análise do domínio (indicadas pela numeração), mencionadas ao longo do texto pela seguinte nomenclatura:

1. Bocal/zona de admissão;
2. Zona de geração;
3. Bocal/zona de ejeção.

A zona chamada de zona de geração (2), localiza-se na região mais interna da unidade propulsiva, e é a região responsável pela geração dos gradientes de pressão que succionam fluido na zona de admissão. A configuração geométrica final adotada para a unidade PMEC, é dada pelas dimensões e parâmetros geométricos ilustrados na Fig. 3.5. Outras configurações foram testadas ao longo do projeto, elas serão comentadas brevemente na seção seguinte.

No estudo de Dragan (2012), o autor afirma que ainda não se conhece a extensão da relação entre os parâmetros h/R sob os escoamentos em dispositivos de Coanda, onde h é a espessura do jato de fluido e R é a curvatura da superfície de Coanda. Entretanto, existe uma clara relação entre a geração de gradientes de pressão mais intensos quando relações $h/R \ll 1$ são utilizadas. Por este motivo, se escolheu para a elaboração da geometria neste estudo uma relação de que cumprisse com esta premissa. Desta forma, o raio R_c (denominado o raio de curvatura da superfície de Coanda) para o modelo estudado neste trabalho, foi fixado com o valor de 150 mm.

No detalhe da Fig. 3.5, é possível observar com maior clareza o ressaltado adjacente a superfície de Coanda h_b , representando os bocais de injeção de fluido no sistema. Nota-se que estes pequenos ressaltos h_b serão a única região de entrada de fluido, todo o restante do domínio estará submerso sob água em regime quase estacionário. A altura destes bocais (h_b) será um dos parâmetros geométricos postos sob avaliação neste estudo, e, portanto, possuem dimensão variável. Os valores de h_b neste estudo, serão idênticos a espessura do jato h e serão testados avaliando a sua influência sob os campos de velocidades e pressões do escoamento no dispositivo. As dimensões dos bocais testados neste trabalho, terão quatro variações entre 5 mm a 20 mm. A vazão mássica de fluido injetada no sistema através destes bocais, é mantida constante sob o valor de $698 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ em cada seção dos bocais, havendo variação apenas nas velocidades de fluido v_i conforme a abertura por onde o fluido é forçado é alterada. Esta

condição de contorno foi imposta para que posteriormente se pudesse avaliar o comportamento do escoamento e suas propriedades de acordo com a variação da amplificação de fluxo através do dispositivo. O valor total de $1396 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$, foi definido baseando-se em uma média entre os valores de vazões encontrados em catálogos para dispositivos *waterjet* com dimensões próximas as escolhidas para o P MEC.

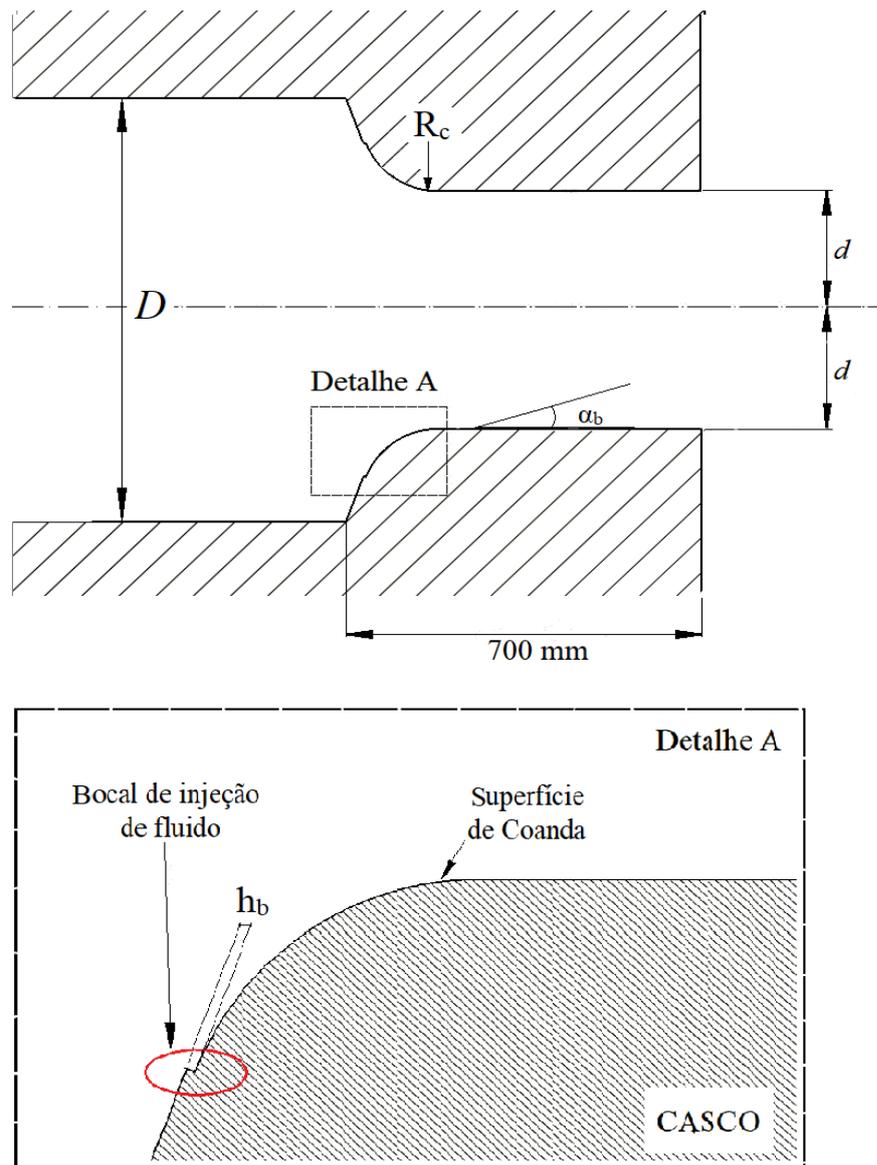


Figura 3.5 – Vista seccionada da zona de geração do P MEC.

Para que se possam quantificar as propriedades do escoamento através do volume de controle, linhas de monitoramento serão traçadas exatamente sobre as aberturas dos bocais nas regiões 3 e 1 conforme indicado na Fig. 3.6. As linhas de monitoramento, podem ser criadas diretamente no domínio computacional e são ferramentas extremamente versáteis em análises CFD. Através delas o software é capaz de quantificar características de interesse em

regiões específicas dentro do domínio e plotar gráficos destas propriedades na interface destas linhas. Propriedades como perfis de velocidades, pressão e vazões de massa e volume, serão utilizadas para formular a análise fenomenológica em torno do sistema e estimar recomendações de melhorias para a geometria do dispositivo propulsor.

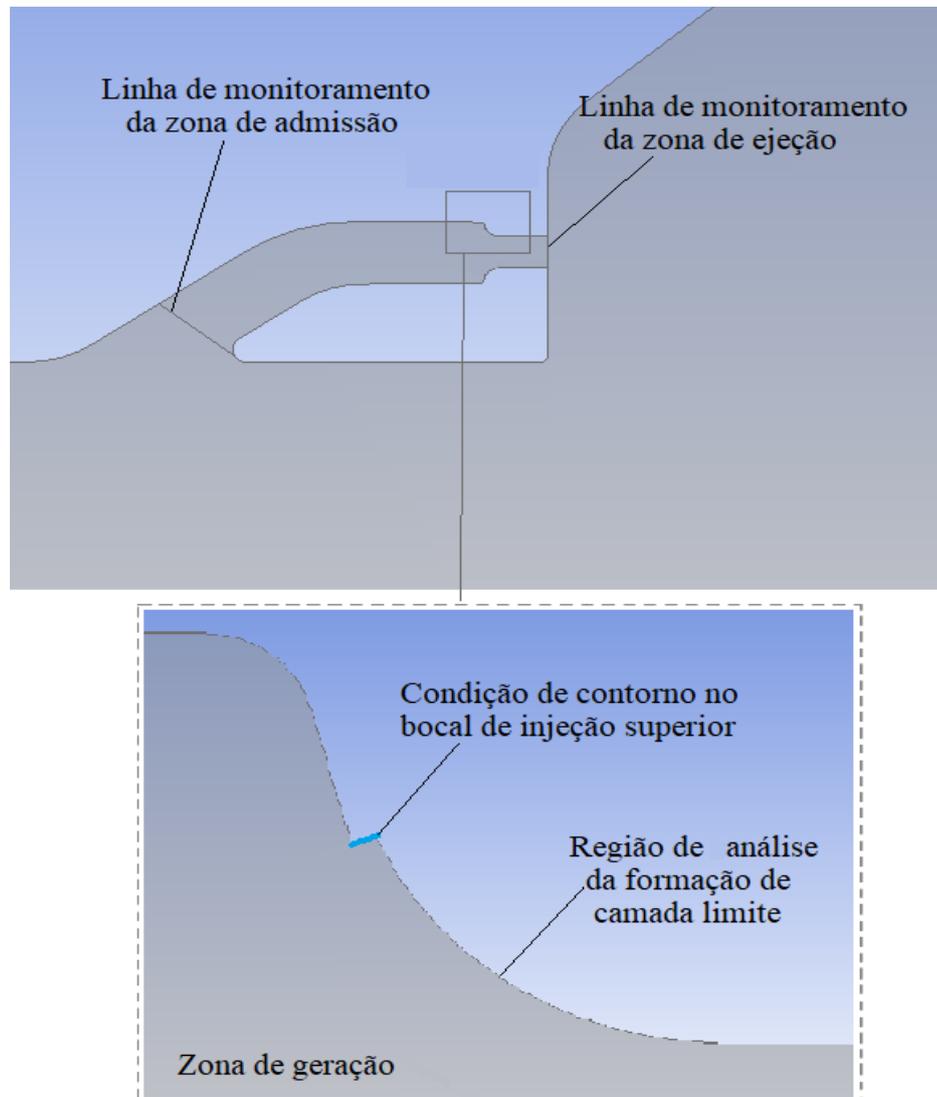


Figura 3.6 – Ilustração das linhas monitoramento sobre a geometria do dispositivo.

No detalhe da Fig. 3.6 observar-se uma ampliação da zona de geração do dispositivo de propulsão. Nela é possível identificar a uma linha de monitoramento auxiliar de coloração azul, onde a condição de contorno de velocidade prescrita foi imposta sobre o domínio. Esta linha também auxiliará na execução dos cálculos de balanço de massa e quantidade de movimento do volume de controle. As demais condições de contorno impostas sobre o domínio podem ser identificadas através da Fig. 3.7. As interfaces dos elementos de malha terão condições de contorno indicadas conforme a coloração indicada na figura. São elas: em

vermelho a condição de pressão prescrita (atmosférica), em azul a condição de velocidade prescrita e em branco a condição de impermeabilidade e não-deslizamento. Na região delimitada pela extremidade esquerda do domínio, uma velocidade inicial foi imposta com objetivo de facilitar a convergência das simulações. A velocidade prescrita nessa região foi definida com o valor fixo de 5 nós ($2,57 \text{ m.s}^{-1}$) em todas as simulações. Esta velocidade é chamada de velocidade de operação v_o e representa a velocidade da embarcação sob a linha d'água.

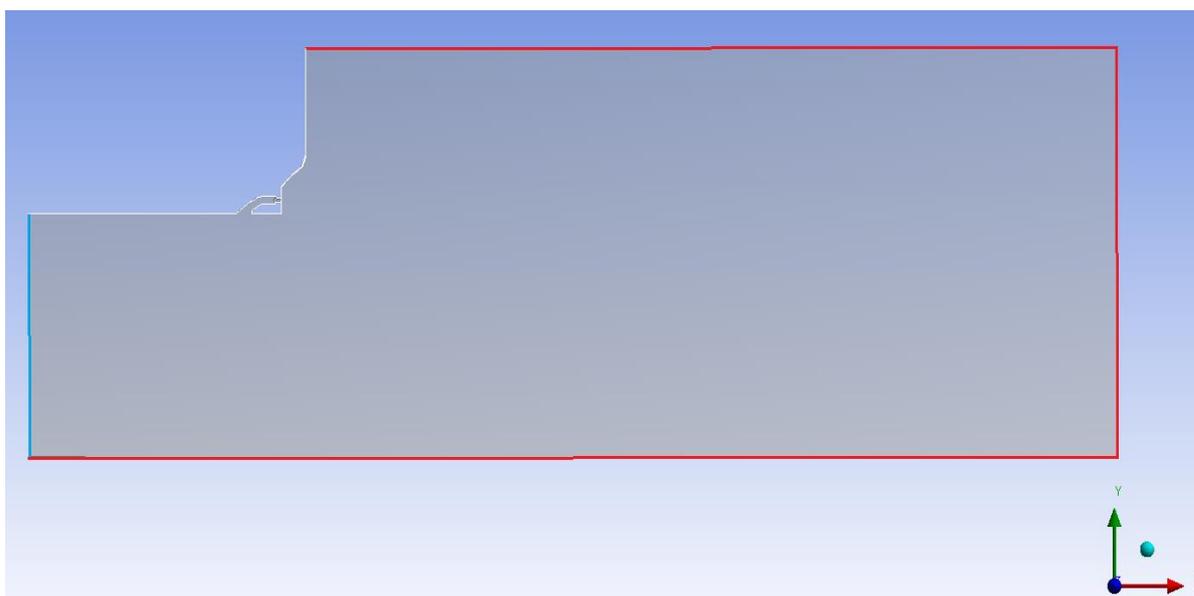


Figura 3.7 – Condições de contorno impostas sob o domínio computacional.

3.2. Modelos Desenvolvidos

A preparação do *design* geometricamente e fisicamente consistente com uma unidade de propulsão factível, foi uma etapa custosa no desenvolvimento inicial do CAD do protótipo PMEC. Este processo, demandou boa parte do tempo na conclusão do projeto, o que pode se justificar pela relativa complexidade da proposta deste estudo. Considerando que o dispositivo proposto deva se enquadrar nas qualidades de um propulsor, a criação de um modelo fiel a geometrias de sistemas de propulsão a jato d'água existentes demandou um amplo trabalho de investigação sobre estes equipamentos.

Dentre as fontes de pesquisa, diversos catálogos de empresas especializadas na fabricação de dispositivos de propulsão *waterjet* foram consultados, tais como *Rolls Royce*¹, *Kongsberg*², *HamiltonJer*³, *Scott*⁴ e *Wärtsilä*⁵. A partir do compilado de informações entre os

¹ <https://www.rolls-royce.com/~media/Files/R/Rolls-Royce/documents/customers/marine/waterjets.pdf>

² <https://www.kongsberg.com/maritime/products/propulsors-and-propulsion-systems/waterjets/>

catálogos destas empresas em combinação com metodologias empregadas em trabalhos acadêmicos (Wärtsilä, 2017; Rolls-Royce, 2018; Hamilton Marine, 2018; Bulten, 2006; Terwisga, 1996), as principais dimensões de geometrias puderam ser extraídas e utilizadas como base para a criação do *design* inicial da unidade P MEC. Nos Anexos I e II, ao final deste texto, é possível visualizar trechos dos catálogos dos produtos da Kongsberg (2018) e Wärtsilä (2017). Boa parte das dimensões do modelo confeccionado neste trabalho, foram baseadas nas informações encontradas nestes documentos. Observe na tabela do Anexo I, que os modelos Kongsberg S3-45 e S3-50 foram utilizados como principal referência para construção da geometria do propulsor P MEC.

Informações acerca dos produtos de fabricantes de unidades de propulsão *waterjet* por vezes não são facilmente localizadas, uma vez que estas grandes empresas se utilizam do sigilo de fabricação por questões de segurança de seus registros de patentes. O protótipo numérico da unidade P MEC arquitetada neste trabalho, teve sua geometria elaborada através de uma combinação de referências, que parcialmente contribuíram na construção de um primeiro modelo. Além das dimensões iniciais, tiveram de ser implementadas também no modelo alvo, os elementos que seriam pivôs (bocais de injeção e superfícies de Coanda) para que o fenômeno de amplificação do fluxo por efeito Coanda pudesse ser reproduzido corretamente nas simulações. Estes elementos, no entanto, não possuem recomendações de construção estabelecidas na literatura, logo, tiveram de ser desenvolvidos empiricamente. Além da construção do modelo em CAD, também houve a necessidade da elaboração de uma estrutura de malha que fosse adequada para que o comportamento do escoamento pudesse ser reproduzido de forma verossímil em ambiente virtual.

Ao longo do desenvolvimento do protótipo P MEC, diversos parâmetros geométricos foram alterados, entretanto, apenas alguns serão citados para fins de discussão de resultados no presente trabalho. Ao total, vinte e três casos, divididos em oito “séries” diferentes foram simulados. Os modelos foram subsequentemente sendo substituídos conforme atingiam os resultados esperados ou conforme constatavam erros, problemas de convergência ou não-conformidade físicas. Os modelos diferem-se em algumas características geométricas e nas configurações das simulações, tornando cada um dos casos distintos entre si.

Os modelos nomeados de série “T”, ao sofrer modificações no método numérico ou na geometria receberam um incremento numérico seguido de sua série, referente à versão posta

³ <https://www.hamiltonjet.com/global/waterjet-overview>

⁴ <https://www.scottwaterjet.com/products/index.html>

⁵ <https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/propulsors-gears/waterjets/wartsila-midsize-waterjets>

sob teste. Esta nomenclatura foi utilizada ao longo do projeto. Com base neste esclarecimento, a partir deste ponto, os modelos serão referidos através desta nomenclatura. A Tabela 3.1 apresenta uma lista com os modelos utilizados para a conclusão deste estudo. Nela podemos identificar quantos modelos foram simulados em cada série e quais as principais características de cada um.

Em um primeiro momento, desenvolveu-se a série T1, que serviu como modelo piloto. Nesta série os modelos T1.1, T1.2, T1.3, T1.4 e T1.5 utilizaram em grande parte configurações e modelos numéricos mais elementares do software de simulação, de modo apenas a avaliar a taxa de convergência do problema. Esta série de protótipos, entretanto, não obteve êxito na convergência dos resultados, apresentando diversos problemas em função da utilização de uma malha triangular não adequada para o problema. A utilização dos modelos numéricos menos robustos também foi um fator atribuído a falta de êxito do modelo. Os modelos integrantes desta série foram descartados, devido a sua ineficácia e problemas de convergência.

A série T2 foi elaborada a partir da mesma geometria da série antecessora. Contudo, através da experiência obtida com os erros da série T1, este novo protótipo teve diversas configurações alteradas. O novo conjunto de simulações, foi significativamente melhorado. Os domínios das simulações sofreram melhorias em sua geometria, principalmente em relação ao progresso da malha empregada, com grau de refinamento muito superior (detalhes destas alterações são apresentados na sessão de resultados do texto). Os modelos numéricos utilizados na simulação também foram ajustados. Esquemas de acoplamento pressão-velocidade *SIMPLEC* e o algoritmo *PRESTO!* passaram a ser utilizados em todas as simulações. Os fatores de sub-relaxação dos termos das pressões e quantidade de movimentos também foram reduzidos, com o objetivo de melhorar a taxa de convergência inicial do problema.

A utilização de bocais de ejeção com ângulos de estreitamento (α_b) convergentes foi um parâmetro inicialmente implementado com a intenção de aumentar a quantidade de movimento na saída dos bocais. Entretanto, a utilização de bocais com esta característica, implicou no aumento da complexidade do domínio computacional, resultando em algumas dificuldades na construção de malhas adequadas e problemas de convergência. Com isso, os bocais com formato convergentes foram totalmente descontinuados a partir da série T3. A decisão foi tomada após a observação de que em alguns casos das séries T2 geravam campos de pressões e velocidades irregulares nos pontos de estreitamento do bocal. Alguns destes campos excessivamente altos, produziam gradientes de pressões instáveis na região de saída

do dispositivo, o que poderia ser corrigido com um maior refinamento de malha na região. Com a finalidade de simplificar o modelo optou-se por utilizar bocais de saída paralelos nos modelos subsequentes

Tabela 3.1 – Principais parâmetros adotados na elaboração dos modelos e suas respectivas séries.

Série	Modelo	h_b	v_i	α_b	Estrutura dos Elementos	Número de Elementos	Modelo de Turbulência
T1	.1	5 mm	70 m/s	15°	tri	≈ 82 mil	RANS k-ε
	.2						
	.3						
	.4	10 mm	70m/s				
	.5						
T2	.1	5 mm	70 m/s	20°	quad/tri	≈ 210 mil	RANS k-ω
	.2						
	.3						
	.4			0°			
	.5						
	.6						
	.7						
T3	.1	5 mm	70 m/s	0°	quad/tri	≈ 458 mil	LES
	.2						
	.3						
	.4						
T4	.1	5 mm	70 m/s	0°	quad/tri	≈ 450 mil	RANS k-ω
T5	.1	5 mm	140 m/s	0°	quad/tri	≈ 371 mil	RANS k-ω
	.2						
T6	.1	10 mm	70 m/s	0°	quad/tri	≈ 297 mil	RANS k-ω
	.2						
T7	.1	15 mm	47 m/s	0°	quad/tri	≈ 297 mil	RANS k-ω
T8	.1	20 mm	35 m/s	0°	quad/tri	≈ 298 mil	RANS k-ω

As séries T3 e T4, foram utilizadas para se realizar um estudo comparativo entre os dois modelos de turbulência diferentes. Na série T4, a modelagem clássica de turbulência RANS $k-\omega$ SST foi empregada, ao passo que na série T3 foi utilizado o modelo *Large Eddy Simulation* (LES). Com exceção a esta diferença, os casos são geometricamente idênticos, utilizando o mesmo domínio, mesmas condições de contorno e mesmas condições físicas de simulação. Maiores detalhes do resultado deste comparativo serão discutidos na seção de resultados.

As séries T5, T6, T7 e T8 foram elaboradas com base nas séries T3 e T4, uma vez que estas foram bem-sucedidas na resolução do problema. Com o objetivo de se avaliar o comportamento do escoamento, se alteram as dimensões dos bocais de injeção de fluido no sistema. Estas foram casos especiais de simulação. Estas séries testaram as dimensões h_b de 5 mm, 10 mm, 15mm e 20 mm. A fim de manter os valores de vazão mássica constantes através do volume de controle, a condição de contorno de velocidade prescrita foi alterada nas superfícies dos bocais de injeção. Para satisfazer tal premissa, a velocidade do escoamento nas regiões dos bocais foi aumentada proporcionalmente, de forma que se respeitasse a condição de vazão mássica de 698 kg/s em todos os casos. Certificando-se que apenas a área dos bocais está sendo alterada, é possível comparar os resultados dos três casos e estimar a influência da dimensão h_b na geração de força propulsiva no sistema.

4. MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática utilizada para este estudo foi baseada nas hipóteses simplificativas levadas em consideração pelo modelo físico do problema. O modelo matemático descreve um problema que segue as hipóteses adotadas para um escoamento incompressível, com regime turbulento, transiente, analisados sob uma perspectiva bidimensional do domínio e com propriedades termofísicas constantes. Para a solução desse problema físico, são resolvidas numericamente as equações de conservação de massa e quantidade de movimento (equações de Navier-Stokes). Para a solução dos escoamentos turbulentos, duas formas diferentes de abordagem numérica foram empregadas para a solução numérica da turbulência. A primeira abordagem consiste em realizar a média temporal das equações de conservação e é denominada na literatura de modelagem clássica da turbulência (RANS), e tem sido amplamente utilizada atualmente em problemas de fluidodinâmica computacional. Para a solução do problema do fechamento das equações médias no tempo, emprega-se o modelo SST $k-\omega$. A segunda abordagem, mais robusta, trata-se do método de Simulações de Grandes Escalas (LES), que aplica um filtro espacial nas equações de conservação de massa e quantidade de movimento, resolvendo diretamente as grandes escalas e modelando as pequenas. Uma vez que a solução com LES possui grande precisão e representação da física do problema, a mesma será considerada como *benchmark* no presente trabalho. Apesar de acurado, o método LES consome grande capacidade computacional para a resolução de problemas, o que por vezes, o torna demasiadamente oneroso em termos de custo e tempo computacional.

4.1. Equações de Conservação

Para o estudo de regime transiente de um escoamento, até que este atinja o regime permanente (transiente estabilizado), avalia-se a média temporal das variáveis do problema. As equações de conservação médias no tempo são enunciadas nos trabalhos publicados por Wilcox (2008) e Pope (2000). A equação de conservação da massa média no tempo ou filtrada espacialmente para o problema é dada por:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad (4.1)$$

As equações de conservação de quantidade de movimento médias no tempo ou filtradas espacialmente nas direções x e y são dadas por:

$$\frac{\partial(\rho\bar{u})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{u}v)}{\partial y} = -\frac{\partial\bar{P}}{\partial x} + (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\bar{u}}{\partial y^2} \right) \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{v})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{v}u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}v)}{\partial y} = -\frac{\partial\bar{P}}{\partial y} + (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial^2\bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\bar{v}}{\partial y^2} \right) \quad (4.3)$$

onde: ρ é a massa específica [kg.m^{-3}], t é a unidade de tempo (s), u é a componente da velocidade na direção do eixo x (m.s^{-1}), v é a componente da velocidade na direção y (m.s^{-1}), P é a pressão (N.m^{-2}) e μ_t é a viscosidade turbulenta ($\text{kg.m}^{-1}\text{s}^{-1}$).

4.2. Simulação de Grandes Escalas (LES) para Turbulência

O acrônimo LES é oriundo do termo do inglês *Large Eddy Simulation*. Trata-se de um modelo matemático robusto utilizado para o fechamento do sistema de equações de conservação filtradas espacialmente empregadas na análise de escoamentos turbulentos. No estudo apresentado neste trabalho, o modelo LES é utilizado para a resolução de um único caso de estudo, em função do modelo ser capaz de modelar simultaneamente os fenômenos turbulentos de pequenas e grandes escalas. Esta característica torna o método LES uma ferramenta robusta na descrição de escoamentos, com capacidade de simular problemas complexos com um ótimo grau de consonância com escoamentos físicos reais.

As equações regentes deste modelo são as mesmas descritas na seção 4.1: equações de conservação de massa, quantidade de movimento. O fluido de trabalho será considerado um fluido com meio contínuo, com propriedades físicas referentes a temperatura de 300k, sendo este especificado como água-do-mar. As equações de conservação já descritas, apresentadas pelas Eq (4.1), (4.2) e (4.3), recebem um tratamento matemático diferente no modelo LES. Neste modelo é adotado um processo de filtragem espacial das equações de conservação, uma vez que estas são modeladas simultaneamente para os fenômenos em grande e pequena escala (chamados de submalha). As variáveis do problema, separam-se em termos correspondentes as grandes escalas e às de submalha, dadas por:

$$\begin{aligned} v_i &= \bar{v}_i + v'_i \\ p &= \bar{p} + p' \end{aligned} \quad (4.4)$$

onde o termo sobreposto com uma barra refere-se as estruturas de grandes escalas e o termo com uma linha as estruturas de pequenas escalas.

