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

AVALIAÇÃO GEOMÉTRICA DE UM CONVERSOR DE ENERGIA DAS ONDAS DO MAR EM ENERGIA ELÉTRICA DO TIPO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE EMPREGANDO UM MODELO AXISSIMÉTRICO E DADOS REALÍSTICOS DE ESTADO DE MAR

por

Édis Antunes Pinto Júnior

Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Oceânica

Rio Grande, julho de 2020

AVALIAÇÃO GEOMÉTRICA DE UM CONVERSOR DE ENERGIA DAS ONDAS DO MAR EM ENERGIA ELÉTRICA DO TIPO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE EMPREGANDO UM MODELO AXISSIMÉTRICO E DADOS REALÍSTICOS DE ESTADO DE MAR

Por

Édis Antunes Pinto Júnior
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 necessários para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Área de Concentração: Engenharia Marítima

Orientador: Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Coorientador: Prof. Dr. José Manuel Paixão Conde

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Liércio André Isoldi	PPGEO/FURG
Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos	PPGEO/FURG
Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha	PPGEM/UNISINOS
Prof. Dr. Paulo Roberto de Freitas Teixeira	PPGEO/FURG

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

Rio Grande, 29 de julho de 2020

"AVALIAÇÃO GEOMÉTRICA DE UM CONVERSOR DE ENERGIA DAS ONDAS DO MAR EM ENERGIA ELÉTRICA DO TIPO COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE EMPREGANDO UM MODELO AXISSIMÉTRICO E DADOS REALÍSTICOS DE ESTADO DE MAR"

ÉDIS ANTUNES PINTO JÚNIOR

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de:

MESTRE EM ENGENHARIA OCEÂNICA

Tendo sido aprovada em sua forma final pela Coordenação de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Coordenador do PPGEO/FURG

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Orientador – PPGEO/FURG

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Membro Interno – PPGEO/FURG

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Membro Externo – Unisinos

Prof. Dr. Paulo Roberto de Freitas Teixeira
Membro Interno – PPGEO/FURG

Ficha Catalográfica

P659a Pinto Júnior, Édis Antunes.
Avaliação geométrica de um conversor de energia das ondas do mar em energia elétrica do tipo coluna de água oscilante empregando um modelo axissimétrico e dados realísticos de estado de mar / Édis Antunes Pinto Júnior. – 2020.
97 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Rio Grande/RS, 2020.
Orientador: Dr. Liércio André Isoldi.
Coorientador: Dr. José Manuel Paixão Conde.

1. Dados Realísticos de Estado de Mar 2. Domínio Axissimétrico 3. Escoamento Irregular 4. Avaliação Geométrica 5. *Constructal Design* I. Isoldi, Liércio André II. Conde, José Manuel Paixão III. Título.

CDU 621.8.032

Catalogação na Fonte: Bibliotecário José Paulo dos Santos CRB 10/2344

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal do Rio Grande (FURG), através da qual esse trabalho foi possível;

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGEO), pela oferta do curso;

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo suporte financeiro;

Ao meu orientador, Prof. Dr. Liércio André Isoldi, por aceitar me orientar, por acreditar na minha capacidade e por me possibilitar esta oportunidade de aprendizado e conhecimento.

E ao meu coorientador, Prof. Dr. José Manuel Paixão Conde, por aceitar me coorientar e por se dispor a ajudar na conclusão dessa pesquisa.

RESUMO

O cenário internacional de escassez de recursos não renováveis somado à crescente demanda energética, são incentivos para a diversificação das matrizes energéticas mundiais com foco em fontes renováveis de energia. Nesse contexto, o Brasil dispõe de uma grande extensão de zonas propícias à exploração da energia das ondas do mar, sendo a costa sul do país uma das regiões mais energéticas do litoral. Existem diversas tecnologias propostas para a conversão da energia das ondas do mar em eletricidade, entre elas destaca-se o dispositivo Coluna de Água Oscilante (CAO), que é composto, basicamente, por uma câmara hidropneumática e um duto onde é instalada uma turbina acoplada a um gerador elétrico. Sua câmara é aberta abaixo da superfície livre da água, enquanto o duto é aberto para a atmosfera. O movimento oscilante da superfície livre da água, produzido pelas ondas incidentes, faz com que o ar escoe através do duto e acione a turbina. Uma das metodologias empregadas na modelagem computacional do princípio de funcionamento desse dispositivo é a Metodologia Ar, que simplifica a análise do problema considerando apenas o escoamento de ar no interior do conversor. Nesta pesquisa, considerando a Metodologia Ar, um modelo axissimétrico foi desenvolvido e validado para a simulação de um conversor CAO submetido a um estado de mar realístico, representativo da região da Praia do Cassino, em Rio Grande - RS. Foi utilizado o Método dos Volumes Finitos (MVF), através do software Fluent, para a solução das equações de conservação de massa e de quantidade de movimento para o escoamento de ar no interior do CAO. Além disso, foi avaliada a influência de parâmetros geométricos na potência disponível do conversor CAO, através do Design Construtal aliado à Busca Exaustiva. Para isso, dois graus de liberdade foram variados: a relação entre a altura e o diâmetro da câmara hidropneumática (H_1/L_1) e a relação entre a altura e o diâmetro da menor base de uma região, cuja superfície de revolução tem formato trapezoidal, localizada entre a câmara hidropneumática e o duto da turbina (H_2/L_2), além disso, relação entre a altura e o diâmetro do duto da turbina (H_3/L_3) foi mantido constante. Os resultados indicam que a maior potência do conversor é alcançada pelos menores valores de H_1/L_1 e maiores valores de H_2/L_2, tendo como melhor caso, obtido por $H_1/L_1 = 0{,}1$ e $H_2/L_2 = 0{,}81$, uma potência 839 vezes maior do que o pior caso, porém, os valores encontrados são impraticáveis em dispositivos reais, sendo necessário limitar a potência dos conversores à 500 kW para tornar essa avaliação mais próxima da realidade, assim, a maior potência obtida foi de 15,5 vezes maior do que a encontrada no pior caso, sendo esses valores condizentes com outros estudos desenvolvidos.

Palavras-chaves: Dados realísticos de estado de mar; Domínio axissimétrico; Escoamento irregular; Avaliação geométrica; Constructal Design.

ABSTRACT

The international scenario of non-renewable resources shortage added to the growing energy demand, are incentives for the diversification of the world's energy matrixes with a focus on renewable energy sources. In this context, Brazil has a wide range of conducive areas to the sea wave energy exploitation, the country south coast being one of the most energetic regions of the coast. There are several technologies proposed for converting sea wave energy into electricity, among them the Oscillating Water Column (OWC) device, which is basically composed by a hydropneumatic chamber and a duct where a coupled turbine is installed to an electric generator. Its chamber is opened below the water free surface, while the duct is opened to the atmosphere. The water free surface oscillating movement, produced by the incident waves, causes the air to flow through the duct and activate the turbine. One of the methodologies used in the operating principle computational modeling of this device is the Air Methodology, which simplifies the problem analysis considering only the air flow inside the converter. In this research, considering the Air Methodology, an axisymmetric model was developed and validated for the OWC converter simulation subjected to a realistic sea state, representative of the Praia do Cassino region, in Rio Grande – RS. The Finite Volume Method (FVM) was used, through the Fluent software, to solve the mass conservation equation and momentum conservation equation for the air flow inside the OWC. In addition, the geometric parameters influence on the available power of the OWC converter was evaluated, through the Constructal Design combined with the Exhaustive Search. For this, two degrees of freedom were varied: the relationship between the hydropneumatic chamber height and width (H_1/L_1) and the relationship between the height and width of the smallest base of a region, with a trapezoidal shape, located between the chamber hydropneumatic and the turbine duct (H_2/L_2). The results indicate that the greatest power of the converter is achieved by the $H_1/L1$ lowest values and the H_2/L_2 highest values, having the best case obtained by $H_1/L_1 = 0.1$ and $H_2/L_2 = 0.81$, a power 839 times greater than the worst case. These found results are impractical on real devices, so, to make this assessment closer to reality, it limited the power of the converters to 500 kW, thus, the highest power obtained was 15.5 times greater than that found in the worst case, being these values are consistent with other studies developed.

Keywords: Realistic sea state data; Axisymetric domain; Irregular flow; Geometric evaluation; Constructal Design.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO 17
1.1. Estado da arte 20
1.2. Justificativas 26
1.3. Objetivos 26
1.3.1. Objetivo geral 27
1.3.2. Objetivos específicos 27
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 28
2.1. Coluna de Água Oscilante 28
2.1.1. Centrais de conversores do tipo Coluna de Água Oscilante pelo mundo 29
2.2. Teoria Construtal 30
3. MODELAGEM MATEMÁTICA 32
3.1. Equações que governam o escoamento 33
3.1.1. Modelos de turbulência 34
Modelo κ-ε padrão 35
Modelo κ-ω padrão 36
Modelo κ-ω SST 37
3.2. Potência teórica em dispositivos CAO 39
3.3. Avaliação geométrica 40
4. MODELAGEM NUMÉRICA 45
4.1. Método de Volumes Finitos (MVF) 45
4.2. Acoplamento pressão-velocidade 46
4.2.1. Método SIMPLE (*Semi IMPlict Linked Equations*) 47
4.2.2. Método SIMPLEC (*Semi IMPlict Linked Equations Consistent*) 48
4.2.3. Método PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*) 48
4.2.4. Método acoplado (*Coupled*) 49
4.3. Esquemas de interpolação 49
4.3.1. Esquema *Upwind* de Primeira Ordem 49
4.3.2. Esquema *Upwind* de Segunda Ordem 50
5. REGIÃO DE ESTUDO 51
5.1. Dados realísticos de estado de mar 53
5.1.1. Modelo espectral de ondas 54

5.1.2. Transformação do espectro em ondas irregulares 54
5.1.3. Transformação da elevação em velocidade vertical 55
5.2. Série temporal utilizada 56
6. VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO 58
6.1. Primeira validação 60
6.1.1. Ensaios experimentais 60
6.1.2. Domínio e condições de contorno 61
6.1.3. Tempo de processamento × erro 62
6.2. Segunda validação 64
6.2.1. Ensaios experimentais 64
6.2.2. Domínio e condições de contorno 65
6.2.3. Tempo de processamento × erro 66
6.3. Terceira validação 68
6.3.1. Ensaios experimentais 68
6.3.2. Domínio e condições de contorno 69
6.3.3. Tempo de processamento × erro 70
6.4. Escolha do modelo numérico 71
6.5. Teste de independência de passo de tempo e de resíduo 76
6.6. Teste de independência de malha 80
7. RESULTADOS E DISCUSSÕES 81
7.1. Limitação da potência teórica 85
8. CONSIDERAÇÕES FINAIS 89
8.1. Definição do modelo numérico 89
8.2. Avaliação geométrica 90
8.3. Propostas de continuidade 91
9. REFERÊNCIAS 92

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Potencial energético extraível por país em zonas com alta probabilidade de exploração de ondas marinhas (Fonte: Adaptado de Weiss et al., 2018). 17
Figura 1.2 - Potência média em kW/m de frente de onda na costa brasileira (Fonte: Adaptado de Guimarães et al., 2018). 18
Figura 2.1 - Dispositivo do tipo coluna de água oscilante (Fonte: Adaptado de Falcão e Henriques, 2015). 28
Figura 3.1 - Domínio computacional: (a) dimensões e (b) condições de contorno (Fonte: Próprio autor). 33
Figura 3.2 - Domínio CAO dividido por áreas (Fonte: Próprio autor). 41
Figura 3.3 - Domínio estudado: (a) $L_2 = L_1$, (b) $L_1 < L_2 < L_3$ e c) $L_2 = L_3$ (Fonte: Próprio autor). 42
Figura 3.4 - Variação dos graus de liberdade empregados na avaliação geométrica (Fonte: Próprio autor). 44
Figura 4.1 - Técnica de discretização. (Fonte: Adaptado de Maliska, 2004). 46
Figura 5.1 - Distribuição populacional no Rio Grande do Sul. (Fonte: Adaptado de Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística – Estimativa da População 2018). 52
Figura 5.2 - Distribuição populacional no Rio Grande do Sul. (Fonte: Adaptado de Balanço energético do Rio Grande do Sul, 2015). 52
Figura 5.3 - Local escolhido para estudo. (Fonte: Adaptado de Lisboa et al., 2018). 53
Figura 5.4 - Registro da elevação da superfície de diversas ondas regulares ao longo do tempo. (Fonte: Adaptado de Alves, 1996) 55
Figura 5.5 - Histograma bivariado. (Fonte: Próprio autor). 56
Figura 6.1 - Geometria do escoamento sobre um degrau descendente. (Fonte: Adaptado de ERCOFTAC, 1995). 60
Figura 6.2 - Dimensões do domínio e condições de contorno da primeira validação. (Fonte: Próprio autor). 61
Figura 6.3 - Componentes da velocidade na seção de entrada do domínio utilizado na primeira validação. (Fonte: Próprio autor). 61
Figura 6.4 - Componentes da turbulência na seção de entrada do domínio utilizado na primeira validação. (Fonte: Próprio autor). 62
Figura 6.5 - Comparação entre modelos na primeira validação. (Fonte: Próprio autor). 63
Figura 6.6 - Geometria do escoamento através de expansões axissimétricas. (Fonte: Adaptado de ERCOFTAC, 1995). 64
Figura 6.7 - Dimensões do domínio e condições de contorno da segunda validação. (Fonte: Próprio autor). 65
Figura 6.8 - Perfis dos componentes da velocidade na seção de entrada do domínio utilizado na segunda validação. (Fonte: Próprio autor). 66
Figura 6.9 - Perfis dos componentes dos modelos de turbulência na seção de entrada do domínio utilizado na segunda validação. (Fonte: Próprio autor). 66
Figura 6.10 - Comparação entre modelos na segunda validação. (Fonte: Próprio autor). 67
Figura 6.11 - Geometria do caso usado na terceira validação. (Fonte: Adaptado de Sumida, 2009). 68
Figura 6.12 - Dimensões do domínio e condições de contorno da terceira validação. (Fonte: Próprio autor). 69
Figura 6.13 - Comparação entre modelos na terceira validação. (Fonte: Próprio autor). 70
Figura 6.14 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na primeira validação. (Fonte: Próprio autor). 72
Figura 6.15 – Comparação entre os perfis de velocidade vertical obtidos na primeira validação.

(Fonte: Próprio autor). 73
Figura 6.16 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação. (Fonte: Próprio autor). 73
Figura 6.17 – Comparação entre os perfis de velocidade vertical obtidos na segunda validação. (Fonte: Próprio autor). 74
Figura 6.18 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação no instante 0π. (Fonte: Próprio autor). 74
Figura 6.19 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação no instante π/2. (Fonte: Próprio autor). 75
Figura 6.20 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação no instante π. (Fonte: Próprio autor). 75
Figura 6.21 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação no instante 3π/2. (Fonte: Próprio autor). 75
Figura 6.22 - Vazão mássica obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor). 77
Figura 6.23 - Pressão dinâmica obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor). 77
Figura 6.24 - Pressão estática obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor). 78
Figura 6.25 - Pressão total obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor). 78
Figura 6.26 - Velocidade axial obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor). 78
Figura 6.27 - Velocidade radial obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor). 79
Figura 6.28 - Tempo de processamento no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor). 79
Figura 7.1 - Vazão mássica. (Fonte: Próprio autor). 81
Figura 7.2 - Pressão total. (Fonte: Próprio autor). 81
Figura 7.3 - Razão de área. (Fonte: Próprio autor). 82
Figura 7.4 - Potência teórica. (Fonte: Próprio autor). 83
Figura 7.5 - Potência teórica para $H_1/L_1 = 0{,}7$. (Fonte: Próprio autor). 83
Figura 7.6 - Efeito de H_2/L_2 sobre a pressão total. (Fonte: Próprio autor). 84
Figura 7.7 - Efeito de H_2/L_2 sobre a vazão mássica. (Fonte: Próprio autor). 84
Figura 7.8 - Efeito de H_2/L_2 sobre a potência teórica. (Fonte: Próprio autor). 85
Figura 7.9 - Potência teórica corrigida. (Fonte: Próprio autor). 85
Figura 7.10 - Efeito de H_2/L_2 sobre a potência teórica corrigida. (Fonte: Próprio autor). 86
Figura 7.11 - Diferença na potência de dispositivos com e sem válvula. (Fonte: Próprio autor). 87
Figura 7.12 - Pressão total para o melhor e pior caso. (Fonte: Próprio autor). 88
Figura 7.13 - Magnitude da velocidade para o melhor e pior caso. (Fonte: Próprio autor). 88

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1. Dimensões utilizadas por De Oliveira et al. (2017). 41
Tabela 6.1. Modelos numéricos testados. 59
Tabela 6.2. Teste de independência de passo de tempo e resíduo. 76
Tabela 6.3. Teste de independência de malha. 80
Tabela 8.1. Modelo numérico recomendado. 89

LISTA DE SÍMBOLOS

Algarismos Romanos

a	Aceleração do fluido [m/s^2]
α^*	Coeficiente de amortecimento da viscosidade turbulenta do modelo κ-ω
a_{mp}	Amplitude da onda [m]
A	Área da seção transversal [m^2]
A_1	Área da câmara hidropneumática [m^2]
A_2	Área da região trapezoidal [m^2]
A_3	Área do duto da turbina [m^2]
$C_{1\varepsilon}$	Constante do modelo κ-ε [-]
$C_{2\varepsilon}$	Constante do modelo κ-ε [-]
$C_{3\varepsilon}$	Constante do modelo κ-ε [-]
C_μ	Constante do modelo κ-ε [-]
D	Diâmetro [m]
D_ω	Termo da difusão cruzada
D_ω^+	Porção positiva do termo de difusão cruzada
e	Rugosidade da parede [m]
f	Fator adimensional que indica a perda de carga por atrito [-]
f_i	Frequência de onda discretizada na direção i
F	Força [N]
$F(\eta)$	Transformada de Fourier da elevação da superfície livre [m]
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
g_i	Componente do vetor gravitacional na direção i [m/s^2]
G_b	Geração de energia cinética turbulenta devido à flutuabilidade
G_κ	Geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes médios de velocidade

G_ω	Geração da taxa de dissipação específica
H	Altura total [m]
H_1	Altura da câmara hidropneumática do dispositivo CAO [m]
H_2	Altura da região trapezoidal do dispositivo CAO [m]
H_3	Altura do duto da turbina do dispositivo CAO [m]
H_T	Perda de carga total [Pa]
Kp	Coeficiente adimensional de perda de carga localizada [-]
L	Comprimento de trecho com diâmetro constante [m]
L_1	Largura da câmara hidropneumática do dispositivo CAO [m]
L_2	Largura da menor base região trapezoidal do dispositivo CAO [m]
L_3	Largura do duto da turbina do dispositivo CAO [m]
m	Massa do fluido [kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
N	Número de valores instantâneos [-]
p^*	Campo de pressão estimado
p'	Campo de pressão corrigido
P	Pressão estática [Pa]
P_{ot}	Potência teórica do dispositivo CAO [W]
P_{total}	Pressão total no interior da câmara hidropneumática [Pa]
$P_{T1max.}$	Magnitude máxima da pressão total na entrada do domínio [Pa]
$P_{T1me.}$	Magnitude média da pressão total na entrada do domínio [Pa]
$P_{T2max.}$	Magnitude máxima da pressão total na saída do domínio [Pa]
$P_{T2me.}$	Magnitude média da pressão total na saída do domínio [Pa]
$\vec{r}$	Vetor de deslocamento [m]
R	Constante dos gases [-]
Re	Número de Reynolds [-]

S Magnitude da taxa de deformação [s^{-1}]

S_c Deslocamento da coluna de água [m]

S_ε Termo fonte da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta

S_κ Termo fonte da energia cinética da turbulência

S_ω Termo fonte da taxa de dissipação específica

t Tempo [s]

T Período da onda [s]

T_{abs} Temperatura absoluta [k]

u' Componente flutuante da velocidade [m/s]

u_i Componente constante da velocidade na direção i [m/s]

v Velocidade do fluido em escoamento [m/s]

$\vec{v}$ Vetor velocidade [m/s]

V Volume [m^3]

V_{ar} Variância das ondas [m^2]

$V_{1max.}$ Magnitude máxima da velocidade na entrada do domínio [m/s]

V_{1me} Magnitude média da velocidade na entrada do domínio [m/s]

$V_{1e\%.max}$ Erro global da magnitude máxima da velocidade na entrada [%]

$V_{1e\%.me}$ Erro global da magnitude média da velocidade na entrada [%]

$V_{2max.}$ Magnitude máxima da velocidade na saída do domínio [m/s]

V_{2me} Magnitude média da velocidade na saída do domínio [m/s]

$V_{2e\%.max}$ Erro global da magnitude máxima da velocidade na saída [%]

$V_{2e\%.me}$ Erro global da magnitude média da velocidade na saída [%]

x_i Valor instantâneo da variável que se deseja descobrir a média [-]

x_{RMS} Valor médio da variável avaliada [-]

w Velocidade vertical da superfície livre [m/s]

Y_M Contribuição da dilatação flutuante na turbulência para a taxa de dissipação global

Y_κ Dissipação da energia cinética turbulenta

Y_ω Dissipação da taxa de dissipação específica

Z Elevação [m]

Símbolos Gregos

γ Constante adiabática [-]

Γ_κ Difusividades efetivas da energia cinética turbulenta

Γ_ω Difusividades efetivas da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta

$\Delta\eta$ Diferença da elevação da superfície livre entre dois dados adjacentes [m]

ΔP Queda de pressão total [Pa]

Δt Intervalo de tempo [s]

ε Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta

η Elevação da superfície livre [m]

Θ_i Espectro direcional das ondas ao longo da direção i

κ Energia cinética da turbulência

μ Viscosidade dinâmica do fluido [kg/m.s]

μ_t Viscosidade turbulenta [kg/m.s]

ρ Massa específica [kg/m³]

σ_ε Número de Prandtl para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [-]

σ_κ Número de Prandtl para a energia cinética da turbulência [-]

σ_ω Número de Prandtl para a taxa de dissipação específica [-]

τ_{ij} Tensor de tensões [N/m^2]

ϕ Valor centrado na célula [-]

$\nabla\phi$ Gradiente do valor centrado na célula a montante [-]

Ω Taxa de dissipação específica

LISTA DE ABREVIATURAS

CAO	Coluna de Água Oscilante
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CFD	*Computational Fluid Dynamics*
DEMI	Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial
FURG	Universidade Federal de Rio Grande
MDF	Método de Diferenças Finitas
MEF	Método de Elementos Finitos
MVF	Método de Volumes Finitos
PISO	*Pressure Implicit with Splitting of Operators*
PPGEO	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica
QUICK	*Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics*
RANS	*Reynold Averaged Navier-Stokes*
RJ	Rio de Janeiro
RMS	*Root Mean Square*
SC	Santa Catarina
SIMPLE	*Semi IMPlict Linked Equations*
SIMPLEC	*Semi-Implicit Method for Pressure Linked – Consistent*
SP	São Paulo
SST	*Shear-Stress Transport*
UNL	Universidade Nova de Lisboa
VOF	*Volume of Fluid*

1. INTRODUÇÃO

De acordo com Jenniches (2018), a transição do sistema global de energia para matrizes baseadas em fontes renováveis é uma das principais tendências da atualidade, permitindo não somente a diversificação da produção energética como também sua descentralização. Ao mesmo tempo, a extração de energia das ondas do mar apresenta-se como uma excelente alternativa frente ao aumento da demanda por energia elétrica, pois seu recurso global é de aproximadamente 32.000 TWh/ano em alto mar (Reguero et al., 2015) e 2 TWh/ano em regiões costeiras do globo, esta segunda sendo equiparável à potência elétrica média consumida anualmente no mundo (Gunn e Stock-Williams, 2012).

Segundo Weiss et al. (2018), o Brasil dispõe de uma grande extensão de zonas com alta probabilidade de exploração energética de ondas marinhas e, se comparado aos demais países, possui o maior potencial extraível das ondas do mar, estimado pelos autores em 372,1 TWh/mês em alto mar. A Figura 1.1 apresenta o potencial energético extraível em zonas com alta probabilidade de exploração de ondas marinhas de 20 países.