De acordo com Leonard (1974) o campo das grandes escalas pode ser obtido através da convolução de uma variável f qualquer com uma função filtro $G(x)$, apresentada em:

$$\bar{f}(x_i) = \int_V G(x_i - x'_i) f(x'_i) dx'_i \quad (i = 1, 2 \text{ e } 3) \quad (4.5)$$

onde V é o domínio de controle na integração e $G(x_i - x'_i)$ é a clássica região do filtro usada por Deardorff (1970) e Clark et al. (1979).

Conforme o trabalho de Findikakis e Street (1982) a função filtro $G(x_i - x'_i)$ tipo caixa é definida como exposto conforme:

$$G(x_i - x'_i) = \begin{cases} \prod_{i=1}^n \left(\frac{1}{\Delta_i} \right) & \text{para } |x_i - x'_i| < \frac{\Delta_i}{2} \\ 0 & \text{para } |x_i - x'_i| > \frac{\Delta_i}{2} \end{cases} \quad (i = 1, 2 \text{ e } 3) \quad (4.6)$$

onde Δ_i são as dimensões do filtro de acordo com o eixo x_i , e n é o número de dimensões do problema. Neste caso, o próprio volume de um elemento de malha representa o filtro tipo caixa, de forma que a dimensão característica pode ser expressa como a raiz cúbica do volume do elemento, conforme a expressão:

$$\bar{\Delta} = (\Delta x_1 \Delta x_2 \Delta x_3)^{1/3} \quad (4.7)$$

Quando um filtro uniforme é empregado, o processo de filtragem acaba constituindo-se em uma operação de média espacial das variáveis envolvidas. Além disso, sendo g e f duas variáveis genéricas quaisquer, as propriedades empregadas nas equações assumem a seguinte forma:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{f}}{\partial x_i} &= \frac{\partial f}{\partial x_i} \\ \overline{\bar{g}f} &\neq \bar{g}\bar{f} \\ \overline{\bar{g}f'} &\neq \bar{g}\bar{f}' \\ \overline{\bar{g}f'} &\neq 0 \end{aligned} \quad (4.8)$$

Após aplicar o processo de filtragem às equações de conservação, Eq. (4.1 – 4.3), e empregar as propriedades no conjunto Eq. (4.8), obtém-se as equações de conservação de massa e quantidade de movimento filtradas para escoamentos incompressíveis apresentadas

pelas equações:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (i=1,2) \text{ em } t \times \Omega \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} + \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ v \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \tau_{ij} \right\} = 0 \quad (i,j,k=1,2) \text{ em } t \times \Omega \quad (4.10)$$

onde $(\bar{\quad})$ representa as grandes escalas filtradas; ρ é a massa específica ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$); v é a viscosidade cinemática ($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$); v_i é a velocidade na direção i , $i = 1, 2$ e 3 ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$); x_i é a coordenada espacial, $i = 1, 2$ e 3 (m); p é a pressão ($\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$); δ_{ij} é o delta de Kronecker; Ω é o domínio espacial (m); t representa o domínio temporal (s). O termo τ_{ij} surge no processo de filtragem das equações de conservação de quantidade de movimento, e necessita ser modelado através da expressão:

$$\tau_{ij} = \overline{v_i v_j} - \bar{v}_i \bar{v}_j \quad (i, j = 1, 2 \text{ e } 3) \quad (4.11)$$

O primeiro termo do lado direito das Eq. (4.11) são os produtos filtrados dos campos instantâneos (velocidade-velocidade). Estes produtos filtrados podem ainda ser descritos conforme indicado por:

$$\overline{v_i v_j} = \bar{v}_i \bar{v}_j + \overline{v'_i \bar{v}_j} + \overline{\bar{v}_i v'_j} + \overline{v'_i v'_j} + L_{ij} \quad (i, j = 1, 2 \text{ e } 3) \quad (4.12)$$

Os termos $\overline{v'_i \bar{v}_j}$ e $\overline{\bar{v}_i v'_j}$ representam o tensor cruzado (C_{ij}), o termo $\overline{v'_i v'_j}$ é o tensor de Reynolds de submalha e o termo L_{ij} é o tensor de Leonard.

4.2.1. Modelagem dos Termos de Submalha da Turbulência

De fato, os modelos submalha empregados em LES são do mesmo tipo que os empregados na modelagem clássica da turbulência, RANS. Entretanto, como as pequenas escalas a serem modeladas são mais homogêneas, isotrópicas e menos afetadas pelas diferentes condições de contorno impostas ao escoamento, é possível empregar modelos de turbulência bastante simples, como os algébricos. Além disso, é possível simular diversos tipos de escoamentos de base sobre várias geometrias sem a necessidade de fazer uma série de ajustes para cada caso a ser simulado.

A maioria dos modelos de turbulência, inclusive os modelos submalha empregados em

LES, baseia-se no conceito de viscosidade turbulenta, sendo deduzidos no domínio do espaço físico (Smagorinsky, 1963; Germano et al., 1978) e no domínio espectral (Silveira Neto, 2002; Lesieur et al., 2005). Essa ideia foi inicialmente proposta por Boussinesq que propôs expressar o tensor turbulento submalha em função da taxa de deformação do campo de velocidades filtrado e da energia cinética turbulenta, como segue:

$$\tau_{ij} = \nu_{sgs} \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (i, j = 1, 2 \text{ e } 3) \quad (4.13)$$

onde ν_{sgs} é a viscosidade turbulenta submalha ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) e k é a energia cinética da turbulência ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$).

4.2.1.1. Modelo submalha de Smagorinsky

O modelo submalha de Smagorinsky (1963), foi o primeiro modelo submalha introduzido para a determinação das tensões de Reynolds e dos fluxos turbulentos submalha. O modelo de Smagorinsky ainda é muito empregado na literatura, principalmente nos problemas que abordam escoamentos turbulentos com transferência de calor por convecção e radiação, como pode ser visto nos trabalhos de Jones e Paul (2005), Dos Santos et al. (2008) e Gupta et al. (2009).

A viscosidade turbulenta submalha, segundo este modelo, é definida na expressão:

$$\nu_{sgs} = C_s^2 \bar{\Delta}^2 |\bar{S}| \quad (4.14)$$

onde C_s é a constante de Smagorinsky, $|\bar{S}|$ é o tensor taxa de deformação do campo filtrado e $\bar{\Delta}$ é a escala associada com o filtro utilizado para definir o campo de grandes escalas (m), definida por:

$$\bar{\Delta} = \sqrt[3]{\prod_{i=1}^3 \Delta x_i} \quad (i, j = 1, 2 \text{ e } 3) \quad (4.15)$$

$$|\bar{S}| = \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}}$$

4.3.1.2. Modelo Submalha Dinâmico de Smagorinsky

Neste modelo a constante de Smagorinsky, $C_s(x,t)$, são dinamicamente computados.

Essa abordagem consiste no uso de dois filtros espaciais com diferentes comprimentos, providenciando informações relacionadas com a transferência de energia entre as escalas do movimento resolvidas e modeladas.

Após a introdução de um filtro teste com um comprimento $\langle \bar{\Delta} \rangle$ as equações de conservação, Eq. (4.1), (4.2) e (4.3), os coeficientes dinâmicos, $C_S(x,t)$ podem ser determinados conforme indicado pelas expressões:

$$C_S(x,t) = -\frac{1}{2} \frac{L_{ij} M_{ij}}{M_{ij} M_{ij}} \quad (i,j = 1,2 \text{ e } 3) \quad (4.16)$$

onde:

$$L_{ij} = \langle \bar{v}_i \bar{v}_j \rangle - \langle \bar{v}_i \rangle \langle \bar{v}_j \rangle \quad (i,j = 1,2 \text{ e } 3) \quad (4.17)$$

$$M_{ij} = \langle \bar{\Delta} \rangle^2 \langle |\bar{S}| \rangle \langle \bar{S}_{ij} \rangle - \bar{\Delta}^2 \langle |\bar{S}| \bar{S}_{ij} \rangle \quad (i,j = 1,2 \text{ e } 3) \quad (4.18)$$

$$\langle \bar{S}_{ij} \rangle = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \langle \bar{v}_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle \bar{v}_j \rangle}{\partial x_i} \right) \quad (i,j = 1,2 \text{ e } 3) \quad (4.19)$$

$$|\langle \bar{S} \rangle| = \sqrt{2 \langle \bar{S}_{ij} \rangle \langle \bar{S}_{ij} \rangle} \quad (i,j = 1,2 \text{ e } 3) \quad (4.20)$$

Para as Equações (4.17 – 4.20), $\langle \rangle$ representa as variáveis obtidas na região do filtro teste. Maiores detalhes relacionados à modelagem dinâmica submalha podem ser vistos em (Germano et al., 1978; Silveira Neto, 2002; Lesieur et al., 2005).

4.3. Modelo de Turbulência (k- ω SST)

Para o fechamento do sistema de equações, também foi adotado o modelo de duas equações derivado da formulação k - ω original apresentada por Wilcox (2002). O modelo adotado na formulação, chamado de SST (*Shear Stress Transport*), é amplamente utilizado em problemas de escoamento externo em CFD. Isto se dá em função da robustez matemática e de sua notável característica de combinar os as formulações k - ε e k - ω em escoamentos turbulentos. Esta característica, introduzida por Menter (1993), reformula o modelo com o

acréscimo de uma função ao qual utiliza o modelo $k-\omega$ na região próxima à região de parede do domínio computacional, e altera a formulação para o $k-\varepsilon$ à medida que o escoamento alcança a corrente livre fora da camada limite. Outra alteração do modelo SST em relação ao modelo $k-\omega$ clássico, diz respeito a modificação da definição de viscosidade turbulenta para incluir o transporte da tensão de cisalhamento turbulenta (SST) conforme enunciado por Menter (2003). Desta forma, a viscosidade e a difusividade turbulentas são respectivamente dadas por:

$$\mu_t = \frac{\bar{\rho}\alpha_1 k}{\text{máx}(\alpha_1 \omega, SF_2)} \quad (4.24)$$

No modelo $k-\omega$, é necessário resolver duas equações de transporte adicionais para resolver o problema de fechamento, a equação da energia cinética da turbulência (k) e da taxa de dissipação específica (ω), que são dadas respectivamente por:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{u}_j k)}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \frac{k^{3/2}}{L_T} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial(u_i \omega)}{\partial x_i} = \left(\frac{\alpha}{\mu_T} \right) \tilde{P}_k - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (4.26)$$

onde: k é a energia cinética turbulenta, \tilde{P}_k é uma função limitadora que previne a geração de turbulência em regiões de estagnação, ω é a taxa de dissipação específica, μ_t é viscosidade turbulenta.

4.3.1. Coeficientes para o fechamento do sistema de equações

Para o fechamento das equações, Menter (1993) propõe a utilização de coeficientes semi-empíricos nos cálculos das taxas de dissipação específica e energia cinética turbulenta. Os coeficientes, obtidos através de aproximações de testes em modelos físicos, sugerem os valores apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Valores dos coeficientes do modelo SST.

β	α_1	β_1	σ_k	σ_ω	σ_2	β_2	σ_2	$\sigma_{\omega 2}$
0,09	5/9	3/40	0,85	0,5	0,44	0,0828	1	0,856

Os termos F_1 e F_2 são funções de combinação entre as variáveis e constantes definidas por:

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega_2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \quad (4.27)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (4.28)$$

5. MODELAGEM COMPUTACIONAL

Por conta da eficiência dos softwares de simulação e da crescente expansão das tecnologias eletrônicas, o uso de softwares CFD estão ganhando prestígio no âmbito científico e vem se consolidando de forma respeitável na solução de problemas de engenharia. A praticidade de se construir modelos e avaliar o comportamento de fenômenos físicos dentro de um laboratório virtual, é o que torna a CFD uma ferramenta excepcional na engenharia. Atualmente na indústria, o uso destes softwares é proveitoso na elaboração de diversos tipos de projetos. Estes vão desde testes em pequenos componentes mecânicos, eletrônicos, químicos, até o auxílio da elaboração de projetos de aviação, automobilismo, construção de superestruturas e de exploração espacial (Maliska, 2004; Versteeg e Malalasekera, 2007).

Neste estudo são utilizados o pacote da empresa desenvolvedora de softwares de simulação *ANSYS Workbench 14.0*. Dentre os diversos softwares oferecidos, o *ANSYS Design Modeler*, o *ANSYS Meshing* e o *ANSYS Fluent* foram utilizados para na elaboração e solução do problema. A licença para a utilização do pacote foi concedida pela Universidade Federal do Rio Grande - FURG.

5.1. Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos (MVF) é um dos métodos numéricos utilizados em CFD, e tem como objetivo criar uma solução para um conjunto de equações, substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. Quando uma solução analítica for inviável, é coerente utilizar uma aproximação numérica através de equações diferenciais, que solucionam o problema através da discretização do domínio e solução do conjunto de equações oriundas deste. Este método resulta em uma série de truncamentos e erros, que são, na realidade inerentes ao processo numérico, mas que também são parcialmente corrigidos ao aumentar-se o número de pontos analisados no sistema (Maliska, 2012). O método dos volumes finitos é uma técnica que soluciona um conjunto de equações diferenciais parciais que definem o comportamento de um fluido, chamadas de equações de conservação.

Aplicando-se este método em um sistema, percebe-se que o aumento do número de valores discretos, ou de pontos para análise, aumenta conseqüentemente o número de incógnitas do sistema. Dessa forma, quanto maior o número de incógnitas, maior será o sistema de equações para se solucionar. Costumeiramente, é dito nas áreas de simulação que, para se obter uma solução com uma aproximação mais precisa, necessita-se aumentar o

número de pontos de análise, o que torna o processo cada vez mais oneroso, e por consequência, exige cada vez mais do sistema computacional. A Figura 5.1 ilustra como o MVF trabalha numericamente, transformando um domínio físico em um sistema de equações algébricas que podem ser solucionadas através de integrações de equações diferenciais e posteriormente substituídas pelos valores discretos.

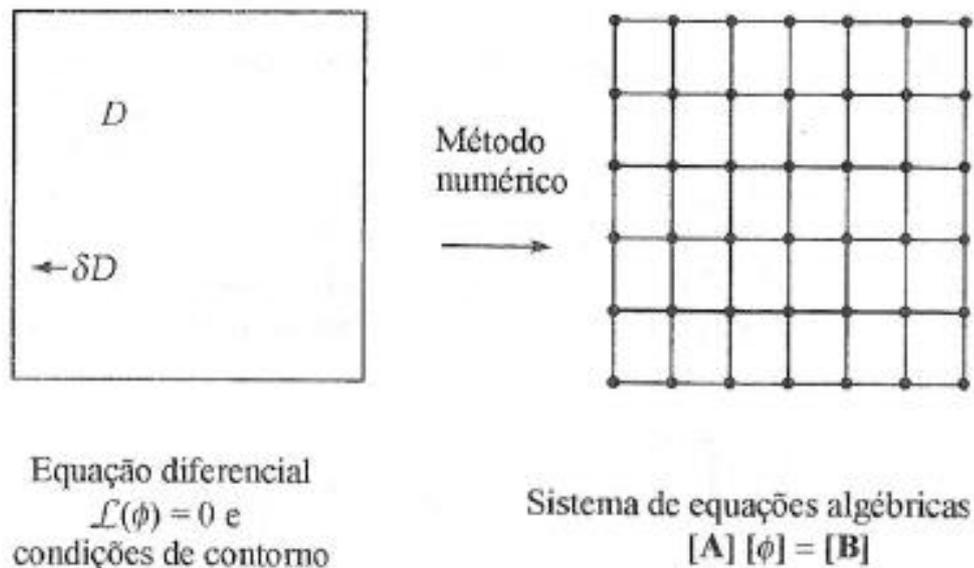


Figura 5.1 – Ilustração da estrutura lógica do MVF (Fonte: Maliska, 2012).

As soluções numéricas encontradas pelos softwares de CFD consistem na resolução de equações diferenciais parciais onde é necessário encontrar o valor de uma variável ϕ em pontos específicos que são distribuídos dentro do domínio computacional. Os pontos onde são armazenadas as variáveis são chamados de elementos de malha, que são oriundos do processo de decomposição do domínio em volumes elementares. O processo numérico se baseia na reposição contínua da solução exata das equações diferenciais em cada uma das células discretizadas. Dessa forma, as equações governantes do problema são convertidas em valores discretos de ϕ , que, por sua vez, são solucionadas através de um sistema de equações algébricas dependente dos valores dos elementos de malha da sua vizinhança. Assim, ao atribuímos as variáveis das equações de conservação à variável discreta ϕ , é possível resolver todas as derivadas parciais que modelam o comportamento de um escoamento (Moukalled *et al*, 2016).

O modelo numérico baseado na reposição da solução da variável ϕ nas equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia para escoamentos podem ser definidas conforme a formulação geral apresentada por Maliska (2004):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\bar{\varphi}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\bar{v}_i\bar{\varphi}) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma^\varphi \frac{\partial\bar{\varphi}}{\partial x_i}\right) + S^\varphi \quad (5.1)$$

onde φ é a propriedade escalar a ser transportada e Γ^φ é o coeficiente de difusão do meio. O termo S^φ é denominado o termo fonte, onde podem ser modelados quaisquer equações oriundas de forças externas ao escoamento. Para que a equação geral (5.1) se torne proficiente na solução das equações de conservação (3.1), (3.2) e (3.3), os coeficientes φ , Γ^φ e S^φ assumem os valores indicados conforme a Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Valores dos coeficientes φ , Γ^φ e S^φ para a solução das equações de conservação.

Equação de Conservação	φ	Γ^φ	S^φ
Massa	1	0	0
Quantidade de movimento	\bar{v}_i	$\{\mu + \mu_T\}$	$-\frac{\partial\bar{P}}{\partial x_i}\delta_{ij} + \bar{B}_i$

Em cada respectiva representação das equações de conservação de massa, e quantidade de movimento, as variáveis φ e S_φ assumem os valores indicados na tabela e são substituídas na Eq. (5.1). As equações de conservação da quantidade de movimento em um domínio bidimensional, são obtidas através de $\varphi = v_1, v_2$ com a aplicação do termo fonte correspondente para cada uma das direções de coordenadas. Através da decomposição do domínio em volumes elementares, é possível integrar-se a equação governante Eq. (5.1) em função do tempo sobre cada elemento, associando uma solução parcial a cada um deles. Desta forma, a Eq. (5.1) se torna:

$$\int_{VC} \left(\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\bar{\varphi}) dt \right) dV + \int_t^{t+\Delta t} \left(\int_A \hat{n} \cdot (\rho\bar{u}\bar{\varphi}) dA \right) dt = \int_t^{t+\Delta t} \left(\int_A \hat{n} \cdot (\Gamma grad \bar{\varphi}) dA \right) dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{VC} \bar{S}_\varphi dV dt \quad (5.2)$$

onde \bar{u} é o vetor do campo de velocidades, \hat{n} é o vetor unitário normal à superfície do volume de controle \forall e dA é a magnitude do elemento de área da superfície de controle.

A Eq. (5.2) é empregada sobre todos os volumes elementares do domínio. De forma a se criar conectividade entre as superfícies adjacentes entre um dado elemento finito e seus vizinhos, a discretização algébrica da Eq. (5.2) é realizada para cada volume de controle, assumindo a forma de:

$$\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} \forall + \sum_f^{N_f} \rho_f u_{i|f} \varphi_f n_{fi} A_f = \sum_f^{N_f} \Gamma_\varphi \left. \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right|_f n_{fi} A_f + S_\varphi \forall \quad (5.3)$$

onde N_f é o número de faces que compõem o volume de controle, φ_f é a variável obtida na face f , $u_{i|f}$ é o campo de velocidades na direção i obtido na face f , A_f é a área da face f e n_{fi} é o vetor unitário normal a face f . A Figura 5.2 ilustra de maneira simplificada este processo através da ilustração de um domínio discretizado com alguns elementos de malha interligados através do sistema de equações regidos pelas Eq. (5.1), (5.2) e (5.3).

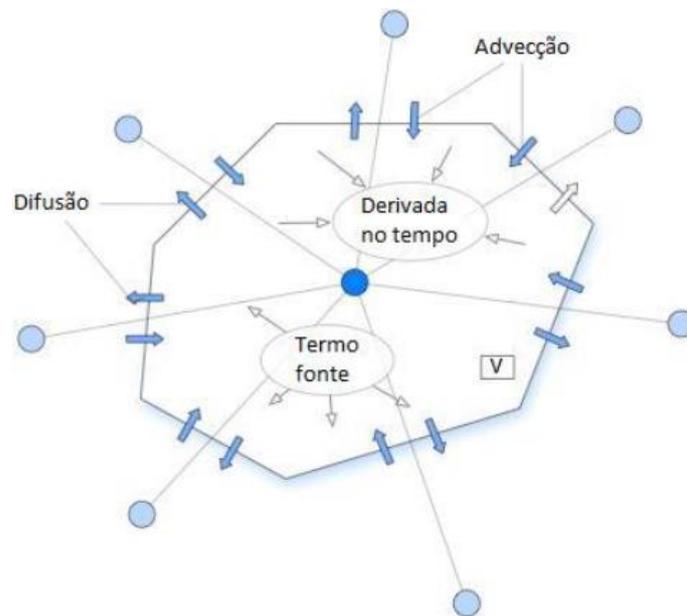


Figura 5.2 – Conectividade dos termos das equações de conservação (Fonte: adaptado de Moukalled *et al.*, 2016).

A implementação destes modelos de forma analítica é praticamente inviável em termos práticos, o que justifica a utilização de métodos numéricos e a necessidade de softwares CFD na resolução destes conjuntos de equações. A resolução destes modelos é feita através da implementação de múltiplos processos numéricos. A criação de conectividade entre os elementos discretos é fonte de diversas complicações algébricas na solução de problemas utilizando MVF. Estes procedimentos numéricos compõem um campo de estudos complexo e

completamente distinto do que vem sendo tratado neste texto, não sendo exatamente, o alvo do estudo apresentado neste trabalho.

Desta forma, uma abordagem detalhada destes procedimentos não será realizada neste trabalho, limitando-se apenas aos conceitos mais básicos do processo para fins de contextualização da metodologia empregada no estudo. Para um maior esclarecimento dos métodos e termos apresentados neste capítulo, recomenda-se um estudo de maior profundidade ao tema por meio da literatura, com enfoque especial aos trabalhos de: Maliska (2004), Patankar (1980), Versteeg e Malalasekera (2007) e Moukalled *et al.* (2016).

5.2. Parâmetros Utilizados nas Simulações

Para a resolução do problema, assumiu-se como hipóteses simplificativas um escoamento de água em regime turbulento e com propriedades termofísicas constantes. Os valores utilizados nestas atribuições foram configurados pelos padrões do ANSYS Fluent e são exibidos na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Propriedades termofísicas do problema.

Propriedade	Valor Empregado
Fluido	Água
Massa específica	998,2 kg.m ⁻³
Viscosidade	1,002 kPa.s ⁻¹
Temperatura	300 K

Tendo em vista as considerações feitas até então, o *solver* mais adequado a se empregar na resolução do problema foi o *pressure-based*. As equações de conservação serão resolvidas por termos temporais no caso da simulação RANS e através de discretização de filtros espaciais no caso LES. As equações diferenciais e parciais serão discretizadas através do método implícito, utilizando termos temporais discretizados de segunda ordem. Estes processos são feitos através de dois algoritmos diferentes. Um deles utiliza o método de equações segregadas para a resolução das equações de continuidade e quantidade de movimento, onde as equações são resolvidas sequencialmente, e de maneira independente. O segundo algoritmo utiliza o método de equações acopladas para o mesmo fim. Em geral, o algoritmo que utiliza o método de equações acopladas obtém resultados convergentes em

intervalos de tempos muito inferiores em relação ao algoritmo de equações segregadas, contudo, usa significativamente mais recursos computacionais.

As simulações foram configuradas com a função de interpolação dos termos discretizados *PRESTO!* para as pressões e função *Upwind* de segunda ordem para os termos advectivos das equações de quantidade de movimento, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação turbulenta. O algoritmo de acoplamento para a solução segregada das equações de pressão-velocidade, empregado foi o *SIMPLEC*, por apresentar taxas de convergência melhores em escoamentos com altos gradientes de pressão segundo a ANSYS Inc. *User's guide* (2009). Uma importante configuração da simulação diz respeito ao regime transiente de escoamento no problema. Em todas as simulações foram empregadas condições de escoamento em regime transiente, onde há variação dos campos de pressões e velocidades no tempo. Por se tratar de um fenômeno físico que lida com fortes gradientes de pressão e gera regiões de turbulência intensa, a abordagem transiente do problema foi considerada mais adequada. Considerando as mudanças do regime do escoamento ao longo do domínio, este dificilmente atingiria o regime permanente de maneira estável, sendo então, improvável que uma análise de regime permanente trouxesse resultados congruentes.

Para as séries T4 e subsequentes, foi empregado o modelo $k-\omega$ SST conforme recomendação descrita nos estudos de Seo *et al.* (2017). Dentre as variações do modelo de turbulência $k-\omega$, o SST apresenta uma série de fatores de correção para escoamentos de baixo número de Reynolds (o modelo apresenta um comportamento instável em escoamentos de baixa velocidade). A desvantagem em relação ao $k-\omega$ é o fato do modelo utilizar um conjunto de equações não lineares, o que dificulta a convergência global da simulação. Esta configuração é de extrema importância para o estudo, pelo fato de que são justamente as forças viscosas dos escoamentos sobre paredes curvilíneas que dão início ao efeito Coanda. O correto emprego deste modelo pode aproximar os resultados numéricos do fenômeno físico real. A validação dos estudos publicados por Seo *et al.* (2017) para o modelo $k-\omega$ SST apontam soluções consistentes do ponto de vista físico quando aplicados em escoamentos com efeito Coanda, e esta premissa será adotada para as simulações neste estudo. A modelagem matemática do modelo de viscosidade $k-\omega$ foi previamente apresentada no capítulo 4, sendo omitidos mais detalhes nesta seção.

Por terem sido realizadas simulações diferentes, com modelos numéricos e construção de malha distintos, os tempos de simulação variaram consideravelmente entre um modelo e outro. A Tabela 5.3 apresenta informações acerca do esclarecimento dos modelos de

turbulência, malha empregada e o tempo de simulação decorrido para o resolver cada uma das séries.

Tabela 5.3 – Características de simulação empregadas em cada série de simulações.