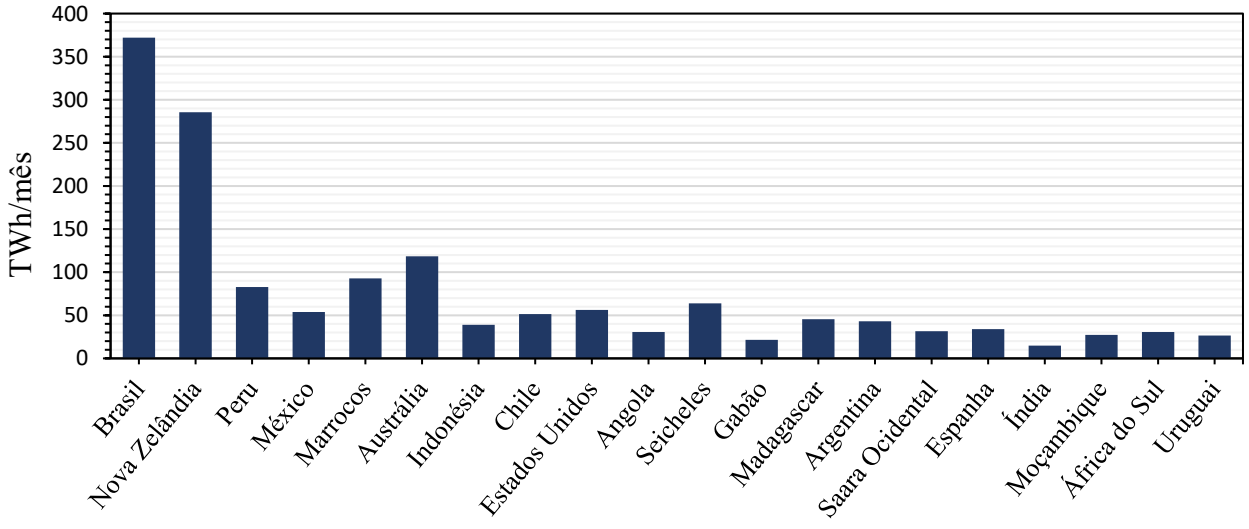

Figura 1.1 - Potencial energético extraível por país em zonas com alta probabilidade de exploração de ondas marinhas (Fonte: Adaptado de Weiss et al., 2018).

De toda a costa brasileira, que possui aproximadamente 9000 km de extensão, a região sul, com seus mais de 1400 km de litoral, é a que apresenta maior potencial energético em se tratando de energia das ondas do mar (Pianca, Mazzini e Siegle, 2010; Guimarães et al., 2018; Kirinus et al., 2018). Essa tendência já havia sido evidenciada por Cornett (2008) que avaliou o recurso global da energia das ondas e constatou que sua potência média anual é maior nas latitudes mais altas do

hemisfério sul e em algumas áreas do Oceano Atlântico Norte e Pacífico. Esse fenômeno é ilustrado na Fig. 1.2, onde é possível observar a distribuição da potência média disponibilizada pela energia das ondas do mar na costa brasileira, em kW/m de frente de onda.

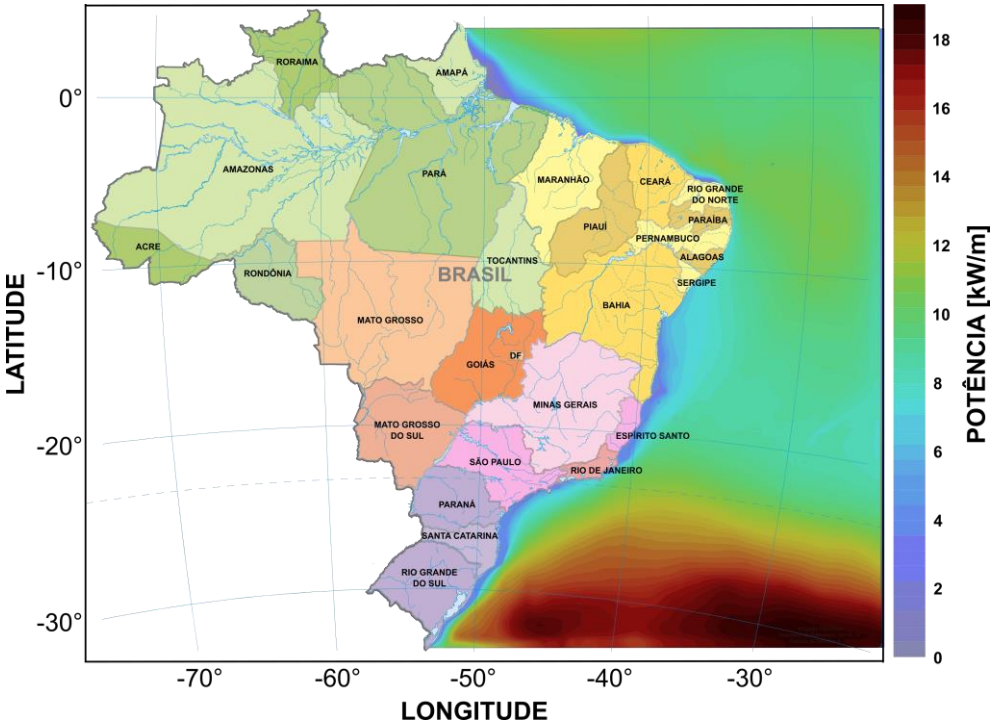

Figura 1.2 - Potência média em kW/m de frente de onda na costa brasileira (Fonte: Adaptado de Guimarães et al., 2018).

De acordo com Falcão e Henriques (2015), entre as tecnologias existentes para a conversão da energia das ondas do mar em energia elétrica está o dispositivo Coluna de Água Oscilante (CAO), que é composto, fundamentalmente, por uma câmara hidropneumática e um duto onde uma turbina e um gerador elétrico são acoplados. A câmara é aberta abaixo da superfície livre da água do mar, enquanto o duto da turbina é aberto para a atmosfera. O movimento oscilante da superfície livre interna da água dentro da câmara, produzido pelas ondas incidentes, faz com que o ar escoe, alternadamente, através da turbina, acionando um gerador elétrico.

Esse princípio de funcionamento observado em conversores CAO pode ser modelado computacionalmente através da Metodologia VOF, Metodologia Pistão e/ou Metodologia Ar. A Metodologia VOF consiste em reproduzir a interação completa entre a água e o ar e para isso é necessário simular um canal de ondas onde o conversor é inserido, adotando o método *Volume of Fluid* (VOF) (Gomes et al., 2009; Gomes, 2010; Bouhrim e El Marjani, 2017). A Metodologia Pistão baseia-se no fato de que o movimento da superfície da água no interior do conversor CAO pode ser

tratado como um pistão plano movendo-se verticalmente, sendo assim, esse movimento pode ser representado por uma equação cossenoidal inserida em uma região de malha móvel na entrada do dispositivo, sendo dispensável o canal de ondas no domínio computacional (Brendmo et al., 1996; El Marjani et al., 2008). Por fim, a Metodologia Ar simplifica ainda mais a simulação de dispositivos CAO, dispensando a necessidade de simular tanto o tanque de ondas quanto a malha móvel, pois apenas o conversor é considerado e somente o escoamento de ar no interior do dispositivo é reproduzido através de uma equação senoidal representando a velocidade vertical na entrada do domínio (Conde e Gato, 2008). Cada uma das metodologias citadas possui vantagens e desvantagens, cabendo ao pesquisador decidir qual delas é mais adequada ao propósito de seu estudo.

Baseando-se na Metodologia Ar, o presente estudo propõe um modelo computacional axissimétrico para a análise numérica de conversores CAO sujeitos a dados realísticos de estado de mar. Por tratar-se de uma abordagem não encontrada na literatura, um modelo foi desenvolvido e validado nessa pesquisa.

Além disso, sabe-se que a modelagem computacional de dispositivos CAO permite realizar a avaliação geométrica desses conversores, visando maximizar a potência disponível de acordo com o estado de mar em que o mesmo está inserido. O design construtal associado à busca exaustiva tem sido uma metodologia muito utilizada para avaliar geometricamente dispositivos do tipo CAO, como feito em Lorenzini et al. (2015) e Gomes et al. (2018). De acordo com Bejan e Zane (2012), o Design Construtal é o método baseado na Lei Construtal, utilizado para obter geometrias que facilitem o fluxo e/ou escoamento em um sistema, a fim de mantê-lo ativo/vivo. Esse método é fundamentado no princípio de objetivos e restrições, ou seja, estabelecido um objetivo para o problema, como minimizar a máxima temperatura ou maximizar a potência, são definidas restrições, como área, temperatura, velocidade, etc., e então estabelecidos graus de liberdade ao problema, que irão variar alterando a geometria do domínio estudado com o intuito de alcançar o objetivo preestabelecido.

Nesta pesquisa, empregando o modelo computacional axissimétrico desenvolvido, é avaliada a influência da geometria da câmara hidropneumática e de uma região de transição, com formato semi cônica, inserida entre a câmara e o duto da turbina de um dispositivo CAO, visando maximizar a potência disponibilizada pelo conversor. Para isso são impostas três restrições de área ao domínio bidimensional que representa o dispositivo, sendo elas a área da câmara hidropneumática, a área do trapézio (região de transição) e a área do duto da turbina, resultando em três graus de liberdade: relação entre a altura e a largura da câmara (H_1/L_1), relação entre a altura e a largura do duto da turbina (H_3/L_3) e a relação entre a altura e a largura da menor base da região trapezoidal (H_2/L_2). O grau de liberdade H_3/L_3 é mantido constante enquanto os graus H_1/L_1 e H_2/L_2 são variados para avaliar seu

efeito sobre a potência disponibilizada pelo dispositivo. A fim de obter uma estimativa de potência mais próxima da realidade, é aplicado ao conversor um escoamento transiente e irregular, resultante de dados realísticos representativos do estado de mar da região da Praia do Cassino, em Rio Grande – RS.

1.1. Estado da arte

Ainda há muito o que ser explorado no campo da modelagem computacional aplicada a dispositivos utilizados para a extração de energia elétrica das ondas do mar. Em se tratando de dispositivos do tipo CAO, três metodologias têm sido aplicadas no estudo do funcionamento desse conversor. A primeira delas é a Metodologia VOF, que utiliza o modelo multifásico *Volume of Fluid* proposto por Hirt e Nichols (1981), para representar a interação completa entre a água e o ar no interior do conversor, necessitando que o domínio seja composto por um canal de ondas onde o dispositivo CAO é inserido (Gomes et al., 2009; Gomes, 2010; Bouhrim e El Marjani, 2016).

A segunda metodologia, utilizada por El Marjani et al. (2008), é a Metodologia Pistão. Baseando-se no fato de que o movimento da superfície da água no interior do dispositivo CAO pode ser tratado como um pistão plano movendo-se verticalmente (Brendmo, Falnes e Lillebekken, 1996), pode-se simular numericamente apenas o conversor, impondo uma equação senoidal/cossenoidal para representar a oscilação da coluna de água no interior do dispositivo por meio de uma região de malha móvel inserida em sua entrada, sendo dispensável a necessidade de um canal de ondas no domínio computacional. Essa metodologia permite diminuir muito o domínio avaliado e, consequentemente reduz o esforço computacional necessário às simulações, assim como o tempo total de processamento.

Por fim, a terceira e última metodologia, utilizada por Conde e Gato (2008), é chamada de Metodologia Ar, que pode ser considerada uma simplificação da Metodologia Pistão para a avaliação de dispositivos CAO; já que emprega uma função senoidal/cossenoidal na entrada do domínio como condição de velocidade prescrita. Assim, apenas o escoamento de ar no interior da CAO é considerado, dispensando não somente a necessidade de um canal de ondas no domínio computacional como também de uma malha móvel, reduzindo ainda mais o esforço computacional necessário à solução das equações envolvidas. A seguir são apresentados breves resumos de alguns trabalhos em que foi realizado o emprego de pelo menos uma das metodologias acima citadas para a simulação numérica de dispositivos CAO.

Em El Marjani et al. (2008), é realizado um estudo completo, incluindo a modelagem da turbina, de um dispositivo CAO com dimensões semelhantes às do conversor da Ilha de Pico, em Portugal. Nessa pesquisa é proposta e validada a Metodologia Pistão, onde uma função cossenoidal

rege o movimento de uma região de malha móvel na entrada da câmara hidropneumática para representar o movimento oscilatório da superfície livre interna da água do mar. Durante as simulações foi empregado o modelo de turbulência κ-ε padrão para o tratamento das tensões de Reynolds e o algoritmo SIMPLEC para solução do acoplamento pressão-velocidade.

Conde e Gato (2008), analisaram o escoamento de ar no interior de um dispositivo CAO, equipado com duas turbinas. A metodologia empregada pelos autores consiste em variar a entrada e saída de ar no interior de um domínio tridimensional através de uma função senoidal que rege a velocidade vertical na entrada do dispositivo, representando o movimento da superfície livre da água do mar no interior do mesmo, procedimento que ficou conhecido como Metodologia Ar. O objetivo da pesquisa foi avaliar a simetria do escoamento nos dutos das duas turbinas, que possuíam posição assimétrica na câmara pneumática e estavam sujeitas à deflexão de uma placa, assim como avaliar a velocidade do jato descendente junto à superfície da água, para avaliar se poderia ocorrer a formação de spray. Os autores destacaram que a utilização da Metodologia AR possui a vantagem, em relação à Metodologia Pistão, de poder utilizar o método de 2ª ordem no tempo, enquanto a malha móvel só permite 1ª ordem, porém, devido à complexidade do domínio, necessitaram empregar um maior número de iterações por passo de tempo do que seria necessário para uma câmara pneumática com geometria mais simples. Para a realização da simulação numérica foram resolvidas as equações de conservação de massa e quantidade de movimento, a equação padrão do modelo de turbulência κ-ε foi empregada na modelagem das tensões de Reynolds enquanto o algoritmo SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked – Consistent*) foi empregado na realização do acoplamento pressão-velocidade. A solução foi considerada convergida quando os resíduos das equações de conservação e modelo de turbulência atingiram valores menores do que 10^{-4}.

Gomes (2010) apresentou a modelagem computacional de um conversor de energia das ondas do mar em energia elétrica do tipo CAO empregando duas metodologias diferentes na simulação numérica destes dispositivos, a Metodologia Ar, onde apenas o escoamento de ar no interior da câmara é considerado, e a Metodologia VOF, que se utiliza de um modelo multifásico para representar a interação completa entre água e ar no conversor. Como resultado obtido da comparação entre as duas metodologias, constatou-se que a principal vantagem da Metodologia VOF, em relação à Metodologia Ar, é o fato dela permitir que o princípio de funcionamento do conversor seja tratado de uma forma mais próxima da realidade, pois, reproduz o escoamento de ar no interior do conversor de forma mais fiel. A vantagem da Metodologia Ar é que, por permitir um domínio computacional menor e menos complexo do que a Metodologia VOF, necessita de menos esforço computacional e tempo de processamento, tornando-se ideal para aplicações de escoamentos mais complexos ou estudos de

avaliação geométrica que necessitam realizar diversas simulações numéricas. Em ambos os modelos foi utilizado o método PISO para o acoplamento pressão e velocidade, o método PRESTO para a discretização da pressão, o modelo de turbulência k-ε padrão para a modelagem das tensões de Reynolds e para os termos advectivos da equação da quantidade de movimento foi empregado o esquema Upwind de Primeira Ordem.

Recentemente, Bouhrim e El Marjani (2017) realizaram uma aplicação do modelo apresentado em El Marjani et al. (2008) para avaliar o comportamento do escoamento de ar no interior de um dispositivo CAO representado por um domínio computacional tridimensional com dimensões aproximadas às do conversor da Ilha de Pico, em Portugal. Os autores empregaram a Metodologia Pistão, onde o movimento da região de malha móvel foi regido por uma equação senoidal representativa da elevação da superfície livre da água. Foram coletados dados de estado de mar em 11 diferentes regiões do litoral de Marrocos durante o período de um ano e então determinaram-se valores médios de período e altura de onda de cada região para obter o potencial energético dessas 11 regiões. Os autores utilizaram os valores de período e altura de onda de um dos casos para avaliar o comportamento da velocidade e pressão total no interior do dispositivo CAO.

Em De Oliveira et al. (2017) é realizada a verificação de um modelo numérico utilizado para a simulação do princípio de funcionamento de um dispositivo CAO. Baseados em Gomes (2010), os autores utilizaram a Metodologia Ar ao inserir diversas magnitudes de velocidade como condição de entrada no domínio a fim de estudar o comportamento das pressões e velocidades durante a sucção e exaustão do ar dentro do conversor. O intuito da pesquisa foi determinar se o modelo estudado era apropriado para o posterior emprego de dados realísticos de estado de mar como condição de velocidade prescrita. Isso diminuiria a desvantagem da Metodologia Ar em reproduzir um escoamento interno mais próximo da realidade, como apontado por Gomes (2010). Os autores concluíram, após a verificação, que o modelo estudado possui capacidade para simular numericamente o comportamento fluidodinâmico do escoamento de ar no conversor através da Metodologia Ar.

Esses diferentes modelos numéricos encontrados na literatura são amplamente usados para a avaliação geométrica visando o aumento da potência hidropneumática em dispositivos CAO. Uma metodologia que vem sendo aplicada no estudo geométrico de dispositivos de extração de energia das ondas é o Design Construtal aliado à busca exaustiva. Então, a seguir são apresentadas as ideias centrais de alguns estudos relacionados à modelagem computacional de dispositivos CAO utilizando o Design Construtal como método de avaliação geométrica.

Lorenzini et al. (2015) realizaram a avaliação geométrica, através do Design Construtal aliado à busca exaustiva, de um CAO. O objetivo do estudo foi obter a máxima potência hidropneumática do dispositivo através de rearranjos geométricos e analisar a influência dos três graus de liberdade propostos sobre o dispositivo, sendo eles a relação entre a altura e a largura da câmara hidropneumática do dispositivo, a relação entre altura e a largura do duto da turbina e, por último, a altura de submersão, que estão relacionados com a câmara e o duto da turbina do dispositivo e sua localização na profundidade da água, respectivamente. Além disso, existem duas restrições que foram impostas ao conversor, sendo elas a área total da câmara hidropneumática e a área total do dispositivo CAO. O domínio computacional consistiu em um dispositivo CAO inserido em um tanque onde ondas regulares em uma escala real são geradas. O código de dinâmica de fluidos computacional ANSYS Fluent®, que é baseado no método de volumes finitos, foi utilizado para encontrar a solução numérica do problema. O modelo multifásico *Volume of Fluid* (VOF) foi aplicado para resolver a interação entre a água e o ar, resultando em uma recomendação teórica sobre a geometria do conversor e sua submersão que o maximiza por desempenho, uma vez que a redistribuição da geometria do dispositivo e uma variação no valor de sua submersão poderiam melhorar a potência hidropneumática de 10,7 W para 190,8 W para as proporções da relação entre a altura e a largura da câmara hidropneumática igual a 0,135, relação entre altura e a largura do duto da turbina igual a 6,0 e a altura de submersão igual a 9,5 m respectivamente; considerando ondas incidentes caracterizadas por um período de 5 s e comprimento de 37,6 m.

Em Letzow et al. (2017) apresenta-se uma avaliação do desempenho de um dispositivo *onshore* de conversão de energia das ondas do mar em energia elétrica do tipo CAO. O dispositivo é submetido à atuação de uma onda propagada ao longo de um canal, onde o mesmo está inserido. As simulações numéricas consistem na solução das equações de conservação de massa e quantidade de movimento para a mistura ar-água e uma equação de transporte para a fração volumétrica através do método de volumes finitos. A metodologia utilizada aliou o Design Constructal com a busca exaustiva a fim de determinarem-se as dimensões ótimas do conversor avaliando a relação entre a altura e a largura da câmara hidropneumática do equipamento, para tal, impôs-se uma restrição geométrica que fixa o valor da área da câmara. O objetivo do trabalho foi avaliar a geometria que maximiza a potência do dispositivo para uma condição específica de onda e verificar a existência ou não de uma geometria ótima universal, para isso estudou-se a relação entre altura e largura do dispositivo sobre a potência disponível para dois diferentes valores de comprimento de borda frontal, 2,5 m e 5,0 m. Avaliou-se que a geometria ótima, a qual forneceu maior valor de potência hidropneumática, foi a que possuía

uma relação entre a altura e a largura da câmara hidropneumática do equipamento igual a 0,4 e comprimento da borda frontal igual a 2,5 m.

Em Lima et al. (2017a), apresenta-se um estudo numérico bidimensional sobre uma região de transição entre a câmara hidropneumática e o duto da turbina de um dispositivo conversor do tipo CAO. O objetivo foi maximizar a potência hidropneumática, considerando uma geometria trapezoidal inserida na região de transição do dispositivo CAO, situada entre a câmara hidropneumática e o duto da turbina. Os resultados foram comparados através do valor obtido da potência hidropneumática para diferentes configurações geométricas. O Design Construtal, associado ao método de busca exaustiva, foi empregado para definir a geometria que maximiza a potência hidropneumática. Os graus de liberdade estudados foram o ângulo de inclinação da parede entre a câmara e o duto da turbina do dispositivo CAO, a razão entre altura e largura do duto da turbina e a profundidade de submersão do dispositivo. O domínio computacional foi representado por um tanque de ondas com o dispositivo CAO acoplado. O software Fluent®, baseado no Método dos Volumes Finitos, foi empregado para a solução numérica das equações, enquanto a construção da geometria e a geração da malha foram realizadas no software Gambit®. A interação entre as fases ar e água foi resolvida com o método *Volume of Fluid* (VOF). Os resultados encontrados mostram uma potência de 587,31 W para o caso de melhor desempenho, enquanto que 46,14 W determinam a potência para o caso de mais baixo desempenho. Estes resultados apresentam uma diferença de 92,14% em relação ao mais alto e o mais baixo desempenho de potência hidropneumática encontrados neste estudo.

Já em Lima et al. (2017b), apresenta-se um estudo numérico bidimensional sobre a região de transição entre a câmara hidropneumática e o duto da turbina de um dispositivo conversor do tipo CAO, onde o objetivo é maximizar a potência, considerando uma geometria semicircular na região de transição do dispositivo CAO, situada entre a câmara hidropneumática e o duto da turbina do mesmo. Os resultados são comparados através do valor de potência hidropneumática, para as diferentes configurações geométricas investigadas. O Design Construtal, aliado ao método de busca exaustiva, foi empregado para definir as dimensões que maximizam a potência hidropneumática. Os graus de liberdade estudados foram o raio da região semicircular, a relação entre altura e a largura do duto da turbina e a relação entre a altura e a largura da câmara hidropneumática do dispositivo do tipo coluna de água oscilante. O domínio computacional é representado por um tanque de ondas com o dispositivo CAO acoplado. O software ANSYS Fluent®, baseado no Método dos Volumes Finitos, foi empregado para a solução numérica das equações que norteiam o problema, enquanto a construção da geometria e a geração da malha foram realizadas no software Gambit®. A interação entre as fases ar e água foi resolvida com o método *Volume of Fluid* (VOF). Os resultados obtidos mostram que a

máxima potência hidropneumática de 190,61W é possível para uma relação entre a altura e a largura da câmara hidropneumática igual a 0,1346 e um raio igual a 7,54 m, já o caso com a mais baixa potência hidropneumática apresenta 57,73W. Este resultado mostra um ganho de 69,90% em relação ao caso com menor desempenho de potência.

Em Plamer et al. (2017), apresenta-se a simulação numérica do princípio de funcionamento de um dispositivo do tipo CAO, considerando uma onda regular em escala real. O objetivo do trabalho foi avaliar a influência de dois graus de liberdade, definidos como a razão entre o volume da câmara hidropneumática e o volume total do dispositivo e razão entre a altura e a largura da câmara hidropneumática, no desempenho do conversor. Através do Design Construtal, foram analisados noventa diferentes valores para os graus de liberdade propostos a fim de definir a geometria que conduz ao melhor desempenho, buscando maximizar a conversão da energia das ondas regulares em energia elétrica, sendo a potência disponível considerada a função objetivo do problema. O domínio computacional foi representado por um tanque de ondas com o dispositivo CAO acoplado e o software Fluent®, baseado no Método dos Volumes Finitos, foi empregado na solução numérica das equações que envolvem o problema. A interação entre as fases ar e água foi resolvida com o método *Volume of Fluid* (VOF). Observou-se que, ao alterar a relação entre o volume da câmara e o volume total do dispositivo CAO, a pressão aumenta, já a vazão mássica, aparentemente, não sofre influência pela variação dessa relação. Conclui-se que, a maior contribuição para a maximização da vazão mássica é a relação entre a altura e a largura da câmara hidropneumática, já a pressão é influenciada pela relação entre o volume da câmara hidropneumática e o volume total do dispositivo.

Em Gomes et al. (2018), apresenta-se um estudo numérico da influência da geometria no desempenho de um conversor de energia das ondas do mar do tipo coluna de água oscilante por meio do Design Construtal aliado a busca exaustiva. O principal objetivo foi maximizar a potência hidropneumática do dispositivo sujeito a várias ondas em escala real com diferentes períodos. O problema teve duas restrições, sendo elas o volume da câmara hidropneumática e o volume total do dispositivo. Dois graus de liberdade foram impostos ao problema, a razão entre a altura e a largura da câmara hidropneumática e a altura de submersão do dispositivo. Para a solução numérica utilizou-se um código computacional fluidodinâmico, baseado no método de volumes finitos. O modelo multifásico *Volume of Fluid* (VOF) foi aplicado para resolver a interação entre a água e o ar. Segundo os autores, os resultados levaram a importantes recomendações teóricas sobre o design do dispositivo coluna de água oscilante. Por exemplo, a melhor forma para a câmara hidropneumática, que maximiza a potência média, foi alcançada quando a razão entre a altura e a largura da câmara hidropneumática foi quatro vezes maior que a razão entre altura e o comprimento da onda incidente no dispositivo.

Além disso, a altura de submersão ótima foi obtida em função da altura da onda e da profundidade da água.

Fica evidente, através dos trabalhos anteriormente citados, um vasto campo ainda a ser explorado quando o assunto é o estudo comportamental do escoamento de ar no interior de dispositivos CAO, principalmente quando a Metodologia Ar é utilizada como ferramenta para a simulação numérica, pois poucos estudos foram desenvolvidos empregando essa técnica. Também é coerente assumir que o design construtal aliado à busca exaustiva tem se mostrado uma ferramenta amplamente utilizada, servindo como um bom meio para a avaliação geométrica de conversores do tipo CAO.

Portanto, baseado na literatura avaliada, o presente trabalho propõe um estudo inédito onde, inicialmente, será desenvolvido, verificado e validado um modelo numérico axissimétrico empregando a Metodologia Ar; e, na sequência, esse modelo computacional será usado para aplicar o Design Construtal juntamente com a técnica de Busca Exaustiva em um estudo de avaliação geométrica visando maximizar a potência disponível de um conversor CAO submetido a dados realísticos de estado de mar representativos da região costeira da cidade de Rio Grande, no estado do Rio Grande do Sul, ao sul do Brasil.

1.2. Justificativas

O presente trabalho justifica-se através do desafio imposto pela sociedade atual de desenvolver novas tecnologias que viabilizem a utilização de fontes renováveis de energia como uma alternativa real e fiável às formas convencionais de energia elétrica. Dentre as fontes renováveis de energia percebidas até o momento, vale destacar a energia dos oceanos, mais precisamente a energia das ondas, como uma importante alternativa para a matriz energética brasileira, visto que o país possui extensa costa com potencial energético considerável, como apresentado anteriormente.

Dentre as regiões da costa brasileira, a região sul destaca-se por possuir o maior potencial energético, se comparado com as demais regiões do país (Pianca, Mazzini e Siegle, 2010; Guimarães et al., 2018; Kirinus et al., 2018), diante disso, é justificável o estudo de dispositivos para conversão de energia das ondas em eletricidade considerando o estado de mar dessa localidade.

1.3. Objetivos

Na estruturação dos objetivos do trabalho proposto, optou-se por separá-lo em dois subgrupos: geral e específicos.

1.3.1. Objetivo geral

Desenvolver, para um conversor CAO, um modelo computacional axissimétrico que permita a imposição de dados realísticos de estado de mar; empregando-o em uma avaliação geométrica do dispositivo através do design construtal aliado à busca exaustiva, visando maximizar sua potência disponível.

1.3.2. Objetivos específicos

Os objetivos específicos, necessários à conclusão do objetivo geral, são:

- Validação do modelo ao compará-lo com um escoamento turbulento, bidimensional e estacionário;
- Validação do modelo ao compará-lo com um escoamento turbulento, tridimensional e estacionário;
- Validação do modelo ao compará-lo com um escoamento turbulento, tridimensional e transiente;
- Avaliar a influência do grau de liberdade H_2/L_2 sobre a potência teórica.
- Avaliar a influência do grau de liberdade H_1/L_1 sobre a potência teórica.
- Definir, dentre os casos avaliados, a geometria otimizada.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os temas fundamentais para o desenvolvimento dessa pesquisa dizem respeito ao princípio de funcionamento de dispositivos CAO e seus dados reais de operação, além da definição e origem do Design Construtal, aqui usado como ferramenta de avaliação geométrica.

2.1. Coluna de Água Oscilante

Diversas tecnologias têm sido propostas para a conversão da energia das ondas do mar em energia elétrica, porém nenhuma dessas tecnologias se apresentou de forma consolidada para tal tarefa. O dispositivo do tipo CAO, foco desta pesquisa, é uma das propostas tecnológicas que tem sido explorada por diversos autores devido a sua robustez e simplicidade, características essenciais para a extração de energia em um ambiente tão hostil como o mar.

De acordo com Falcão e Henriques (2015), o processo mecânico de absorção de energia a partir das ondas do mar requer uma interface móvel, envolvendo um corpo em movimento, parcialmente ou totalmente submerso, e/ou uma interface em movimento, entre a água e o ar, sujeita a uma pressão variável no tempo. Neste último caso, existe uma estrutura oca, fixa ou oscilante, aberta para o mar abaixo da superfície da água, que retém ar acima da superfície livre interna. A ação das ondas comprime e descomprime alternadamente o ar aprisionado no seu interior forçando-o a escoar através de um duto onde está instalada uma turbina acoplada a um gerador elétrico. Tal dispositivo é chamado de Coluna de Água Oscilante (CAO).

Em quase todos os dispositivos do tipo CAO, o ar escoa alternadamente da câmara para a atmosfera e vice-versa, como ilustrado na Fig. 2.1, embora em alguns conversores CAO o escoamento esteja confinado em um circuito fechado.

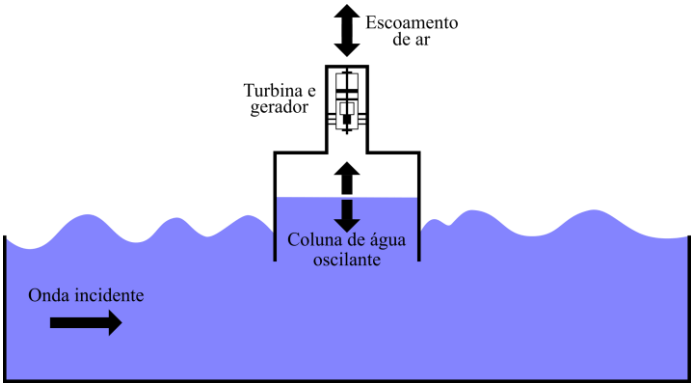

Figura 2.1 - Dispositivo do tipo coluna de água oscilante (Fonte: Adaptado de Falcão e Henriques, 2015).

A menos que sejam utilizadas válvulas de retificação, o que é amplamente não recomendável,

exceto em alguns pequenos dispositivos como boias de navegação, as turbinas são auto retificadoras, isto é, a sua direção de rotação permanece inalterada independentemente da direção do escoamento de ar no interior do conversor.

Diversos modelos de turbinas especiais foram desenvolvidos com o propósito de aproveitar a energia proveniente das ondas do mar, a turbina Wells com escoamento axial, inventada em meados da década de 1970, é a turbina auto retificadora mais popular entre as pesquisas de conversores do tipo CAO, mas outros tipos, como turbinas de impulso de auto nivelamento, também foram propostas, estudadas e usadas.

De acordo com Cruz e Sarmento (2004), um dos critérios adotados para a classificação do conversor CAO é baseado na distância do dispositivo em relação à costa, dessa forma, essa tecnologia pode ser classificada como *onshore* (dispositivo costeiro), *near-shore* (dispositivo próximo à costa) e *offshore* (dispositivo afastado da costa). A principal diferença entre os dispositivos próximos da costa e os afastados da costa é a profundidade. Nos dispositivos próximos à costa, as profundidades serão normalmente inferiores a 20 m e os dispositivos serão fixados no fundo do mar. Nos dispositivos afastados da costa a profundidade será em torno de 50 m e os dispositivos serão flutuantes. Um ponto importante a ser ressaltado é que quanto mais afastado da costa maior é o potencial energético, porém, também são maiores as dificuldades de acesso para instalação e manutenção dos conversores.

2.1.1. Centrais de conversores do tipo Coluna de Água Oscilante pelo mundo

O conversor do tipo coluna de água oscilante é o dispositivo mais avançado em quantidade e duração de protótipos testados no mar, tendo inclusive algumas centrais piloto instaladas pelo mundo (Gomes, 2010). A seguir, as principais centrais são apresentadas brevemente.

A central piloto localizada na Ilha de Pico, em Portugal, é um dispositivo *onshore* com uma potência instalada de 400 kW. Sua câmara hidropneumática possui uma área de entrada cuja dimensão é de 12 m × 12 m e possui 30° de inclinação na parede frontal em relação à vertical (Cruz e Sarmento, 2004).

A central Limpet localizada na Ilha Islay, na Escócia, é um dispositivo *onshore* com uma potência instalada de 500 kW. Sua câmara hidropneumática possui três compartimentos com áreas de entrada de dimensões 6 m × 6 m cada, já a parede frontal possui 40° de inclinação. O conversor conta com dois conjuntos gerador-turbina Wells de 250 kW cada (Wavegen, 2002; Heath, 2001).

A central Osprey localizada na costa de Caithness, na Escócia, é um dispositivo *near-shore* com uma potência instalada de 2000 kW. O conversor é constituído por uma estrutura metálica e duas turbinas do tipo Wells, foi projetado para operar em uma profundidade de 15 m, numa distância limite

de 1 km da costa. Porém, a ocorrência de uma tempestade atípica danificou o protótipo em sua fase de instalação, levando assim à interrupção do projeto (El Marjani et al., 2006; Gomes, 2010).

A central Energetech localizada em Port Kembla, na Austrália, é um dispositivo que pode operar tanto *onshore* quanto *near-shore* e possui uma potência instalada de 500 kW. O conversor possui uma câmara hidropneumática com uma área de entrada cuja dimensão é de 40 m × 20 m (Gomes, 2010).

Além dessas centrais, outras também chegaram às fases de instalação, teste e operação como a central Trivandrum, na índia, com uma potência instalada de 150 kW e a central Sakata, no Japão, com uma potência instalada de 60 kW. Esses exemplos demonstram o potencial do dispositivo CAO e comprovam seu avanço para se tornar uma tecnologia consolidada no campo de extração de energia das ondas do mar (El Marjani et al., 2006).

2.2. Teoria Construtal

A Teoria Construtal, proposta por Adrian Bejan, visa formular os padrões geométricos que se repetem na natureza através da análise das formas naturais. Essa teoria defende que as formas geométricas de sistemas de fluxo/escoamento presentes na natureza não são aleatórias, ao acaso, e sim determinísticas e orientadas por um princípio físico (Bejan, 1997).

A Lei Construtal parte do pressuposto de que as formas, tanto da natureza quanto de projetos desenvolvidos pelo homem, são regidas por um fenômeno físico universal. Desde o animado até o inanimado, uma ampla gama de escalas é aplicável a essa lei, do design de uma árvore ao design de um floco de neve, do design animal ao design do da bacia de um rio (Bejan e Lorente, 2013).

De acordo com a Lei Construtal, um sistema vivo possui a característica de fluir/escoar, pois é um sistema em desequilíbrio termodinâmico, que se transforma livremente para configurações que permitem que todas as suas correntes fluam/escoem mais facilmente ao longo do tempo (Bejan, 1997).

Essa teoria explica, de uma maneira geral, como a geração de estruturas submetidas a alguma espécie de fluxo/escoamento, que são comuns na natureza, pode ser fundamentada através de um princípio do acesso aos fluxos/escoamentos no tempo. Este princípio é a Lei Construtal, que afirma que para um determinado sistema persistir ao longo do tempo, sobreviver, sua configuração geométrica deve evoluir de forma a facilitar o acesso das correntes que fluem/escoam através deste sistema (Bejan e Lorente, 2013).

O Design Construtal, desenvolvido a partir da Teoria Construtal, é um método que, aliado a um método de otimização, como por exemplo a busca exaustiva, tem sido empregado na obtenção de formas geométricas ótimas de sistemas submetidos a alguma espécie de fluxo ou escoamento. De

acordo com este método, a geometria ótima é deduzida a partir de um princípio de maximização do desempenho global, além disso, a geometria deve ser submetida a restrições globais e ser avaliada de acordo com seus graus de liberdade (Bejan, 2000). Assim, para aplicar o design construtal na otimização geométrica de um sistema físico, é necessário, basicamente, determinar um (ou mais) indicador de performance (que será maximizado ou minimizado, dependendo do problema físico em análise); determinar os graus de liberdade (que são parâmetros geométricos que podem variar); e determinar as restrições geométricas (que são parâmetros mantidos constantes durante). Então, respeitando as restrições, os graus de liberdade são variados e assim são definidas as configurações geométricas do espaço de busca onda método de otimização será aplicado.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Para a realização da modelagem matemática do objeto de estudo, é necessário primeiramente definir suas limitações. Como o objetivo geral desta pesquisa é realizar uma avaliação geométrica de um dispositivo do tipo CAO com dimensões aproximadamente reais e sujeito a um escoamento interno irregular, condizente com o estado de mar de uma região do sul do Brasil, então é sensato adotar algumas simplificações para tornar viável a avaliação do conversor em tempo hábil. Essas simplificações admitidas são:

- Somente o dispositivo CAO é analisado, assim, apenas o escoamento interno do conversor é simulado. Com isso torna-se desnecessária a utilização de um canal com geração de ondas acoplado ao dispositivo; reduzindo o domínio simulado, o número de elementos, o tempo de processamento e o esforço computacional. Além disso, será adotada a Metodologia Ar para a simulação do conversor, assim, também não se fará uso de malha móvel, condição necessária na Metodologia Pistão.
- Em decorrência da primeira simplificação, a incidência das ondas sobre o dispositivo e os efeitos decorrentes disso não são considerados, já que o escoamento de ar no interior do CAO é gerado diretamente na entrada do conversor.
- Ao domínio simulado é adotada uma condição de contorno de axissimetria, isso permite obter dados físicos compatíveis aos de uma geometria tridimensional, obtida pela revolução do domínio bidimensional. A adoção dessa condição de contorno permite uma redução significativa do esforço computacional e do tempo de processamento, se comparada com o esforço e tempo necessários a uma geometria tridimensional equivalente (Pinto Jr et al., 2019).
- As paredes do conversor são admitidas como lisas, ou seja, não há uma grande contribuição da rugosidade na perda de carga distribuída; e impermeáveis, fazendo com que a velocidade do escoamento seja nula em contato com a parede.
- Por fim, a influência de uma turbina instalada no dispositivo é desprezada, não havendo nenhuma restrição no duto da turbina que represente uma perda de carga localizada gerada pela mesma, tampouco uma válvula de alívio é considerada durante as simulações, assim, não há restrição de pressão no duto da turbina, sendo possível a determinação de uma potência disponível.

Considerando todas as simplificações mencionadas, o domínio que representa o dispositivo do tipo CAO pode ser representado por uma geometria composta por duas áreas, a maior representa

a câmara hidropneumática e a menor o duto da turbina. Quanto às condições de contorno, uma velocidade prescrita é utilizada como condição de entrada, pressão atmosférica como condição de saída do domínio, condição axissimétrica no eixo de simetria e os demais contornos como parede lisa e impermeável. Essas condições de contorno, bem como o domínio do dispositivo, podem ser visualizadas na ilustração da Fig. 3.1.

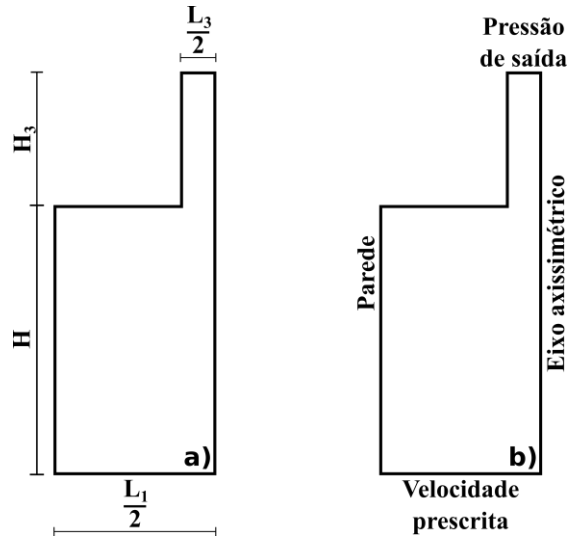

Figura 3.1 - Domínio computacional: (a) dimensões e (b) condições de contorno (Fonte: Próprio autor).

Quanto às dimensões apresentadas, L_1 é o diâmetro da câmara hidropneumática (m), L_3 é o diâmetro do duto da turbina (m), H é a altura total da câmara hidropneumática (m) e H_3 é a altura do duto da turbina (m).

3.1. Equações que governam o escoamento

As equações diferenciais responsáveis pela modelagem matemática de um escoamento newtoniano, incompressível, axissimétrico, transiente e isotérmico são (Fluent 12.0 Documentation Manual, 2009; Bejan, 2013):

Equação de conservação de massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho u_r)}{\partial r} + \frac{\rho u_r}{r} = 0 \tag{3.1}$$

onde x é a coordenada axial (m), r é a coordenada radial (m), u_x é a velocidade axial (m/s), u_r é a velocidade radial (m/s), t é o tempo (s) e ρ é a massa específica do fluido (kg/m^3).

Equação de conservação da quantidade de movimento axial

$$\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial t}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho u_x u_x)}{\partial x}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho u_r u_x)}{\partial r}=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial x}\left[r\mu\left(2\frac{\partial u_x}{\partial x}-\frac{2}{3}(\nabla.\vec{u})\right)\right]$$
$$+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\mu\left(\frac{\partial u_x}{\partial r}+\frac{\partial u_r}{\partial x}\right)\right]+F_x \tag{3.2}$$

Equação de conservação da quantidade de movimento radial

$$\frac{\partial(\rho u_r)}{\partial t}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho u_x u_r)}{\partial x}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho u_r u_r)}{\partial r}=-\frac{\partial p}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\mu\left(2\frac{\partial u_r}{\partial r}-\frac{2}{3}(\nabla.\vec{u})\right)\right]$$
$$+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial x}\left[r\mu\left(\frac{\partial u_r}{\partial x}+\frac{\partial u_x}{\partial r}\right)\right]-2\mu\frac{u_r}{r^2}+\frac{2}{3}\frac{\mu}{r}(\nabla.\vec{u})+F_r \tag{3.3}$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido (kg/m.s), p é a pressão estática (Pa), F_x e F_r são termos fontes associados às coordenadas axial e radial respectivamente.

$$\nabla.\vec{u}=\frac{\partial u_x}{\partial x}+\frac{\partial u_r}{\partial r}+\frac{u_r}{r} \tag{3.4}$$

3.1.1. Modelos de turbulência

Para Çengel e Cimbala (2007), o escoamento turbulento é caracterizado pelo movimento altamente irregular e pelas flutuações instantâneas da velocidade e outros escalares. Como consequência dessas flutuações, o escoamento turbulento em um fluido contribui muito no transporte de massa, calor e quantidade de movimento. Estudos envolvendo escoamentos em estado turbulento são extremamente complexos justamente devido a essas flutuações características deste tipo de escoamento.

De acordo com Wilcox (1998), o fato de a turbulência consistir em flutuações aleatórias das várias propriedades dos escoamentos, é necessário que ela seja tratada com uma abordagem estatística, assim, todas as quantidades envolvidas em um escoamento turbulento são expressas como a soma de suas partes flutuantes médias.

A análise de escoamentos em fluidos é regida, basicamente, pela equação de conservação de massa e equações de Navier-Stokes, onde tem-se um sistema constituído por quatro equações e quatro incógnitas, podendo ser resolvido mediante condições de contorno apropriadas. Como mencionado anteriormente, o escoamento em regime turbulento é caracterizado por flutuações instantâneas de seus escalares, variando no tempo, assim, quando é realizada a média temporal das equações de conservação, são introduzidas nove novas variáveis por meio do tensor de tensões. Por conta da

simetria apresentada por este tensor, na prática somente seis variáveis são adicionadas ao sistema. Ainda assim, em escoamentos turbulentos, tem-se quatro equações e dez variáveis, resultando no conhecido problema de fechamento das equações de conservação para escoamentos em regime turbulento (Chen e Jaw, 1997; Wilcox, 1998).

A solução encontrada para esse problema, quando a simulação numérica de escoamentos turbulentos é realizada via equações médias de Reynolds ou em inglês *Reynold Averaged Navier-Stokes* (RANS), é a proposição de modelos de turbulência que possam prever, de forma aproximada, o comportamento das propriedades do fluido em escoamentos turbulentos. Assim, mais equações são inseridas ao sistema eliminando o problema de fechamento das equações de conservação.

Segundo Wilcox (1998), os modelos de turbulência mais usuais em simulações que utilizam a técnica RANS são os modelos de turbulência de duas equações. Como não foi definido, ainda, qual modelo de turbulência será utilizado nesta pesquisa, já que essa escolha será realizada junto ao processo de validação, a seguir são apresentados os dois modelos mais comumente utilizados por pesquisadores e uma variação mais recente, que mescla propriedades de ambos.

Modelo κ-ε padrão

Segundo o Fluent 12.0 User's Guide (2009), o modelo de turbulência κ-ε padrão, proposto por Launder e Spalding (1972), apresenta robustez, economia e precisão razoável para uma ampla gama de escoamentos turbulentos. Esse modelo é semiempírico e baseia-se em um modelo de equações de transporte para a energia cinética da turbulência, κ, e sua taxa de dissipação, ε. A equação de transporte para κ é derivada de uma equação exata, enquanto a equação de transporte para ε foi obtida usando raciocínio físico e tem pouca semelhança com sua contraparte matematicamente exata.

Na derivação do modelo κ-ε padrão, assume-se que o escoamento é completamente turbulento, e os efeitos de viscosidade molecular são insignificantes, portanto, este modelo é válido apenas para escoamentos totalmente turbulentos. A viscosidade turbulenta μ_t, para este modelo, é calculada combinando κ e ε da seguinte forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \tag{3.5}$$

onde C_μ é uma constante cujo valor, para o modelo padrão, é 0,09.

A energia cinética da turbulência κ, e sua taxa de dissipação ε, são obtidas das seguintes equações de transporte, respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\rho\kappa u_j\right)}{\partial x_j}=\rho\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\kappa}\right)\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\right]-\rho\varepsilon \tag{3.6}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\rho\varepsilon u_j\right)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{\kappa}\rho\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{\kappa} \tag{3.7}$$

onde $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$ são constantes, σ_κ e σ_ε são o número de Prandtl para κ e ε respectivamente, e τ_{ij} é o tensor de Reynolds. As constantes do modelo κ-ε padrão possuem os seguintes valores definidos por Launder e Spalding (1972), como:

$$C_{1\varepsilon} = 1{,}44;\ C_{2\varepsilon} = 1{,}92;\ \sigma_\kappa = 1{,}00;\ \sigma_\varepsilon = 1{,}30$$

Modelo κ-ω padrão

Segundo o Fluent 12.0 User's Guide (2009), o modelo de turbulência κ-ω padrão, proposto por Wilcox (1998), é um modelo empírico com base em equações do modelo de transporte para a energia cinética turbulenta κ e a taxa de dissipação específica ω. A principal diferença deste modelo para o modelo κ-ε padrão é que o modelo κ-ω padrão é especialmente aplicável a escoamentos próximos à parede enquanto o modelo κ-ε padrão é mais indicado para escoamentos suficientemente afastados de paredes. A viscosidade turbulenta μ_t, para este modelo, é calculada combinando κ e ω da seguinte forma:

$$\mu_t=\frac{\rho\kappa}{\tilde{\omega}} \tag{3.8}$$

sendo

$$\tilde{\omega}=\max\left\{\omega,\frac{7}{8}\sqrt{\frac{2S_{ij}S_{ij}}{\beta^*}}\right\} \tag{3.9}$$

E o tensor da taxa de deformação média é dado por:

$$S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{3.10}$$

A energia cinética turbulenta κ, e a taxa de dissipação específica ω, são obtidas das seguintes equações de transporte:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\kappa u_j)}{\partial x_j}=\rho\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\beta^*\rho\omega\kappa+\frac{\partial}{\partial x_j}(\mu+\sigma_\kappa\mu_t)\frac{\partial\kappa}{\partial x_j} \tag{3.11}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\omega u_j)}{\partial x_j}=\frac{\alpha\omega}{\kappa}\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\beta\rho\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_\omega\mu_t)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+\frac{\rho\sigma_d}{\omega}\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} \tag{3.12}$$

Segundo Wilcox (1998), as relações auxiliares para este modelo são:

$$\beta=\beta_o f_\beta \tag{3.13}$$

$$f_\beta=\frac{1+85x_\omega}{1+100x_\omega} \tag{3.14}$$

$$x_\omega=\left|\frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}\Omega_{ki}}{(\beta^*\omega)^3}\right| \tag{3.15}$$

$$\Omega_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{3.16}$$

$$\sigma_d=\begin{Bmatrix}0, \dfrac{\partial\kappa}{\partial x_j}\dfrac{\partial\omega}{\partial x_j}\le 0\\ \sigma_{do}, \dfrac{\partial\kappa}{\partial x_j}\dfrac{\partial\omega}{\partial x_j}>0\end{Bmatrix} \tag{3.17}$$

onde σ_κ e σ_ω são os números de Prandtl turbulento para κ e ω, respectivamente. No modelo padrão esses valores são assumidos como σ_κ = 3/5 e σ_ω = 1/2. Os demais coeficientes necessários ao fechamento das equações são α = 13/25, β^* = 9/100, σ_{do} = 1/8 e β_o = 0,0708 (Wilcox, 1998).