Série	Modelo de Turbulência	Δt (s)	Tempo Total de Simulação ($t = 6s$)
T1	k- ε	10^{-3}	---
T2	k- ω SST	10^{-3}	96 h
T3	LES	10^{-4}	600 h
T4	k- ω SST	10^{-3}	408 h
T5	k- ω SST	10^{-3}	305 h
T6	k- ω SST	10^{-3}	260 h
T7	k- ω SST	10^{-3}	260 h
T8	k- ω SST	10^{-3}	260 h

O tempo de simulação apresentado na tabela diz respeito ao tempo médio de simulação do último modelo correspondente à sua série, uma vez que em alguns casos foram simulados mais de uma vez. O tempo físico de simulação foi de $t = 6s$, com passos de tempo (Δt) distintos. O modelo LES necessita de valores de passo de tempo ligeiramente menores do que os modelos RANS, em função da formulação teórica mais sensível aos fenômenos temporais modelados para as pequenas escalas. Por este motivo, para as simulações LES foram utilizados Δt de 0,1 milésimo de segundo, valor 10 vezes inferior ao utilizado para o restante das simulações. Os valores de Δt empregado nas simulações podem também ser visualizados na Tabela 5.3.

As simulações foram realizadas usando-se computadores com processador hexa-core Intel core i7 5820K de 3,3 GHz e com 16GB de memória RAM, configurados para utilizar 6 núcleos com a paralelização padrão do ANSYS Fluent. O tempo de processamento aproximado para as simulações variou devido à complexidade de cada modelo conforme indicado na Tabela 5.2.

5.2.1. Limitações do modelo numérico

Grande parte do trabalho de simulação numérica consiste na escolha de um bom modelo numérico por parte do especialista CAE (*computer aided engineering*). A escolha deste modelo depende de diversas variáveis que devem atender as demandas do projeto e comportar os requisitos de tempo e maquinário necessário para se realizar as simulações. Modelos muito robustos, podem descrever com grande precisão o comportamento de escoamentos fluidos, mas podem consumir recursos computacionais excessivamente altos. Como em qualquer projeto, o trabalho desenvolvido aqui também teve a necessidade de tomar o cuidado de se definirem modelos numéricos estáveis. Um modelo que fosse condizente com o escopo da proposta, mas que não tornasse o uso dos recursos impróprios para resolução do estudo.

O modelo adotado foi considerado competente para a realização das simulações executadas neste trabalho. Entretanto, o autor é consciente de que a implementação de algumas das hipóteses simplificativas acarreta erros e resultados discordantes com a fenomenologia de escoamentos físicos. A decisão de se adotar um modelo bidimensional com escoamento incompressíveis e monofásico, por exemplo, é um limitante do modelo numérico. Esta decisão implica em uma descrição simplificada de fenômenos físicos complexos, que podem vir a ter influência sobre os resultados. Fenômenos como a cavitação nas regiões de intensos gradientes de pressão, não serão corretamente representados nas simulações devido a carência de um modelo de compressibilidade e de se admitir regimes multifásicos. Uma descrição mais minuciosa do escoamento, com representação exata da geração de vórtices e fenômenos de dissipação de energia turbulenta em pequenas e grandes escalas, também será negligenciada devido a adoção de um modelo bidimensional. Estes fenômenos são descritos na literatura como inerentemente tridimensionais, logo, o regime bidimensional pode levar a erros e dificuldade de convergência das soluções.

Estas hipóteses, entretanto, foram irremediavelmente adotadas por motivos de simplificação do modelo. Por se tratar de um estudo preliminar, em torno de escoamentos turbulentos sob o fenômeno do efeito Coanda, não foi considerado de grande urgência a utilização de modelos extremamente robustos. O escopo deste estudo visa elaborar e construir uma recomendação teórica para um dispositivo hipotético. Nestes termos, é perfeitamente aceitável que o modelo adotado não atenda uma descrição universal de fenômenos físicos de grande complexidade. Para fins de uma análise de viabilidade do modelo, o autor considerou o teor destas simplificações satisfatórias.

5.3. Verificação do Modelo Numérico

Para assegurar maior credibilidade dos resultados das simulações realizadas no desenvolvimento do estudo, um modelo de verificação foi elaborado para aferir os resultados numéricos do modelo. No caso de verificação, são comparados os valores de uma propriedade do escoamento de um dispositivo de deflexão por efeito Coanda. Esta classe de dispositivo é encontrada na literatura sob o título de H.O.M.E.R. (*High-Speed Orienting Momentum with Enhanced Reversibility*), e é alvo de diversos estudos no campo de simulações numéricas.

O princípio de funcionamento destes dispositivos, tal como no estudo apresentado aqui, é o efeito Coanda. Desta forma, a verificação de um caso de estudo que utilize o mesmo princípio físico em uma situação mais bem consolidada na literatura, incorpora credibilidade aos resultados obtidos pelo modelo numérico. A Figura 5.3 ilustra o esquema do domínio recriado para o modelo de verificação, com dimensões e geometrias idênticas as adotadas pelos autores Trancossi e Dumas (2011) em sua publicação sobre o tema.

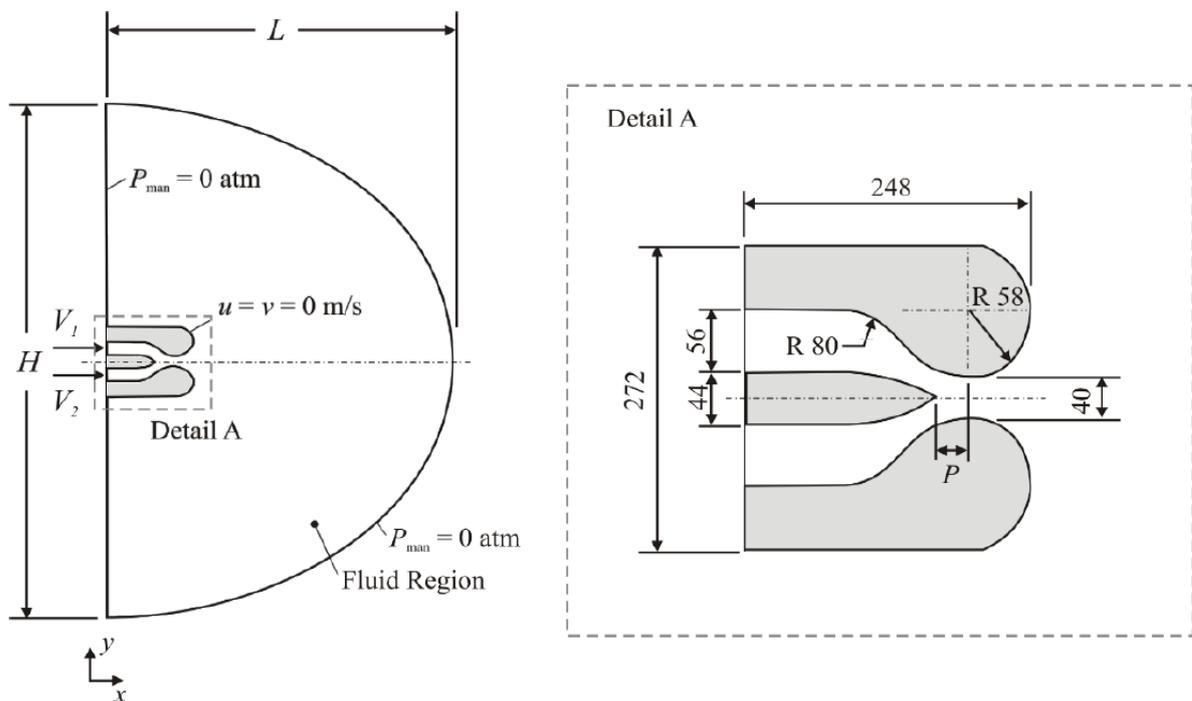


Figura 5.3 – Detalhe do domínio gerado para a verificação do problema (dimensões em mm).

As entradas do domínio estão indicadas na Fig. 5.3 através das variáveis V_1 e V_2 , que representam as condições de contorno de velocidades prescritas inicialmente impostas ao fluido injetado nestas entradas. Nas demais superfícies do domínio, são impostas condições de contorno de pressão atmosférica, com exceção das superfícies convexas indicadas no detalhe A da Fig 5.3. Estas superfícies representam a superfície sólida, onde portanto são impostas as

condições de não deslizamento e impermeabilidade. No trabalho de Trancossi e Dumas (2011) seis casos foram simulados onde o principal parâmetro do escoamento estudado foram os ângulos de deflexão (α) no bocal de saída do equipamento. A única variável alterada, associada à mudança do ângulo de deflexão α entre os diferentes casos, eram as razões de vazão mássica (m^*) de ar injetadas nas duas entradas do sistema. Com o objetivo de manter-se fiel ao estudo de caso apresentado por Trancossi e Dumas (2011), o modelo de verificação assumiu o mesmo valor total de vazão mássica de $m^* = 8$. Assim, a única propriedade que varia no sistema é a razão entre as porções de fluido sendo injetados alternadamente nas entradas 1 e 2. A razão entre as vazões são definidas por:

$$m^* = \frac{\dot{m}_1 - \dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (5.1)$$

onde as vazões mássicas \dot{m}_1 e \dot{m}_2 são, respectivamente, as vazões de massa de fluido impostas em cada uma das duas entradas do sistema.

O modelo físico adotado constitui um problema em regime permanente, incompressível, com escoamento turbulento e analisado através de uma construção bidimensional de um dispositivo HOMER imerso em um fluido de trabalho a pressão atmosférica. O fluido de trabalho utilizado por Trancossi e Dumas (2011), e, portanto, também no modelo de verificação, foi o ar à temperatura de 300 K. O ângulo de deflexão α , adotado como parâmetro de verificação, é calculado diretamente através do ângulo de deflexão do fluido na saída no bocal HOMER em relação ao eixo x do plano. Para o fechamento das equações constitutivas das equações temporais médias, o modelo de turbulência $k-\omega$ SST foi utilizado.

Referente a discretização geométrica do domínio computacional, o modelo foi criado a partir de uma malha independente composta por 40.000 volumes, divididos em volumes triangulares e retangulares distribuídos conforme a região de interesse do estudo. Como apresentado na Fig. 5.4, pode-se notar no detalhe da figura a distribuição de volumes próximos à região da superfície do dispositivo HOMER. Nota-se também, que próximo a região das paredes, foram criadas camadas retangulares de elementos de malha. Esta técnica largamente adotada em problemas de CFD, é um método de refinamento de malha que tem como objetivo melhor capturar e descrever os fenômenos físicos do escoamento em regiões próximas a camada limite, devido a condição de não-deslizamento imposta pela interface sólido-fluido.

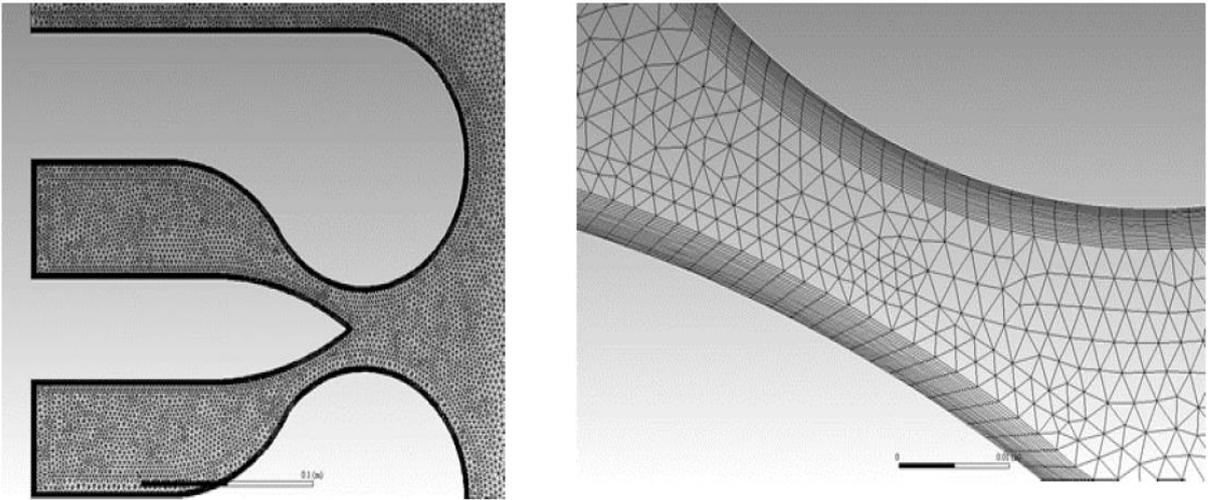


Figura 5.4 – Discretização espacial do dispositivo HOMER utilizado no modelo de verificação.

5.4. Simulação LES 2D no ANSYS Fluent

O ANSYS Fluent é capaz de modelar solução numéricas de viscosidade turbulenta através do uso do modelo LES-2D. Esta ferramenta normalmente não pode ser acessada para problemas bidimensionais. Entretanto o software permite que usuários possam implementar este modelo através de um comando direto no console TUI (acrônimo do inglês para: *Text User Interface*).

O Apêndice A, ao final deste texto resume de forma sucinta o procedimento para se obter o acesso desta ferramenta dentro do ANSYS Fluent. Para maiores informações, o leitor poderá consultar o manual oficial do software, ANSYS Inc. *Documentation Manual* (ANSYS, 2007).

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão abordadas discussões técnicas em torno dos resultados obtidos pelas simulações do protótipo da unidade de propulsão PMEC. Primeiramente são apresentadas as malhas construídas para a simulação dos modelos e os resultados do caso de verificação estudado e posteriormente são apresentados os resultados para o modelo desenvolvido em diferentes subseções, cada uma investigando discretização empregada, comparação LES e RANS, dimensionamento dos bocais de injeção e cálculos de potência do sistema.

6.1. Resultado da Verificação

A Figura 6.1 mostra a comparação entre os ângulos de deflexão do jato (α), como funções das taxas de vazão mássica em termos adimensionais (m^*) obtido através da comparação entre os resultados do modelo criado pelo autor e aqueles apresentados por Trancossi e Dumas (2011) para o bocal HOMER.

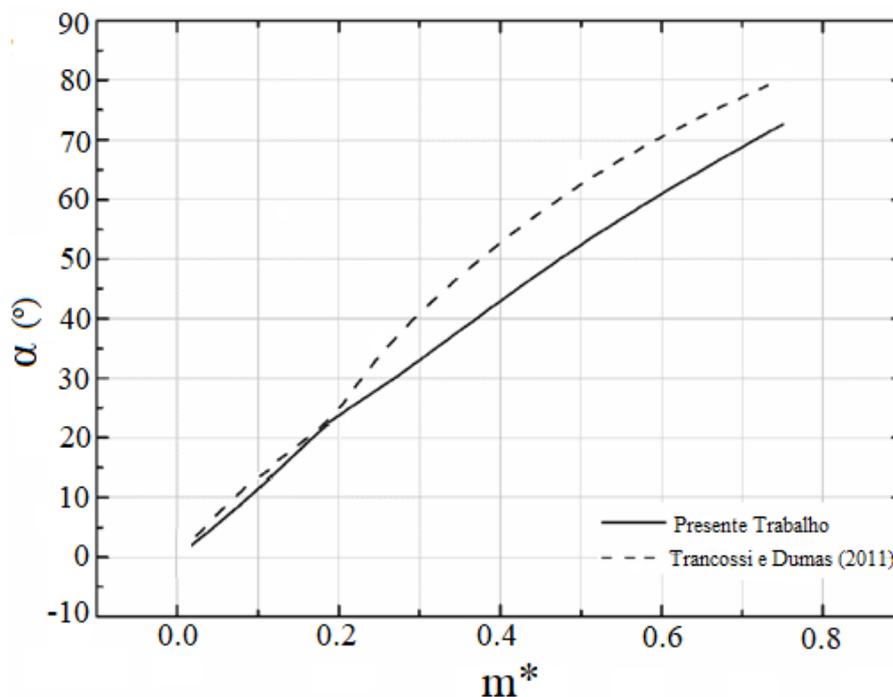


Figura 6.1 – Resultado comparativo entre os ângulos de deflexão obtidos no trabalho atual (Adaptado de Trancossi e Dumas, 2011).

A Figura 6.1 demonstra que há uma boa concordância entre os resultados obtidos com o presente modelo e os resultados preditos na literatura. No comparativo, é possível observar uma propensão bastante semelhante entre o comportamento das curvas, o que ratifica a

utilização do modelo numérico, geométrico e construção de malha adotada no presente trabalho. Por outro lado, nota-se que os ângulos de deflexão do modelo simulado, possuem algumas discrepâncias em relação ao caso de verificação. As diferenças encontradas entre os resultados eram antevistas, e podem ser atribuídas às dificuldades de reprodução exata da geometria adotada na confecção do domínio computacional proposto por Trancossi e Dumas (2011), uma vez que alguns parâmetros da geometria não são completamente especificados.

Apesar das diferenças encontradas entre as soluções das duas metodologias, os modelos empregados neste trabalho podem ser considerados verificados para recomendações de novos estudos teóricos envolvendo escoamentos turbulentos em bocais com efeito Coanda. A Figura 6.2 é introduzida para mostrar os campos de velocidades defletidos para diferentes magnitudes de m^* . Através da figura, é possível compreender como o escoamento é defletido (α) dentro do domínio computacional e perceber como a alteração do parâmetro m^* afeta o ângulo de deflexão dos jatos na saída do equipamento.

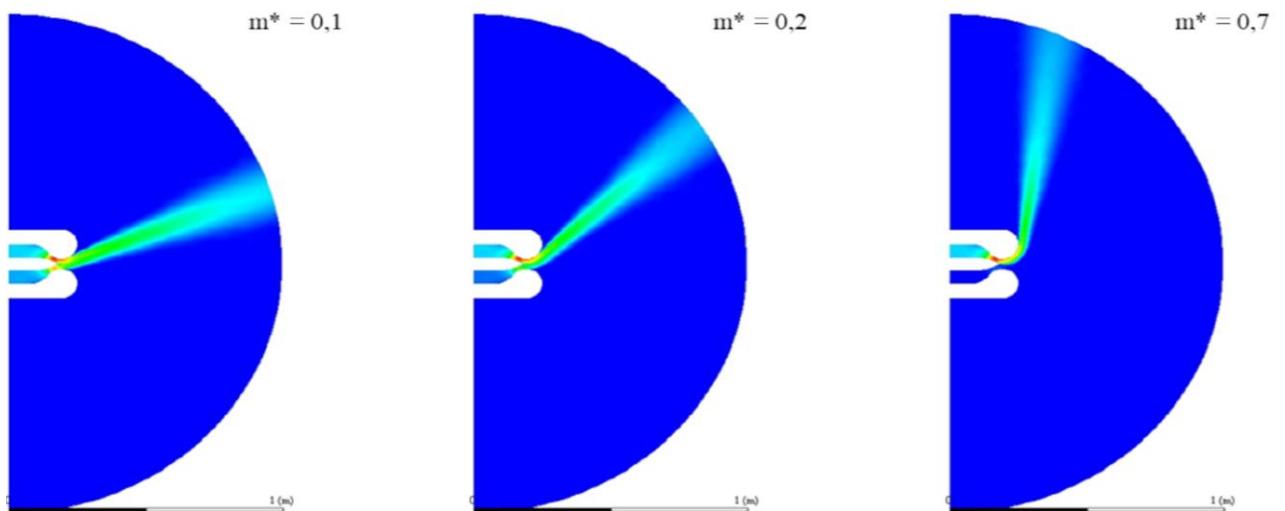


Figura 6.2 – Campos de velocidades exibindo diferentes ângulos de deflexão em um dispositivo H.O.M.E.R.

Desta forma, podemos concluir que o modelo empregado pode ser considerado verificado. A boa concordância do estudo de verificação do modelo, inspira uma forte recomendação desta metodologia em futuros estudos teóricas de escoamentos turbulentos sobre superfícies de Coanda.

6.2. Construção da Malha

A construção e geração do domínio e da malha computacional foram feitos através dos softwares disponibilizados no pacote ANSYS Workbench 14.1. Para a construção do modelo CAD fora utilizado o ANSYS Design Modeler, para a geração de malha o software ANSYS Meshing. Como mencionado no capítulo 3, a geometria final adotada para as simulações fora alterada progressivamente ao longo do projeto. Conseqüentemente, a geração de estruturas de malhas mais robustas teve de ser implementada a cada um dos novos modelos desenvolvidos.

O processo de criação da malha foi uma etapa de grande importância para o projeto e indicou significativas melhoras nos resultados das simulações. Inicialmente, na construção dos modelos da série T1 (Tab. 3.1), foi empregada uma malha triangular com refinamento na região dos bocais de injeção. Contudo, a malha empregada não teve uma discretização por regiões, sendo uma construção mais grosseira, acarretando a taxa de convergência baixa e até mesmo impraticável desta série. A elaboração da série T2 trouxe grande melhoria com a geração de estruturas específicas para regiões diferentes do domínio. Esta técnica permitiu uma grande evolução no tempo de simulação sem que se diminuíssem demasiadamente o número de elementos. As melhorias entre um modelo e outro foram progressivas, utilizando uma composição de malha mista com elementos triangulares e retangulares em regiões de malha estruturada adjacentes a regiões desestruturadas.

A série T2 utilizou estrutura de malha mista entre elementos triangulares mais grosseiros, nas regiões onde os gradientes de velocidade eram mais brandos, e retangulares com bom grau de refinamento nas regiões com gradientes mais intensos. Uma ilustração desta configuração pode ser vista através da Fig. 6.3. Os modelos T2.5, T2.6 e T2.7 tiveram a adição de uma zona de refinamento na região interna das paredes do dispositivo o que aumentou consideravelmente o número de elementos de malha do sistema, mas melhorou as taxas de convergência da solução. Esta nova região de refino, composta por uma malha estruturada retangular, foi criada para que os gradientes de pressão pudessem ser melhor representados nas regiões de paredes. Esta decisão indicou que o uso de uma malha triangular não-estruturada nas regiões próximas a superfície de Coanda, estaria subestimando os campos de pressões e de velocidades do modelo computacional.

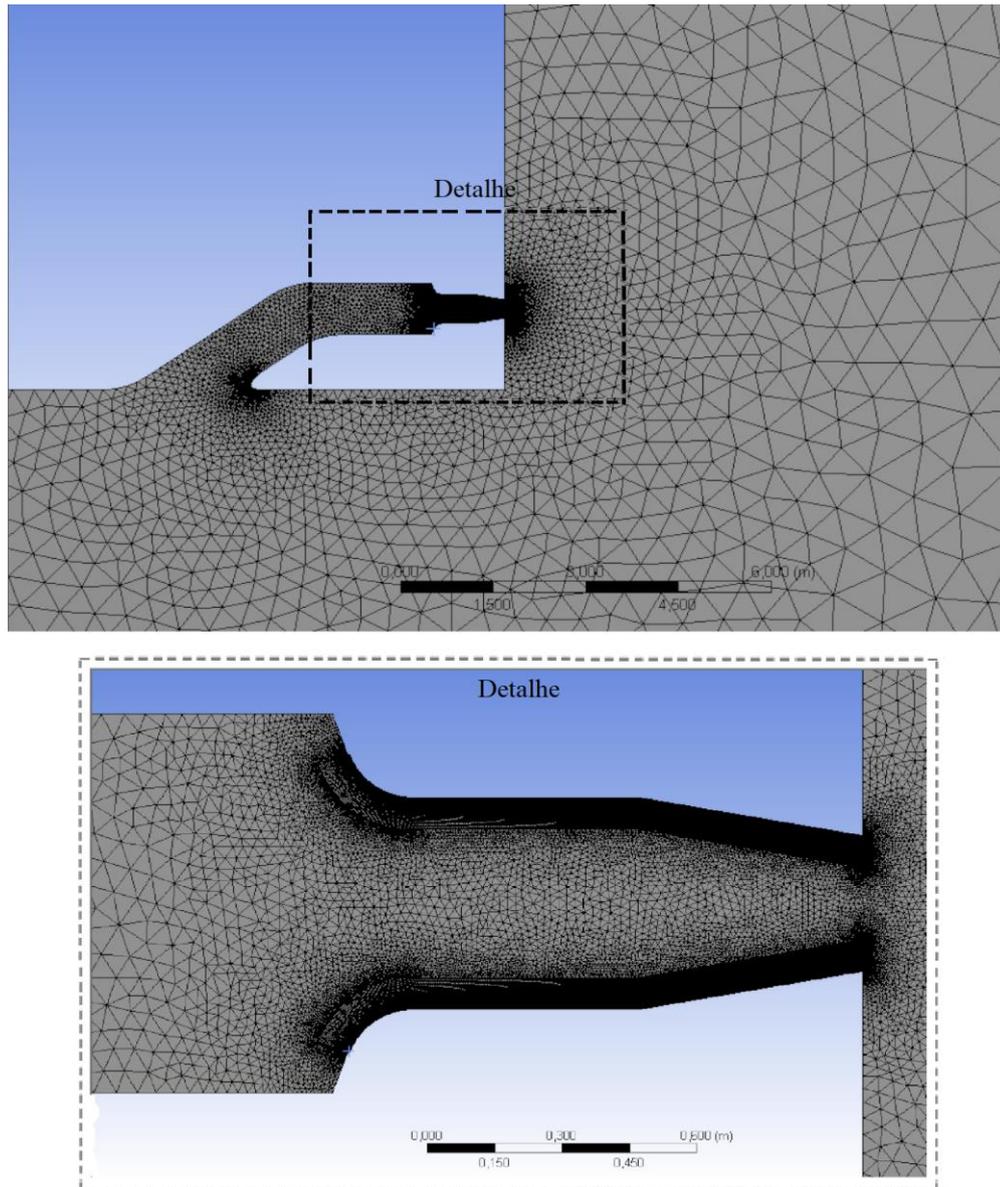


Figura 6.3 – Discretização do domínio da série T2.4.

Nota-se a existência de uma diferença geométrica entre os modelos apresentados nas Fig. 6.3 e 6.4. Nesta altura do desenvolvimento do projeto, a ideia da utilização de bocais convergentes foi descontinuada. A implementação desta geometria acarretaria a avaliação de uma variável extra, o ângulo de estreitamento do bocal (α_b). A adição desta variável foi negligenciada neste estudo para fins de simplificação. No detalhe da Fig. 6.4, observa-se que a criação de uma região de malha estruturada no interior na zona de geração, o que acarretou grande acréscimo no número de elementos. Esta decisão se justificou pela necessidade do modelo em reproduzir corretamente a influência do efeito Coanda nesta região. A adição desta região se mostrou proveitosa, o que levou a decisão de implementá-la nos modelos subsequentes. Entretanto, nota-se que a conectividade dos elementos entre as regiões de

malha estruturada e não-estruturada ainda era precária. Os altos índices de assimetria entre os elementos na região da interface entre uma região e outra, resultaram em uma má taxa de convergência e geração de soluções incoerentes.