Modelo κ-ω SST

O modelo κ-ω SST, do inglês *Shear-Stress Transport*, proposto por Menter (1994), é um modelo de turbulência que une de forma eficaz a formulação robusta e fiel do modelo κ-ω padrão, que é amplamente indicado para a solução de escoamentos turbulentos próximos à parede, com o modelo de turbulência κ-ε padrão, aclamado por sua característica de calcular de forma eficiente escoamentos afastados da parede. Para conseguir isso, o modelo de turbulência κ-ε padrão é

convertido em uma formulação do modelo κ-ω. O modelo κ-ω SST é semelhante ao modelo κ-ω padrão, porém inclui as seguintes melhorias:

- O modelo κ-ω padrão e o modelo κ-ε modificado são ambos multiplicados por uma função de mesclagem, sendo assim adicionados ao novo modelo.
- O modelo SST incorpora um termo derivado da difusão cruzada na equação de ω.
- A definição da viscosidade turbulenta é modificada para levar em consideração o transporte da tensão de cisalhamento turbulenta.

As equações de transporte empregadas pelo modelo κ-ω SST tem uma forma semelhante às do modelo κ-ω padrão (Menter, 1994):

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\kappa u_j)}{\partial x_j}=\rho\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\beta^*\rho\omega\kappa+\frac{\partial}{\partial x_j}(\mu+\sigma_\kappa\mu_t)\frac{\partial\kappa}{\partial x_j} \tag{3.18}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\omega u_j)}{\partial x_j}=\frac{\alpha\omega}{\kappa}\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\beta\rho\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_\omega\mu_t)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+2(1-F_1)\frac{\rho\sigma_{\omega2}}{\omega}\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} \tag{3.19}$$

Nesse modelo, F_1 é uma função de mesclagem entre o modelo κ-ω e o modelo κ-ε modificado. F_1 é igual a 1 dentro da camada limite e igual a 0 no escoamento livre.

$$F_1=\tanh\left\{\left\{\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{\kappa}}{0.09\omega y},\frac{500\nu}{y^2\omega}\right),\frac{4\rho\sigma_{\omega2}\kappa}{CD_{\kappa\omega}y^2}\right]\right\}^4\right\} \tag{3.20}$$

onde y é a distância até a próxima superfície (m) e $CD_{\kappa\omega}$ é a porção positiva do termo de difusão cruzada da Eq. (3.21):

$$CD_{\kappa\omega}=\max\left(2\rho\sigma_{\omega2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j},10^{-20}\right) \tag{3.21}$$

A viscosidade turbulenta μ_t, para esse modelo, é obtida da seguinte forma:

$$\mu_t=\frac{\rho\kappa a_1}{\max(a_1\omega,\Omega F_2)} \tag{3.22}$$

onde Ω é o valor absoluto da vorticidade (s^{-1}) e F_2 é a segunda função de mesclagem

$$F_2 = \tanh\left\{\left[\max\left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{0.09\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right)\right]^2\right\} \tag{3.23}$$

Por fim, as constantes empregadas por esse modelo são:

$\sigma_{\kappa,1} = 0{,}85$; $\sigma_{\omega,1} = 0{,}5$; $\sigma_{\kappa,2} = 1{,}0$; $\sigma_{\omega,2} = 0{,}856$; $\alpha_1 = 0{,}31$; $\beta_1 = 0{,}075$; $\beta_2 = 0{,}0828$; $\beta^* = 0{,}09$

3.2. Potência teórica em dispositivos CAO

Assume-se que as dimensões do interior da câmara hidropneumática do dispositivo CAO são pequenas em comparação ao comprimento das ondas que incidem sobre a mesma, portanto, a superfície livre interna da água pode ser considerada suficientemente plana em ondas longas, podendo ser considerada um corpo em elevação. Porém, no caso de ondas com comprimento pequeno, a superfície interna da água pode não ser considerada plana (Horko, 2007).

Dessa forma, de acordo com Horko (2007), supondo que a superfície interna do dispositivo CAO se comporte aproximadamente como um pistão, a potência teórica absorvida pelo dispositivo pode ser calculada como:

$$P_{ot} = F.\frac{S_c}{t} \tag{3.24}$$

onde P_{ot} é a potência teórica (W), F é a força exercida pela superfície da água (N), S_c é o deslocamento da coluna de água (m) e t é o intervalo de tempo do deslocamento (s).

Assumindo que a força exercida pela superfície livre interna da água pode ser obtida pelo produto da pressão total, que a mesma exerce, com a área da seção transversal da câmara hidropneumática, é possível reescrever a Eq. (3.24) da seguinte forma:

$$P_{ot} = \left(P_{total}.A\right).\frac{S_c}{t} \tag{3.25}$$

onde P_{total} é a pressão total no interior da câmara (Pa) e A é a área da seção transversal (m^2).

Pode-se considerar que a razão do deslocamento da superfície livre pelo intervalo de tempo é igual a sua velocidade, assim obtemos a Eq. (3.26).

$$P_{ot} = P_{total}.A.u \tag{3.26}$$

onde u é a velocidade do escoamento no interior da câmara (m/s).

O produto da velocidade do escoamento pela área da seção transversal é igual à vazão

volumétrica, porém, para melhor adequar a equação da potência aos parâmetros que podem ser monitorados diretamente no Fluent, escreve-se a vazão volumétrica como a razão da vazão mássica pela massa específica do fluido, obtendo.

$$P_{ot} = P_{total} . \frac{\dot{m}}{\rho} \tag{3.27}$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica (kg/s) e ρ é a massa específica do fluido (kg/m^3).

Desse modo, conhecendo a pressão total desenvolvida dentro do conversor e a vazão mássica no escoamento de ar, pode-se determinar a potência teórica absorvida pelo dispositivo. Cabe destacar que através da Eq. (3.27) são calculados os valores instantâneos da potência teórica, sendo assim, para avaliar um valor global de potência é necessário realizar o cálculo da média dos valores instantâneos.

Para o cálculo da média de uma variável que oscila entre valores positivos e negativos, como ocorre neste caso, é recomendável a utilização da raiz do valor quadrático médio, ou valor eficaz, conhecido como média RMS (*Root Mean Square*). Para valores instantâneos essa média pode ser realizada como (Letzow et al., 2017; Lima et al., 2017; Plamer et al., 2017; Gomes et al., 2018).

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} x_i^2} \tag{3.28}$$

onde x_{RMS} é o valor médio da variável avaliada, x_i é o valor instantâneo da variável que se deseja descobrir a média e N é o número de valores instantâneos que compõe o conjunto estudado.

3.3. Avaliação geométrica

A proposta de avaliação geométrica, empregando o design construtal aliado à busca exaustiva, se inicia na determinação do indicador de performance. Aqui, visando sua maximização, o indicador de performance é definido pela Eq. (3.27), que disponibiliza a potência teórica absorvida pelo conversor a partir do produto entre a pressão total e vazão mássica no duto da turbina.

Para isso, na câmara hidropneumática do dispositivo CAO foi considerada uma região trapezoidal, servindo de transição entre a região inferior da câmera e o duto da turbina, como indicado na Fig. 3.2. Com isso, será possível variar as perdas de carga localizadas dentro do dispositivo, alterando o campo de pressão total e a vazão mássica de fluido no interior do conversor.

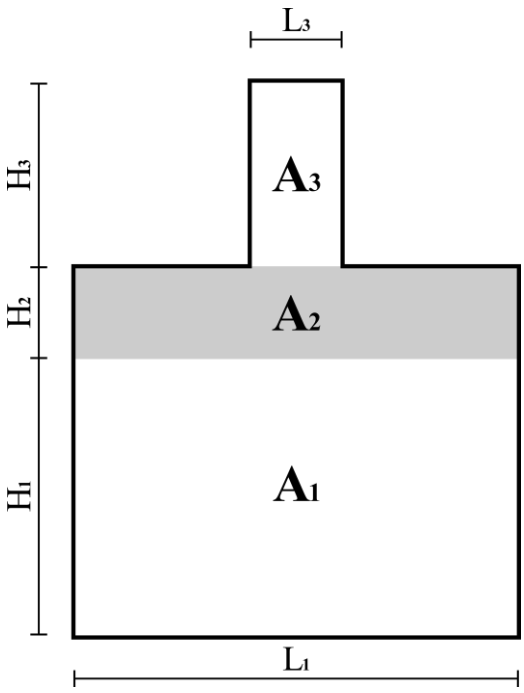

Figura 3.2 - Domínio CAO dividido por áreas (Fonte: Próprio autor).

O domínio avaliado é obtido através da geometria empregada por De Oliveira et al. (2017), que possui dimensões aproximadas ao dispositivo da Ilha de Pico, em Portugal. Dessa forma, partindo desta geometria, é possível determinar as restrições de área utilizadas na avaliação geométrica. As dimensões do domínio exposto na Fig. 3.2 podem ser consultadas na Tab. 3.1

As dimensões do domínio exposto na Fig. 3.2 podem ser consultadas na Tab. 3.1.

Tabela 3.1. Dimensões utilizadas por De Oliveira et al. (2017).

H_1 (m)	H_2 (m)	H_3 (m)	L_1 (m)	L_3 (m)
7,5	2,5	5,0	12,0	2,3

Vale ressaltar que o a geometria avaliada por De Oliveira et al. (2017) não possuía uma região de transição entre a câmara hidropneumática e o duto da turbina, sendo assim, a altura da câmara era igual à soma de H_1 com H_2, resultando em 10 m. Neste estudo, optou-se por, primeiramente, dividir a área da câmara da geometria avaliada em De Oliveira et al. (2017) de forma a obter uma câmara hidropneumática menor e uma área intermediária entre o duto da turbina e a nova câmara. Limitou-se a altura dessa região intermediária em 25% da altura total da câmara da geometria original.

A proposta desta avaliação é variar essa região de transição, de forma que, em um extremo do grau de liberdade avaliado, quando $L_2 = L_1$, ela possua formato retangular (Fig. 3.3a) e no outro extremo, quando $L_2 = L_3$, um formato trapezoidal com altura máxima (Fig. 3.3c). E ainda, entre os

extremos, quando $L_1 < L_2 < L_3$, configurações geométricas como a representada na Fig. 3.3b.

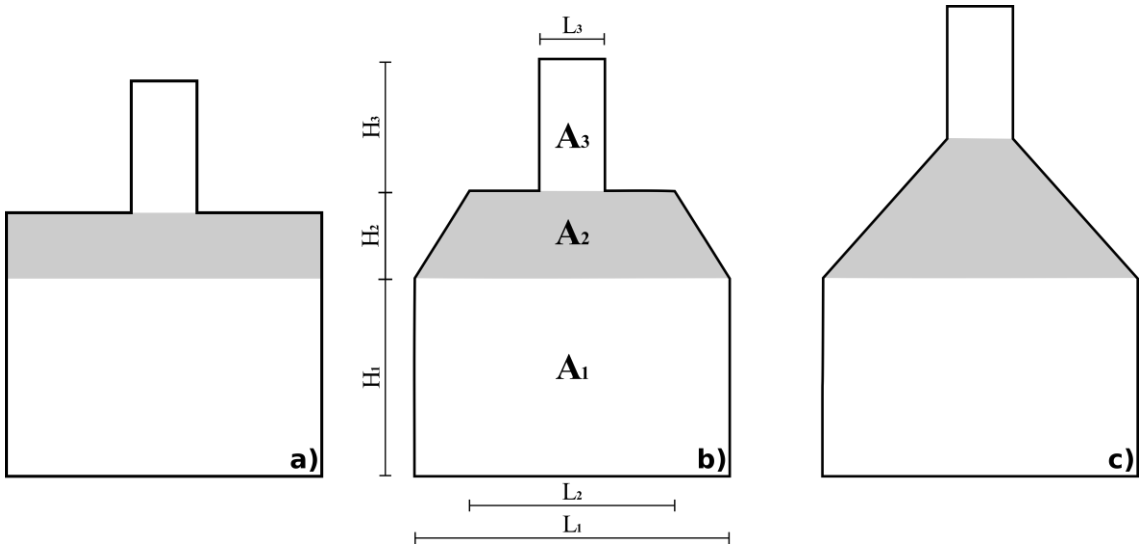

Figura 3.3 - Domínio estudado: (a) $L_2 = L_1$, (b) $L_1 < L_2 < L_3$ e c) $L_2 = L_3$ (Fonte: Próprio autor).

Partindo disso, é possível determinar três restrições de área do domínio, sendo elas:

$$A_1 = H_1 L_1 = 90{,}0 \text{ m}^2 \tag{3.29}$$

$$A_2 = H_2 \frac{(L_1 + L_2)}{2} = 30{,}0 \text{ m}^2 \tag{3.30}$$

$$A_3 = H_3 L_3 = 11{,}5 \text{ m}^2 \tag{3.31}$$

onde A_1 é a área da seção transversal da câmara hidropneumática (m^2), A_2 é a área da seção transversal da região de transição (m^2) e A_3 é a área da seção transversal do duto da turbina (m^2). Portanto, a área transversal total do domínio avaliado pode ser escrita como:

$$A_T = A_1 + A_2 + A_3 \tag{3.32}$$

Além disso, os graus de liberdade utilizados nesta avaliação são (ver Fig. 3.3):

$$H_1/L_1 = \text{variável} \tag{3.33}$$

$$H_2/L_2 = \text{variável} \tag{3.34}$$

$$H_3/L_3 = \text{constante} \tag{3.35}$$

Então, a Eq. (3.32) pode ser reescrita em função dos graus de liberdade, como:

$$A_T = \left[\left(H_1 L_1\right)\right] + \left[H_2 \frac{\left(L_1 + L_2\right)}{2}\right] + \left[\left(H_3 L_3\right)\right] \tag{3.36}$$

$$2A_T = 2\left(H_1 L_1\right) + H_2\left(L_1 + L_2\right) + 2\left(H_3 L_3\right) \tag{3.37}$$

$$2A_T = 2H_1 L_1 + H_2 L_1 + H_2 L_2 + 2H_3 L_3 \tag{3.38}$$

$$2A_T = 2\left[\frac{H_1}{L_1}\right]\left(L_1\right)^2 + \left[\frac{H_2}{L_2}\right] L_1 L_2 + \left[\frac{H_2}{L_2}\right]\left(L_2\right)^2 + 2\left[\frac{H_3}{L_3}\right]\left(L_3\right)^2 \tag{3.39}$$

$$\left[\frac{H_2}{L_2}\right]\left(L_2\right)^2 + \left[\frac{H_2}{L_2}\right] L_2 L_1 + 2\left[\frac{H_1}{L_1}\right]\left(L_1\right)^2 + 2\left[\frac{H_3}{L_3}\right]\left(L_3\right)^2 - 2A_T = 0 \tag{3.40}$$

$$\left(L_2\right)^2 + \left(L_2 L_1\right) + \left[\frac{H_2}{L_2}\right]^{-1}\left\{2\left[\frac{H_1}{L_1}\right]\left(L_1\right)^2 + 2\left[\frac{H_3}{L_3}\right]\left(L_3\right)^2 - 2A_T\right\} = 0 \tag{3.41}$$

Dessa forma, consegue-se obter valores para L_2 a partir dos graus de liberdade avaliados. Já os valores para H_2 podem ser obtidas por:

$$H_2 = \left[\frac{H_2}{L_2}\right] L_2 \tag{3.42}$$

De forma análoga, a altura da câmara hidropneumática pode ser obtida por:

$$H_1 = \left[\frac{H_1}{L_1}\right] L_1 \tag{3.43}$$

E a largura da câmara é calculada através da restrição de área preestabelecida:

$$L_1 = \frac{A_1}{H_1} \tag{3.44}$$

Combinando a Eq. (3.33) com a Eq. (3.44), obtém-se:

$$L_1 = \frac{A_1}{\left[H_1/L_1\right].L_1} \tag{3.45}$$

$$\left(L_1\right)^2 = A_1.\left[\frac{H_1}{L_1}\right]^{-1} \tag{3.46}$$

Por fim, a largura da câmara hidropneumática pode ser determinada por:

$$L_1 = \left\{ A_1.\left[\frac{H_1}{L_1}\right]^{-1} \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{3.48}$$

A avaliação geométrica resume-se em variar o grau de liberdade H_1/L_1 em dez valores, de 0,1 a 1,0. Para cada valor do grau de liberdade H_1/L_1, serão avaliados dez valores do grau de liberdade H_2/L_2, cuja variação irá de $L_2 = L_1$ até $L_2 = L_3$, sendo que em todos os casos, H_3/L_3 será mantido constante com um valor, baseado nas dimensões expostas na Tab. 3.1, de 2,174. Graficamente, a variação dos graus de liberdade pode ser visualizada na Fig. 3.4. Portanto, com essa proposta, 100 diferentes geometrias serão consideradas no espaço de busca e serão avaliadas e comparadas entre si através da técnica de busca exaustiva.

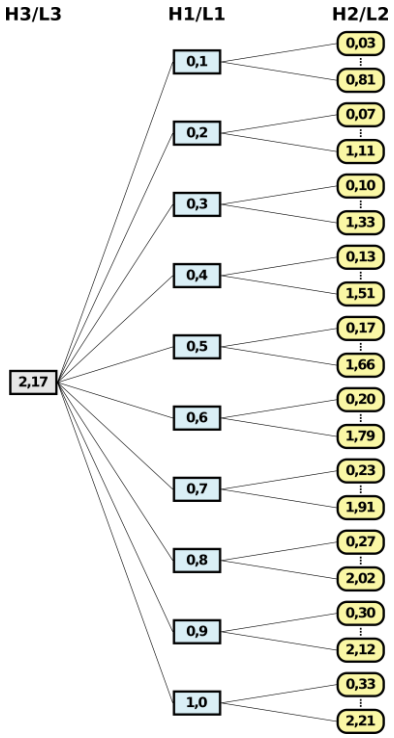

Figura 3.4 - Variação dos graus de liberdade empregados na avaliação geométrica (Fonte: Próprio autor).

4. MODELAGEM NUMÉRICA

O uso de técnicas numéricas para a solução de problemas complexos de engenharia é hoje uma realidade graças ao enorme avanço tecnológico que os computadores sofreram nas últimas décadas. Em função dessa disponibilidade computacional, que cresce exponencialmente, o desenvolvimento de algoritmos para a solução dos mais diversos problemas tem gerado um aumento significativo no número de pesquisadores e usuários da simulação numérica (Maliska, 2004).

Essa área do conhecimento, que complementa análises teóricas e técnicas experimentais, aplicada ao campo de mecânica dos fluidos, recebeu o nome de Dinâmica dos Fluidos Computacional ou em inglês, como é mais conhecida, *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Os métodos mais tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais são o Método de Diferenças Finitas (MDF), o Método de Elementos Finitos (MEF) e o Método de Volumes Finitos (MVF), sendo esse último empregado nessa pesquisa (Maliska, 2004).

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), os códigos de CFD contêm técnicas de discretização adequadas para o tratamento dos principais fenômenos de transporte como a convecção, transporte de matéria devido ao escoamento de fluido, difusão, transporte de matéria devido a variações térmicas de partículas em um fluido, bem como para os termos de origem, associados à criação ou destruição da variável estudada, e sua taxa de mudança em relação ao tempo. Os fenômenos físicos implícitos são complexos e não-lineares, sendo necessária uma abordagem de solução iterativa. Os códigos comerciais também podem dar ao usuário uma seleção de técnicas mais recentes, como técnicas iterativas de ponto Gauss-Seidel com aceleradores multigrid e métodos de gradiente conjugado.

4.1. Método de Volumes Finitos (MVF)

No método dos volumes finitos, segundo Munson et al. (2012), o domínio é dividido em um conjunto de volumes de controle onde, em seguida, são formuladas equações integrais diferenciais de conservação de massa, quantidade de movimento e energia para cada volume. As integrais são aproximadas numericamente e os valores das variáveis nas faces de cada volume são aproximados com informações das variáveis nodais. Isso resulta em um sistema algébrico que então é resolvido por um método iterativo. O número, o tamanho e a forma das células computacionais são ditados em parte pela geometria do domínio e pelas condições de contorno para o problema proposto. À medida que o número de células aumenta, como é necessário para domínios mais complexos, o número de equações algébricas simultâneas que devem ser resolvidas também aumenta, o que torna comum, para este método, problemas envolvendo números elevados de células na malha.

A Figura 4.1 ilustra a técnica de discretização empregada pelo MVF, o qual converte uma equação diferencial em um sistema de equações algébricas.

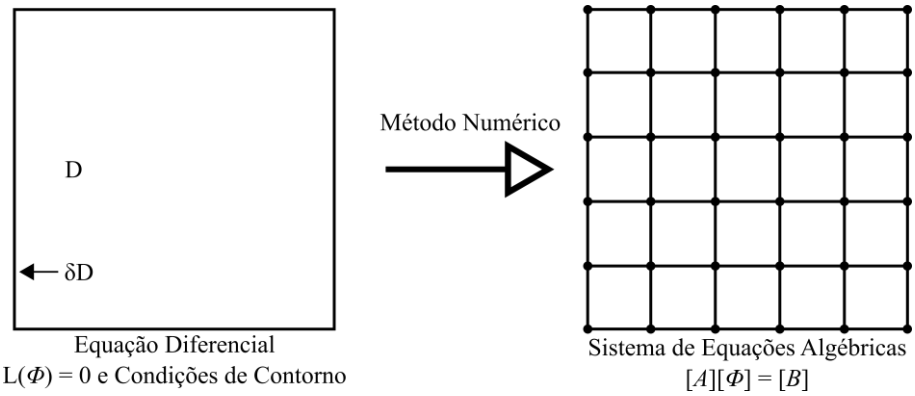

Figura 4.1 - Técnica de discretização. (Fonte: Adaptado de Maliska, 2004).

No contexto dos pacotes comerciais de CFD, o MVF é o método mais empregado em soluções industrias. A preferência é em função de sua robustez, devido às características conservativas do MVF. Em problemas envolvendo CFD, é muito importante satisfazer aos princípios de conservação em nível discreto, pois se o que se busca com um método numérico é a solução da equação diferencial, que é a representação da conservação da propriedade em nível de ponto, parece lógico que as equações aproximadas representem a conservação em nível de volumes finitos. Dessa forma, não existe a possibilidade da existência de gerações ou sumidouros de quantidades, como massa, quantidade de movimento e energia, no interior do domínio estudado (Munson et al., 2012).

Por outro lado, se a conservação das propriedades é satisfeita apenas via condições de contorno, podem existir gerações ou sumidouros das propriedades de origem numérica dentro do domínio, o que modificará o perfil da solução na região. Também a depuração de um programa computacional fica mais fácil quando o analista tem etapas a serem conferidas. Como no MVF os balanços de conservação devem ser satisfeitos em nível de volumes elementares, para qualquer tamanho de malha, todos os princípios de conservação podem ser conferidos em uma malha bastante grosseira. Ou seja, quase tudo pode ser feito manuseando-se poucos resultados em execuções relativamente rápidas no computador. Em outros métodos, pode-se apenas conferir a solução com uma malha refinada, já que o conceito de balanço em volumes elementares não existe (Maliska, 2004).

4.2. Acoplamento pressão-velocidade

Um aspecto muito importante da resolução de modelos numéricos aplicados à CFD diz respeito à determinação dos campos de velocidade e pressão. De acordo Com Fortuna (2000), as

equações de Navier-Stokes, utilizadas na conservação da quantidade de movimento, são compostas pelas componentes de velocidade e pela pressão do fluido em escoamento. Porém, a equação de conservação da massa não possui a pressão como termo, contando apenas com a velocidade.

Em problemas onde o escoamento é compressível, a massa específica do fluido é variável, e pode ser usada para fazer a ligação entre as equações de conservação de quantidade de movimento e a equação de conservação da massa através da equação de estado.

$$p = \rho R T \tag{4.1}$$

Porém, em escoamentos incompressíveis a massa específica do fluido em escoamento passa a ser constante, impossibilitando a utilização da equação de estado. Em problemas desse tipo, como é o caso desta pesquisa, são propostos métodos para realizar o chamado acoplamento pressão-velocidade das equações de conservação. A seguir são apresentados breves resumos dos principais métodos disponíveis em códigos comerciais.