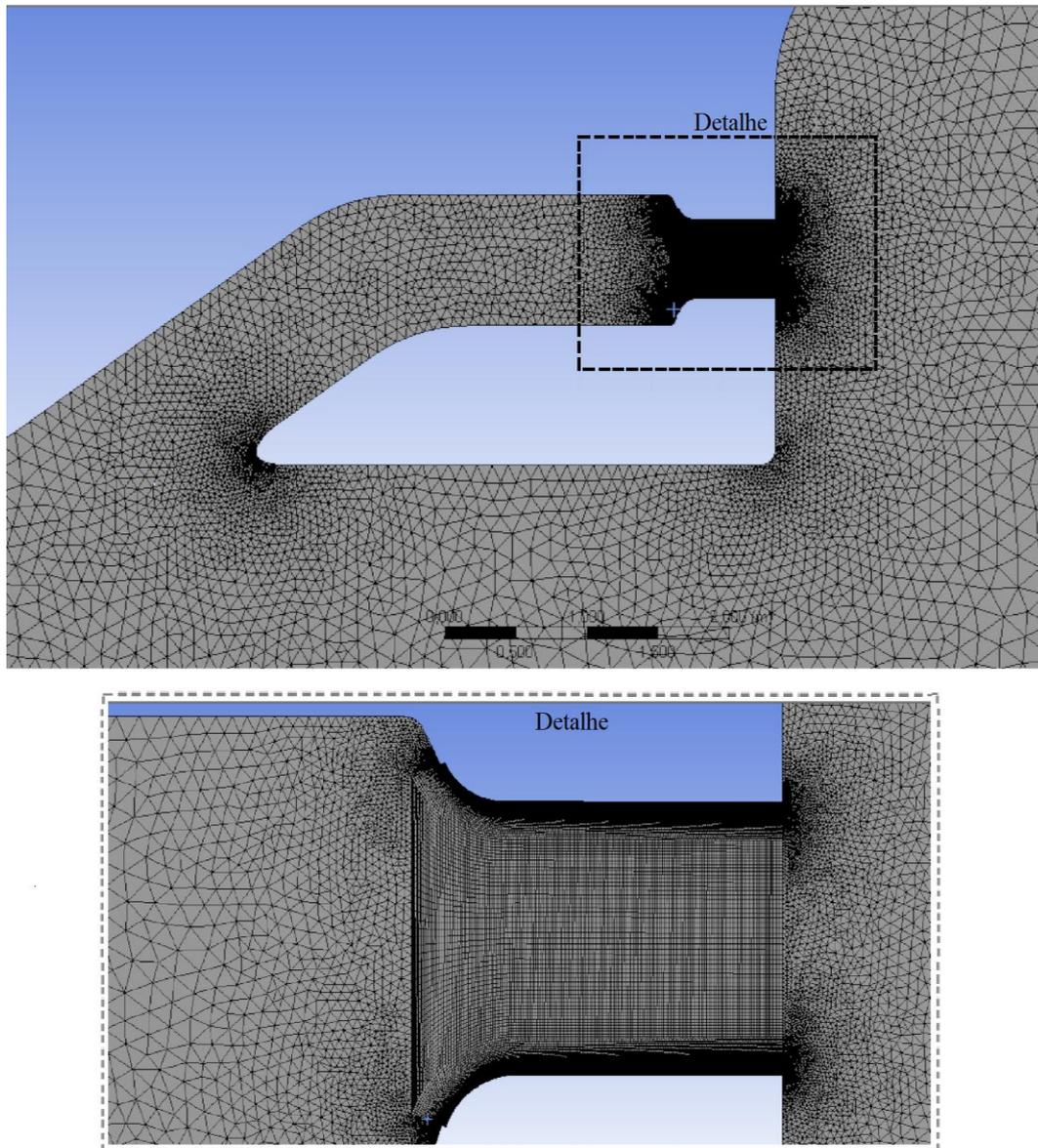


Figura 6.4 – Geometria e estrutura da malha empregada nas séries T2.5 e posteriores.

Posteriormente, com a implementação da metodologia LES nas simulações da série T3, houve a necessidade de se elaborar um domínio com grau de refinamento maior ainda, uma vez que o modelo de turbulência LES é intrinsecamente dependente deste fator. Com a prática obtida na construção dos modelos das séries T1 e T2, a nova série foi elaborada com a utilização de todas as técnicas que obtiveram resultados positivos até então. O novo domínio foi dividido em cinco regiões de construção, onde foram empregadas zonas de malha

estruturada com alinhamento da malha com as superfícies do escoamento nas regiões de geração de camada limite. O restante do domínio foi preenchido com elementos triangulares, conforme se distanciavam da zona de geração. A utilização de malhas com estruturas mistas destes elementos retangulares e triangulares, também se provou eficiente na solução destes escoamentos e foi implementada nos modelos seguintes. A Figura 6.5 exibe a geometria e estrutura de malha utilizada na série T3. No detalhe da figura é possível identificar que a região de refinamento próximos às paredes foi significativamente ampliada para que pudessem ser atingidos valores de y^+ menores. Com este nível de refinamento foi possível assegurar a competência do modelo quanto às soluções.

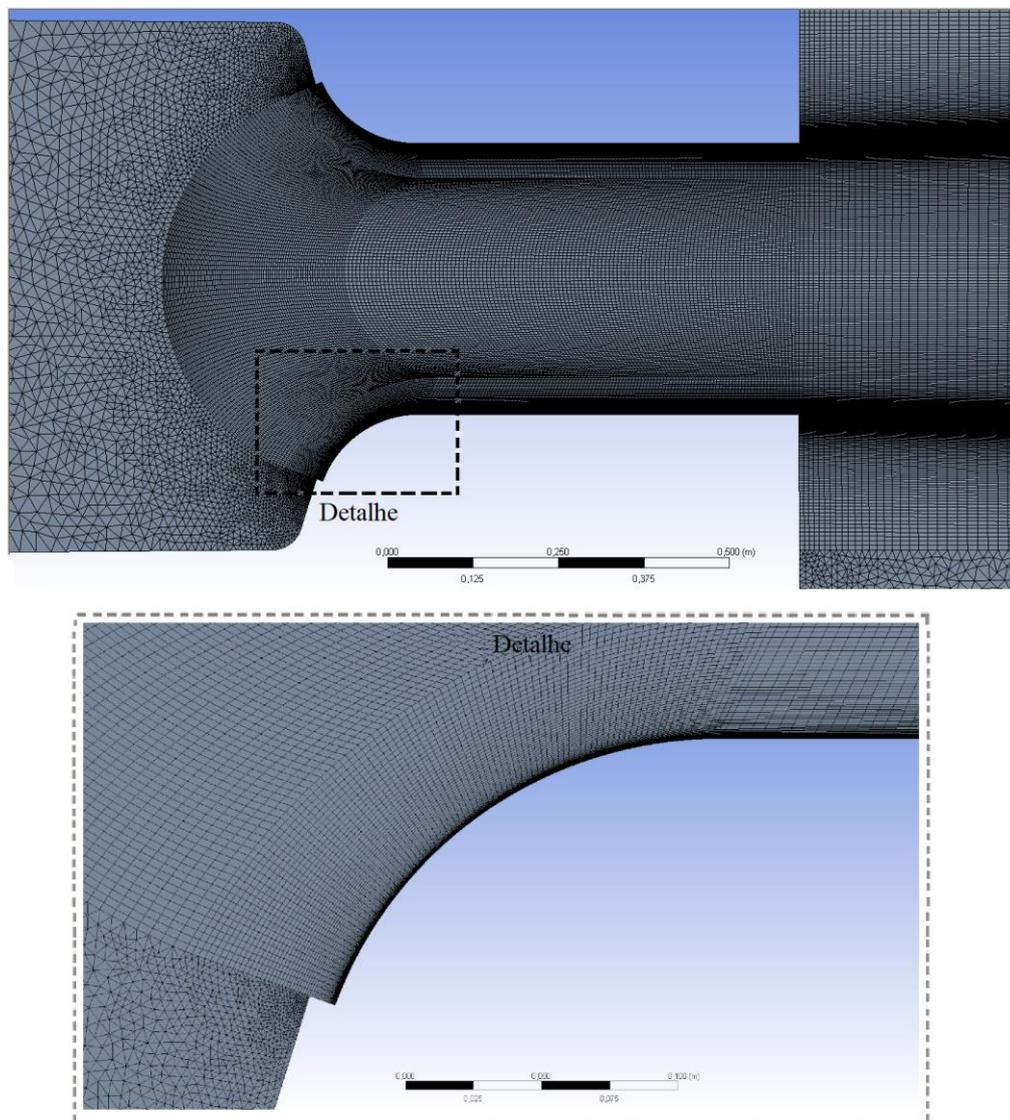


Figura 6.5 – Estrutura da geometria e da malha empregada na série T3.2.

Uma série de outras pequenas correções foram implementadas nesta série, o que acabou originando um segundo modelo T3.2. Entre estas correções, foi realizada a criação de uma região em forma de semi-círculo na região de geração do propulsor para solucionar o problema da assimetria entre os elementos nesta região (vide Fig. 6.4). Uma nova região também acrescentada neste modelo foi uma zona de malha estruturada na área de extensão do bocal de saída do dispositivo. Alguns resultados estavam apontando distorções incomuns nos campos de velocidade nesta região, e, portanto, foi necessária uma modificação na malha para capturar melhor os fenômenos do jato de água ao ser expelido pelo bocal.

O grau de refino deste modelo comprovou-se eficiente na simulação do modelo LES e foi adotado para os modelos elaborados posteriormente. A utilização do método RANS, entretanto, estima os gradientes de pressão e velocidade do escoamento através de uma aproximação média dos valores das células nestas regiões. Isto permitiu que para os modelos seguintes, uma ligeira diminuição do número de elementos nessas regiões fosse realizada para diminuir o custo computacional das simulações. As séries seguintes utilizaram como base a estrutura da malha apresentada na Fig. 6.5, ainda que um pouco mais grosseiras, obtiveram soluções muito consistentes e com boas taxas de convergência.

Em função destas alterações na discretização do domínio, o número de elementos de malha oscilou de forma expressiva em alguns modelos. A Tabela 5.3, mencionada anteriormente, ilustra com clareza o impacto que estas alterações trouxeram às simulações. A criação de novas regiões e seu refinamento, torna o modelo mais consistente quanto a sua solução, mas apresenta considerável custo computacional para a simulação numérica. Os tempos de simulação oscilaram entre 10 e 25 dias, devido a estas alterações e o número de elementos de malha quase atingiram a marca de 500 mil elementos no caso mais crítico (T3.2). Estes valores são justificáveis devido a inovação da proposta do estudo, uma vez em que não existem recomendações sobre a elaboração deste tipo de problema na literatura. Para modelos futuros, é desejável a utilização de malhas menos complexas, principalmente tratando-se de simulações em domínios bidimensionais.

6.3. Avaliação da Malha Empregada Através da Definição de y^+ na Região da Camada Limite

Neste trabalho, julgou-se que realização do teste de independência de malha, apesar de ser uma boa prática em trabalhos envolvendo simulação numérica, seria demasiadamente custoso em função da complexidade do modelo computacional. Assim, decidiu-se dar maior

ênfase a discretização no entorno das superfícies, que devem ser suficientemente refinadas para captar a camada limite turbulenta nessas regiões. Na apresentação das séries do protótipo P MEC, foi comentada sobre as dificuldades de criar e ajustar progressivamente o modelo até a obtenção de um modelo convergente nas simulações. As constantes modificações no projeto acabaram limitando o tempo hábil para o desenvolvimento de um estudo de independência de malha específico para o modelo numérico desenvolvido.

Adicionalmente, justifica-se a ausência do teste pela realização de simulações utilizando o modelo LES (discutido na seção 4.2). O LES é um modelo dependente da resolução de malha utilizada, uma vez que o filtro espacial é proporcional a dimensão da malha, principalmente nas regiões de parede. Por adotar uma estratégia matemática que modela as grandes e as pequenas escalas de um escoamento, o modelo LES não é diretamente verificável através de testes de independência de malha. Ao invés disso, para garantir que os resultados obtidos sejam adequados, calculou-se a distância adimensional (y^+). Se a magnitude for suficientemente baixa ($y^+ < 30$) considera-se que o perfil de velocidades na camada limite e o atrito estão sendo adequadamente representados na região da parede (vide Fig. 3.6). Para o caso simulado na série do protótipo P MEC T3, obteve-se os valores de y^+ como indicado na Fig. 6.6.

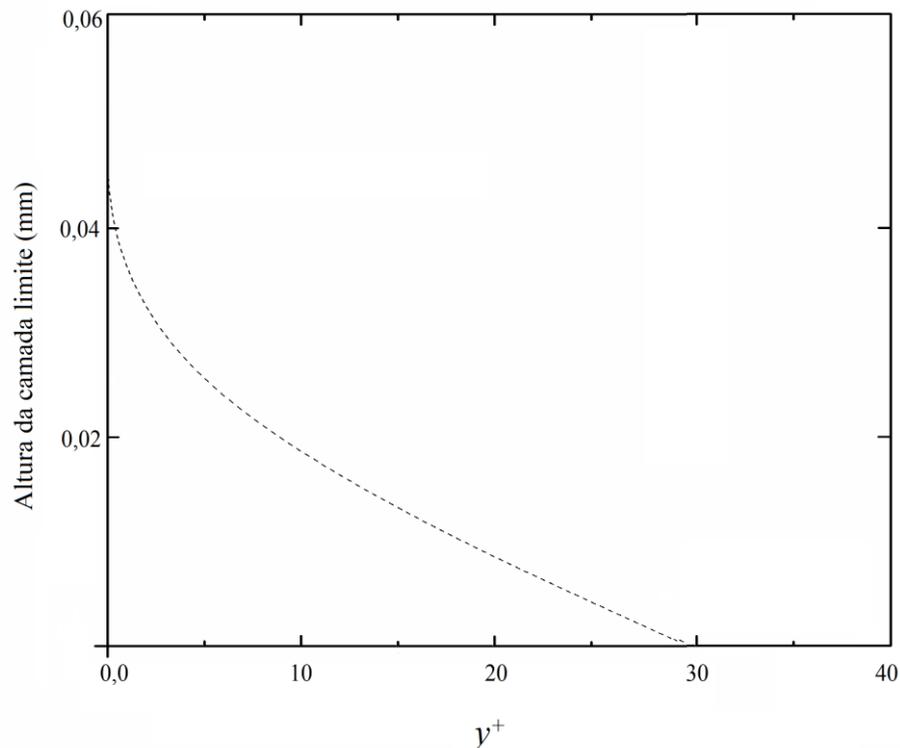


Figura 6.6 – Valores de y^+ próximos a região da superfície de Coanda.

Valores ainda menores do coeficiente seriam desejáveis, ainda que acarretassem um acréscimo considerável no número de elementos de malha. Para o propósito deste estudo, o valor máximo $y^+ = 30$ na parede, foi considerado satisfatório, uma vez que está muito próximo da janela de valores ideais recomendadas na literatura (Wilcox, 2002; Pope, 2008). Os valores de y^+ calculados, foram plotados através do auxílio de linhas de monitoramento criadas ao longo da superfície da zona de geração. As linhas de monitoramento utilizadas para a obtenção dos dados, foram criadas ao longo de toda região de formação de camada limite, conforme mencionado na Fig. 3.6 no capítulo de descrição do problema. Para uma melhor compreensão dos resultados, a Fig. 6.7 apresentada campos da variável y^+ na zona de geração.

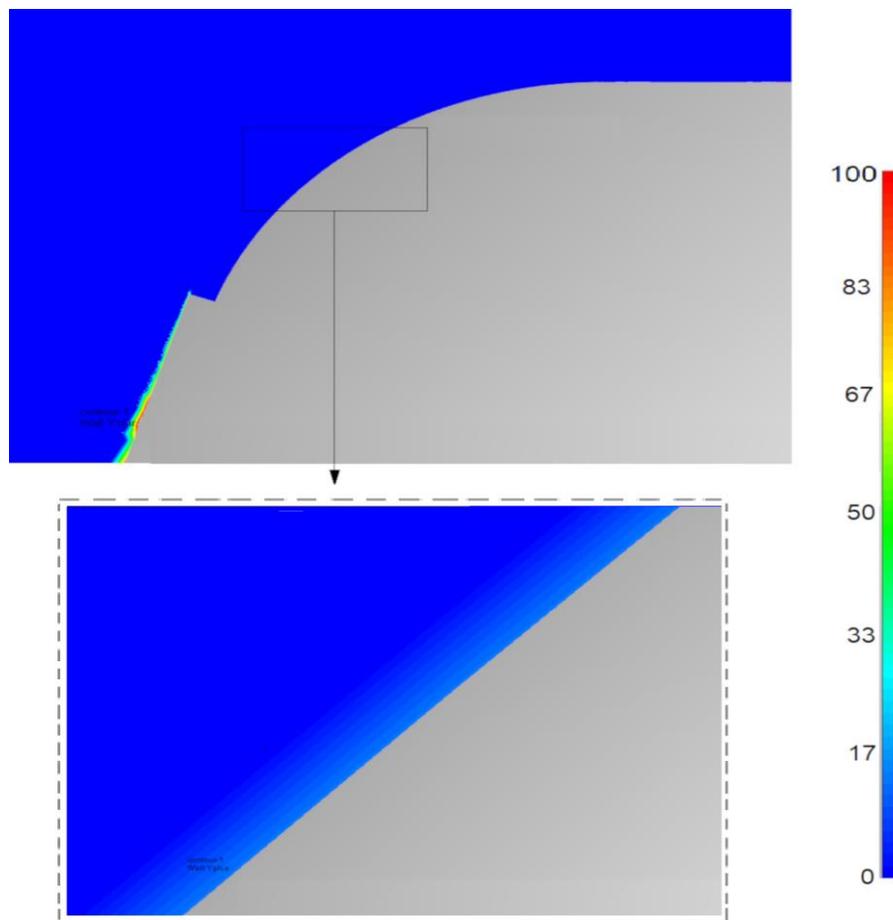


Figura 6.7 – Plotagem gráfica em função do valor de y^+ próximo a zona de geração.

A Figura 6.7 elucida com maior clareza como é dada a distribuição dos valores observados no gráfico da Fig. 6.6 ao longo das superfícies por onde o escoamento tem maior intensidade. Os valores de verificação do coeficiente y^+ apresentados no gráfico, foram contabilizados para os casos mais críticos do projeto, nas regiões onde encontravam-se os gradientes de velocidades e pressão mais intensos no domínio.

O gráfico na Fig. 6.6 e os contornos de y^+ da Fig. 6.7, foram extraídos especificamente da série T3 (simulada utilizando o modelo LES). As séries T3 e T4, foram consideradas as séries mais críticas postas sob avaliação, pois foram os modelos que tiveram maior atenção na construção da malha. Os demais modelos tiveram o número de elementos ligeiramente diminuídos em algumas regiões do domínio para acelerar a convergência de resultados. Ainda assim, estes modelos utilizaram a mesma técnica de refinamento nas regiões das paredes, e apresentam valores de $y^+ < 30$.

6.4. Resultados Comparativos entre Modelos LES e RANS

Tradicionalmente em CFD, se utiliza o modelo de turbulência LES em simulações numéricas até mesmo com o propósito de se verificar resultados obtidos através de outros modelos de turbulência, como por exemplo o RANS. A abordagem LES consiste em um modelo matemático que se utiliza de um processo de filtragem espacial das equações de conservação, o que permite a predição dos campos instantâneos das variáveis primárias. Por outro lado, o RANS consiste em realizar uma média temporal das equações. A média das propriedades de um escoamento ao longo do tempo representam uma modelagem menos universal, pois representam a sobreposição destas variações ao longo de todo o desenvolvimento do escoamento. Baseando-se nesta premissa, no presente trabalho duas séries do protótipo numérico P MEC (T3 e T4) foram simuladas sob as mesmas condições de contorno e configuração de simulação, comparando-se o emprego de duas diferentes abordagens para a turbulência: LES e RANS ($k-\omega$ SST).

6.4.1. Análise Transiente dos Escoamentos Turbulentos no Dispositivo P MEC

A realização de uma simulação LES trouxe diversos benefícios para o desenvolvimento o projeto. Como parte dos resultados obtidos através da solução desta simulação, aproveitou-se de uma característica do modelo para se avaliar o tempo total necessário para que o escoamento no dispositivo P MEC alcance a condição de regime permanente. Diferentemente do modelo RANS que calcula os valores médios ao longo do tempo, o modelo LES opera calculando as parcelas instantâneas das propriedades do escoamento a cada instante de tempo t . A determinação de tempo necessário para que o escoamento atinga o regime permanente é importante para contabilizar o tempo total de simulação. A Figura 6.8 exhibe gráficos das velocidades instantâneas de jato na ejeção (v_j) e de admissão (v_a) em função do tempo de simulação utilizando o modelo de turbulência LES.

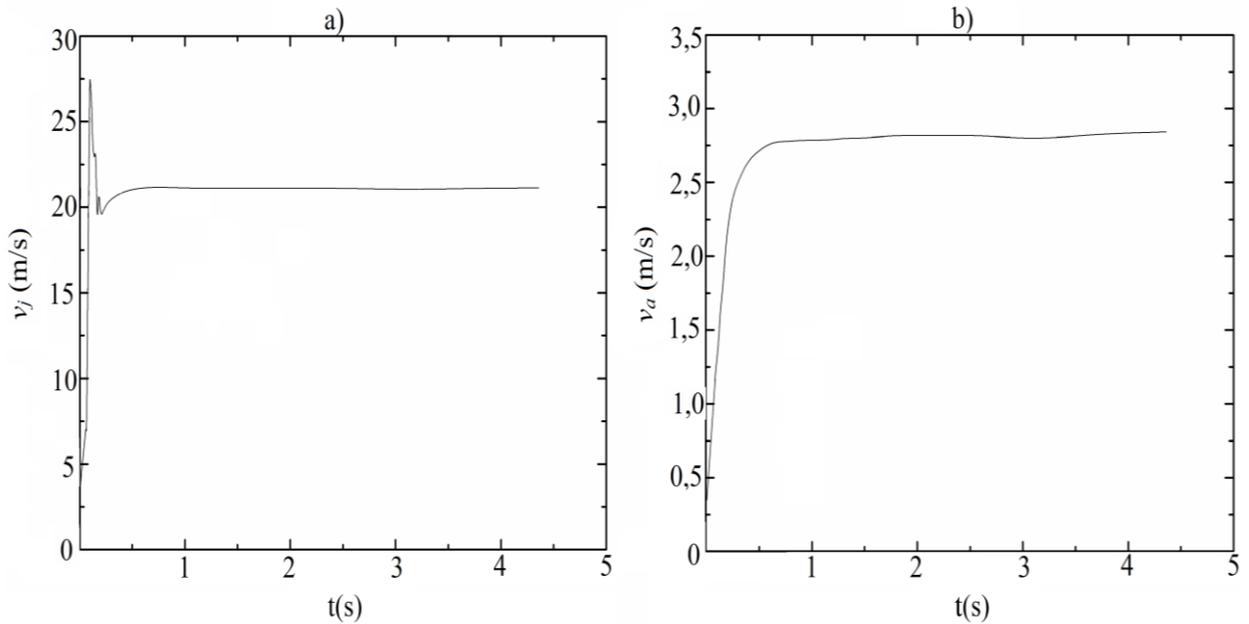


Figura 6.8 – Monitoramento dos campos de velocidades ao longo do tempo para a simulação com abordagem LES: a) velocidade do jato (v_j), b) velocidade de admissão (v_a).

A possibilidade de se avaliar esta propriedade, resultou na constatação que o sistema leva um intervalo de tempo inferior a $t = 1$ s para atingir o regime permanente de escoamento. Esta é, uma importante observação para o estudo. A fim de se assegurar que as soluções estivessem dentro do regime de pleno desenvolvimento, configurou-se inicialmente as simulações para que evoluíssem até o tempo físico total de 5s.

As soluções indicaram que o escoamento necessita de um tempo muito inferior a estimativa inicial de 10 segundos utilizados para as primeiras simulações do projeto. Esta constatação indica problemas semelhantes possivelmente podem apresentar soluções satisfatórias utilizando valores $0s < t < 2s$ como valores absolutos de t . Entretanto, para assegurar que este assertiva é incontestavelmente correta, um teste de independência de passo de tempo deve ser efetuado.

6.4.2. Análise dos Campos de Velocidades

Através dos perfis de velocidades gerados na zona de ejeção de um propulsor, é possível estimar a velocidade média do escoamento, bem como a sua vazão mássica e volumétrica. As duas propriedades são variáveis importantes no cálculo da força de propulsiva, como é foi enunciado através das Eq. (2.5) e (2.6).

A Figura 6.9 apresenta o comparativo entre os perfis de velocidades do jato v_j disparado a montante dos dispositivos simulados utilizando os modelos de turbulência RANS $k-\omega$ SST (T4) e o LES (T3). Estes perfis, medidos através de uma linha de monitoramento na

região de ejeção do domínio (vide Fig. 3.6), possuem formas diferentes dos perfis de velocidades de propulsores comuns. Enquanto sistemas tradicionais por propulsão a jato apresentam perfis de velocidades com formas parabólicas na saída dos equipamentos, no PMEC nota-se a formação de um perfil composto por duas regiões. Na extremidade, próximas às regiões das paredes ($125 \text{ mm} < d < 200 \text{ mm}$), observa-se um pico de velocidade parabólico com valores máximos, resultante das altas velocidades do fluido impostas nos bocais de injeção. Este jato é de magnitude menor que nos bocais da zona de geração, evidentemente, em função da dissipação da energia do escoamento por efeitos viscosos.

Próximo do centro geométrico do bocal ($0 \text{ mm} < d < 125 \text{ mm}$), observa-se o surgimento de um perfil de velocidades de formato retilíneo, gerado pelo efeito de amplificação do fluxo devido ao fenômeno do efeito Coanda. Nesta região os valores de velocidades aproximam-se da velocidade de 5 m/s , e representam o ganho efetivo do fluxo de fluido sendo induzido pelos gradientes de pressões gerados pelo efeito Coanda no interior do dispositivo.