4.2.1. Método SIMPLE (*Semi IMPlict Linked Equations*)

O SIMPLE é um algoritmo que foi originalmente proposto por Patankar e Spalding (1972) e tornou-se um procedimento numérico amplamente utilizado para resolver as equações de Navier-Stokes, dando origem a diversos outros métodos de acoplamento.

Neste método, inicialmente, estima-se um campo de pressão, p^*, e obtém-se através das equações de conservação da quantidade de movimento um campo de velocidades que, a princípio não satisfaz a equação da continuidade. Não faz sentido algum, alterar aleatoriamente o campo de pressão a fim de que em algum momento um campo de velocidade satisfaça a equação da continuidade. O procedimento recomendado comumente é estabelecer expressões de correção para as velocidades em função de gradientes de correção de pressão, p'.

Quando a correção de pressão não for mais necessária, os gradientes p' serão nulos e a correção de velocidades será nula. Para a evolução de p' utiliza-se a equação da continuidade, onde as equações de correção são introduzidas gerando uma equação para p' com termo fonte envolvendo velocidades. O algoritmo SIMPLE usa uma relação de correção entre a velocidade e a pressão e garante que a conservação de massa seja satisfeita.

A equação discretizada da quantidade de movimento e a equação de correção da pressão são resolvidas de forma implícita, porém a correção da velocidade é resolvida explicitamente, esta é a razão pela qual este algoritmo é chamado de método semi-implícito.

4.2.2. Método SIMPLEC (*Semi IMPlict Linked Equations Consistent*)

O algoritmo SIMPLEC, proposto por Vandoormaal e Raithby (1984), segue as mesmas etapas do algoritmo SIMPLE, possuindo como diferença o fato de que as equações da quantidade de movimento são manipuladas para que as equações de correção de velocidade omitam os termos menos significativos que estão presentes no algoritmo SIMPLE. O desenvolvimento deste método foi realizado para acelerar a convergência em problemas onde o acoplamento pressão-velocidade é o principal impedimento para a obtenção de uma solução.

4.2.3. Método PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*)

O método PISO, apresentado por Issa (1986), é um procedimento de cálculo de acoplamento pressão-velocidade desenvolvido originalmente para o cálculo não-iterativo de escoamentos compressíveis e instáveis. Foi adaptado com sucesso para a solução iterativa de problemas no estado estacionário. Este método envolve um passo de previsão e dois passos corretivos, correção do vizinho e correção de assimetria, podendo ser visto como uma extensão do SIMPLE com um outro passo corretivo para aprimorá-lo.

A correção do vizinho tem como ideia principal mover os cálculos repetidos requeridos pelos métodos SIMPLE e SIMPLEC dentro do estágio de solução de correção da pressão. Após um ou mais loops adicionais, as velocidades corrigidas satisfazem a equação de conservação de massa e da quantidade de movimento. Esse processo é chamado de correção da quantidade de movimento ou correção do vizinho e, por conta disso, o algoritmo PISO leva um pouco mais de tempo por iteração para convergir, mas pode diminuir drasticamente o número de iterações necessárias para a convergência, especialmente para problemas transitórios.

A correção de assimetria foi desenvolvida pelo fato de que em malhas com algum grau de assimetria, a relação aproximada entre a correção do escoamento de massa na face da célula e a diferença das correções de pressão nas células adjacentes é muito grosseira. Como os componentes do gradiente de correção da pressão ao longo das faces da célula não são conhecidos de antemão, é desejável um processo iterativo similar à correção do vizinho descrito anteriormente (Ferzieger e Peric, 1996). Após a solução inicial da equação de correção de pressão, o gradiente de correção de pressão é recalculado e usado para atualizar as correções de escoamento de massa. Este processo, que é referido como "correção de assimetria", reduz significativamente as dificuldades de convergência associadas a malhas altamente distorcidas. A correção de assimetria do PISO permite obter uma solução em uma malha altamente distorcida em aproximadamente o mesmo número de iterações necessárias à uma malha mais ortogonal.

4.2.4. Método acoplado (*Coupled*)

De acordo com o Fluent 12.0 User's Guide (2009), o *solver* baseado em pressão permite resolver problemas de escoamento de maneira segregada ou acoplada. O uso da abordagem acoplada oferece algumas vantagens sobre a abordagem não-acoplada, ou segregada. O esquema acoplado obtém uma implementação monofásica robusta e eficiente para escoamentos estáveis, com desempenho superior em comparação aos esquemas de solução segregada. O algoritmo acoplado baseado em pressão oferece uma alternativa ao algoritmo segregado baseado em densidade ou pressão com acoplamento pressão-velocidade do tipo SIMPLE. Para escoamentos transientes, o uso do algoritmo acoplado é necessário quando a qualidade da malha é ruim ou quando grandes etapas de tempo são necessárias.

O algoritmo segregado baseado na pressão resolve as equações de conservação da quantidade de movimento e de correção da pressão separadamente. Este método de solução semi-implícita resulta em convergência lenta. O algoritmo acoplado resolve as equações da conservação da quantidade de movimento e da continuidade baseada na pressão de forma conjunta. O acoplamento implícito completo é obtido através de uma discretização implícita dos termos do gradiente de pressão nas equações de conservação da quantidade de movimento, e uma discretização implícita do fluxo de massa nas faces.

4.3. Esquemas de interpolação

Os softwares baseados no MVF usam a técnica do volume de controle para converter as equações governantes em equações algébricas que possam ser resolvidas numericamente. Esta técnica consiste em integrar as equações governantes em cada volume de controle, resultando em equações discretas que conservam cada quantidade com base no volume de controle (Duarte, 2006).

Esta técnica armazena os valores discretos dos escalares no centro dos volumes de controle, no entanto os valores das faces dos volumes de controle são necessários para o cálculo dos termos de advecção, assim, é necessário o emprego de esquemas de interpolação. No software Fluent, empregado nesta pesquisa, pode-se optar pela escolha de quatro esquemas de interpolação, o *Upwind* de Primeira Ordem, o *Upwind* de Segunda Ordem, o *Power Law* e o QUICK. Como neste trabalho foram utilizados apenas os esquemas *Upwind* de Primeira e Segunda Ordem, somente estes serão apresentados.

4.3.1. Esquema *Upwind* de Primeira Ordem

De acordo com Fluent 12.0 User's Guide (2009), quando a precisão de primeira ordem é

desejada, as quantidades em todas as faces são determinadas supondo que os valores do centro do volume representam um valor médio de todos os valores ao longo do volume, para qualquer variável, e que mantém as mesmas características em todo o volume. Assim quando é escolhido o esquema *Upwind* de Primeira Ordem o valor da face de uma célula é igual ao valor do centro da célula a montante.

4.3.2. Esquema *Upwind* de Segunda Ordem

Quando a precisão de segunda ordem é desejada, as quantidades nas faces das células são calculadas usando uma abordagem de reconstrução linear multidimensional (Barth e Jespersen, 1989). Nesta abordagem, a precisão de ordem superior é alcançada nas faces celulares através de uma expansão em série de Taylor da solução baseada no centro na célula sobre o centroide da célula. Assim, quando o esquema *Upwind* de Segunda Ordem é selecionado, o valor de face, ϕ_f, é calculado usando a seguinte expressão:

$$\phi_f = \phi + \nabla \phi . \vec{r} \tag{4.2}$$

onde ϕ e $\nabla\phi$ são o valor centrado na célula e seu gradiente na célula a montante, e $\vec{r}$ é o vetor de deslocamento do centroide da célula a montante para o centroide da face. Esta formulação requer a determinação de $\nabla\phi$ em cada célula, e esse gradiente é limitado para que nenhum novo máximo ou mínimo seja introduzido.

5. REGIÃO DE ESTUDO

De todo o litoral brasileiro, a região sul destaca-se por possuir o maior potencial energético, se comparado com as demais regiões do país (Pianca, Mazzini e Siegle, 2010; Guimarães et al., 2018; Kirinus et al., 2018). De acordo com Guimarães et al. (2018), a discrepância na magnitude da potência que pode ser obtida nas ondas do litoral brasileiro é grande se forem comparadas as regiões norte e sul do Brasil. Enquanto no sul os valores de potência na costa atingem 11 kW/m de frente de onda, no norte esses valores ficam entre 5 e 8 kW/m de frente de onda. De acordo com os autores, essa maior diferença de magnitude pode ser explicada pela direção da incidência das ondas tipo *swell*, que na região sul é predominantemente orientada para o sul.

O estudo desenvolvido por Lisboa et al. (2017), avaliou o potencial energético de três regiões situadas no litoral do Rio Grande do Sul, sendo elas o Cassino e a Querência, na cidade de Rio Grande, e uma região no litoral da cidade de São José do Norte. O fluxo médio anual de energia encontrado pelos autores na costa foi de 6,3 kW/m na Querência, 6,0 kW/m no Cassino e 6,7 kW/m em São José do Norte, enquanto que em áreas um pouco mais profundas e afastadas da costa (*near-shore*), o fluxo foi 22,3 kW/m.

A atenuação das ondas, observada de *offshore* para *near-shore*, reduz em cerca de 70% o fluxo de energia das ondas nessa região. Os motivos dessa atenuação são a refração e a dissipação do atrito com o fundo. A refração é uma transformação importante das ondas na região de estudo, porque as direções dominantes das ondas no mar são muito oblíquas em relação à direção normal da costa. Além disso, a plataforma continental, grande e suave, sem cardumes e sem desfiladeiros torna o processo de refração e dissipação do atrito com o fundo mais representativos. Ainda assim, a energia das ondas no mar nessa região é considerada atraente para fins de extração energética se comparada com os valores globais. Mesmo com menor energia perto da costa, menores custos de instalação, manutenção e operação podem tornar um investimento mais viável (Lisboa et al., 2017; Kirinus et al., 2018).

Um outro ponto que justifica o estudo de tecnologias voltadas para a extração de energia das ondas do mar na costa do Rio Grande do Sul é a densidade demográfica do estado. Duas das maiores macro regiões do estado, em termos populacionais, se encontram próximas ao litoral, uma delas é composta pela cidade de Rio Grande, Pelotas e demais cidades vizinhas, e a outra é composta por Porto Alegre e região metropolitana. O mapa da Fig. 5.1 ilustra a distribuição da população gaúcha através de uma estimativa realizada até o ano de 2018, sendo esses os dados mais recentes disponibilizados pelo Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE).

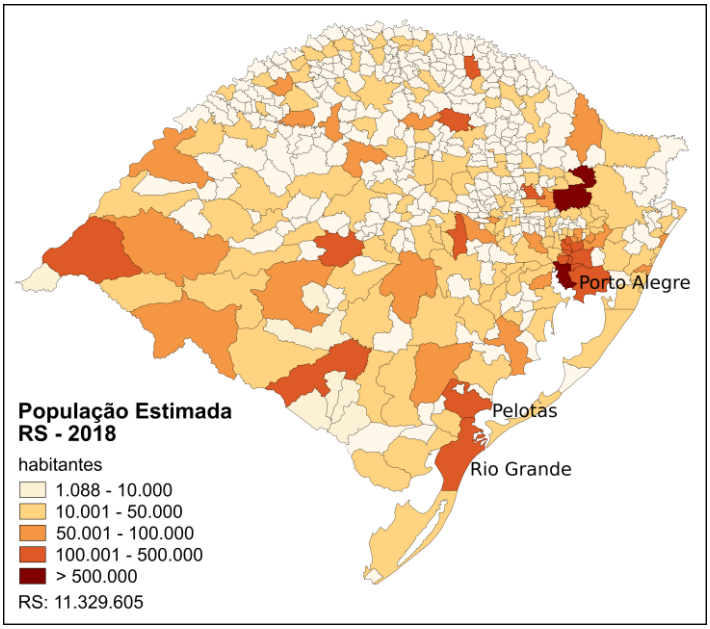

Figura 5.1 - Distribuição populacional no Rio Grande do Sul. (Fonte: Adaptado de Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística – Estimativa da População 2018).

É esperado que em regiões mais populosas o consumo energético seja mais alto, um agravante nesse quesito é a também ocorrência de indústrias nessas regiões, o que faz a demanda por energia elétrica aumentar mais ainda. Essa hipótese é apoiada pelo gráfico da Fig. 5.2, que ilustra o consumo de energia elétrica no Rio Grande do Sul em 2014, último ano que o estado disponibilizou tais dados.

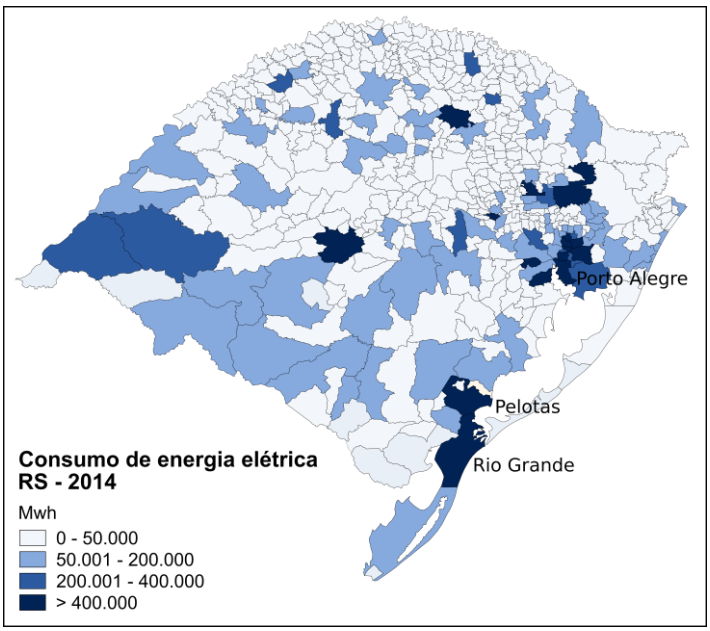

Figura 5.2 - Distribuição populacional no Rio Grande do Sul. (Fonte: Adaptado de Balanço energético do Rio Grande do Sul, 2015).

Nota-se que, novamente, as duas regiões anteriormente citadas se destacam no consumo de

energia elétrica. Dessas duas macro regiões a que mais tem proximidade com a costa é a região composta por Rio Grande e Pelotas, pois Rio Grande é uma cidade litorânea. Apoiado nesses dados e nos estudos apresentados anteriormente, a região escolhida como objeto de estudo desta pesquisa é a costa da cidade de Rio Grande, mais precisamente a praia do Cassino, que está ilustrada na Fig. 5.3.

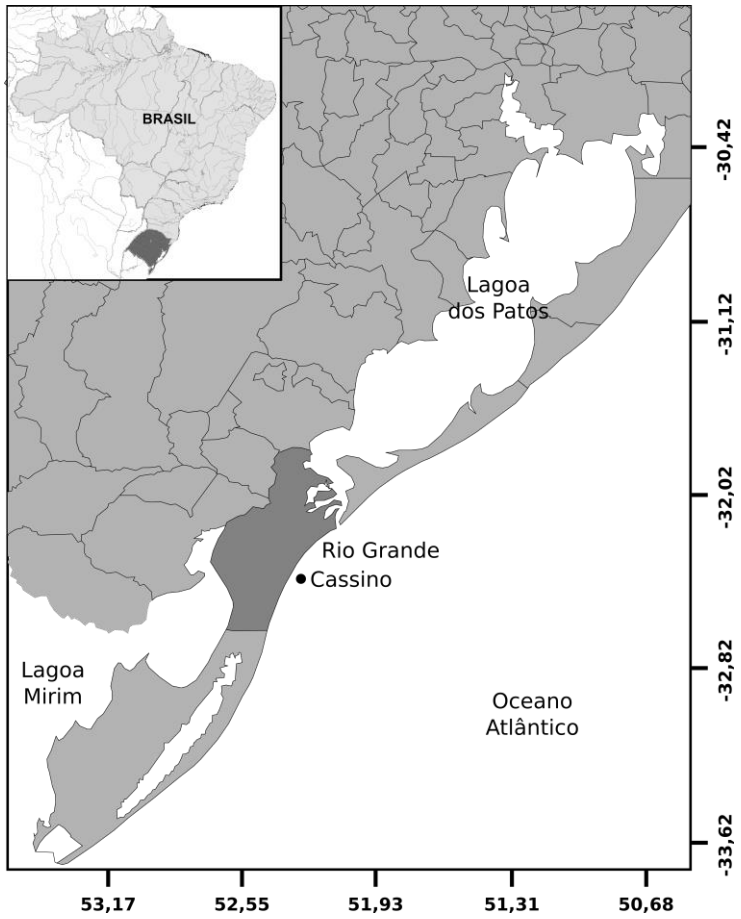

Figura 5.3 - Local escolhido para estudo. (Fonte: Adaptado de Lisboa et al., 2018).

5.1. Dados realísticos de estado de mar

O escoamento irregular, imposto como condição de entrada nos domínios aqui avaliados, foi obtido a partir de um banco de dados, que possui informações acerca do estado de mar da costa do Rio Grande do Sul para o ano de 2014. Esse banco, desenvolvido por Oleinik, (2017), possui dados de 14 pontos localizados no litoral gaúcho, cada um com informações a 2, 4, 6, 10 e 20 km da costa. Dentre os pontos disponíveis, foi selecionado o que fica localizado ao sul da praia do Cassino, na cidade de Rio Grande, com coordenadas 52° 17” 47.25’ W e 32° 22” 30.95’ S, a uma profundidade de 10 m e a 2000 m da costa, aproximadamente. Esse ponto, representado na Fig. 5.3, foi escolhido levando em conta os dados apresentados sobre a população, o consumo energético e a disponibilidade

de energia das ondas nessa região.

5.1.1. Modelo espectral de ondas

O banco de dados criado por Oleinik (2017) foi obtido através do sistema de modelagem Open Telemac-Mascaret, a partir do modelo espectral TOMAWAC, desenvolvido por Benoit et. al., (1996). A modelagem desenvolvida pelo código TOMAWAC é baseada na equação de conservação de densidade de ação da onda, dessa forma, o modelo calcula as ondas geradas por meio da atuação do vento, do empolamento (*shoaling*), de possíveis dissipações de energia por *whitecapping*, de interações não lineares e da quebra induzida pelo fundo. Porém, o TOMAWAC não leva em consideração efeitos de difração e reflexão, dessa forma, esse modelo não é recomendado para regiões costeiras muito complexas (Benoit et al., 1996).

O TOMAWAC simula o estado de mar a partir da solução da Eq. 5.1, que expressa uma situação geral, onde ondas se propagam em um meio não homogêneo e instável, em que o espectro de densidade de ação de onda (N) se conserva dentro do termo fonte/sumidouro (Q) (Awk, 2017):

$$\frac{\partial N\left(f,\theta\right)}{\partial t}+\frac{\partial \dot{x}_i N}{\partial x_i}+\frac{\partial \dot{x}_j N}{\partial x_j}+\frac{\partial \dot{k}_i}{\partial k_i}+\frac{\partial \dot{k}_j}{\partial k_j}=Q\left(k_i,k_i,x_i,x_j,t\right) \tag{5.1}$$

sendo N o espectro direcional de densidade de ação das ondas, Q o termo fonte, e k_i e kj as componentes do vetor número de onda nas direções i e j.

Para a geração do banco de dados, os parâmetros do estado de mar utilizados no TOMAWAC foram obtidos de dados históricos do modelo de ondas *Wave Watch* III da NOAA (*National Oceanic and Atmospheric Administration*). A condição de contorno superficial de vento no TOMAWAC foi obtida do projeto *Reanalysis* 1 da NOAA, e os dados de batimetria utilizados na representação do fundo do mar foram adquiridos através de cartas náuticas da Diretoria de Hidrografia e Navegação da Marinha Brasileira e do *General Bathymetric Chart of the Oceans* (Oleinik, 2017). A simulação do estado de mar foi executada por um intervalo de tempo de 1 ano, iniciando no dia 1º de janeiro de 2014 e finalizando no dia 31 de dezembro de 2014 e a validação dessa simulação é apresentada em Oleinik et al. (2019).

5.1.2. Transformação do espectro em ondas irregulares

A transformação do espectro de estado de mar, obtido no TOMAWAC, em uma série temporal de elevação da superfície é obtida através da transformada inversa de Fourier. Para a realização dessa transformação é necessário possuir a amplitude das ondas, contida no espectro do estado de mar, e a fase das ondas. A teoria espectral propõe que as ondas possuem fase uniformemente distribuída no

intervalo [0, 2π], dessa forma, pode-se admitir que o espectro de fase das ondas é um conjunto de números aleatórios com distribuição uniforme (Oleinik et al., 2019).

Munido do espectro de amplitude, que caracteriza o estado de mar, e do espectro aleatório de fase, que faz com que as ondas estejam uniformemente distribuídas, aplica-se então a transformada inversa de Fourier para obter uma série temporal de elevação da superfície do mar.

Para uma estimativa mais precisa do potencial energético disponível nas ondas do mar é necessário considerar não apenas uma única onda senoidal plana, mas sim um conjunto, que leve em consideração as variações provenientes da atuação de ventos, gerando uma estrutura turbulenta e irregular que apresenta variações de intensidade e direção ao longo do tempo, dessa forma, resultando em um conjunto de ondas irregulares (Alves, 1996).

Pode-se afirmar que uma representação simples, mas efetiva, para um estado de mar caótico como esse, seria uma superposição de diversas ondas regulares que funcionam como componentes de um sistema, em que cada uma delas possui amplitudes, frequências e fases distintas, como exemplificado na Fig. 5.4, onde a curva superior representa a sobreposição de todas as outras curvas, resultando em um registro de ondas irregulares (Alves, 1996).

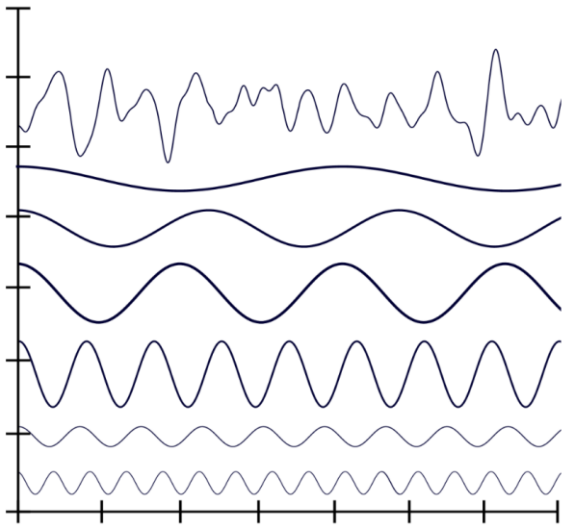

Figura 5.4 - Registro da elevação da superfície de diversas ondas regulares ao longo do tempo. (Fonte: Adaptado de Alves, 1996).

5.1.3. Transformação da elevação em velocidade vertical

Para empregar dados de estado de mar na Metodologia Ar, é preciso converter a elevação da superfície livre, obtida através da transformada inversa de Fourier, na velocidade vertical da superfície livre, e então, essa velocidade pode ser utilizada como condição de entrada no modelo proposto. Visto que a velocidade é a derivada da posição em função do tempo, para obter a velocidade vertical da

superfície livre, basta calcular a derivada da série temporal da elevação em relação ao tempo (Dean e Dalrymple, 1991).

$$w = \frac{\partial \eta(t)}{\partial t} \tag{5.2}$$

5.2. Série temporal utilizada

Não é viável uma simulação, no código Fluent, de um período tão grande quanto os que são explorados no modelo TOMAWAC, pois há uma grande diferença na discretização temporal empregada em cada código. Sendo assim, é necessário determinar uma série temporal com um curto intervalo de tempo, presente no banco de dados, que possua uma representatividade em relação ao estado de mar da região escolhida.

Uma forma de realizar essa tarefa é gerar um histograma bivariado das séries temporais, presente no banco de dados, para determinar a combinação mais frequente de altura significativa (*Hs*) e período médio (*Tm*). Essa combinação pode ser observada na Fig. 5.5, onde constatou-se que a altura significativa *Hs* = 0,54 m e o período médio *Tm* = 6,94 s representam cerca de 12,6% do total de ocorrências para o ponto escolhido durante o período de um ano, dessa forma, esses dados de altura e período foram admitidos como os mais representativos do estado de mar encontrado naquela localização específica durante o ano de 2014.