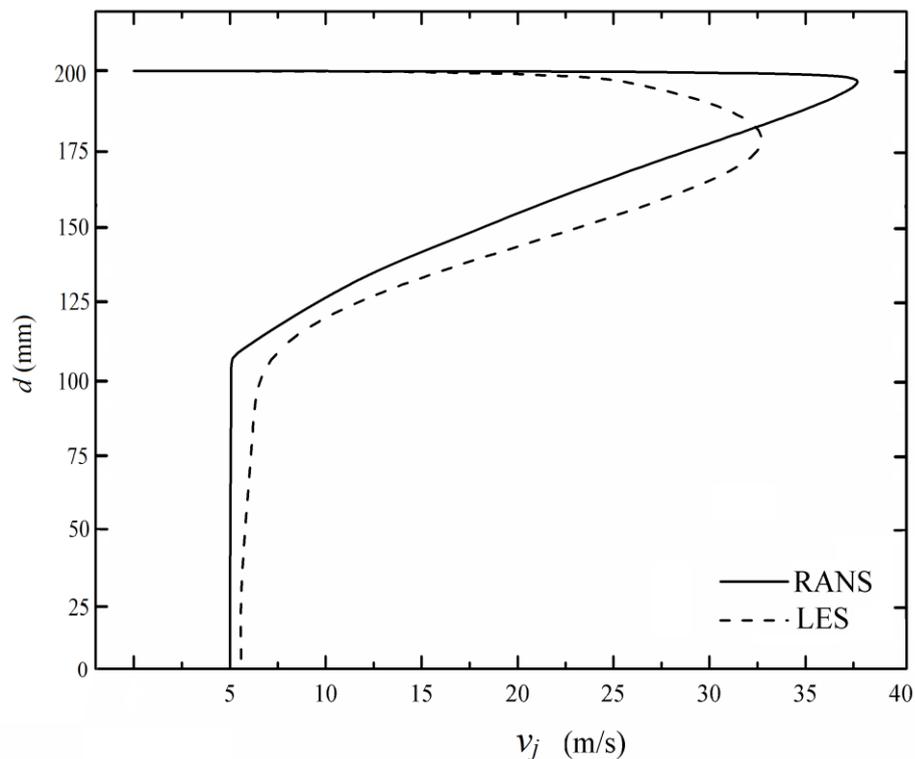


Figura 6.9 – Comparativo gráfico entre os perfis de velocidade na zona de ejeção.

Note na Fig. 6.9 que para uma visualização mais clara dos perfis, o gráfico é apresentado em função da distância d entre o centro geométrico do bocal e a parede interna do

dispositivo. Os perfis de velocidade exibidos neste gráfico são idênticos aos da porção inferior do bocal ($0 \text{ mm} < -d < -200 \text{ mm}$). A massa de fluido movimentada na saída do bocal, induzida por estes perfis de velocidade, são similares entre as duas metodologias. Ainda assim, merecem ser mencionado que o modelo RANS apresenta uma tendência de superestimar as magnitudes dos campos de velocidade na região da parede e subestimar a magnitude das velocidades na região central. Em termos espaciais médios, as magnitudes são similares e podem ser utilizadas na estimativa da força propulsora do dispositivo.

Em relação aos valores médios das propriedades, ao se calcular os valores de velocidades médias, o modelo RANS prevê uma velocidade de ejeção no bocal 8% maior que o modelo LES. Esta diferença se destaca quando são calculados os valores de vazões mássicas nos bocais de ejeção. O resultado desta diferença percentual entre as médias das velocidades, gera uma diferença de aproximadamente $800 \text{ kg.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$ entre as vazões mássicas calculadas através do volume de controle entre um modelo e outro.

O modelo LES, de fato, é capaz de reproduzir o comportamento de escoamentos fluidos com precisão. A Figura 6.10 explicita claramente isso, mostrando que a simulação foi capaz de reproduzir de forma consistente a complexa fenomenologia do escoamento no dispositivo. Esta figura, entretanto, tem valor apenas para análise fenomenológica do escoamento. Para que o comparativo com a metodologia RANS possa ser realizado de forma correspondente, os valores médios no tempo dos campos de velocidades e pressões foram computados. Os campos de velocidades médios equivalentes para tempo $t = 5\text{s}$ utilizando o modelo $k-\omega$ SST pode ser visualizado na Fig. 6.12. Ao se comparar os as soluções representadas nas Fig. 6.11 e 6.12, constata-se que os dois modelos apresentam resultados análogos.

Ao se considerar uma avaliação quantitativa das soluções, observando-se as relações entre valores máximos e mínimos encontrados na solução, pode-se afirmar que os dois modelos foram satisfatoriamente competentes. Tanto na simulação da série T3 como na série T4, encontraram-se valores de velocidades máximos em torno de 70 m.s^{-1} nas regiões adjacentes aos bocais. As velocidades do fluido sendo ejetado oscilam em torno do valor de $v_j \approx 30 \text{ m.s}^{-1}$, enquanto a velocidade média do escoamento sendo succionado na zona de admissão é correspondente ao valor de $v_a \approx 4 \text{ m.s}^{-1}$ nos dois modelos. É possível afirmar que, de uma forma geral, os resultados dos campos médios são concordantes.

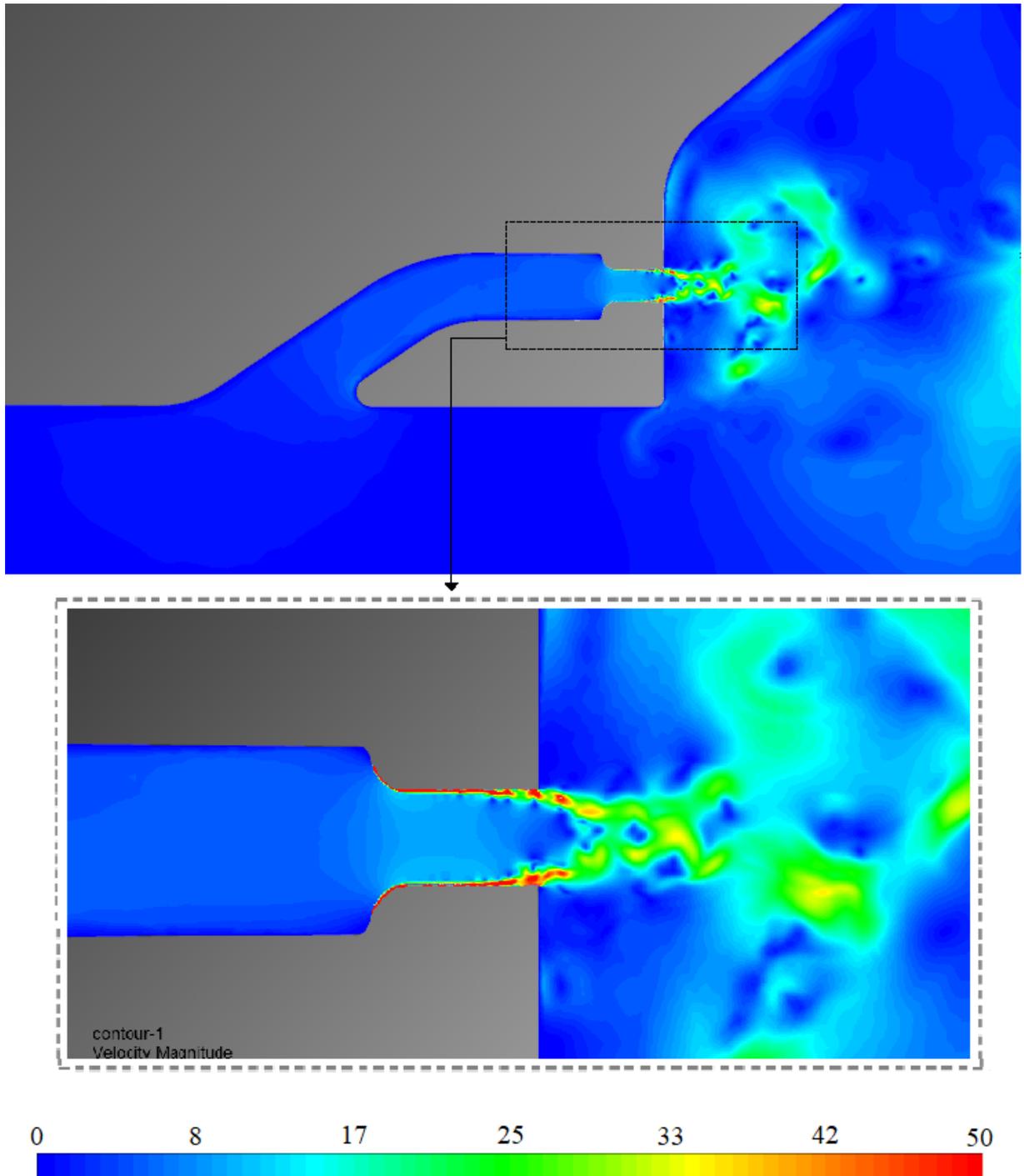


Figura 6.10 – Campos de velocidade instantânea no instante $t = 5s$
(Simulação LES; escala em m/s).

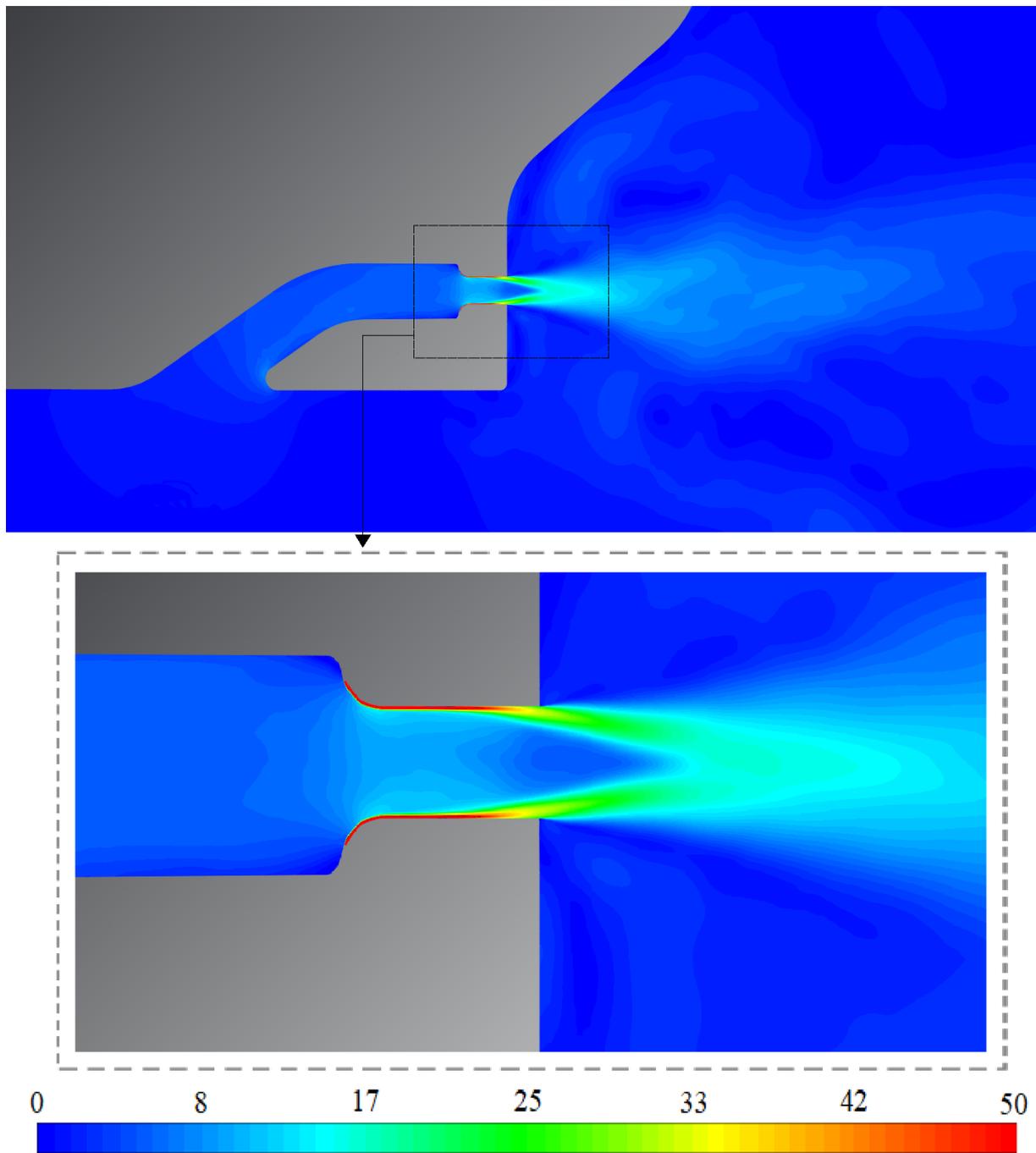


Figura 6.11 – Campos de velocidade médios decorridos $t = 5s$.
(simulação LES; escala em m/s).

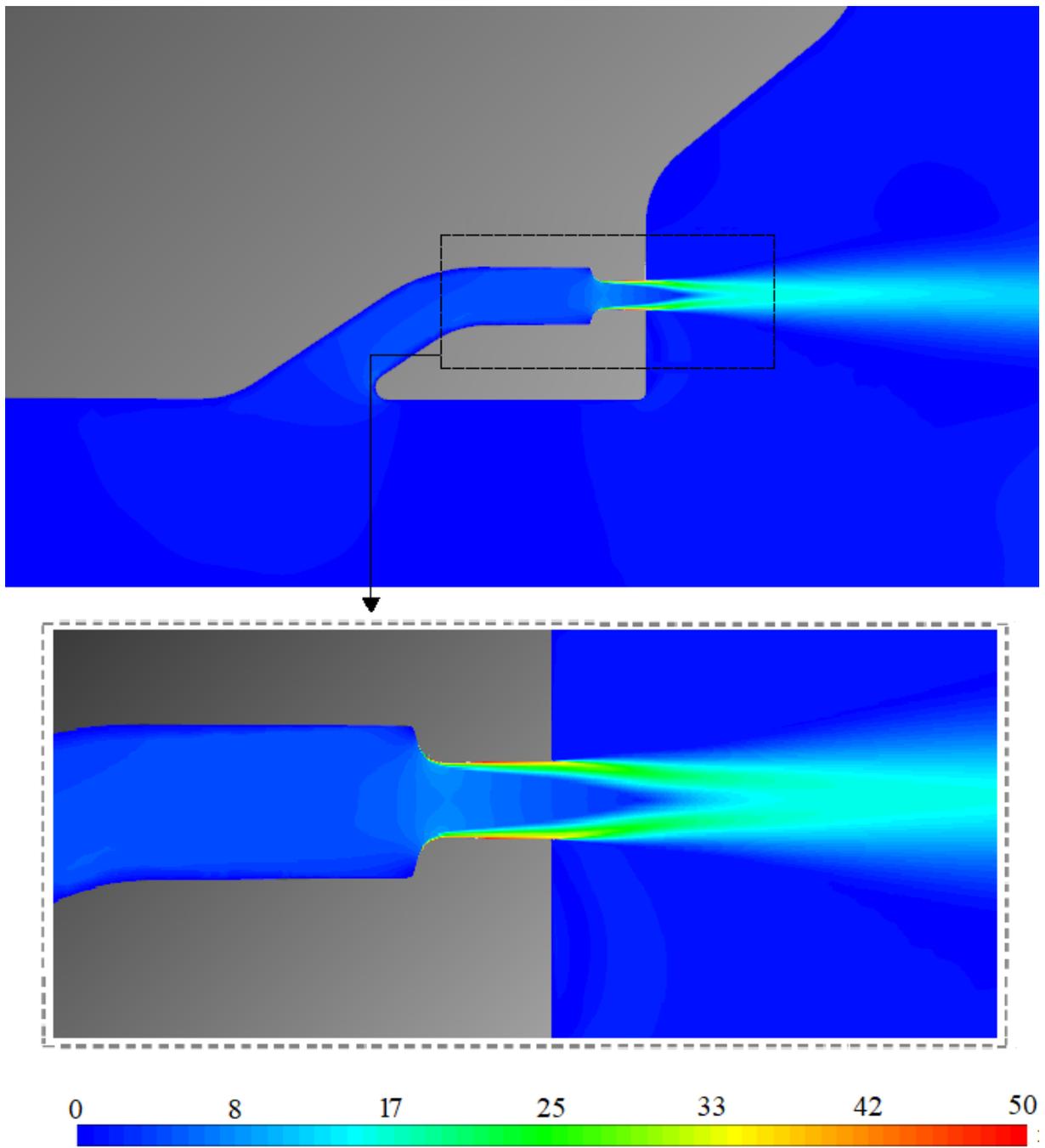


Figura 6.12 – Campos de velocidade média decorridos $t = 5s$
(simulação RANS; escala em m/s).

6.4.3. Análise Sobre os Campos de Pressões

De forma análoga à análise descrita para os campos de velocidade, foi realizada também uma investigação acerca das soluções para os perfis de pressões estáticas (P_e) nos modelos de série T3 e T4. A Figura 6.13 traz uma representação gráfica do comparativo dos perfis de pressão estática medidos sobre a linha de monitoramento do bocal de ejeção do dispositivo. Neste comparativo, entretanto, a diferença entre os valores médios dos dois modelos se destaca de maneira mais expressiva. Note que na Figura 6.13 os campos de pressões não são perfeitamente simétricos, dessa maneira optou-se por apresentar o gráfico com valores ao longo de toda a seção do bocal de ejeção.

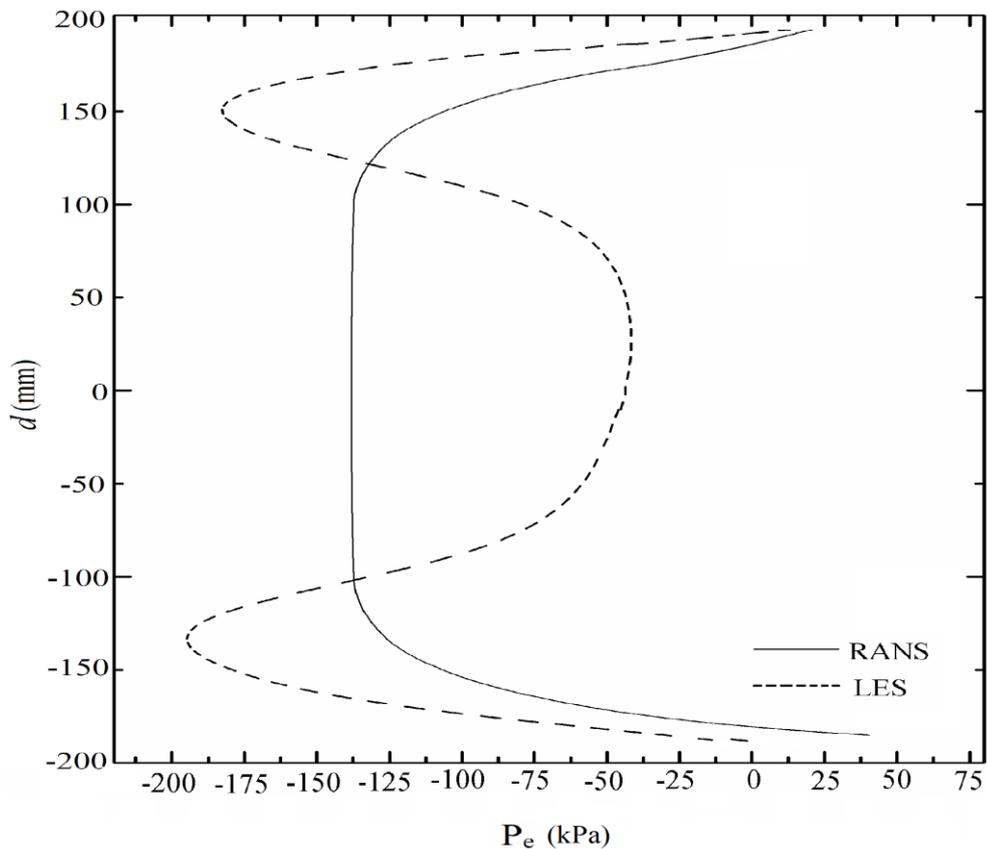


Figura 6.13 – Perfis de pressão estática médias no tempo na zona de ejeção.

Pela figura é possível observar preliminarmente uma forte discordância entre as soluções na região do centro geométrico da zona de ejeção ($-100 \text{ mm} < d < 100 \text{ mm}$). Uma elevada magnitude de pressões negativas é obtida na região de parede do modelo LES, e na região central observa-se um aumento da pressão. Exatamente inverso ao que ocorre no perfil de velocidade, o que é o comportamento esperado fenomenologicamente. O modelo LES apresenta um perfil de campos de pressão com maior oscilação, variando entre -195 kPa e 0

kPa. O modelo RANS traz um comportamento mais uniforme dos perfis com a formação de uma região de baixa pressão sendo gerados ao centro do jato com valores próximos a -137 kPa e 50 kPa na região próxima as superfícies da unidade, o que é plausível se considerado que as soluções são dadas em termos médios espaciais.

A solução para os campos de pressões apresentou uma série de discordâncias de forma geral, o que pode ser um indicativo de que os modelos possuem dificuldade em representar os campos de pressões. Mesmo com a preocupação de se criar um domínio com uma alta taxa de elementos discretizados, os campos de pressões apresentaram comportamento fenomenológico incomum. As Figuras 6.14 e 6.15 exibem os campos de pressões gerados na região do dispositivo de propulsão simulados pelos métodos LES e RANS.

Através das Fig. 6.14 e 6.15, é possível observar com maior grau de detalhes o comportamento dos campos de pressões médios através do domínio computacional. A solução da Fig.6.14, simulada pelo método LES, exibe campos mais irregulares na região de saída do jato, com o surgimento de zonas com pressões extremamente baixas na parte interna do dispositivo. A formação destas zonas na região interna, era esperada devido ao fenômeno de amplificação de fluxo gerado pelo efeito Coanda. Entretanto, as magnitudes dos campos de pressões apresentam algumas inconformidades físicas.

A Figura 6.15 apresenta a solução dos campos de pressões médios através da simulação utilizando o modelo RANS. O comportamento dos campos de pressões apresenta diferenças em comparação com a solução com a abordagem LES, especialmente na região central da zona de geração do dispositivo. A metodologia RANS apresenta campos muito mais brandos tanto na região interna quanto na zona de ejeção do sistema. A formação de uma zona de baixa pressão na região imediatamente acima das superfícies de Coanda também ocorre neste modelo, fenômeno que era esperado para o correto funcionamento da unidade de propulsão PMEC. Os valores de pressões encontrados nesta solução, apresentam valores máximo bem menores do que a metodologia LES, com regiões específicas do domínio atingindo -400 kPa.

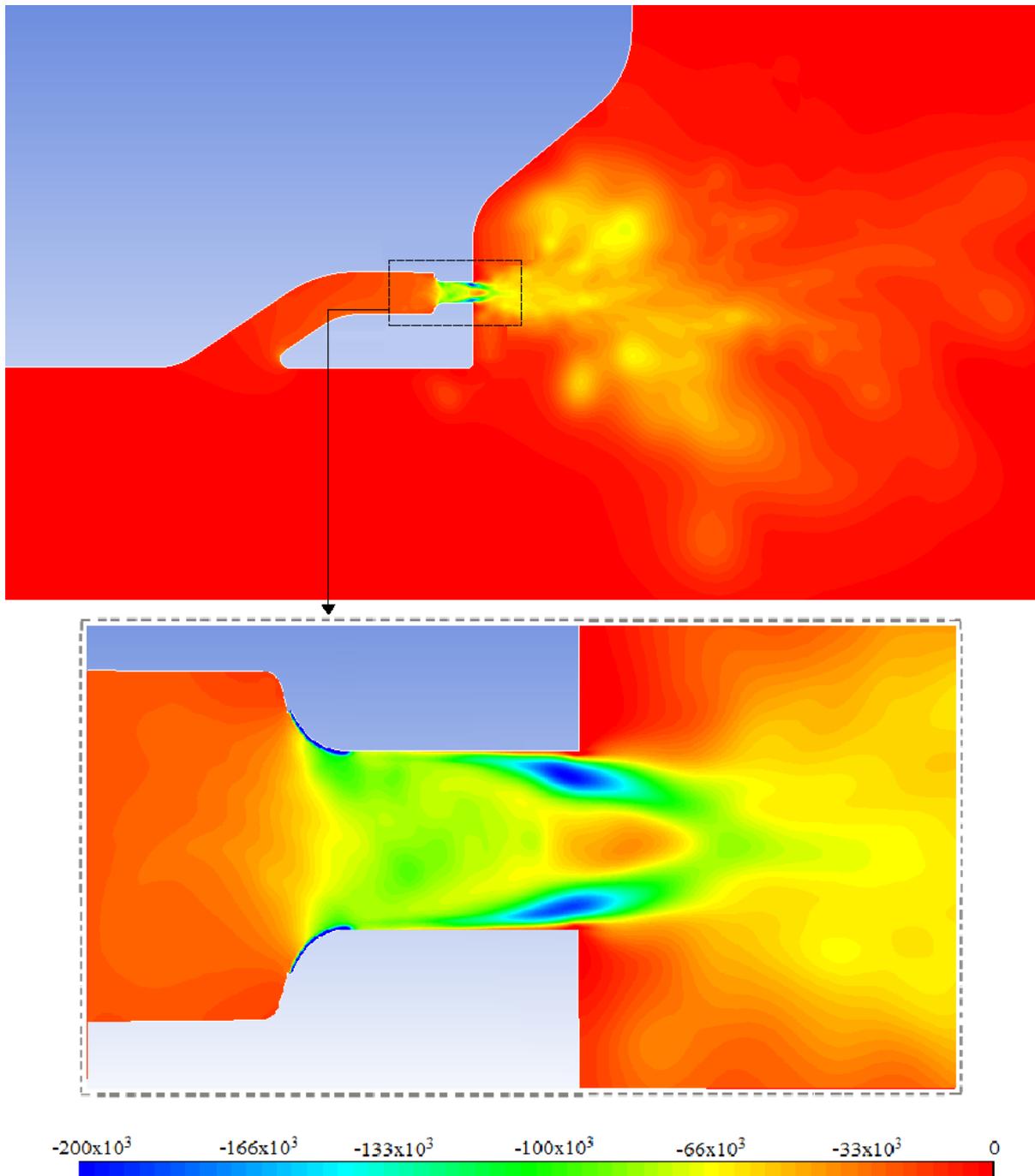


Figura 6.14 – Campos médios de pressão estática (simulação LES; escala em Pa).