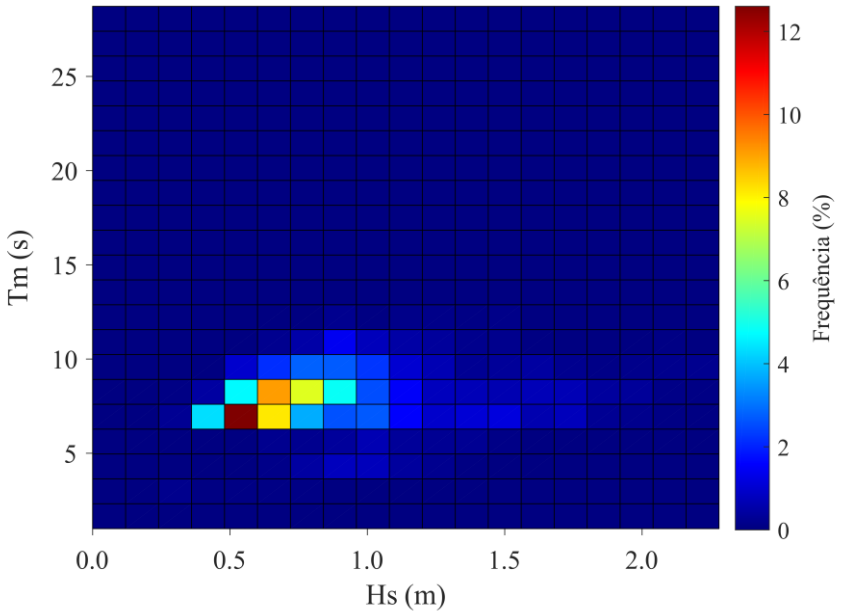

Figura 5.5 - Histograma bivariado. (Fonte: Próprio autor).

Determinadas as características admitidas como representativas do estado de mar da região

escolhida, é necessário primeiramente estipular a duração do estado de mar à que o dispositivo CAO estará submetido. Como o escoamento é irregular, é provável que seja necessário empregar um passo de tempo muito pequeno para a solução das equações de conservação. Somado a isso, propõe-se avaliar 100 diferentes geometrias. Portanto, o tempo total de escoamento avaliado não pode ser muito grande. Levando tudo isso em consideração, optou-se por selecionar um perfil de velocidade com duração de 15 min.

Com a duração, a altura significativa e o período médio definidos, é necessário buscar, no banco de dados, um perfil de velocidade de 15 min de duração com uma altura significativa de 0,54 m e um período médio de 6,94 s. O perfil de velocidade, com duração de 15 min, que possuía as características mais próximas das desejadas é o que possui altura significativa de 0,54 m e um período médio de 7,27 s, sendo esse o utilizado nessa pesquisa.

6. VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO

É inviável propor uma forma de verificação via soluções analíticas para o problema aqui abordado, já que o escoamento, transiente e irregular, dificultaria muito a obtenção de uma solução confiável. Por conta disso, optou-se por validar um modelo numérico através de algum experimento em que o fenômeno físico estudado se assemelhe ao princípio de funcionamento de um dispositivo do tipo Coluna de Água Oscilante.

Um dos primeiros passos do processo de validação é a definição do modelo que será empregado, nesse caso, a escolha do modelo será realizada durante o próprio processo de validação, onde as principais equações disponíveis para a solução desse tipo de problema, no software Ansys Fluent, serão combinadas e os resultados obtidos serão comparados com dados experimentais a fim de aferir a precisão de cada modelo testado. Para isso será levado em conta não somente a precisão de cada modelo em relação aos dados experimentais, como também o tempo de processamento necessário à obtenção dos resultados, pois, durante a avaliação geométrica pretende-se estudar 100 diferentes domínios, o que faz com que o tempo seja um importante fator para a conclusão desta pesquisa.

O emprego da Metodologia Ar na simulação numérica de um conversor do tipo CAO permite reduzir o problema à um domínio com mudança de área pelo qual ocorre um escoamento interno de ar, transiente e turbulento. Levando em conta o princípio de funcionamento do conversor, é possível empregar uma velocidade prescrita como condição de entrada no domínio para representar o movimento das ondas invadindo o interior do dispositivo, já na saída, a imposição de uma pressão prescrita é uma boa escolha, pois, boa parte dos dispositivos CAO possui uma ou mais aberturas para a atmosfera, através do duto da turbina, onde a pressão é de 1 ATM. Os demais contornos do domínio podem ser definidos como parede ou como eixo de simetria, dependendo de como o domínio é explorado. Tais características como a forma do domínio, escoamento e condições de contorno foram encontradas em 3 diferentes experimentos já realizados, os quais foram empregados no processo de validação e escolha/definição do modelo numérico utilizado nesta pesquisa.

O primeiro experimento reproduzido trata de um escoamento estacionário e turbulento de ar por um domínio interno bidimensional com mudança de área. O segundo experimento reproduzido também trata de um escoamento estacionário e turbulento de ar, porém, pela região interna de um domínio tridimensional. Por fim, o terceiro experimento trata de um escoamento transiente e turbulento de ar pela região interna de um domínio tridimensional. Maiores informações sobre os experimentos utilizados e os modelos testados são apresentados a seguir.

Foram propostos 16 diferentes modelos durante o processo de validação, os mesmos são expostos na Tab. 6.1.

Tabela 6.1. Modelos numéricos testados.

Modelo	Modelo de turbulência	Função de parede	Acoplamento pressão-velocidade
1	κ-ε padrão	*Standard Wall Function*	SIMPLE
2	κ-ε padrão	*Standard Wall Function*	SIMPLEC
3	κ-ε padrão	*Standard Wall Function*	PISO
4	κ-ε padrão	*Standard Wall Function*	Acoplado
5	κ-ε padrão	*Scalable Wall Function*	SIMPLE
6	κ-ε padrão	*Scalable Wall Function*	SIMPLEC
7	κ-ε padrão	*Scalable Wall Function*	PISO
8	κ-ε padrão	*Scalable Wall Function*	Acoplado
9	κ-ε padrão	*Enhanced Wall Treatment*	SIMPLE
10	κ-ε padrão	*Enhanced Wall Treatment*	SIMPLEC
11	κ-ε padrão	*Enhanced Wall Treatment*	PISO
12	κ-ε padrão	*Enhanced Wall Treatment*	Acoplado
13	κ-ω SST	-	SIMPLE
14	κ-ω SST	-	SIMPLEC
15	κ-ω SST	-	PISO
16	κ-ω SST	-	Acoplado

Além disso, em todos os modelos testados, o esquema de interpolação *Upwind* de Segunda Ordem foi empregado na discretização espacial da pressão e no tratamento dos demais termos advectivos, enquanto o esquema de interpolação *Upwind* de Primeira Ordem foi empregado na formulação transiente dos modelos em que o escoamento depende do tempo. Já o resíduo para a solução das equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, assim como do modelo de turbulência, foi de 10^{-6}.

6.1. Primeira validação

A primeira validação foi realizada com um experimento em que ocorre um escoamento interno de ar, turbulento, incompressível e estacionário, sobre um degrau descendente em um domínio bidimensional. A geometria do domínio, apresentada na Fig. 6.1, bem como as condições do escoamento, são as definidas no caso C30 da *Ercoftac Classic Database* com base nos ensaios experimentais de Driver e Seegmiller (1985), (ERCOFTAC, 1995).

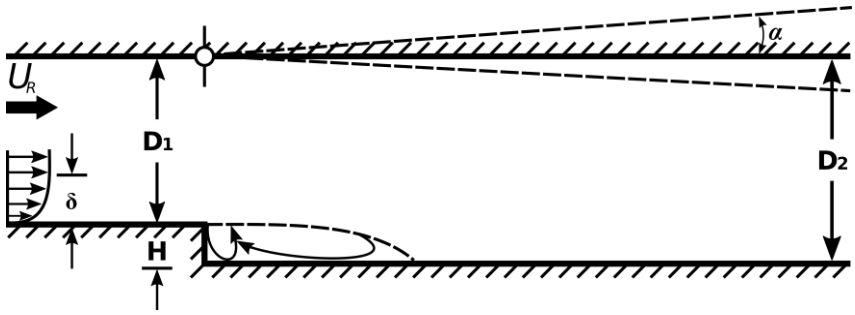

Figura 6.1 - Geometria do escoamento sobre um degrau descendente. (Fonte: Adaptado de ERCOFTAC, 1995).

6.1.1. Ensaios experimentais

Os ensaios experimentais desenvolvidos por Driver e Seegmiller (1985), foram realizados em um túnel de vento com uma seção transversal de 15,1×10,16 cm^2 (D_1 = 10,16 cm, D_2 = 11,37 cm). O degrau descendente, com altura H = 1,27 cm, situa-se 1 m após a seção de entrada do túnel. Nesta seção foi colocada uma faixa de folha abrasiva com 12,5 cm de comprimento em toda a largura do túnel, de forma a ser possível obter a camada limite completamente turbulenta a montante do degrau.

O experimento foi realizado a uma velocidade constante de escoamento não perturbado de U_R = 44,2 m/s e à pressão e temperatura ambientes, essas condições correspondem a um número de Mach M_a = 0,128. A espessura da camada limite da parede foi de δ = 1,9 cm e o número de Reynolds de Re = 5000 na seção situada a uma distância 4H a montante do degrau. Esse alto número de Reynolds foi escolhido para garantir que a camada limite fosse totalmente turbulenta antes de passar pelo degrau.

Driver e Seegmiller, (1985) efetuaram medições das componentes da velocidade média e das tensões de Reynolds por Anemometria Laser Doppler (ALD) em diversas seções transversais, mediram também a evolução da pressão no chão e no teto e a tensão de cisalhamento superficial utilizando uma técnica de Interferometria de Laser numa película de óleo sobre a superfície inferior. Durante os experimentos, os autores avaliaram o efeito da inclinação do teto do túnel de vento, definido por α, sobre os campos de velocidade, pressão e tensão de cisalhamento do escoamento.

6.1.2. Domínio e condições de contorno

Nas simulações numéricas, efetuadas para a escolha e validação do modelo, considerou-se o caso em que o teto do domínio, sob o qual ocorre o escoamento, está horizontal (α = 0°) e adimensionalizaram-se as coordenadas pela altura do degrau H e as componentes da velocidade pela velocidade de entrada U_R. A origem do referencial foi colocada no canto inferior do degrau, assim, considerou-se que, na horizontal, o domínio está compreendido entre $-4 < x/H < 40$ e na vertical entre $0 < y/H < 9$, parâmetros também adotados por Eça e Hoekstra (2006) e Conde (2007).

As condições de contorno e as dimensões do domínio podem ser consultadas na Fig. 6.2.

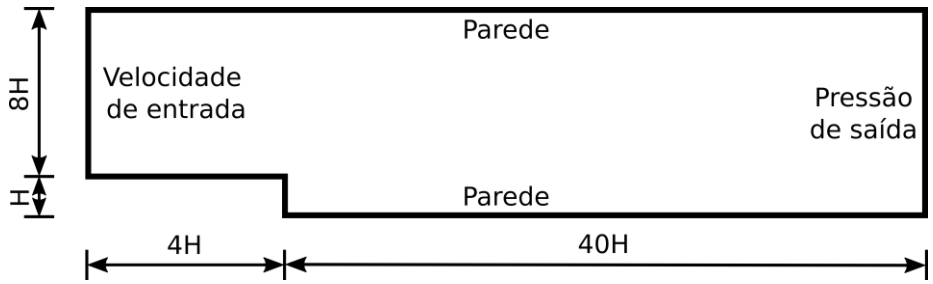

Figura 6.2 - Dimensões do domínio e condições de contorno da primeira validação. (Fonte: Próprio autor).

Como condição de entrada, foi imposto um perfil de velocidade prescrita, exposto na Fig 6.3, associado a perfis das componentes dos modelos de turbulência, sendo eles a energia cinética da turbulência e sua taxa de dissipação. Esses perfis foram obtidos através de uma regressão não linear dos dados disponibilizados pela *Ercoftac Classic Database*, que, posteriormente, foram discretizados espacialmente para a malha do domínio simulado.

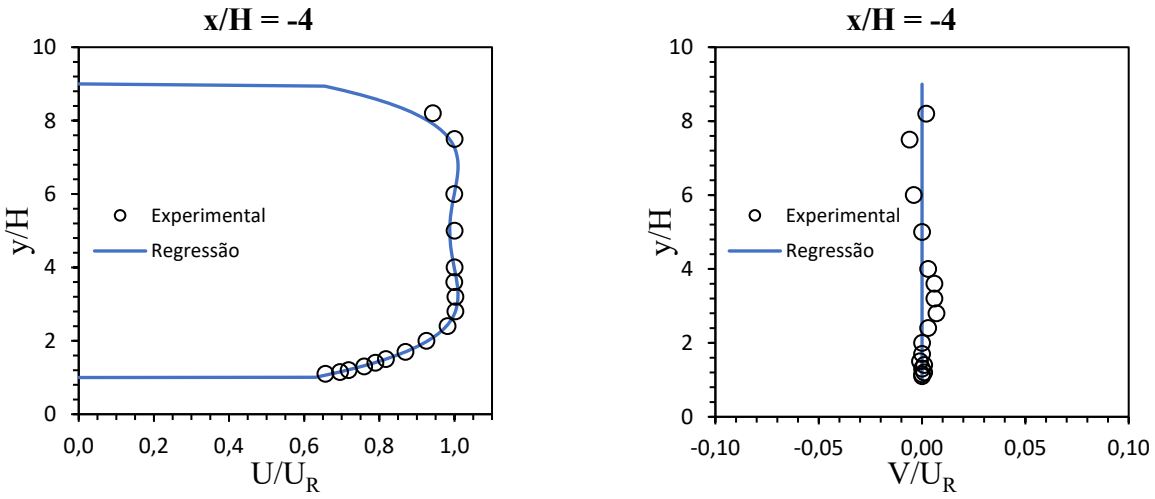

Figura 6.3 - Componentes da velocidade na seção de entrada do domínio utilizado na primeira validação. (Fonte: Próprio autor).

De forma análoga foram obtidos os perfis para a energia cinética da turbulência, κ, e sua taxa de dissipação, ε e ω, referentes, respectivamente, aos modelos κ-ε e κ-ω. As equações empregadas no cálculo dessas componentes são apresentadas por Wilcox (1998) e Fluent 12.0 User's Guide (2009):

$$\kappa = \frac{1}{2}\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \tag{6.1}$$

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4}\kappa^{3/2}}{\ell} \tag{6.2}$$

$$\omega = \frac{\kappa^{1/2}}{\ell} \tag{6.3}$$

As componentes obtidas pelas Eq. 6.1, 6.2 e 6.3 podem ser observadas na Fig. 6.4:

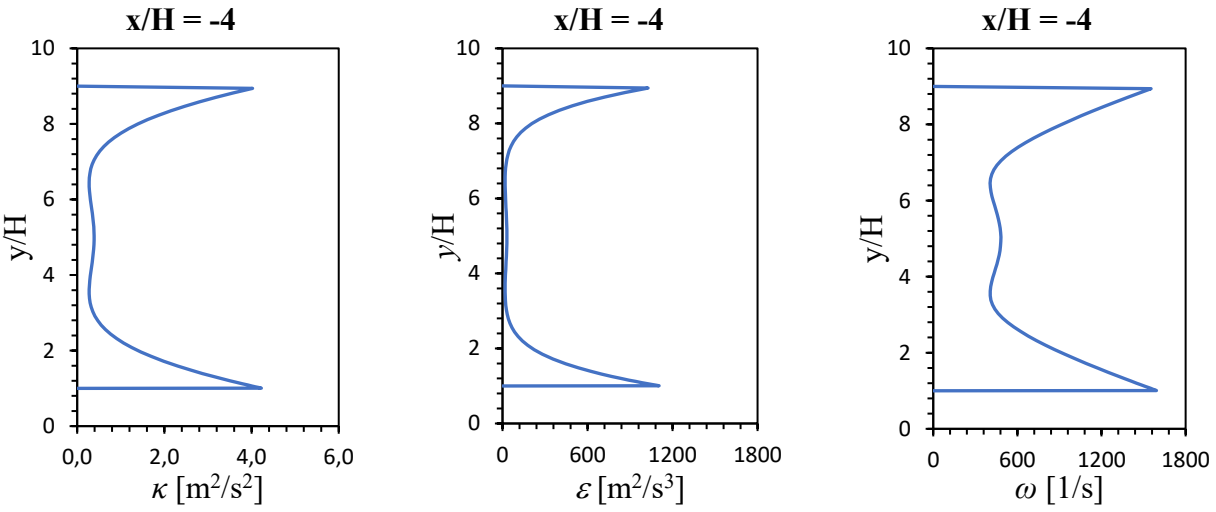

Figura 6.4 - Componentes da turbulência na seção de entrada do domínio utilizado na primeira validação. (Fonte: Próprio autor).

Ademais, como condição de saída impôs-se uma pressão prescrita de 101325 Pa, valor representativo da pressão atmosférica, e nos contornos restantes foi empregada a condição de parede.

6.1.3. Tempo de processamento × erro

Realizadas as simulações, um erro foi calculado para estimar a diferença entre a solução numérica e os dados experimentais. Para o cálculo do erro, a magnitude das velocidades verticais e horizontais foi monitorada em 458 pontos espalhados pelo domínio, posteriormente calculou-se a diferença absoluta entre o resultado experimental e o numérico para cada ponto, essa diferença, por sua vez, foi adimensionalizada ao dividi-la pela velocidade de referência U_R = 44,2 m/s.

Essa metodologia, de adimensionalização das diferenças absolutas pontuais por uma velocidade de referência, foi empregada porque a divisão da diferença pontual pelo valor experimental obtido em cada ponto acaba resultando em erros extremamente grandes quando empregado à valores de baixa magnitude. O campo de velocidade vertical possui, em sua maioria, magnitudes menores do que uma unidade e, por isso, quando usadas no cálculo do erro, acabam resultando em um erro tão grande que poderia influenciar completamente, de uma forma não desejável, a escolha de um modelo.

Realizou-se, então, uma média dos erros de todos os pontos monitorados no domínio para cada um dos modelos, permitindo compará-los adequadamente. Através da Fig. 6.5 é possível comparar tanto o erro quanto o tempo de processamento necessário para cada um dos 16 modelos. O tempo de processamento, por sua vez, também foi adimensionalizado, assim, o tempo necessário para a solução das equações em cada modelo foi divido pelo maior tempo obtido nas simulações. Neste caso, esse tempo máximo é de 10 h.

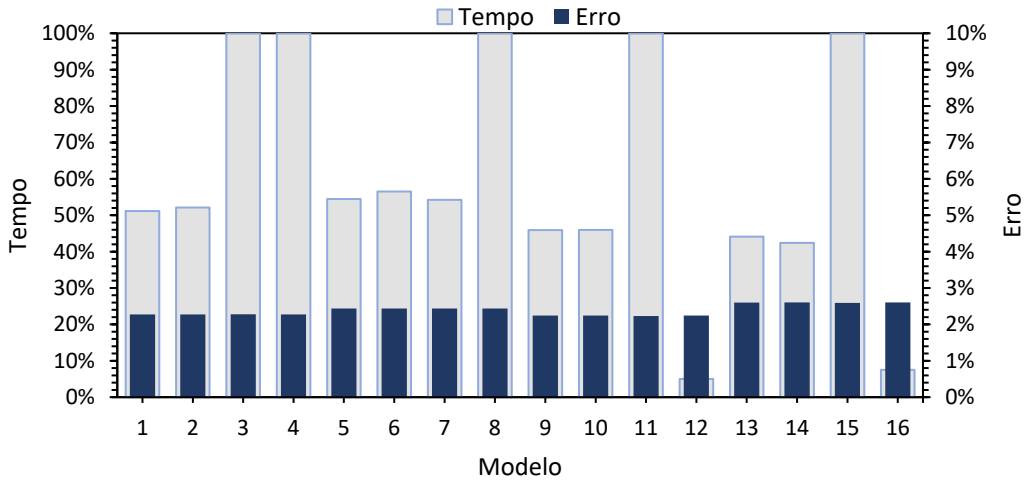

Figura 6.5 - Comparação entre modelos na primeira validação. (Fonte: Próprio autor).

Nota-se que os modelos 3, 4, 8, 11 e 15 atingiram 100% do tempo de processamento, ou seja, levaram 10 h para finalizar a simulação. Isso ocorreu porque esses casos simplesmente não alcançaram convergência para os resíduos estipulados e limitou-se o tempo de processamento em 10 h justamente para evitar que essas simulações se prolongassem muito.

É possível notar também que todos os modelos alcançaram um erro similar, abaixo de 3%, mesmo aqueles que não alcançaram convergência para os resíduos escolhidos. A diferença entre esses modelos fica a cargo do tempo de processamento, onde os modelos 12 e 16 se destacam por necessitar menos de 10% do tempo máximo proposto, ambos têm em comum a solução da pressão e velocidade de forma acoplada.

6.2. Segunda validação

A segunda validação foi realizada com um experimento em que ocorre um escoamento interno de ar, turbulento, incompressível e estacionário, através de expansões axissimétricas em um domínio tridimensional. A geometria do domínio, apresentada na Fig. 6.6, bem como as condições do escoamento, são as definidas no caso C75 da *Ercoftac Classic Database* com base nos ensaios experimentais de Stieglmeier et al. (1989), (ERCOFTAC, 1995).

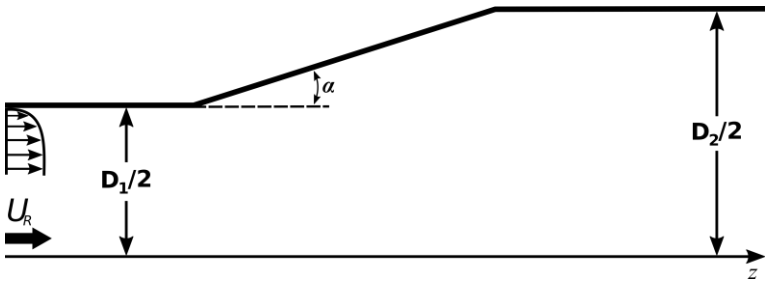

Figura 6.6 - Geometria do escoamento através de expansões axissimétricas. (Fonte: Adaptado de ERCOFTAC, 1995).

6.2.1. Ensaios experimentais

Os ensaios experimentais desenvolvidos por Stieglmeier et al. (1989), foram conduzidos em uma instalação de teste de índice de refração montada verticalmente. O escoamento foi direcionado de um tanque principal até um tubo na entrada do difusor, com diâmetro D_1 = 50 mm. Um arame de tropeço foi colocado imediatamente a jusante da entrada para garantir um escoamento turbulento totalmente desenvolvido na seção de testes.

A seção de testes consistiu em difusores intercambiáveis com semiângulos de 14°, 18° ou 90°. O diâmetro a jusante da seção angular possui dimensão D_2 = 80 mm, resultando em uma relação de diâmetro D_2/D_1 = 1,6. O número máximo possível de Reynolds, com base na velocidade média do escoamento, foi Re = 15600. A velocidade na linha central a montante do difusor, U_R, utilizada na adimensionalização dos resultados, foi igual a 2,51 m/s para todas as geometrias testadas.

A seção de teste foi encerrada em um recipiente de contenção externo, quadrado, estendendo-se 100 mm a montante e 600 mm a jusante da entrada do difusor. O volume entre a seção de teste e a contenção externa foi preenchido com o fluido de trabalho, que foi selecionado para ter um índice de refração igual ao do vidro de contenção. Assim, o tubo da seção de teste estava presente mecanicamente, mas opticamente transparente, facilitando o uso de um Anemômetro Doppler a Laser para medições das velocidades. A correspondência dos índices de refração foi alcançada através da mistura de dois óleos, com diferentes índices de refração, em proporções adequadas para produzir a

refração desejado. Como o índice de refração depende da temperatura, um trocador de calor foi incorporado ao circuito de teste para regular a temperatura dentro de ± 0,5 °C.

O sistema do Anemômetro Doppler a Laser foi montado em uma mesa de apoio equipada com medidores que garantiram uma alta precisão de posicionamento relativo. O posicionamento absoluto do volume de medição foi determinado atravessando os limites da parede e detectando a frequência de mudança. A precisão absoluta de posicionamento é estimada em ± 100 µm na direção z, ± 100 µm na direção radial perpendicular ao eixo óptico e ± 1 mm na direção radial paralela ao eixo óptico. Sendo esse último menos preciso devido ao pequeno comprimento, de 2 mm, do volume de controle.

6.2.2. Domínio e condições de contorno

Nas simulações numéricas, efetuadas para a validação do modelo, considerou-se o caso em que a expansão axissimétrica ocorre de forma repentina ($\alpha = 90°$), além disso, os dados utilizados na comparação são os provenientes da direção radial perpendicular ao eixo óptico, visto que possuem maior precisão. As coordenadas foram adimensionalizadas pela altura do degrau obtido da diferença entre os diâmetros de entrada e saída do difusor, H = 15 mm, e as componentes da velocidade, pela velocidade da linha central, U_R = 2,51 m/s. O domínio simulado é bidimensional e axissimétrico, cuja origem do referencial foi colocada no eixo axissimétrico, abaixo do degrau, assim, considerou-se que, na horizontal, o domínio está compreendido entre $-2 < x/H < 40$ e na vertical entre $0 < r/H < 8/3$. As condições de contorno e dimensões do domínio simulado podem ser consultadas na Fig. 6.7.

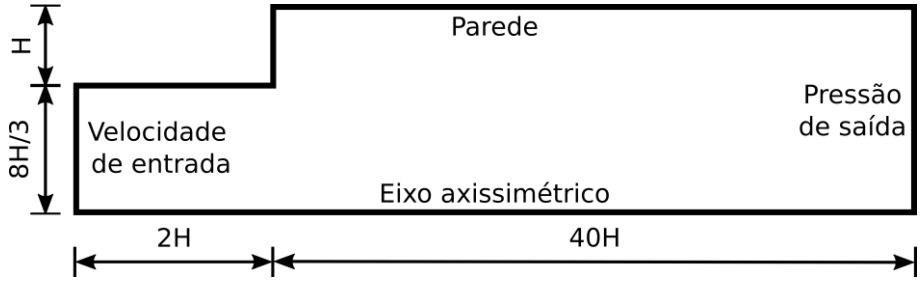

Figura 6.7 - Dimensões do domínio e condições de contorno da segunda validação. (Fonte: Próprio autor).

Como condição de contorno na entrada, assim como na primeira validação, foi imposto um perfil de velocidade prescrita associado aos perfis da energia cinética da turbulência e sua taxa de dissipação. Esses perfis foram obtidos através de uma regressão não linear dos dados experimentais cedidos pela *Ercoftac Classic Database*, e, posteriormente, foram discretizados espacialmente para serem empregados na malha do domínio simulado. Os perfis de velocidade prescrita impostos na entrada no domínio, em $x/H = -2$, estão representados através das curvas expostas na Fig. 6.8:

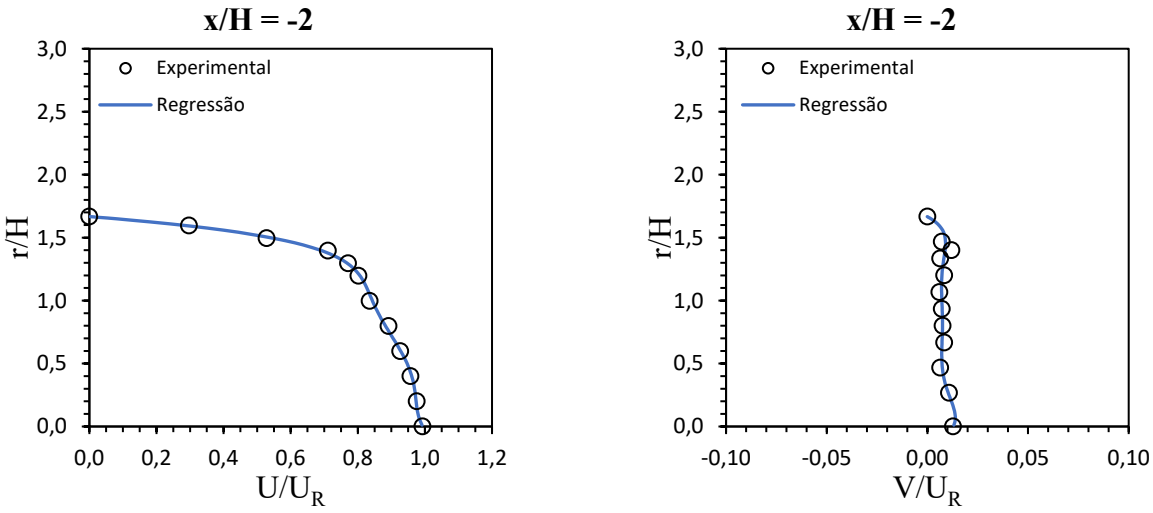

Figura 6.8 - Perfis dos componentes da velocidade na seção de entrada do domínio utilizado na segunda validação. (Fonte: Próprio autor).

De forma análoga à primeira validação, os perfis para a energia cinética da turbulência, κ, e sua taxa de dissipação, ε e ω, foram obtidos através das Eq. 6.1, 6.2 e 6.3:

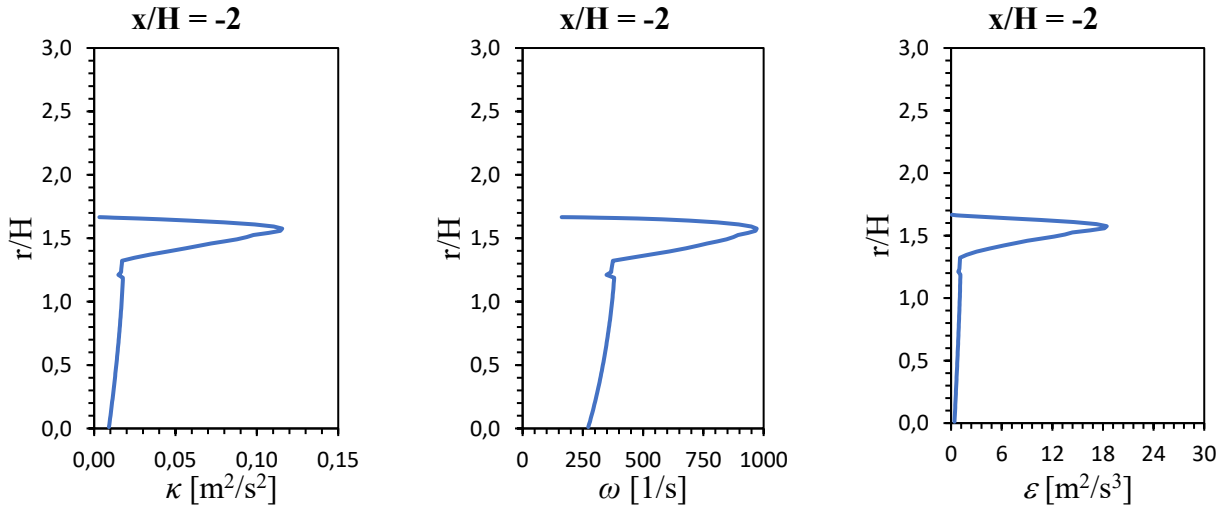

Figura 6.9 - Perfis dos componentes dos modelos de turbulência na seção de entrada do domínio utilizado na segunda validação. (Fonte: Próprio autor).

Além disso, como condição de saída impôs-se uma pressão prescrita de 101325 Pa, representativa da pressão atmosférica. No contorno superior empregou-se a condição de contorno de parede e no contorno inferior a condição de axissimetria.

6.2.3. Tempo de processamento × erro

Realizadas as simulações para todos os modelos propostos, o erro foi calculado empregando

a mesma metodologia citada anteriormente, dessa vez foram monitorados 142 pontos espalhados pelo domínio. A diferença absoluta encontrada em cada ponto foi adimensionalizada pela velocidade de referência U_R = 2,51 m/s.

Através da Fig. 6.10 é possível comparar tanto o erro quanto o tempo de processamento necessário para cada um dos 16 modelos. O tempo de processamento, assim como anteriormente, foi adimensionalizado por um tempo máximo, aqui adotado com o valor de 11 h.

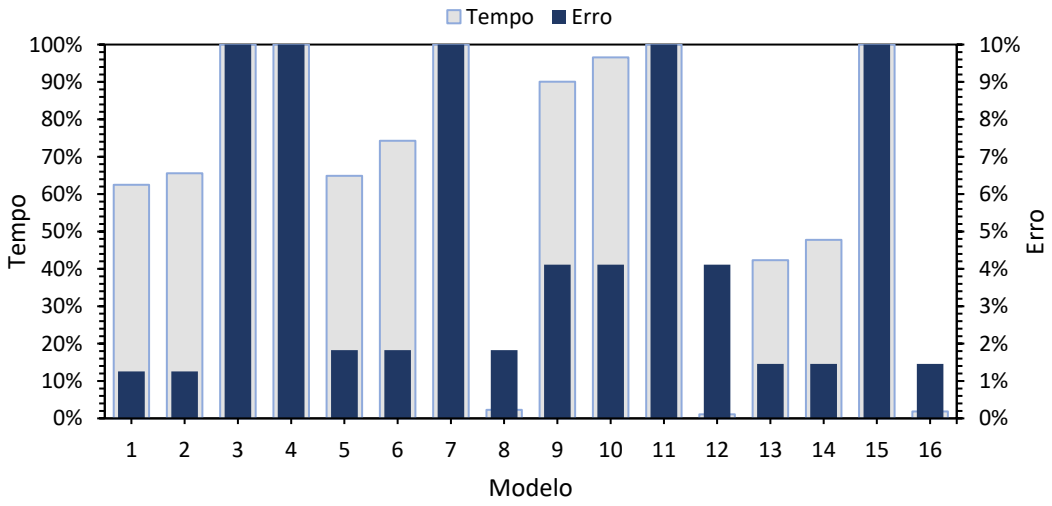

Figura 6.10 - Comparação entre modelos na segunda validação. (Fonte: Próprio autor).

Nota-se que os modelos 3, 4, 7, 11 e 15 atingiram 100% do tempo de processamento e 10% de erro, isso ocorreu porque esses cinco modelos divergiram e, na verdade, não houve como estimar o erro entre a solução numérica e o resultado experimental, tampouco o tempo necessário para alcançar a solução porque a solução não pode ser encontrada. Assim, apenas para ilustrar a divergência ocorrida por esses modelos, optou-se por expô-los no gráfico com máximo tempo de processamento e máximo erro (aqui representado por 10%).

É possível notar também que houve uma variação maior entre os modelos que alcançaram convergência, variando de 1,26% a 4,11%. Em relação ao erro obtido, os modelos 1 e 2 tiveram maior destaque, tendo o modelo de turbulência κ-ε padrão como característica em comum. Porém, se for levado em consideração o tempo de processamento, os modelos 8, 12 e 16 alcançaram melhores valores, tendo em comum, novamente, a solução da pressão e velocidade de forma acoplada.

O ideal para esta pesquisa é encontrar a melhor relação entre tempo de processamento e erro obtido, nesse quesito, os modelos que tiveram maior destaque na segunda validação foram os de número 8 e 16.

6.3. Terceira validação

A terceira e última validação foi realizada com um experimento em que ocorre um escoamento interno de ar, turbulento, incompressível e transiente, através de um duto cônico divergente tridimensional, sendo o que mais se aproxima do objeto de estudo desta pesquisa. A geometria do domínio, apresentada na Fig. 6.11, bem como as condições do escoamento, são as obtidas de Sumida (2009).

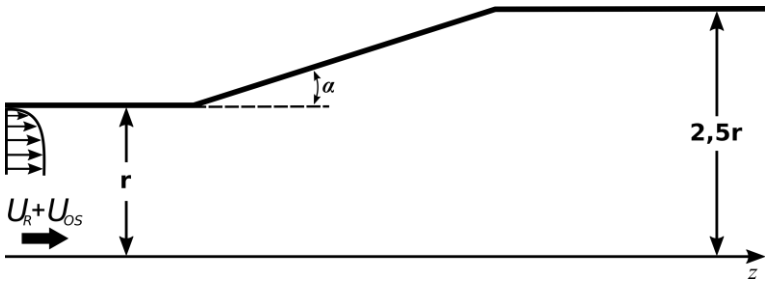

Figura 6.11 - Geometria do caso usado na terceira validação. (Fonte: Adaptado de Sumida, 2009).

6.3.1. Ensaios experimentais

Sumida (2009) realizou uma investigação experimental de um escoamento turbulento pulsante em um duto cônico divergente com um ângulo 12°. Os experimentos foram realizados nas condições de números de Womersley entre 10 e 40, número médio de Reynolds Re_{ta} = 20000 e número oscilatório de Reynolds Re_{os} = 10000. A pressão estática na parede e a velocidade axial foram medidas em várias seções, o objetivo foi avaliar o aumento entre as pressões na entrada e na saída do duto divergente em razão do aumento da vazão, assim como comparar os perfis de velocidade média da fase e a intensidade da turbulência, na seção transversal, com um escoamento constante equivalente.

Durante os experimentos, utilizou-se um sistema composto por um gerador de escoamento pulsante, uma seção de testes com formato cônico e dispositivos de medição. O escoamento pulsante, gerado pelo sistema, é composto por um perfil de velocidade constante e um perfil de velocidade oscilante. O escoamento constante foi fornecido, através de um tanque de compensação, por um soprador de sucção, o que garantiu que a vazão fosse independente da oscilação sobreposta e do comprimento da seção de testes. Por outro lado, o escoamento oscilante foi introduzido por um pistão, com um diâmetro de 300 mm e um comprimento de curso ajustável de 0 a 1000 mm, controlado por um computador.

O duto utilizado nos testes possui um ângulo de divergência total de $2a$ = 12° e uma razão de área A_2/A_1 = 6,25, sendo o raio de entrada do domínio r = 40 mm e o raio de saída $2,5r$ = 100 mm. O

duto divergente foi construído com material acrílico transparente, usinado com precisão e conectado através de um anel deslizante. Além disso, o anel possui orifícios de pressão estática, com diâmetro de 0,8 mm e espaçados a 90°, e um pequeno orifício para inserir uma sonda de ar quente. Dutos de vidro transparentes retos com comprimentos de 3700 mm e 4200 mm foram conectados à entrada e à saída do duto divergente, respectivamente.

Ademais, a pressão estática na parede foi medida usando um transdutor de pressão semicondutor do tipo difuso, em 11 seções entre $z = -44{,}2r$ no duto reto a montante e $z = 43{,}8r$ no duto reto a jusante, onde z é o comprimento medido ao longo do eixo axissimétrico que possui origem na entrada do duto divergente. As medições de velocidade foram realizadas com um anemômetro de fio quente, obtidas em 8 diferentes seções, no intervalo de $-4{,}0 < z/r < 19{,}2$.

6.3.2. Domínio e condições de contorno

Para facilitar as análises posteriores, as coordenadas foram adimensionalizadas pelo raio de entrada, r = 40 mm, e as componentes da velocidade, pela velocidade do escoamento constante imposto na entrada da seção de testes, U_R = 3,675 m/s. O domínio simulado é bidimensional e axissimétrico, cuja origem do referencial foi colocada no eixo axissimétrico, na entrada da região cônica, assim, considerou-se que, na horizontal, o domínio está compreendido entre $-4{,}00 < z/r < 39{,}20$ e na vertical entre $0 < y/r < 2{,}5$.

As condições de contorno bem como as dimensões do domínio simulado podem ser visualizadas na Fig. 6.12.

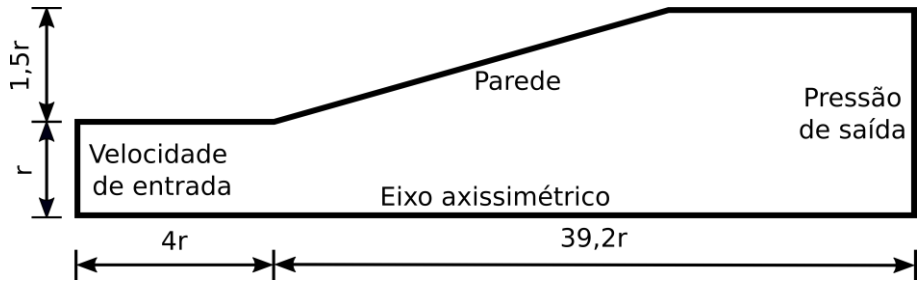

Figura 6.12 - Dimensões do domínio e condições de contorno da terceira validação. (Fonte: Próprio autor).

Como condição de entrada, foi imposto um perfil de velocidades e um diâmetro hidráulico de 80 mm associado a uma intensidade de turbulência de 5%, valor padrão recomendado pelo Fluent. Esse perfil de velocidades foi obtido a partir de uma equação de vazão mássica, desenvolvida pelo autor, que discretiza o escoamento em função do tempo. Como complemento, uma discretização espacial foi desenvolvida a partir de regressões não lineares dos dados experimentais disponibilizados

por Sumida (2009). Além disso, como condição de contorno na saída impôs-se uma pressão prescrita de 101325 Pa, representativa da atmosférica, com diâmetro hidráulico de 200 mm e intensidade de turbulência de 5%. No contorno superior empregou-se a condição de parede e no contorno inferior a condição de axissimetria.

A condição imposta na entrada do domínio, z/r = -4, é definida como.

$$u_r(t,r) = \left[3{,}675 + \left(1{,}875 sen\left(3{,}675t\right)\right)\right]\Delta u \tag{6.4}$$

onde Δu representa a discretização espacial da velocidade, dada por:

$$\Delta u = \left\{\left[1 - 1{,}03x10^{-2}\exp\left(-5{,}37x10^{7}(r^{-7x10^{3}})\right)\right] - 8{,}39x10^{-2}\tan\left(3{,}71x10^{-2}r\right)\right\} \tag{6.5}$$

sendo t o tempo (s) e r o raio local do domínio simulado (mm).

6.3.3. Tempo de processamento × erro

Realizadas as simulações para todos os 16 modelos propostos, o erro foi calculado empregando a mesma metodologia utilizada nas duas primeiras validações, dessa vez foram monitorados 96 diferentes pontos espalhados pelo domínio. A diferença absoluta encontrada em cada ponto foi adimensionalizada pela velocidade de referência U_R = 3,675 m/s.

Através da Fig. 6.13 é possível comparar tanto o erro quanto o tempo de processamento necessário para cada um dos modelos. O tempo de processamento, assim como anteriormente, foi adimensionalizado por um tempo máximo, aqui adotado com o valor de 79 h.

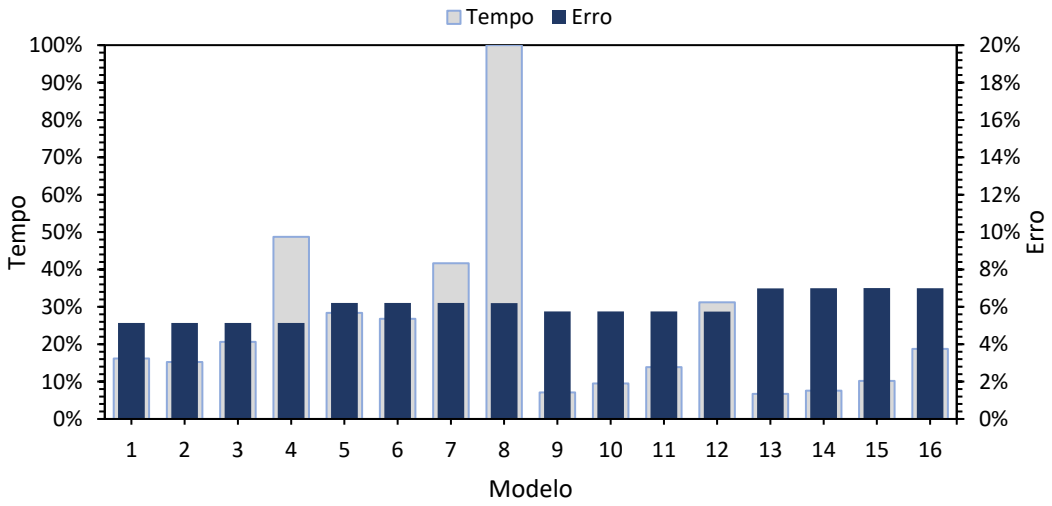

Figura 6.13 - Comparação entre modelos na terceira validação. (Fonte: Próprio autor).

Nota-se o modelo 8 atingiu 100% do tempo de processamento, dessa vez não houve

divergência ou falta de convergência, esse modelo levou 79 h para finalizar a simulação e esse tempo foi usado como parâmetro de adimensionalização.

É possível notar também que houve um considerável aumento no erro encontrado em todos os modelos, variando de 5,14% a 7,00%. Esse aumento pode ser explicado pela forma com que os dados experimentais foram obtidos, diferentemente dos casos anteriores em que os perfis de velocidade foram obtidos de um banco de dados, para este caso, os dados foram extraídos de forma manual a partir dos gráficos apresentados pelo autor. Além disso, outro agravante é a condição de contorno de entrada no domínio simulado que, além de necessitar de uma equação que discretiza o perfil de velocidades no tempo, necessita também de uma segunda equação para realizar a discretização espacial, sem a qual os campos de velocidade gerados pela solução numérica não teriam tanta proximidade com os dados experimentais, devido ao cisalhamento sofrido pelo escoamento na parede do domínio.

Quanto ao erro obtido, não houve diferença entre os métodos de acoplamento pressão-velocidade, ficando a cargo dos modelos de turbulência as diferenças obtidas. A diferença entre o maior erro, obtido nos modelos de 13 a 16, e o menor, observado nos modelos de 1 a 4, foi de 1,86%.

Assim como na primeira validação, a maior discrepância entre os modelos está relacionada com o tempo de processamento. Nesse quesito, o modelo 9, com erro de 5,76% e tempo de processamento de 5,6 h, e o modelo 13, com erro de 6,99% e tempo de processamento de 5,3 h, foram os mais promissores.

6.4. Escolha do modelo numérico

Na primeira validação, em que um escoamento interno e estacionário é reproduzido em um domínio bidimensional com mudança de área, não houve uma diferença significativa entre os erros obtidos por cada um dos 16 modelos. Quanto ao tempo de processamento, os que atingiram melhores resultados foram aqueles em que o modelo de turbulência κ-ε padrão foi utilizado em associação com a função de parede *Enhanced Wall Treatment,* assim como os que empregaram o modelo de turbulência κ-ω SST, cabendo um destaque maior aos que resolveram as soluções de forma acoplada.

Na segunda validação, onde um escoamento interno e estacionário é reproduzido em um domínio tridimensional com mudança de área, novamente o maior destaque foi para os modelos que resolveram as soluções de forma acoplada, sendo eles o 8, 12 e 16, cabendo a este último o menor erro obtido. De uma forma geral, levando em conta o erro obtido em relação aos resultados experimentais e o tempo necessário para o processamento da solução numérica, o modelo 16 é o mais recomendado quando o escoamento avaliado independe do tempo. Porém, para escoamentos

transientes, o cenário muda um pouco.

A terceira validação, onde escoamento interno e transiente é reproduzido em um domínio tridimensional com mudança de área, não apresentou uma diferença tão grande no erro obtido por cada modelo, sendo 1,86% a diferença entre o melhor e o pior caso. Em relação ao tempo de processamento, assim como na primeira validação, os modelos que atingiram melhores resultados foram aqueles em que o modelo de turbulência κ-ε padrão foi utilizado em associação com a função de parede *Enhanced Wall Treatment* e os modelos que empregaram o modelo de turbulência κ-ω SST, cabendo um destaque aos que resolveram o acoplamento pressão-velocidade com o método SIMPLE.

Levando todos esses resultados em consideração, os modelos que apresentaram melhores condições para serem empregados nas simulações de escoamentos transientes durante a avaliação geométrica, foram os modelos 9 e 13. Como teste final, esses dois modelos foram empregados em simulações em que um escoamento irregular, com um perfil de velocidade realístico de estado de mar, foi imposto como condição de entrada. Durante os testes, o modelo 9 apresentou convergência apenas para passos de tempo muito pequenos, divergindo para passos maiores do que 0,1 s. Já o modelo 13 apresentou convergência para uma ampla gama de tamanhos de passo de tempo, mesmo aqueles tão grandes quanto 1 s. Devido a essa estabilidade, o modelo 13, que utiliza o modelo de turbulência κ-ω SST e resolve o acoplamento pressão-velocidade através do método SIMPLE, foi então escolhido para simular o escoamento transiente, irregular, incompressível e turbulento que será aplicado na avaliação geométrica do conversor CAO. Os perfis de velocidade horizontal obtidos através do modelo 13, durante a primeira validação, são expostos nas Fig. 6.14.

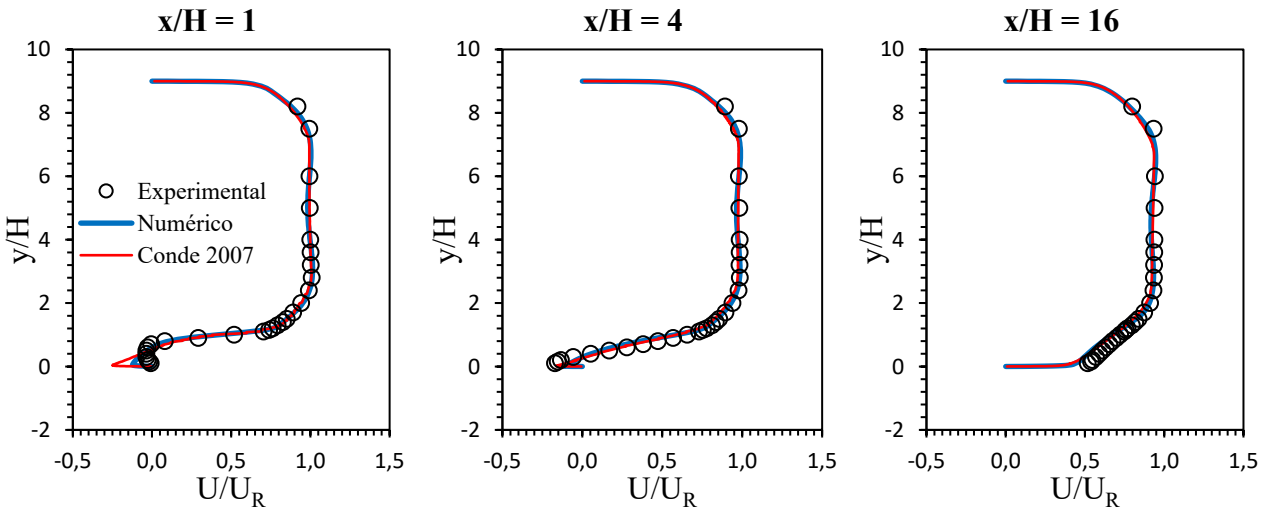

Figura 6.14 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na primeira validação. (Fonte: Próprio autor).