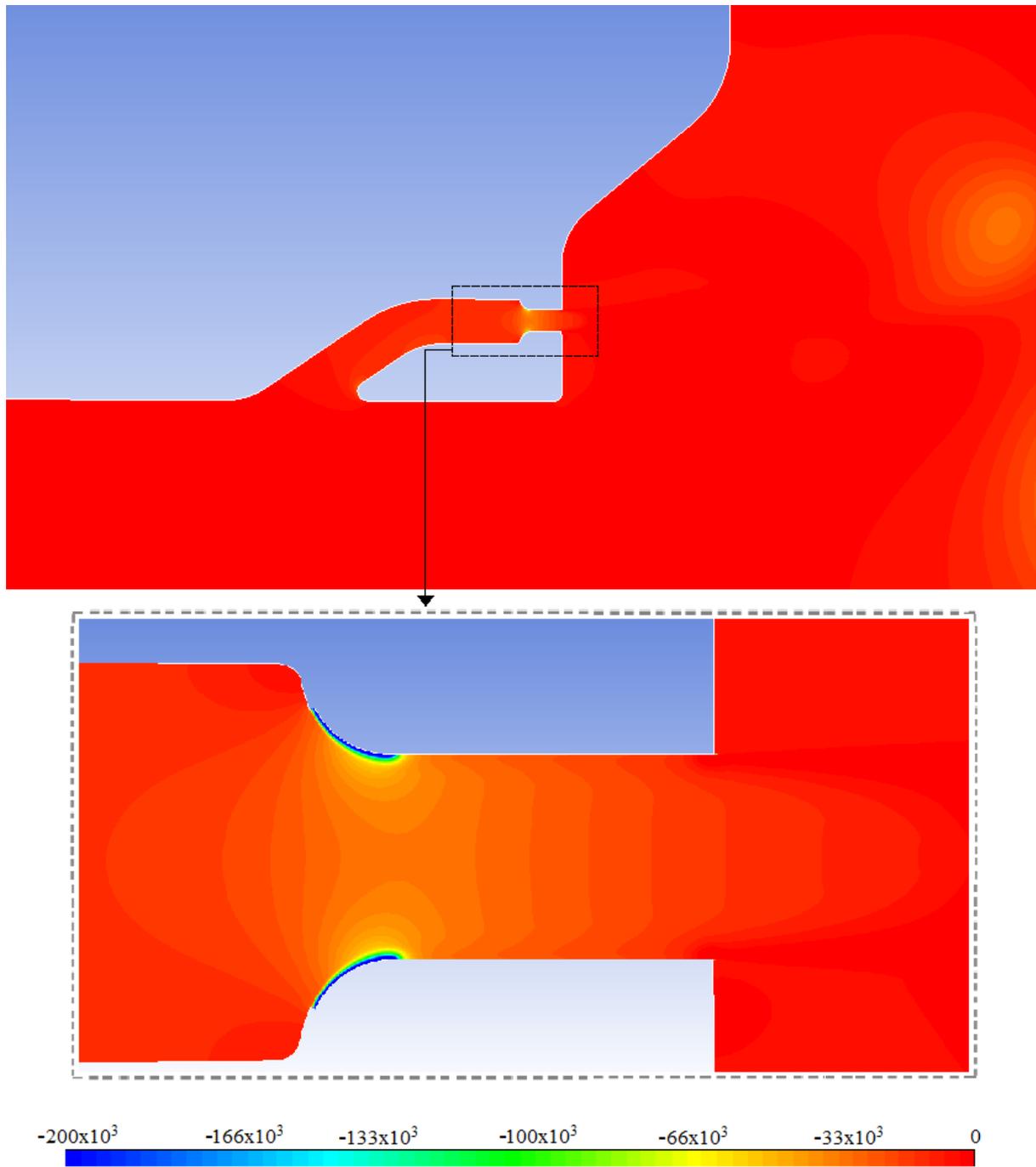


Figura 6.15 – Campos de pressão estática (simulação RANS; escala em Pa).

Estes valores são considerados inviáveis em termos físicos, pois representariam zonas do domínio com pressões de 4 atmosferas negativas. Entretanto, como não são considerados os fenômenos de mudança de fase nas simulações, os valores de pressão estática continuam caindo de forma que não ocorreriam em um escoamento real. De maneira geral, as simulações apresentaram variações nos campos de pressões condizentes com a fenomenologia esperada para este problema. Ainda que os valores dos campos de pressões apresentem incoerências físicas em alguns aspectos, assume-se que as variações totais de pressão reproduzida nas soluções numéricas, apresentem valores corretos. A geração de zonas de baixa pressão geradas pelo efeito Coanda podem ser observadas na região de geração dos dois modelos, o que ratifica o fato de que a geometria adotada é capaz de reproduzir com sucesso o fenômeno em ambiente virtual.

6.5. Influência da Dimensão dos Bocais Sobre o Escoamento

No presente trabalho, quatro dimensões de bocais h_b foram testadas via simulações numéricas. A Figura 6.16 apresenta os perfis de velocidade do jato v_j plotados através da linha de monitoramento da região de saída (vide Fig. 3.6). Nesta identifica-se quatro tracejados distintos, referentes aos perfis gerados de acordo com cada série de simulações. O gráfico apresenta os valores dos perfis de velocidades referentes apenas a uma porção d do bocal de saída para facilitar a visualização dos perfis. Os perfis são perfeitamente simétricos na direção oposta, o que permite realizar uma análise de apenas um dos hemisférios (d) do bocal de ejeção.

Os perfis indicados na Fig. 6.16 indicam uma tendência de intensificação das velocidades de ejeção em relação a diminuição do valor de h_b . A imagem demonstra que com a redução dos bocais, as velocidades v_j aumentam consideravelmente, especialmente na região $d \geq 100$ mm. Lembrando que nas simulações, os valores de vazões mássicas nos bocais foram mantidos constantes em $\dot{m} = 698 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ para as séries T5, T6, T7 e T8. Ou seja, com a diminuição da área do bocal, as velocidades de injeção v_i aumentam obrigatoriamente a fim de cumprir com o balanço de massa do sistema.

Uma constatação importante acerca desses resultados, é a observação de um sensível aumento dos valores máximos das velocidades produzidos pela zona de geração. A formação dos perfis retilíneos na região entre $100 \text{ mm} < d < 0 \text{ mm}$, estão associados ao fluxo de escoamento produzido na zona de geração do propulsor P MEC. Na Figura 6.16 observa-se também que para a simulação utilizando o bocal $h_b = 20 \text{ mm}$, a média de velocidades na região de geração é de aproximadamente $3,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Enquanto na simulação de $h_b = 5 \text{ mm}$ a

média aumenta para 5,7 m/s. As magnitudes não representam um aumento muito expressivo quando comparados com os valores de velocidades gerados pelos jatos v_i . Entretanto, em termos percentuais esta diferença corresponde a um aumento de 54% da velocidade do fluido na zona de geração.

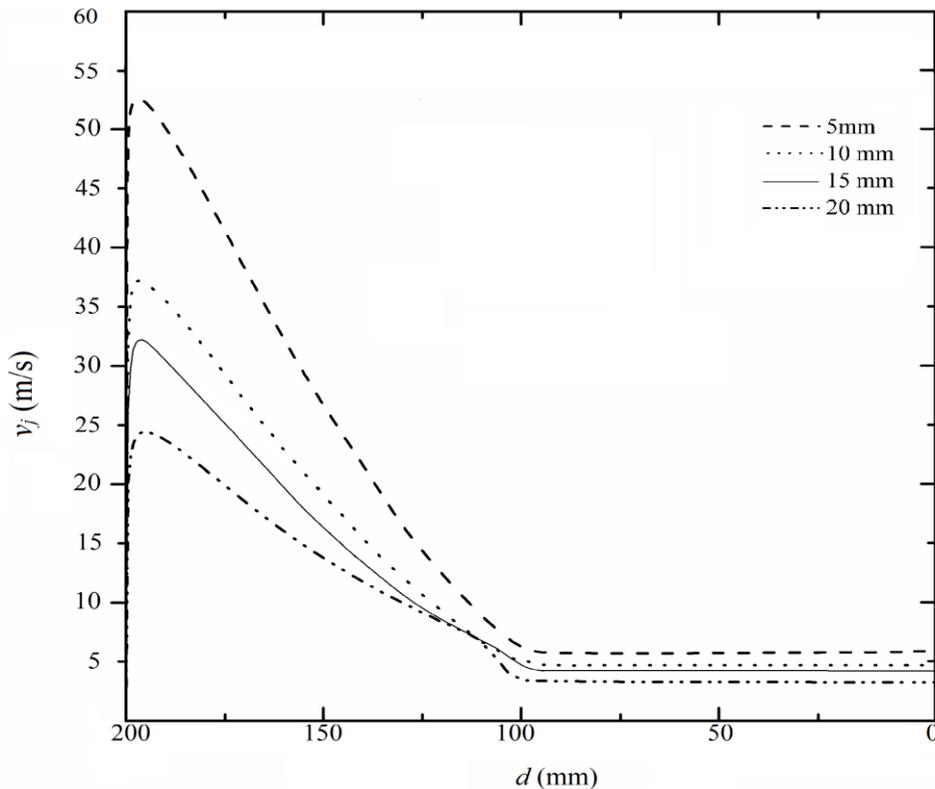


Figura 6.16 – Perfis de velocidade v_j para diferentes dimensões dos bocais de injeção.

A Figura 6.17 apresenta o resultado gráfico em função dos perfis de velocidades do fluido na região de admissão (v_a) do dispositivo. Em uma unidade de propulsão a jato d'água convencional, as velocidades v_a na zona de admissão são consideravelmente mais elevadas. No caso do propulsor P MEC, o escoamento na região de admissão é gerado unicamente pela diferença de pressão gerada pelo escoamento sob as superfícies de Coanda. Como consequência, as velocidades nesta região são bem inferiores aos valores tradicionais de v_a em propulsores por jato d'água convencionais. A massa de fluido movimentado por estes perfis contribui com o aumento da vazão mássica na região de ejeção, e consequentemente com o aumento de quantidade de movimento no volume de controle. Este é, de fato, a grande contribuição do fenômeno de amplificação de fluxo por efeito Coanda. Note que as velocidades v_a neste caso, não resultam em nenhum custo energético adicional ao sistema de propulsão, uma vez que a imposição de velocidades v_i é feita somente nos bocais h_b .

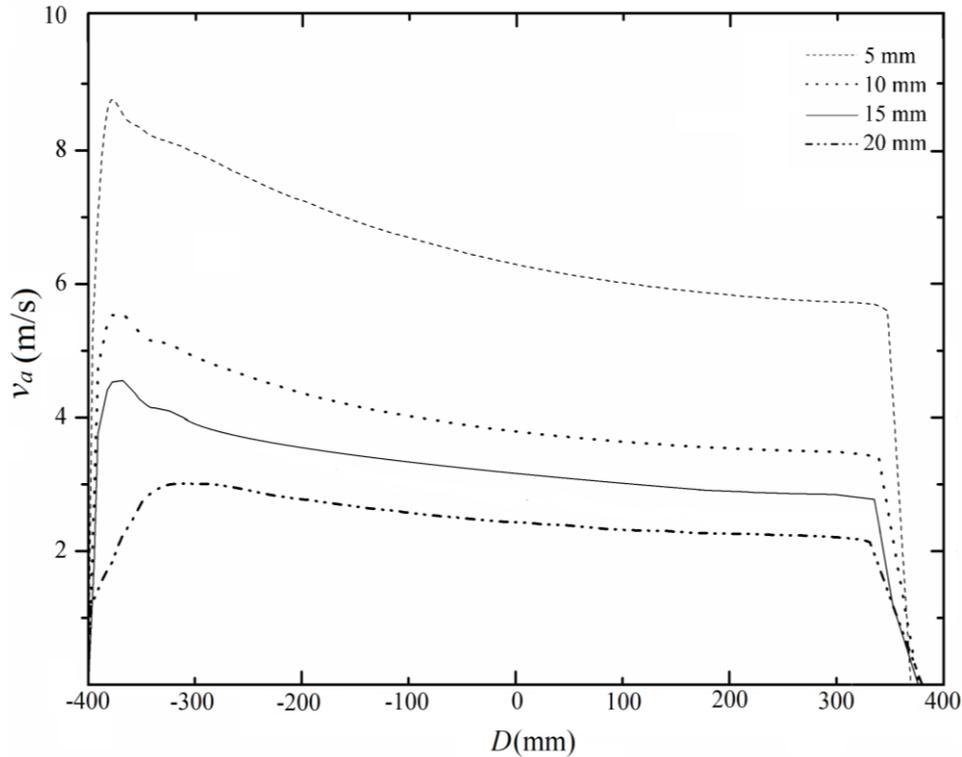


Figura 6.17 – Perfis de velocidade v_a para diferentes dimensões dos bocais de injeção.

No gráfico exibido pela Fig. 6.17, nota-se que os perfis de velocidades de admissão apresentam a mesma tendência dos perfis da zona de ejeção apresentados na Fig. 6.16. O comportamento dos perfis, indica que o decréscimo da dimensão dos bocais de injeção, intensifica os valores médios de velocidades v_a . Note também que diferentemente dos perfis de velocidade v_j , os perfis de velocidade na admissão não são simétricos, e por este motivo são exibidos ao longo de toda a extensão de toda seção transversal do duto de admissão.

Através dos perfis de velocidades analisados nas regiões de entrada e saída do dispositivo, é possível realizar uma avaliação da razão de vazões mássicas que atravessam o volume de controle. A razão entre vazões de entrada e saída, definida pelo coeficiente de amplificação de fluxo (ϕ), é dada por:

$$\phi = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_j} \quad (6.1)$$

onde \dot{m}_j (kg/s.m) é a vazão mássica de fluido na região de jato, e \dot{m}_a (kg/s.m) é a vazão mássica de fluido na região de admissão do domínio.

Na simulação da série T8, utilizando $h_b = 20$ mm, foi encontrado uma razão $\phi = 0,47$. Ao mesmo tempo, para a série T5 ($h_b = 5$ mm) calculou-se $\phi = 0,67$. Este resultado enuncia que 67% da massa de fluido de ejeção encontrado na região de saída do modelo T5, é, na

realidade, oriundo do escoamento gerado na zona de admissão. Indicando que apenas 33% da massa de fluido que contribui para a geração força propulsiva é proveniente dos bocais h_b . Esta observação tem grande impacto sobre a dedução do balanço de quantidade de movimento gerado no dispositivo. A Figura 6.18 elucida com maior clareza os resultados discutidos até então. Através dela, observa-se que a taxa de amplificação de fluxo ϕ é fortemente influenciada pelo parâmetro geométrico h_b .

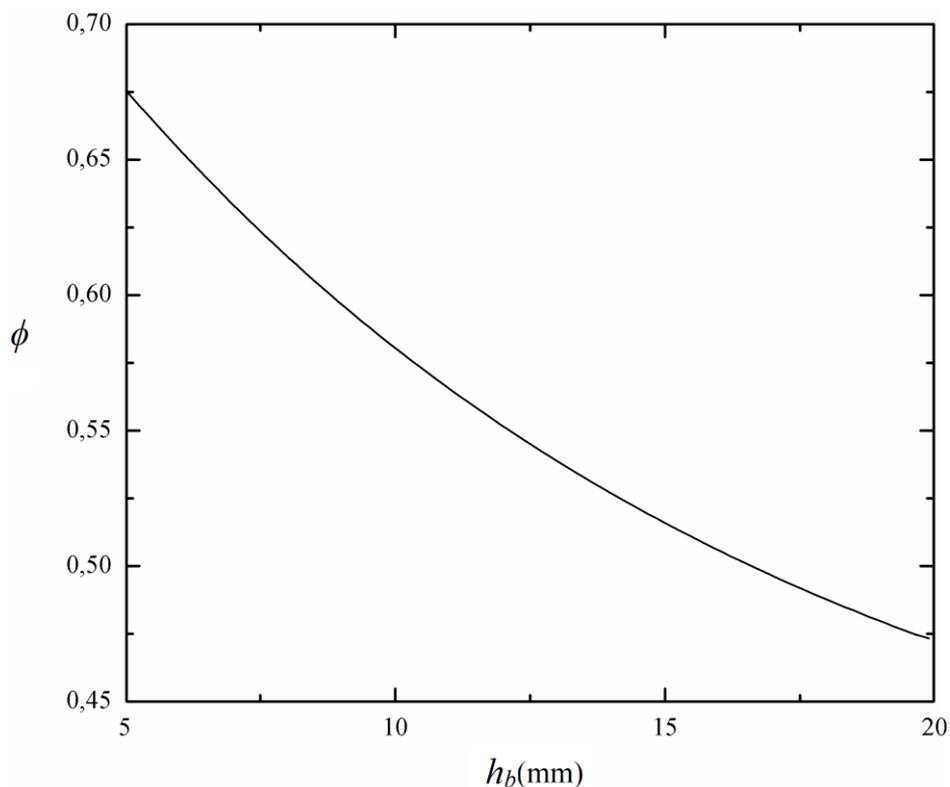


Figura 6.18 – Razão de vazão mássica ϕ em função da dimensão do bocal h_b .

Ao observar novamente as deduções do balanço de quantidade de movimento apresentadas pelas Eq. (2.4), (2.5) e (2.6), nota-se que a força de propulsão F_p é denotada em função das vazões mássicas que cruzam a superfícies do volume de controle. Os resultados desta análise indicam que o balanço de forças calculados nas séries T5, T6, T7 e T8, apresentam uma tendência de aumento da quantidade de movimento, e conseqüentemente, de propulsão F_p através da diminuição da dimensão dos bocais injetores de fluido. A Figura 6.19 apresenta uma curva de aspecto parbólico referente as forças propulsivas F_p em função da variação do parâmetro h_b . Observe que as forças de propulsão F_p aumentam com a diminuição da dimensão dos bocais. Para a série T5 ($h_b = 5$ mm), calcula-se uma geração de forças propulsivas do sistema de até 210 kN, enquanto para a série T8 ($h_b = 20$ mm) obtém

valores próximos a 51 kN. Estes termos indicam um aumento percentual de força propulsiva de 311%, através da redução de 15 milímetros do parâmetro h_b .

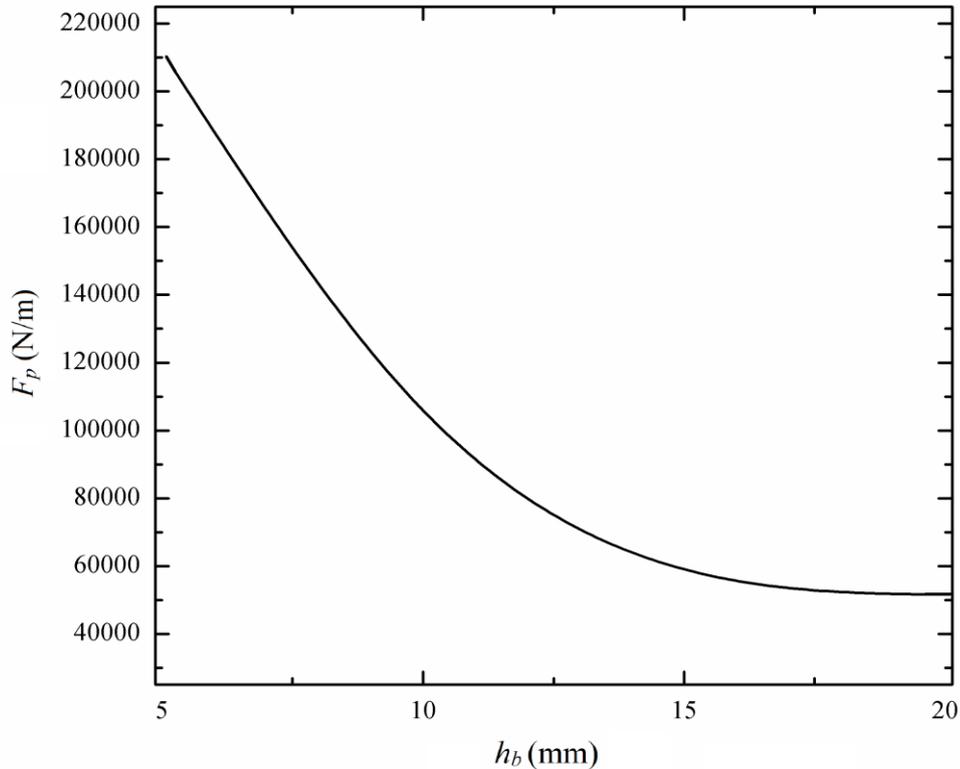


Figura 6.19 – Efeito da dimensão h_b sobre a força propulsiva no dispositivo P MEC.

Os resultados apresentados na Fig. 6.19, indicam que a curva de forças F_p possui o mesmo comportamento da curva das taxas de amplificação de fluxo ϕ . Dessa forma, evidencia-se que ganho de força propulsiva é diretamente proporcional ao aumento de vazão mássica/volumétrica de fluido absorvido pela zona de admissão. A explicação óbvia para este fenômeno, é de que o aumento das vazões de fluido na zona de admissão, conseqüentemente intensifica a velocidade média de ejeção v_j e gerando um ganho de quantidade de movimento no sistema. Esta constatação indica que o parâmetro h_b também possui influência direta sobre a geração de forças no dispositivo de propulsão P MEC.

Um fator de grande importância para o estudo de viabilidade do propulsor P MEC é dado pela potência teórica consumida por este sistema. Ao se identificar que diminuição dos bocais h_b interfere diretamente na geração força F_p , por conseqüência, imagina-se que o sistema deva consumir também maior energia mecânica. Devido a esta reflexão, a seção seguinte discutirá os efeitos do parâmetro geométrico h_b com relação ao trabalho gerado e consumido pelo sistema de propulsão.

6.6. Análise de Potência do Sistema

Para esta análise, calculou-se duas potências teóricas através da composição do trabalho gerado pelo sistema. Para uma análise correta deste parâmetro, devemos considerar duas potências distintas que atuam sobre o propulsor. A primeira delas é potência consumida pelo sistema, através dos bocais de injeção \dot{W}_c (W.m⁻¹). Esta potência seria equivalente a potência de eixo de um sistema de propulsão por jato d'água convencional. A segunda, é a potência líquida entregue pelo sistema \dot{W}_l (W.m⁻¹), sendo esta responsável pela efetiva movimentação de fluido e pela geração de força de propulsão F_p .

A análise de potência de sistemas de propulsão por jato d'água, se assemelha muito com a análise realizada determinação das potências em turbomáquinas. Dessa forma o cálculo de potência entre sistemas pode ser feito de forma análoga, conforme discutido na seção 2.2 do texto. No geral, o desempenho de turbomáquinas são calculados através quantidade de carga líquida de energia entregue ao fluido. Esta é proporcional à potência líquida gerada pelo sistema. A potência teórica de uma turbomáquina, calculada através de um volume de controle fechado, é definida por Çengel e Cimbala (2007) como:

$$\dot{W} = \rho \dot{V} H \quad (6.2)$$

onde ρ (kg.m⁻³) é massa específica do fluido de trabalho, \dot{V} (m³.s⁻¹) é a vazão volumétrica do escoamento através do sistema e H (m².s⁻²) é a chamada carga líquida do sistema. A carga líquida H é definida segundo Çengel e Cimbala (2007) como:

$$H = \left(\frac{P_s}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + g z_s \right) - \left(\frac{P_e}{\rho} + \frac{v_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (6.3)$$

onde P (Pa) é a pressão estática do fluido, v (m.s⁻¹) é a velocidade, g (m.s⁻²) é a aceleração da gravidade e z (m) é a altura relativa do sistema. Os subíndices e e s referem-se, respectivamente, as áreas de saída e entrada do volume de controle.

Todo e qualquer sistema de fluxo, ou, neste caso, de propulsão, sofre perdas irreversíveis no processo. Estas perdas normalmente são associadas ao atrito gerado pelos efeitos viscosos do fluido, taxas de dissipação turbulenta, vazamentos ao longo dos dutos, desprendimento de camada limite e geração de vórtices nas pás dos hélices e rotores. Dessa forma a energia mecânica total entregue ao sistema é obrigatoriamente maior do que a potência líquida de operação.

Segundo Black *et al.* (2006), os sistemas de propulsão possuem uma eficiência global relativa a determinadas faixas de operação que variam dependendo do tipo do propulsor e da velocidade de operação v_o do veículo. Tradicionalmente, sistemas de propulsão *waterjet* não possuem altas eficiência mecânica. Estes sistemas tornam-se vantajosos sob uma faixa de operação bastante restrita, próxima dos 50 nós, onde alguns estudos indicam que a eficiência destes propulsores pode superar a marca dos 70%. Em outras faixas de operação, a eficiência global dos *waterjet* é normalmente inferior aos de sistemas de hélices tradicionais. A Figura 6.20 ilustra de forma comparativa as faixas médias de eficiências para quatro tipos de sistemas de propulsão mais comuns, incluindo os *waterjet*. Nela, nota-se que os propulsores por jato d'água possuem uma faixa de eficiência bastante irregular, que podem variar de 37% até 75%.

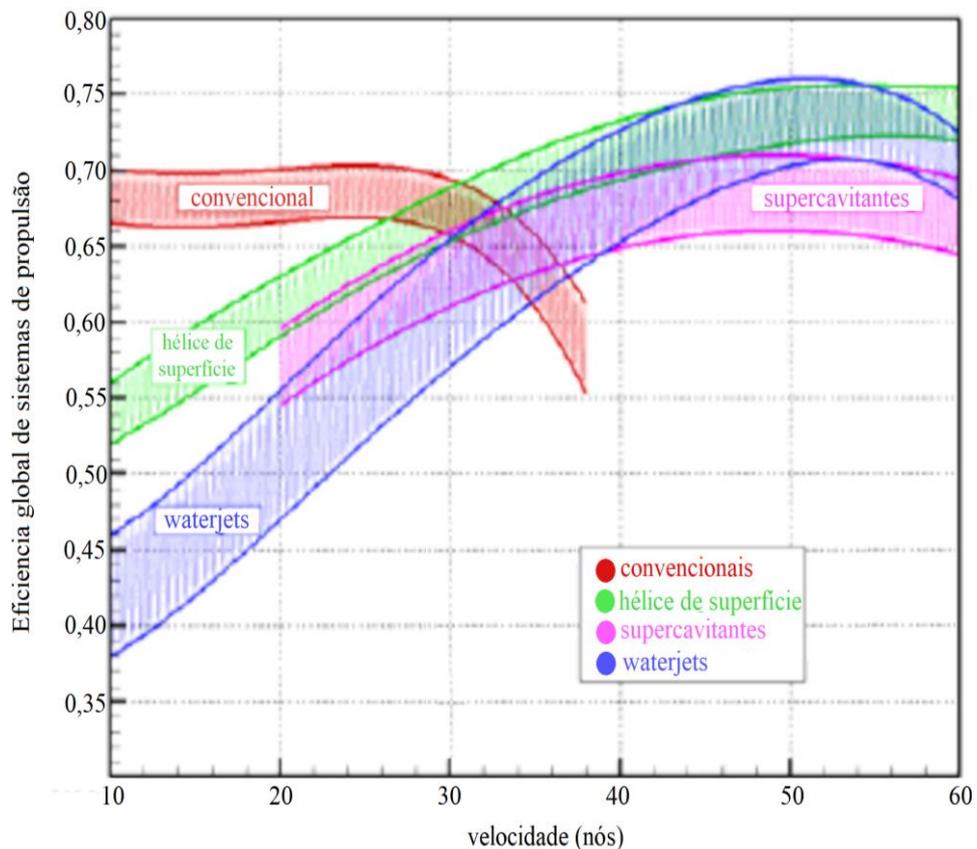


Fig. 6.20 – Eficiência global de sistemas propulsivos comerciais. (Adaptado de: Black *et al.* 2006).

No caso do estudo apresentado neste trabalho, foi discutido a hipótese de que o sistema de eixos e hélices era desnecessário para o funcionamento de um dispositivo de propulsão por efeito Coanda. O propulsor PMEC, geraria trabalho através da movimentação de fluido por queda de pressão apenas, e não pela movimentação de elementos mecânicos

móveis. Logo, o sistema não sofre com as perdas oriundas destes elementos. Em contraste, demanda a utilização de um conjunto de bombas para produzir os jatos de injeção com velocidade v_i nos bocais injetores h_b . As bombas por sua vez, são equipamentos mecânicos que também sofrem perdas hidráulicas, dessa forma, para o correto cálculo da eficiência global de um propulsor P MEC, estas perdas devem ser levadas em consideração.

Segundo o estudo de curvas de rendimento tradicional para bombas, sabe-se que, para um sistema de bombeamento de porte médio, a eficiência oscilaria em torno do valor de 75% (Macintyre, 2011; Karassic, 2001). Então a eficiência do sistema de propulsão P MEC é definida de forma que:

$$\eta_p = 0,75 \cdot \frac{\dot{W}_l}{\dot{W}_c} \quad (6.4)$$

onde \dot{W}_l ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$) é a potência líquida de propulsão e \dot{W}_c ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$) é a potência consumida pelos bocais de injeção h_b . Levando em consideração a discussão teórica realizada até o momento, fazendo uso do conjunto de equações Eq. (6.2), (6.3) aplicadas sobre o volume de controle (definido pelas linhas monitoramento impostas no domínio conforme a Fig. 3.5), é possível se calcular as potências \dot{W}_l e \dot{W}_c para cada uma das séries simuladas do propulsor P MEC. Nota-se ainda, que por se tratar de um problema bidimensional, os montantes de potência foram denotados em função da profundidade (eixo z) do domínio.

A Figura 6.21, apresenta as curvas destas potências relativos à dimensão dos bocais injetores h_b no sistema de propulsão P MEC. Na figura, observa-se pelas potências calculadas um comportamento distinto do que vinha sido observado para as velocidades e para as forças. Aqui, a diminuição da dimensão dos bocais h_b tem impacto negativo sobre as potências \dot{W}_l e \dot{W}_c sobre o sistema, aumentando expressivamente o consumo de energia do propulsor. É imprescindível observar também, o fato de que com a redução dos bocais, as diferenças entre as potências líquidas e consumidas aumenta de forma expressiva. Este resultado evidencia que o aumento das velocidades v_i nos bocais consomem significativamente mais energia do sistema. Esta é uma importante avaliação a ser feita, pois sugere a existência de um ponto ótimo de operação. Através da Fig. 6.20, nota-se pelas formas que tomam as curvas de potência, uma evidente dissonância de consumo quando o parâmetro h_b assume valores inferiores a 10 mm. A velocidade de operação escolhida como um chute inicial das simulações do P MEC neste estudo, foi discordante, uma vez que os valores de v_o deveriam ser maiores. Dessa forma o comparativo direto entre os dois sistemas se tornou impreciso, uma vez que não se obteve dados de outras faixas de operação v_o para os sistemas P MEC. Ainda

assim, com a finalidade de se realizar uma avaliação quantitativa dos resultados, foi possível conceber uma aproximação rudimentar destes valores. Fazendo uso da Eq. (6.3), realiza-se o cálculo da eficiência do sistema referente ao seu consumo energético. Os resultados dos cálculos obtidos para a eficiência do sistema, elucidam com maior assertividade os resultados observados na Fig. 6.21.

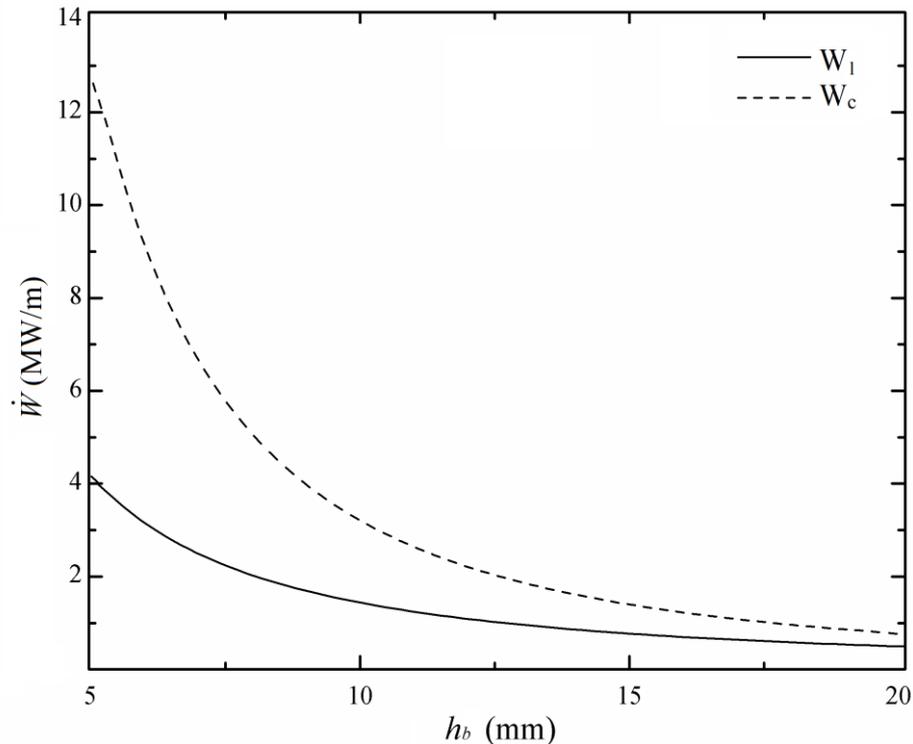


Figura 6.21 – Valores de potências consumidas e geradas pelo sistema em função do parâmetro h_b .

Quando avaliada a eficiência global das séries do dispositivo P MEC, calcula-se um coeficiente η_p de 47% para o parâmetro $h_b = 20$ mm, e um η_p de 23% para $h_b = 5$ mm. Esta constatação quebra a tendência de comportamento que indicavam uma melhoria na performance do dispositivo para valores menores de h_b até este ponto do texto. Os resultados expostos aqui, sugerem que para que a proposta deste sistema seja viável, é desejável uma geração de uma maior força propulsiva F_p entregue pelo sistema. Porém, a produção desta força só é justificável se a eficiência do sistema for, no mínimo, equivalente ao de sistemas de propulsão a jato convencionais. Do contrário, o propulsor por efeito Coanda não teria a competitividade técnica para ser considerado uma solução alternativa aos sistemas *waterjet* convencionais (exceto se apresentasse vantagens acerca de outras propriedades de fluxo não

abordadas neste trabalho). A Figura 6.22 apresenta o gráfico de eficiência mecânica η_p , calculada em função da magnitude do parâmetro h_b .

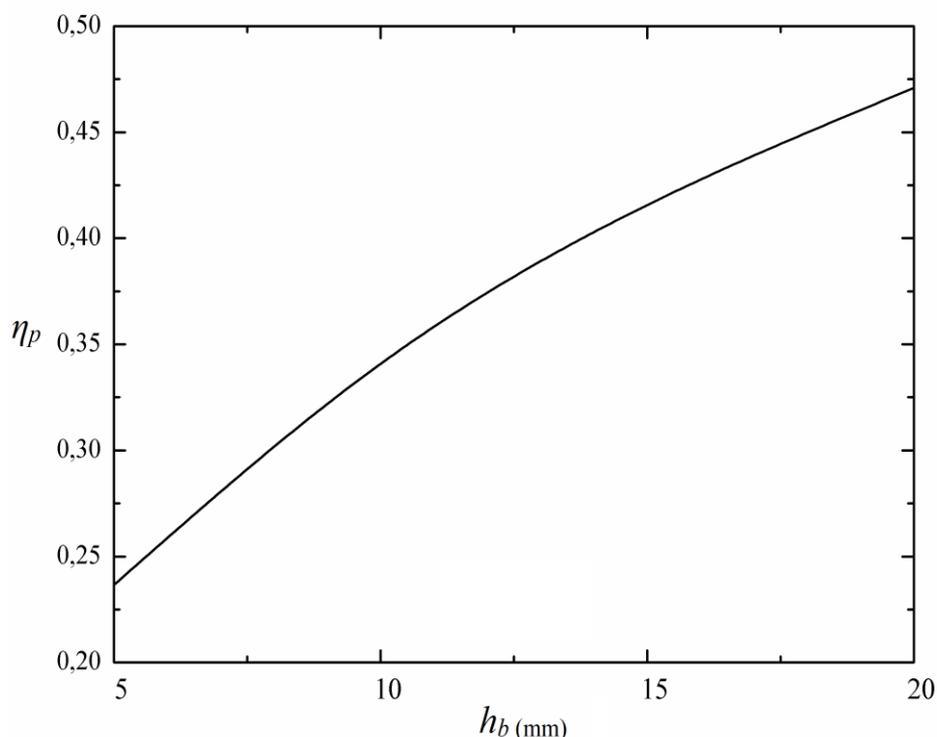


Figura 6.22 – Eficiência do sistema em relação ao parâmetro geométrico h_b .

Os resultados indicam que para um projeto que vise maximizar as forças, deve-se utilizar bocais com dimensões menores. Em contrapartida, se o objetivo do projeto for conservar energia e prezar pela eficiência do dispositivo, deve-se utilizar dimensões maiores nos bocais de injeção. As faixas de eficiência do dispositivo, indicam valores bastante condizentes com as eficiências dos sistemas *waterjet* tradicionais. Mesmo que desfavorecidas pela velocidade de operação abaixo do recomendado, alguns casos denotam eficiências condizentes com as faixas apresentadas na Fig. 6.20. Nota-se também, que as relações de força e eficiência do projeto podem se alterar a depender da geometria empregada na construção do dispositivo. Dessa forma, para uma discussão resolutiva sobre esta questão, outras geometrias e velocidades de operação v_o devem ser avaliadas.

6.1.1. Comparativo entre os Sistemas *Waterjet* Convencionais e o PMEC

No comparativo apresentado nesta seção, utilizou-se os resultados oriundos das simulações das séries T5, T7 e T8 (Tab. 3.1), em contraste com as informações cedidas pela fabricante *Kongsberg* em seus catálogos de propulsores *waterjet*. O gráfico de forças de

propulsão e potência consumida pelos sistemas de propulsão da empresa, pode ser visualizado no Anexo III ao fim deste documento.

Como mencionado no capítulo 3, as simulações realizadas neste estudo utilizaram a condição de contorno de velocidade prescrita de $2,57 \text{ m.s}^{-1}$. Esta condição, chamada de velocidade de operação (v_o) de uma embarcação, descreve a velocidade com que o veículo se move na linha da água. Comparando os resultados com as faixas de eficiência descritas na Fig. 6.20, vemos que a faixa de velocidades estudada no presente trabalho ($v_o = 5$ nós), foi uma escolha imprópria, pois desfavoreceu uma análise da máxima eficiência entre os dois sistemas. A escolha deste parâmetro foi feita inicialmente com o objetivo de diminuir o esforço computacional das simulações. Posteriormente, conclui-se que sob baixas velocidades v_o o sistema estaria operando em sua capacidade máxima (eficiência mínima). Em função disto, não foram encontrados durante a realização deste estudo, dados de potência e eficiência de propulsores *waterjet* que operassem a velocidades tão baixas. Para contornar este revés, se utilizou das informações do catálogo de produtos da *Kongsberg*, e de ferramentas de edição gráfica para extrapolar as informações sobre as forças e potências de operação dos propulsores *waterjet* para baixas velocidade. Esta aproximação, pode ser um tanto rudimentar para uma análise de viabilidade técnica sobre o sistema. No entanto, para a proposta deste trabalho em fornecer um levantamento de informações iniciais sobre um novo modelo de dispositivo de propulsão, a extrapolação destes dados deverá ser satisfatória para a conclusão deste estudo.

Para elucidar o comparativo entre os modelos de propulsores testados sob análise numérica neste trabalho a Tabela 6.1 é introduzida. Nela utiliza-se três séries de modelos de propulsores comercializados pela fabricante *Kongsberg* (chamada de série S3) para o comparativo com os propulsores P MEC.

Tabela 6.1 – Comparativo de parâmetros de performance entre os dispositivos T e S3.

Série	PMEC T			Köngsberg S3		
Modelo	T5	T6	T8	S3-100	S3-71	S3-45
h_b (mm)	5	10	20	---	---	---
F_p (kN)	211,8	105,9	51,5	≈ 115	≈ 56	≈ 21
W_c (MW)	17,6	4,3	0,9	$\approx 2,5$	$\approx 1,5$	$\approx 0,8$
V_o (nós)	5	5	5	5	5	5

Para que o comparativo fosse realizado de forma coerente, considerou-se que o domínio do dispositivo P MEC possuísse 1 metro de largura. Assim, elimina-se o problema da função da terceira componente dimensional nos resultados das simulações. Através da tabela, é possível observar que os valores de forças propulsivas F_p dos modelos da série P MEC, são significativamente superiores aos dos modelos concorrentes. Entretanto, em termos da potência consumida, os modelos P MEC são bem inferiores quanto ao seu desempenho. O modelo S3-100, por exemplo, segundo o catálogo do fornecedor, é um propulsor de dimensões consideráveis. Com mais de sete metros de comprimento, e com um bocal de ejeção de quase um metro, consome 2,5 MW quando opera em condições de mínima potência. Os valores da Tabela 6.1 são representados de forma gráfica através de Fig. 6.23. Apenas de forma ilustrativa, as três séries P MEC foram dispostos na Fig. 6.23, indicando pontualmente quais posições assumiriam de acordo com a força de propulsão e velocidade produzida.

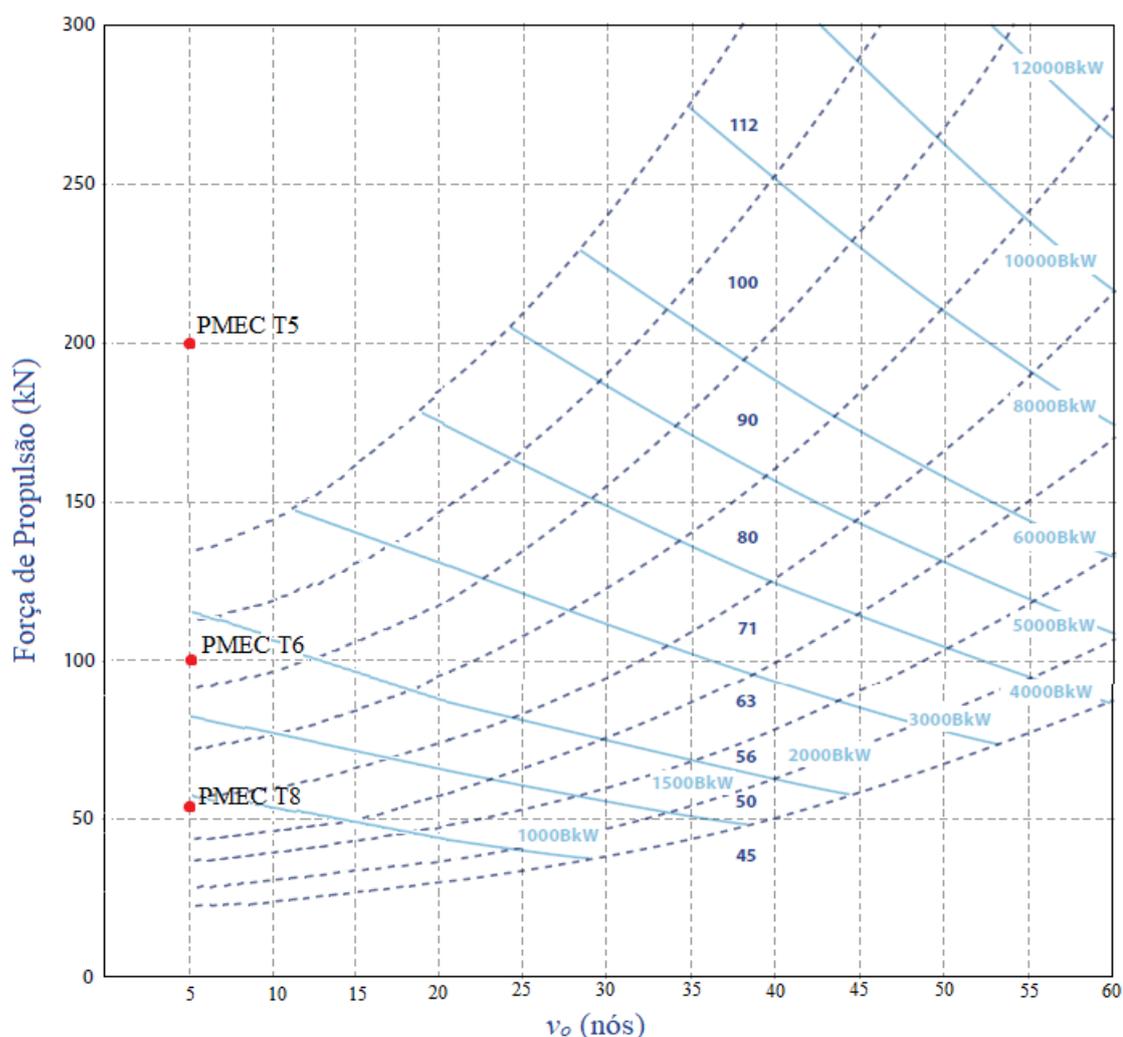


Figura 6.23 – Relação de propriedades dos propulsores da série S3 (Adaptado de: Köngsberg, 2019).

Através desta análise, o único dos modelos desenvolvidos neste trabalho que foi capaz de consumir uma potência equiparável com os modelos comerciais, foi o P MEC T8 (com potência bruta de 0,9 MW). Mesmo sendo o modelo que gerou o menor valor de força propulsiva entre todas as simulações ($F_p = 51$ kN), ainda assim, foi capaz de superar o modelo S3-45 ($F_p \approx 21$ kN).

As observações feitas até o momento, sugerem que, mesmo se tratando de um modelo preliminar de estudo, os propulsores P MEC são tecnicamente viáveis. Para tornar este o sistema de propulsão factível, ainda é necessário se desenvolver estudos acerca de metodologias para melhorar a eficiência global do dispositivo. O resultado deste comparativo, também corrobora com os resultados obtidos para análise de eficiência do protótipo P MEC apresentados nas Fig. 6.21 e 6.22. De fato, o sistema apresenta um consumo muito elevado de energia, mas em contrapartida, também é capaz de gerar forças de grande magnitude.

Sumariamente, a análise de potência do sistema indica que a utilização do fenômeno de efeito Coanda em um sistema propulsivo, é uma prática viável e potencialmente promissora. No entanto, a geração de altas taxas de amplificação das vazões mássicas (desejáveis em termos de força propulsiva) acarretam um decréscimo da eficiência global do sistema. Este fenômeno pode ser decorrente de uma possível aproximação da velocidade de máxima eficiência para a geometria proposta neste estudo. Para uma conclusão efetiva, maiores investigações devem ser conduzidas sobre a proposta de propulsores por efeito Coanda.

7. CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE

O presente trabalho apresentou um estudo numérico sobre um protótipo de propulsor marítimo baseado no efeito Coanda. O protótipo batizado de P MEC se utilizou do fenômeno físico do efeito Coanda para amplificar o fluxo de vazão mássica através do dispositivo. Neste estudo foi empregado a utilização de simulações de CFD para se realizar um estudo fenomenológico sobre um dispositivo desta espécie. Além disso, se utilizou os modelos de CFD para estimar valores de forças propulsivas e potência consumida pelo sistema, a fim de avaliar a viabilidade técnica do dispositivo como um sistema de propulsão real. As principais conclusões sobre a execução e análise de dados provenientes das simulações numéricas em torno da proposta de estudo podem ser enumeradas da forma que se segue:

1. A análise comparativa acerca da implementação dos dois modelos matemáticos para a resolução dos modelos de turbulência LES e RANS foi bem-sucedida. Os modelos foram utilizados para simular um mesmo problema físico, obtendo soluções com diferenças fenomenológicas visíveis. No entanto, os valores médios das propriedades do escoamento apresentaram boa concordância entre si. As médias das propriedades denotam que a utilização do modelo de turbulência RANS $k-\omega$ SST é suficientemente preciso para se determinar, com bom nível de aproximação, os campos médios de velocidades e pressões necessários para a realização de cálculos de eficiência, forças e vazão mássica. Ainda que o modelo $k-\omega$ SST não seja capaz de compor uma solução numérica que represente alguns aspectos físicos dos escoamentos turbulentos, a sua utilização para o projeto de dimensionamento de propulsores do tipo P MEC é bastante recomendada.
2. O aumento das vazões mássicas devido à variação do parâmetro h_b tem repercussão direta na geração na quantidade de movimento e forças de propulsão no sistema. Este efeito cascata, no entanto, tem um alto custo energético. Os resultados das simulações indicaram que a energia mecânica consumida ao aumentar as velocidades dos jatos nos bocais aumenta em uma taxa exponencial. Quando comparada com o ganho resultante de forças propulsivas F_p , notou-se uma grande perda de eficiência do sistema. Esta observação indicou que para gerar altos gradientes de velocidades, o fenômeno de amplificação se tornou ineficiente, para os casos analisados no presente trabalho.
3. Quando posto sob comparação com dispositivos de propulsão a jato d'água fabricados pela empresa Köngsberg, o protótipo conceitual do sistema de propulsão P MEC

apresenta resultados heterogêneos. Quando comparado com grandes sistemas de propulsão a jato, com geração de altas vazões mássicas, os resultados das simulações indicaram uma grande desvantagem do P MEC em comparação com os sistemas *waterjet*. Entretanto, um dos modelos numéricos, com dimensão $h_b = 20\text{mm}$ apresentou propriedades comparativamente melhor do que seus concorrentes.

4. A avaliação do parâmetro h_b se mostrou de grande contribuição para os resultados deste estudo. Entretanto, durante a construção das geometrias utilizadas nas simulações, diversos parâmetros geométricos foram deliberadamente negligenciados. Pela proposta deste tipo de mecanismo propulsor ser uma concepção recente, não há estudos suficientes na literatura que indiquem quais destes parâmetros tem influência sob a performance do dispositivo. Uma avaliação mais rigorosa do efeito destes parâmetros é altamente desejável em estudos futuros.

São sugeridas como propostas de continuidade para o presente trabalho:

1. A análise realizada neste trabalho, utilizou de uma simplificação geométrica do domínio ao adotar-se um modelo bidimensional. Para futuros estudos, recomenda-se a utilização de um modelo tridimensional para melhor reproduzir os fenômenos físicos que se sucedem pela geração do efeito Coanda e na sua aplicabilidade em sistemas e propulsão;
2. Utilizar valores de v_o compatíveis com as velocidades encontradas para sistemas *waterjet* tradicionais. A escolha imprópria deste parâmetro acarretou diversos inconvenientes no comparativo com os modelos comerciais. Valores v_o próximos de 50 nós (25,7 m/s) são altamente recomendados.
3. Realizar avaliações paramétricas em relação a performance de outros elementos geométricos do dispositivo, como por exemplo o ângulo de estreitamento dos bocais ejetores (α), e diferentes raios de curvatura da superfície de Coanda (Rc);
4. Investigar o emprego de modelos físicos mais realísticos para eliminar ou diminuir a ineficiência da solução em descrever os campos de pressões no domínio. Dentre eles a utilização de um modelo para escoamentos compressíveis ou de fluxo multifásico;
5. Desenvolver estudos de laboratório utilizando modelos físicos em escala para efetuar a validação dos resultados obtidos nas simulações neste trabalho.

8. REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO

ACHEON PROJECT., *Generalities*. Disponível em: < <http://acheon.eu/project/> >. Acesso: 28 de fevereiro de 2018, às 14:58h.

ANSYS Inc., **Documentation Manual, FLUENT 6.3.16**, United States, 2007.

ANSYS Inc., **ANSYS Fluent Theory Guide**, 15th ed., United States, 2013.

ANSYS Inc., **User's Guide, ANSYS Fluent 12.0**, United States, 2009.

AHMED, R.I.; ABU TALIB, A.R.; MOHD RAFIE, A.S.; DOJODIHARDJO, H.; *Aerodynamics and flight mechanics of MAV based on Coanda Effect*, **Aerospace Science and Technology** 2017, 62, 136-147. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2016.11.023>.

BAFFIGI, F., DUMAS, A., GIULIANI, I., MADONIA, M., TRANCOSI, M., *Ugello Capace di Deviare in Modo Dinamico e Controllabile un Getto Sintetico Senza Parti Meccaniche in Movimento e Relativo Sistema di Controllo*. Patent IT 0001406404, Deposito RE2011A000049, Filing date July 01, 2011, Publication date September 30, 2011, approved on February 21, 2014.

BLACK, S., SHEN, Y. AND JESSUP, D., Advanced Blade Sections for High Speed propellers, **Proc., Propeller/Shafting**, Symp. SNAME, 2006.

BULTEN N. W. H., **Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System**. Ph.D. Thesys, Technische Univertsiteit Eindhoven. 2006.

ÇENGEL, Y. A., CIMBALA, J., **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. McGraw-Hill, São Paulo, 1ª Ed, 2007.

CÎRCU, I., NEDEL CUT, F., DINEA, S., *Coanda Effect Used to Improve the Efficiency of a Rotary Wing Aircraft*. The Annals od “Dunarea de Jos” University of Galati, Romênia. ISSN 1224-5615. 2010.

CLARK, R.A., FERZIGER, J.H., REYNOLDS, W.C., *Evaluation of Sub-Grid Scale Turbulence Models Using an Accurately Simulated Turbulent Flow*, **J. Fluid Mech.**, vol. 91, pp. 1-16. 1979.

COANDA, H., US Patent n. 3.261.162, **Lifting Device Coanda Effect**. USA, 1936.

COHEN H., ROGERS, G.F.C., SARAVANAMUTTO, H.I.H., *Gas Turbine Theory*. Logman Group, London, 1972.

DINEA, S., 2009. *Contributti la studil efectului Coandâ*. Tese de Doutorado apresentado a Universidade Politécnică de Bucureste, Romênia.

DEARDORFF, J.M., 1970. *A Numerical Study of Three-dimensional Turbulent Channel Flow at Large Reynolds Number*, **J. Fluid Mech.**, vol. 41, pp. 453-480.

DOS SANTOS, E. D., **Análise Numérica De escoamentos Turbulentos Não Reativos Com Transferência De Calor Por Convecção E Radiação Térmica Em Meios Participantes**. Tese para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS. 20011.

DOS SANTOS, E.D., PETRY, A. P., ROCHA, L.A.O, “Numerical Analysis of Non-Isothermal Lid-driven Cavity Flows using Large Eddy Simulation”, **12th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, ENCIT 2008**, Belo Horizonte, MG. 2008.

DJOJODIHARDJO H., ABDULHAMID M. F., BASRI S., ROMILI F. I., MAJID D. L. A. *Numerical Simulation and Analysis of Coanda Effect Circulation Control for Wind-Turbine Application Considerations*. **IIUM Engineering Journal, Special Issue**. 2011.

DRĂGAN, V., *A New Mathematical Model for High Thickness Coanda Effect Wall Jets*. **Review Of the Air Force Academy**. No 1 (23), 2013.

DRĂGAN, V., **A novel divertless thrust vectoring nozzle using the countercirculation aerodynamic effect: Maximal Aerodynamic Yaw Actuator-MAYA**. Incas Bulletin, vol.3, Issue 1, p. 39-46, 2011.

DRĂGAN, V., **A parametric study of a thick, incompressible flow over a curved surface**. Incas Bulletin, vol 3. Issue 4, p. 145-152, 2011.

EUROPEAN COMISSION. *Research and Innovation: FP7*. Disponível em: <https://ec.europa.eu/research/fp7/index_en.cfm> Acesso: 28 de fevereiro de 2018, às 15:42.

ESLAMDOOST a., LARSSON L., BENSOW R., *Net and Gross Thrust in Waterjet Propulsion*. **Journal of Ship Research**, Vol. 60, No. 2, pp. 78-91. 2016.

FINDIKAKIS, A.N., STREET, R.L., *Mathematical Description of Turbulent Flows*, **J. Hydraul. Div.**, ASCE, vol. 108, No.HY8, paper 17265, pp. 887-903. 1982.

GERMANO, M., *Turbulent Fluctuations Coupled with the Radiation Field*, **AIAA** paper, Vol. 78, pp. 780 – 840. 1978.

GUPTA, A., MODEST, M. F., HAWORTH, D. C., *Large-Eddy Simulation of Turbulence-Radiation Interactions in a Turbulent Planar Channel Flow*, **J. Heat Transfer**, Vol. 131, pp. 061704-1 – 061704-8. 2009.

HAMILTON MARINE, *News*; Disponível em: <http://www.hamiltonmarine.co.nz/newsd4f0.html?p=view&news_id=21> Acesso: 13 de dezembro de 2018, às 13:12.

JONES, W.P., PAUL, M.C., *Combination of DOM with LES in a Gas Turbine Combustor*, **Int. J. Eng. Science**, vol. 43, pp. 379 – 397. 2005.

KARASSIC, I.J., MESSINA, J.P., COOPER P., HEALD, C.C., **Pump Handbook**. McGraw-Hill, New York, USA, 2001.

KIM H. D., RAJESH G., SETOGUCHI T., MATSUO S. *Optimization Study of a Coanda Ejector*. **Journal of Thermal Science**. Vol 15, No 4, pp. 331-336. 2006. DOI: 10.1007/s11630-006-0331-2

KONGSBERG, **Marine Products and Systems**. Kirkegårdsvein, Noroega, 2019.

LEMOS, R. de L., 2016. **Análise Numérica com Escoamento Turbulento Sobre Perfis Hidrodinâmicos**. Projeto de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica Naval, Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande – FURG.

LEMOS, R. de L., VIEIRA, R. S., ISOLDI, L. A., ROCHA, L. A. O., PEREIRA, M. dos S., Dos SANTOS, E. D. *Numerical Analysis of a Turbulent Flow with Coanda Effect in Hydrodynamics Profiles*. **FME Transactions**, Vol. 45, No. 3, pp. 412-420. 2017. (DOI:10.5937/fmet1703412L).

LEONARD, A., 1974. “*Energy Cascade in Large-Eddy Simulations of Turbulent Fluid Flows*”, **Adv. Geophys.**, Vol. 18A, pp. 237-248.

LESIEUR, M., MÉTAIS, O., COMTE, P., *Large-Eddy Simulations of Turbulence*, Cambridge, New York. 2005.

MACINTYRE, J. A., “**Equipamentos Industriais e de Processo**”. LTC, Rio de Janeiro, Brasil, 2011.

MALISKA, C. R., 2004, “**Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**”, Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2ª Ed.

MAZUMDAR, A., TRIANTAFYLLOU, M. S., ASADA, H. H., *Dynamic Analysis and Design of Spheroidal Underwater Robots for Precision Multidirectional Maneuvering*. **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, Vol. 20, No. 6, 2015.

MENTER, F. R., Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. **AIAA Journal**, v.32, n. 8, 1993. (DOI: 10.2514/3.12149)

MENTER, F. R.; KUNTZ, M. e LANGTRY, R., *Ten years of industrial experience with the SST turbulence model*, **Turbulence, Heat and Mass Transfer 4**, Begell House Inc., p. 625-632, 2003.

MOUKALLED, F., MANGINI, L., DARWISH, M., **The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics**. Suíça, Springer, 2016.

NAUTICEXPO, *Products*. Disponível em: < <http://www.nauticexpo.com/prod/hamilton-jet/product-21610-242957.html> >. Acesso: 13 de dezembro de 2018, às 17:33h.

NEWMAN B. G., *The deflection of plane jets by adjacent boundaries - Coanda Effect*. **In Boundary layer and flow control**, pp 232–265, 1961.

OLIVITTO, Constantin., **Fluidic Elements Based on Coanda Effect**. Incas Bulletin, vol.2, number 4, p. 163, 2010.

PATANKAR, S.V., “**Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**”, McGraw-Hill, New York, USA. 1980.

POPE, S. B., “**Turbulent Flows**”, Cambridge University Press, Cambridge, UK; 2000.

ROLLS-ROYCE, *Catalogue of Marine Products and Systems*. Disponível em: < <http://www.rolls-royce.com/products-and-services/marine/product-finder/propulsors.aspx> > Acesso: 25 de março de 2018 às 15:29h.

SEO, D-W.; OH, J.; JANG, J. *Performance Analysis of a Horn-Type Rudder Implementing the Coanda Effect*, **International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering** 2017, 9(2), 177 – 184. (doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2016.09.003).

SILVEIRA NETO, A., “**Turbulência**”, Volume I, Editores: Silva Freire, A.P.; Menut, P.P.M.; Su, J., Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, Rio de Janeiro, Brasil. 2002.

SCHLICHTING, H., **Boundary-layer Theory**. McGraw-Hill, New York. 1979.

SMAGORINSKY, J., *General circulation experiments with the primitive equations. I. The basic experiment*, **Mon. Weather Rev.**, v. 91, pp. 99-164. 1963.

TRANCOSSI, M.; DUMAS, A. *Coanda synthetic jet deflection apparatus and control*. No. 2011-01-2590. **SAE 320 Technical Paper**, 2011.

TRANCOSSI, M., MADONIA, M., DUMAS, A., ANGELI, D., BINGHAM, C., DAS, S. S., GRIMACCIA, F., PASCOA, J. M., PORRECA, E., SMITH, T., STEWART, P., SUBHASH, M., SUNOL, A., VUCINIC, D. *A new aircraft architecture based on the ACHEON Coanda nozzle: flight model and energy evaluation*. **Eur. Transp. Res. Rev.**, 8: 11. 2016a. (DOI: 10.1007/s12544-016-0198-4).

TRANCOSSI, M., STEWART, J., SUBHASH, M., ANGELI, D. *Mathematical Model of a Constructal Coanda Effect Nozzle*. **Journal of Applied Fluid Mechanics**, Vol.9, No.6, pp. 2813-2833. 2016b.

TERWISGA, T. *Waterjet-hull interaction, PhD thesis*, Delft Technical University. 1996.

VERSTEEG, H., K., MALALASEKERA, W., *Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Pearson, England. 2007.

WÄRTSILÄ PROPULSORS, *Midsize Waterjets Product Guide*, **Wärtsilä Netherlands B.V.**, 2017.

WILCOX, D. C., *Turbulence Modeling for CFD*. DWC Industries, La Canada, USA. 2002.

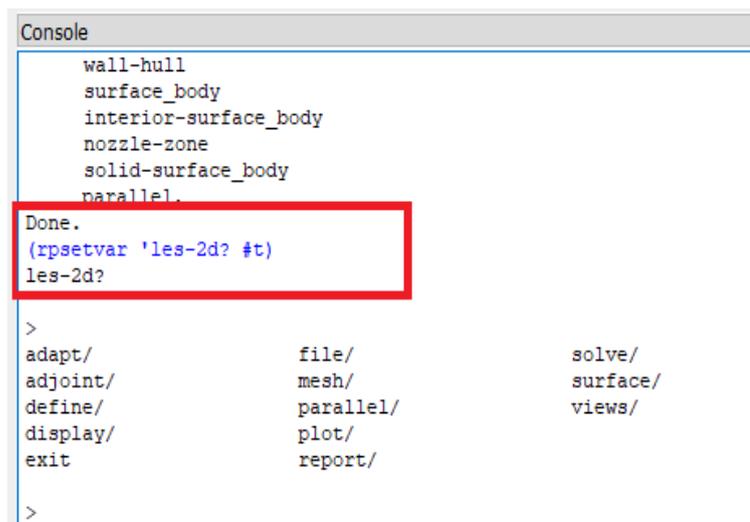
WILCOX, D. C., *Formulation of the $k-\omega$ Turbulence Model Revisited*. DCW Industries Inc., La Cañada, California. 2008. (DOI: 10.2514/1.26541).

WING, D. J. *Static investigation of two fluidic thrust-vectoring concepts on a two-dimensional convergent-divergent nozzle*. 1994.

WOUD H. K., STAPERSMA D., *Design of Propulsion and Electric Power Generation Systems*. IMAerEST, Aldgate House. London. 2013.

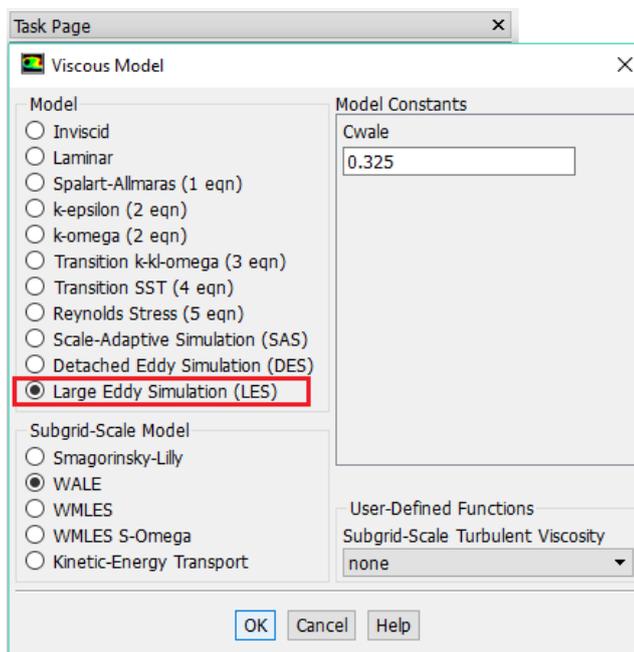
APÊNDICE A – Configuração do LES 2D no ANSYS Fluent

Para ter acesso ao mecanismo de simulação LES através do ANSYS Fluent, carregue um arquivo *.cas* para o programa. Uma série de janelas da interface do software serão exibidas. Assim que a janela de comandos de texto permitir, o usuário deve inserir o comando (*rpsetvar 'les-2d? #t*) e confirmar a ordem. A ilustração abaixo demonstra como este processo se dá na interface do programa.



```
Console
wall-hull
surface_body
interior-surface_body
nozzle-zone
solid-surface_body
parallel.
Done.
(rpsetvar 'les-2d? #t)
les-2d?
>
adapt/          file/          solve/
adjoint/        mesh/         surface/
define/         parallel/     views/
display/        plot/
exit            report/
>
```

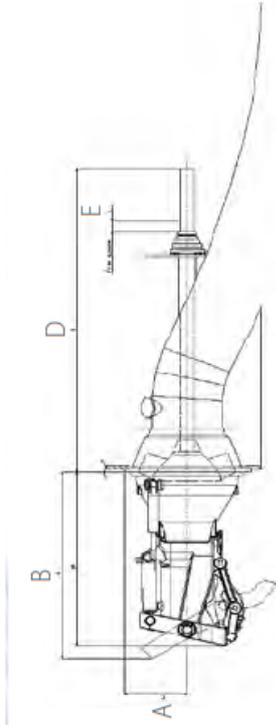
Logo após a confirmação, o usuário pode seguir realizando as configurações que lhe forem convenientes. Ao acessar a janela de configuração do modelo de viscosidade, nota-se que o modelo LES estará habilitado para seleção. A figura a seguir exibe como a opção é apresentada na interface do software.



ANEXO I – Informações técnicas da série Kongsberg S3.

Key features:

- Highest pump performance on the market
- Stainless steel for maximum corrosion and wear resistance
- Impeller, nozzle and inlet duct designs optimised to meet each application's performance demands



PROPULSORS

Technical data

Waterjet	Dimensions (mm)				Power range (kW)*	Weight (kg)		
	A	B	D (typical)	E (typical)		Steerable	Booster	EW**
S3-45	410	1318	2450	100	800 - 1790	725	453	577
S3-50	500	1455	2110	100	1000 - 2580	1004	600	750
S3-56	550	1630	2310	100	1200 - 3440	1385	865	1040
S3-63	600	1782	2510	100	1400 - 4300	1882	1172	1490
S3-71	650	2005	2600	100	1500 - 5100	2550	1596	2130
S3-80	700	2269	2800	100	1800 - 6500	3565	2180	3050
S3-90	800	2527	3180	100	2000 - 8500	4820	2940	4340
S3-100	900	2785	3560	100	2500 - 10000	6090	3700	5950
S3-112	1000	3119	3910	100	4000 - 12500	8360	5240	8370
S3-125	1100	3487	4020	100	5000 - 16000	11720	7460	11630
S3-140	1232	3906	4503	100	6000 - 20000	16210	10360	16341
S3-160	1400	4462	5180	100	7000 - 26000	23670	10550	24400
S3-180	1600	5020	5770	100	8000 - 33000	33100	12650	34740
S3-200	1760	5580	6432	100	10000 - 41000	44720	28840	47633

* Depending on speed and operating profile. For performance predictions please contact Rolls-Royce

** Entrained water inside transom

All data subject to change without prior notice

ANEXO II – Dados dimensionais dos propulsores Wärtsilä.

8. Main Data

8.1 Waterjet dimensions and weights

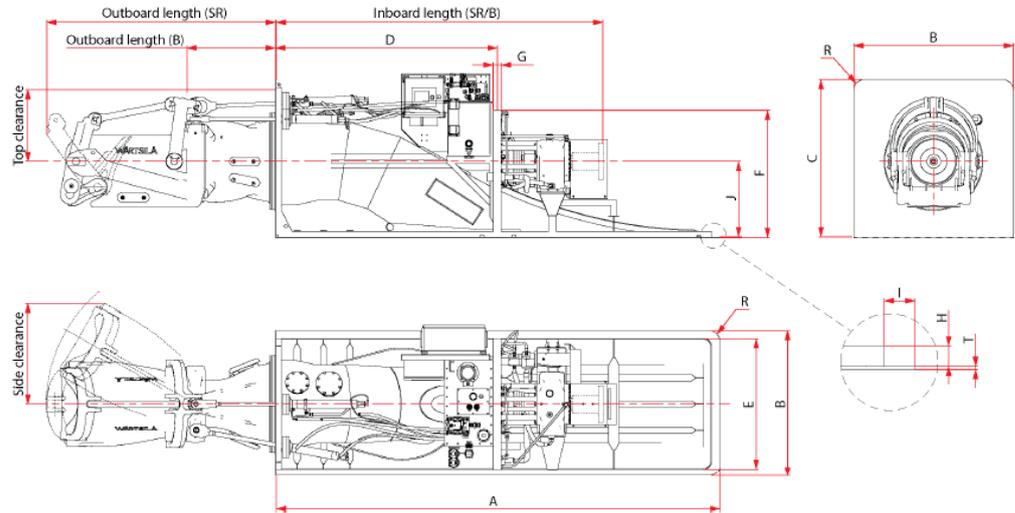
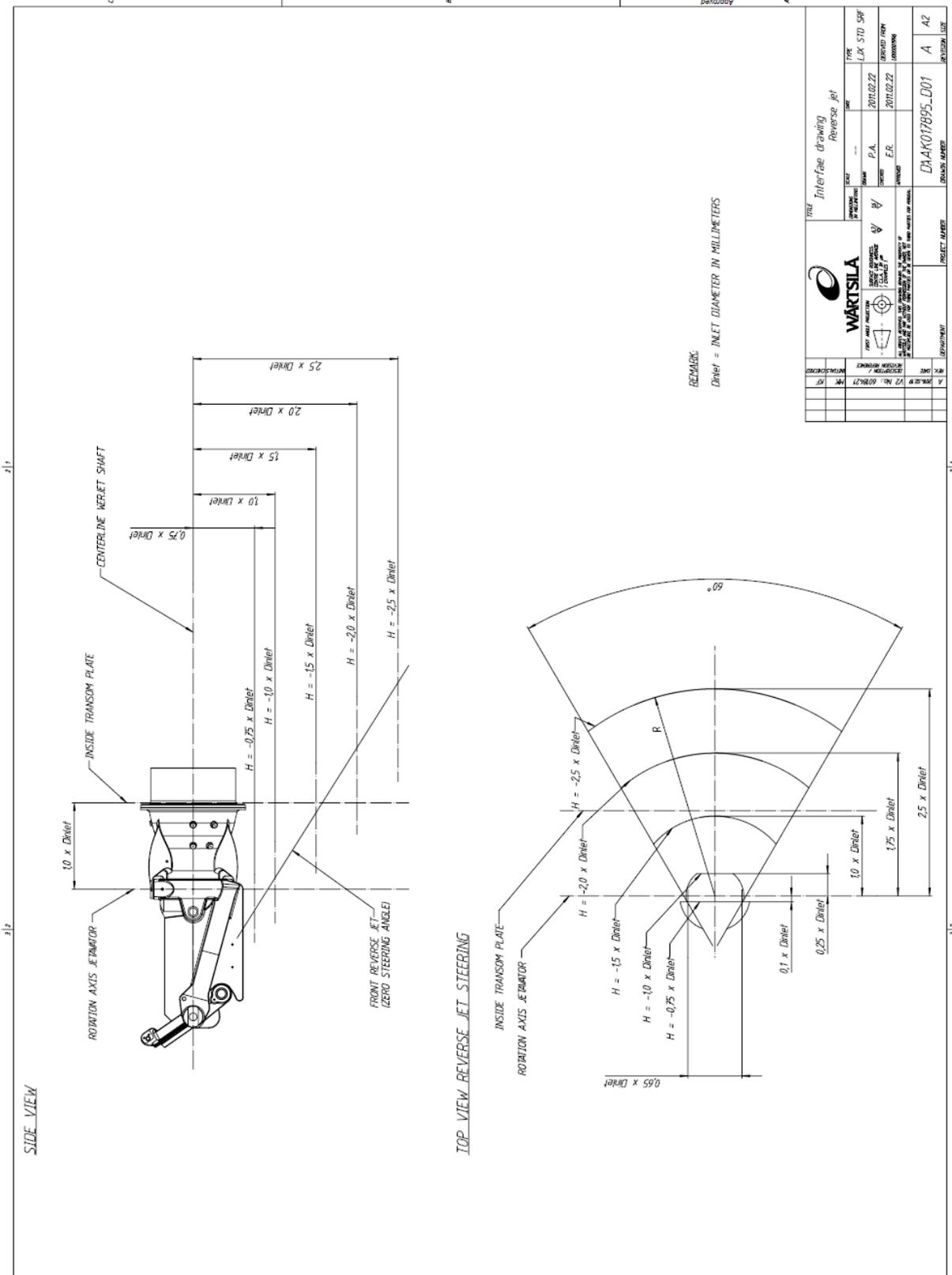


Fig 8-1 Waterjet dimensions

Table 8-1 Waterjet dimensions and weights

	510	570	640	720	810
Inboard length	2350	2520	2720	3000	3220
Outboard length (SR)	1540	1730	1930	2170	2440
Outboard length (B)	625	695	780	875	985
Side clearance	690	760	860	970	1090
Top Clearance	620	660	700	750	810
Entrained water [ltr]	450	600	850	1250	1750
Mass (SR) [kg]	1400	1750	2400	2850	3600
Mass (B) [kg]	1050	1300	1800	2250	3000
A	2975	3325	3735	4200	4725
B	1100	1200	1400	1400	1400
C	1065	1190	1335	1500	1690
D	1490	1660	1870	2100	2360
E	1050	1100	1300	1300	1300
F	996	1058	1128	1208	1300
G	50	50	75	75	75
H	35	40	45	50	55
I	25	50	50	50	50



DATE		REV.		DESCRIPTION		APPROVED		PROJECT NAME		DEPARTMENT		PROJECT NUMBER		DESIGNER		CHECKER		DATE		TYPE	
								DA-K017895_001		A2		A		A		A		2011.02.22		LJK STD SP	
								E.R.		E.R.		P.A.		P.A.		P.A.		2011.02.22		LJK STD SP	
								E.R.		E.R.		P.A.		P.A.		P.A.		2011.02.22		LJK STD SP	
								E.R.		E.R.		P.A.		P.A.		P.A.		2011.02.22		LJK STD SP	



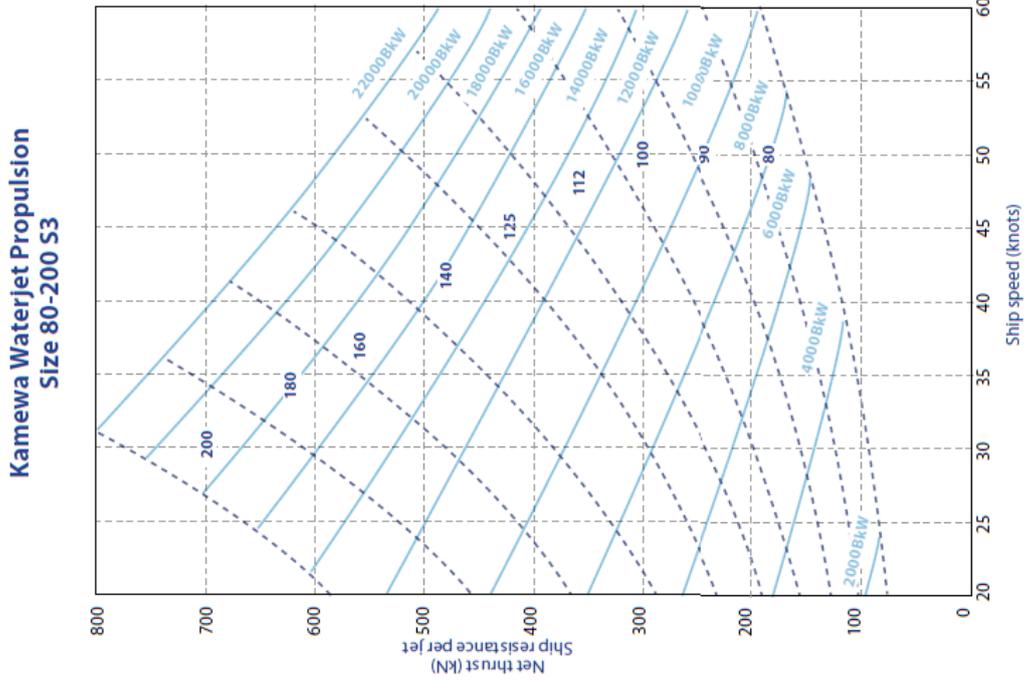
Interface drawing
Reverse Jet

WARTSILA
100% WELDED
STEEL
CONSTRUCTION
100% WELDED
STEEL
CONSTRUCTION
100% WELDED
STEEL
CONSTRUCTION
100% WELDED
STEEL
CONSTRUCTION

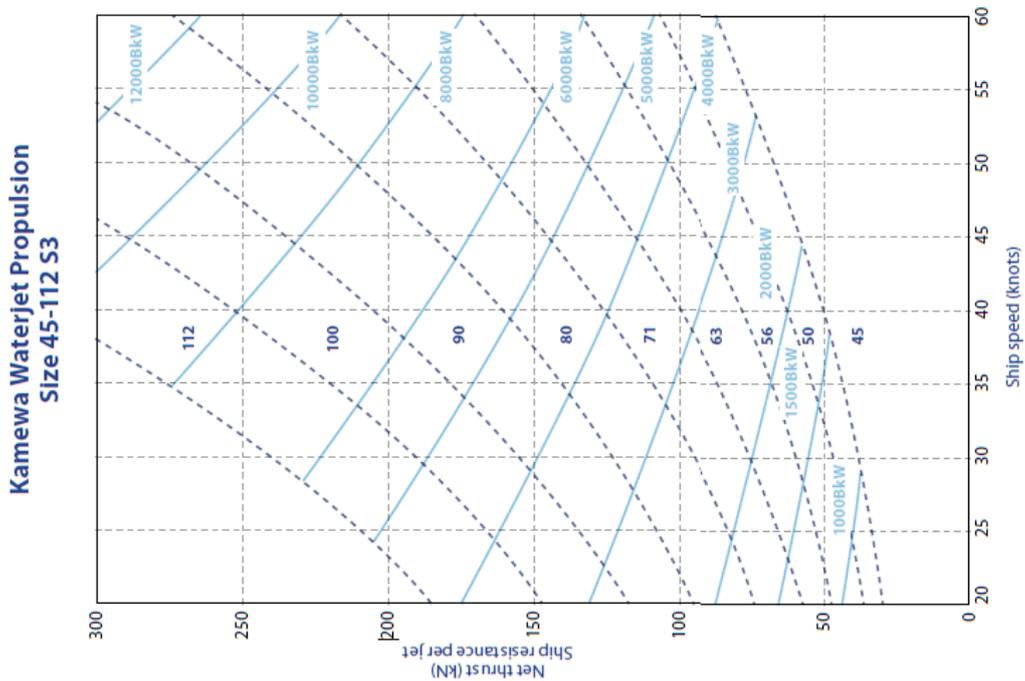
DATE		REV.		DESCRIPTION		APPROVED		PROJECT NAME		DEPARTMENT		PROJECT NUMBER		DESIGNER		CHECKER		DATE		TYPE	
								DA-K017895_001		A2		A		A		A		2011.02.22		LJK STD SP	

ANEXO III – Informações operacionais dos propulsores Kongsberg S3.

PROPULSORS



*This table are for preliminary size selection only, in order to get an understanding of weight and size. For performance predictions for your specific vessel, please contact Rolls-Royce.



*This table are for preliminary size selection only, in order to get an understanding of weight and size. For performance predictions for your specific vessel, please contact Rolls-Royce.