É possível observar uma boa concordância entre os resultados numéricos, obtidos do modelo 13, e os experimentais provenientes de Driver e Seegmiller (1985). Esses perfis são também comparados com as soluções numéricas alcançadas por Conde (2007), sendo possível constatar uma proximidade ainda maior com os resultados desta pesquisa. De forma análoga, os resultados gerados para os componentes da velocidade vertical, em alguns pontos do domínio, são expostos na Fig 6.15.

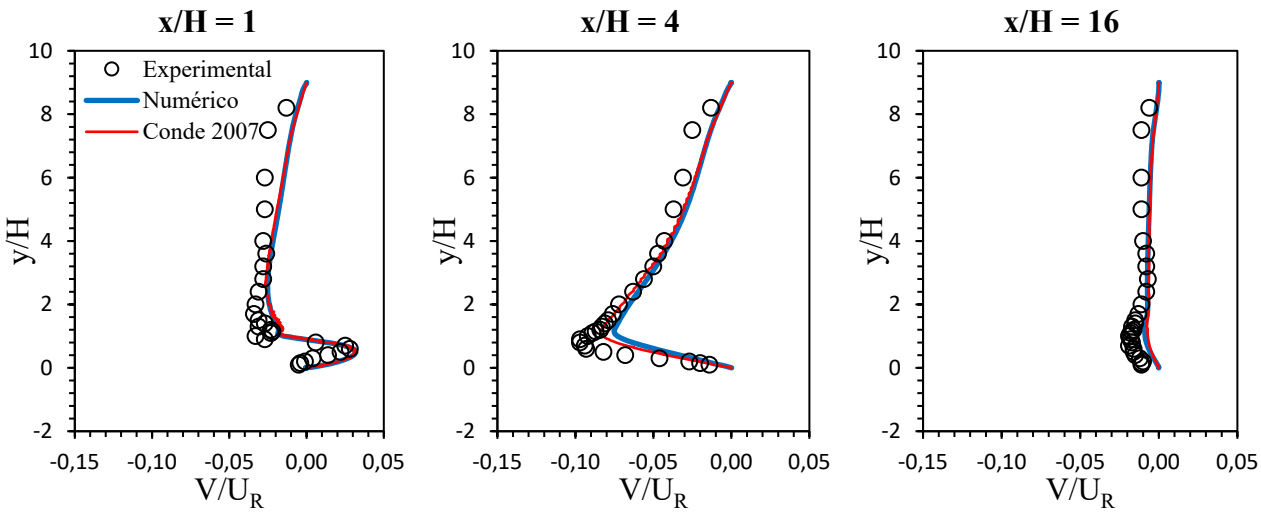

Figura 6.15 – Comparação entre os perfis de velocidade vertical obtidos na primeira validação. (Fonte: Próprio autor).

Os perfis de velocidade horizontal provenientes do modelo 13 durante a segunda validação são expostos na Fig. 6.16.

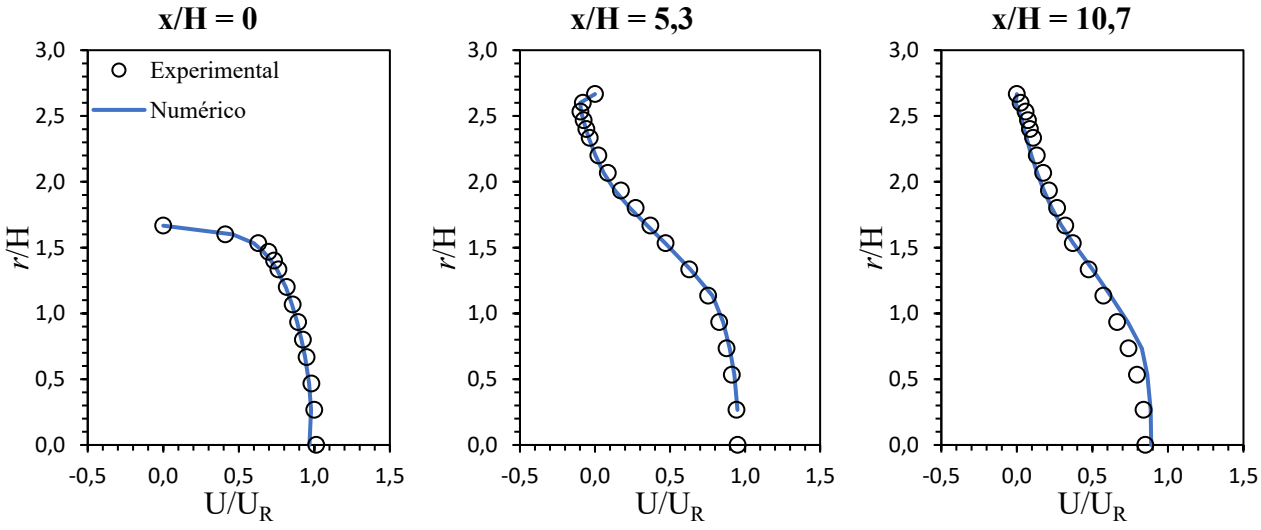

Figura 6.16 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação. (Fonte: Próprio autor).

De forma análoga, é possível comparar os perfis de velocidade vertical, obtidos

numericamente através do modelo 13, com os dados experimentais de Stieglmeier et al. (1989):

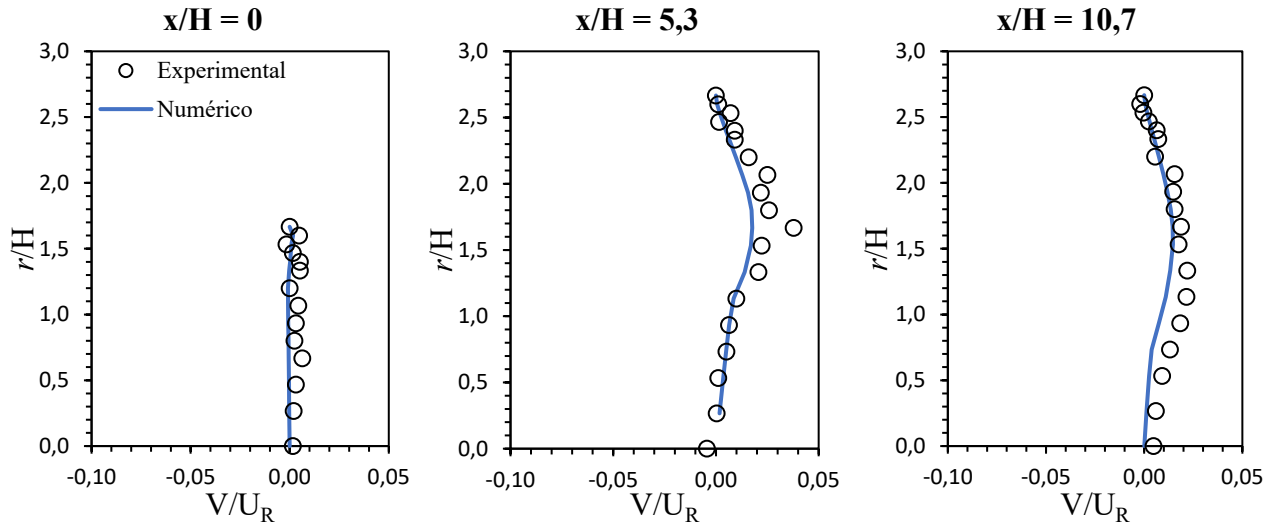

Figura 6.17 – Comparação entre os perfis de velocidade vertical obtidos na segunda validação. (Fonte: Próprio autor).

Assim como na primeira validação, é possível constatar uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais expostos nas Fig. 6.16 e 6.17.

Por fim, é possível comparar os resultados numéricos com os dados experimentais da terceira validação nas Figs. 6.18 a 6.21. Como o escoamento explorado por Sumida (2009) é transiente e regular, regido pela senoide exposta na Eq. 6.4, os perfis de velocidade horizontal foram monitorados em quatro diferentes ângulos, sendo eles 0, π/2, π e 3π/2, onde os ângulos são dados por 3,675*t*.

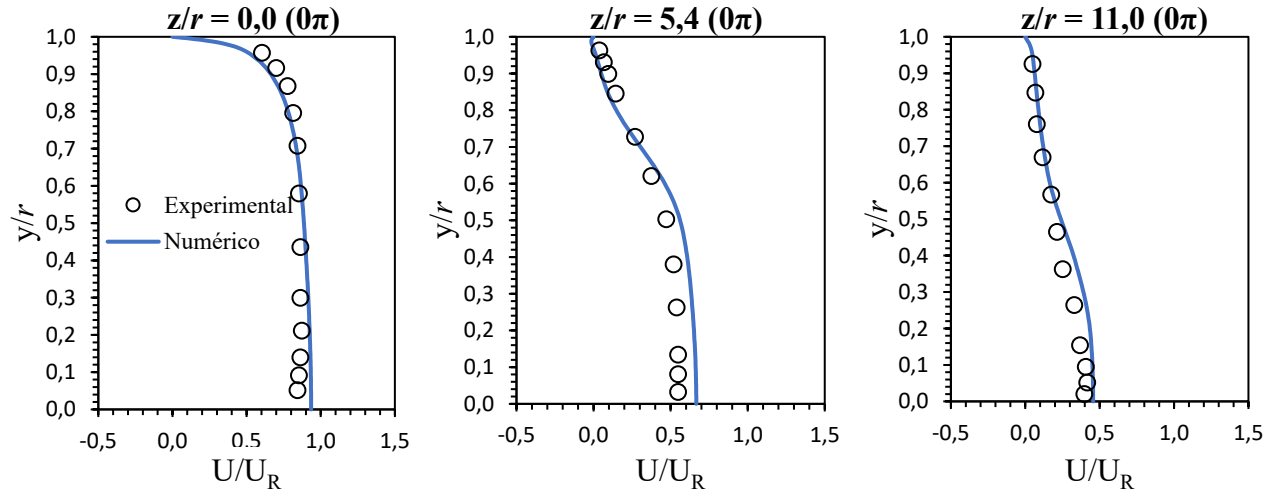

Figura 6.18 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação no instante 0π. (Fonte: Próprio autor).

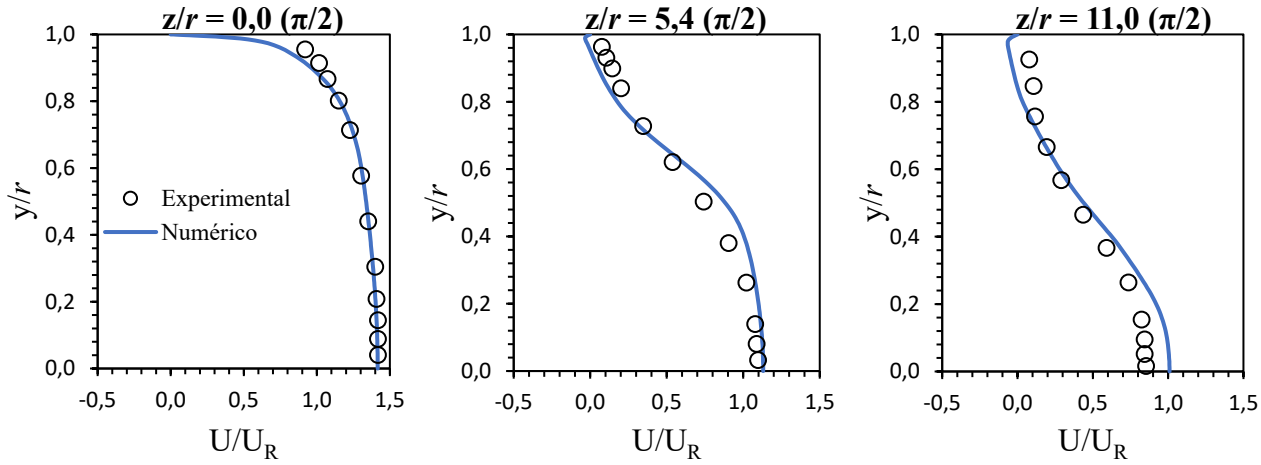

Figura 6.19 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação no instante π/2. (Fonte: Próprio autor).

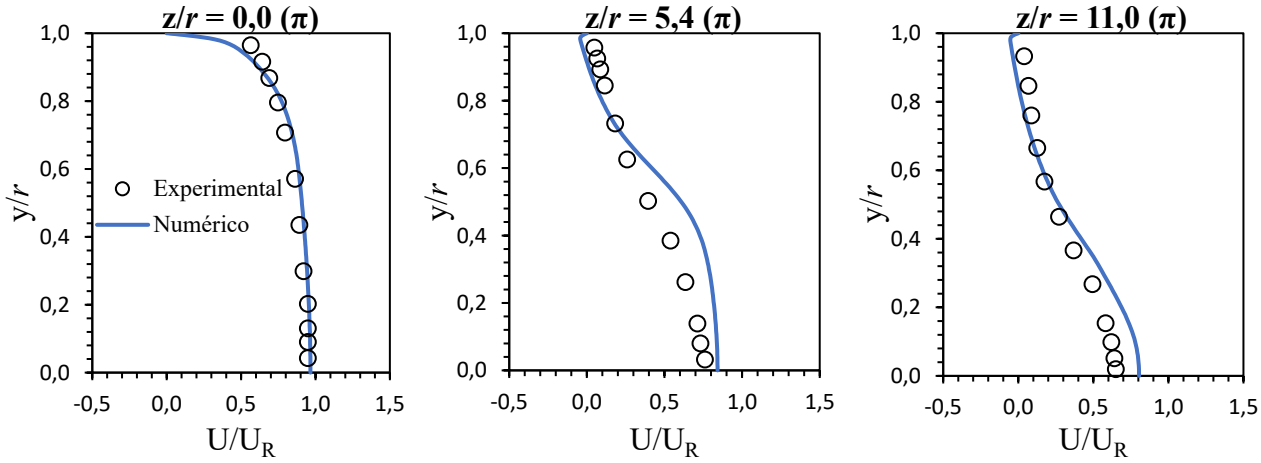

Figura 6.20 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação no instante π. (Fonte: Próprio autor).

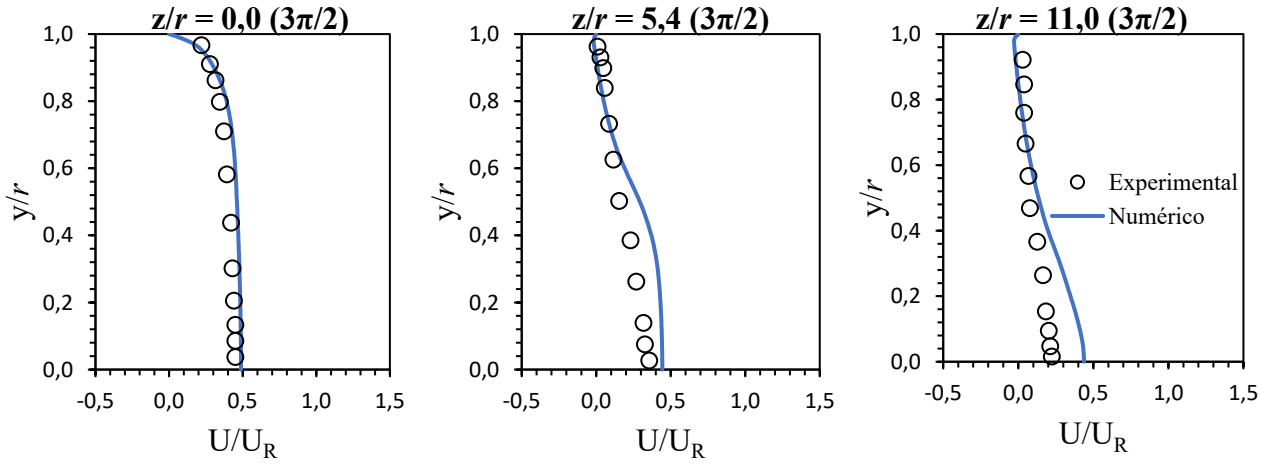

Figura 6.21 – Comparação entre os perfis de velocidade horizontal obtidos na segunda validação no instante 3π/2. (Fonte: Próprio autor).

Embora de forma menos precisa, se comparada às duas primeiras validações, os resultados

expostos nas Fig. 6.18 a 6.21 também apresentam uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais. Essa maior discrepância encontrada se deve, em parte, ao fato de os dados experimentais terem sido extraídos de forma manual das curvas apresentadas por Sumida (2009), o outro fato é grande dificuldade de monitorar, experimentalmente, os campos de velocidade em um escoamento transiente, tanto que o autor do experimento capturou apenas as velocidades horizontais, por possuírem maior magnitude, não sendo possível capturar as demais componentes.

6.5. Teste de independência de passo de tempo e de resíduo

Como o escoamento irregular é transiente, torna-se essencial o emprego de um passo de tempo adequado durante as simulações. Sabe-se que, quanto menor o passo de tempo, mais precisos serão os resultados obtidos numericamente, porém, essa precisão é paga com o tempo necessário à obtenção da solução, dessa forma, é fundamental escolher um passo de tempo que permita um bom equilíbrio entre a precisão numérica e o tempo de processamento.

Além disso, é comum estabelecer um resíduo como critério de convergência para obtenção de soluções numéricas e, assim como o passo de tempo, quanto menor o resíduo mais precisa será a solução e, consequentemente, maior será o tempo de processamento. Sendo assim, a escolha do tamanho desse resíduo também deve estar condicionada à precisão que se deseja alcançar e ao tempo que se dispõe para o desenvolvimento da pesquisa.

Levando isso em conta, é proposto um teste de independência de passo de tempo e de resíduo onde são comparados 7 diferentes passos de tempo associados a 3 tamanhos de resíduos, expostos na Tab. 6.2. O modelo numérico utilizado nos testes é o de número 13, escolhido na etapa anterior.

Tabela 6.2. Teste de independência de passo de tempo e resíduo.

Passo de tempo (s)	Resíduo		
0,001	$1x10^{-3}$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-5}$
0,005	$1x10^{-3}$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-5}$
0,010	$1x10^{-3}$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-5}$
0,050	$1x10^{-3}$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-5}$
0,100	$1x10^{-3}$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-5}$
0,500	$1x10^{-3}$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-5}$
1,000	$1x10^{-3}$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-5}$

Durante as simulações, empregou-se um domínio bidimensional e axissimétrico, cuja geometria tridimensional equivalente, obtida por revolução, possui 10 m de diâmetro de entrada, 2,3 m de diâmetro de saída, 12 m de altura na câmara hidropneumática e 5 m de altura no duto da turbina. Como condição de entrada, impôs-se um perfil de velocidade transiente e irregular com duração de 1 min. Para o processo de comparação dos parâmetros testados, expostos nas Fig. 6.22 a 6.27, criou-se um monitor no centro do duto da turbina onde foram monitoradas as pressões dinâmica, estática e total, a vazão mássica e as componentes axial e radial da velocidade.

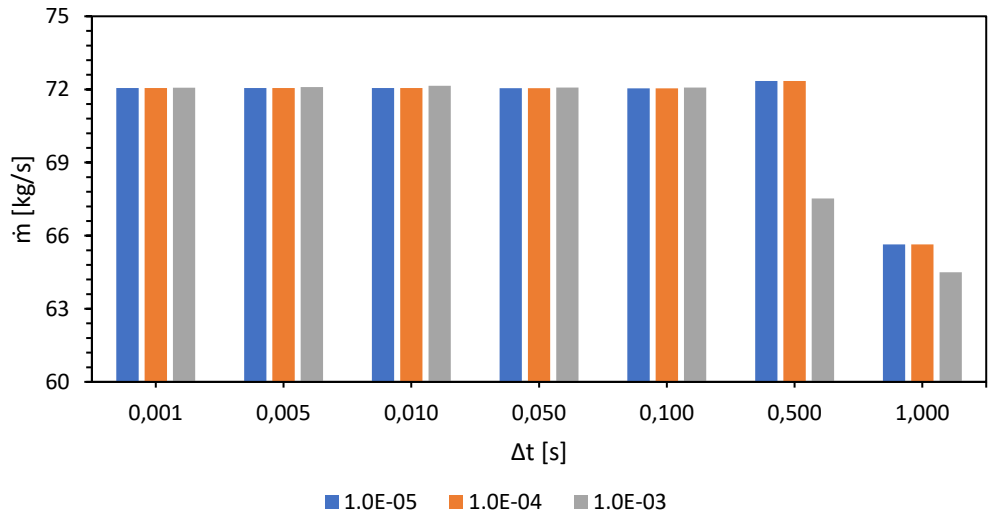

Figura 6.22 - Vazão mássica obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor).

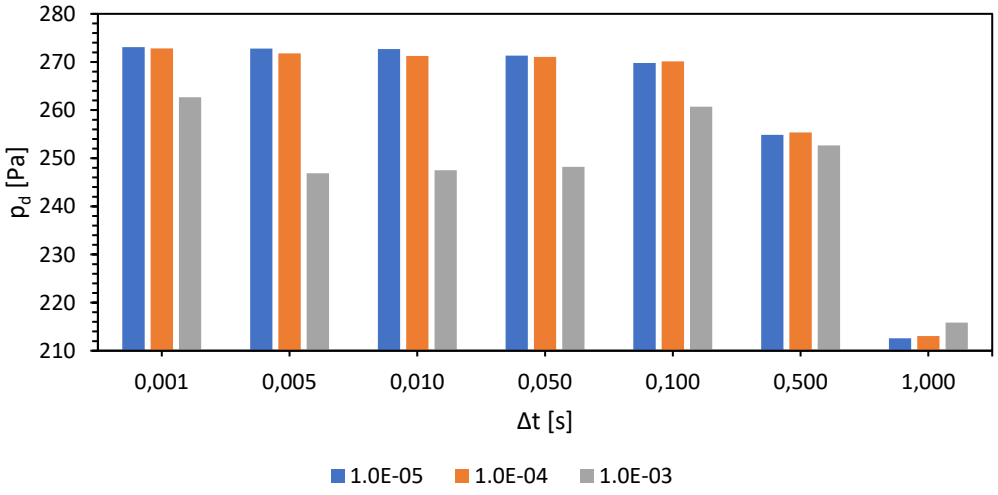

Figura 6.23 - Pressão dinâmica obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor).

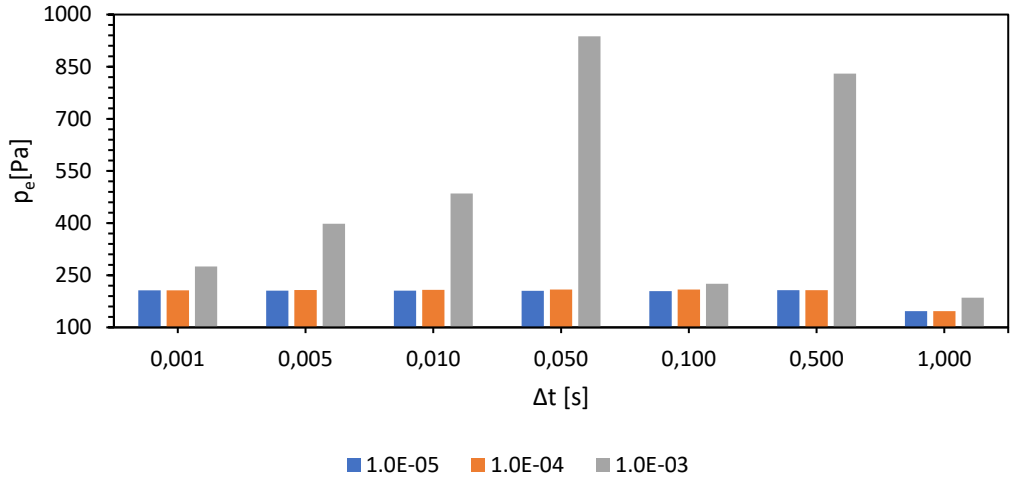

Figura 6.24 - Pressão estática obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor).

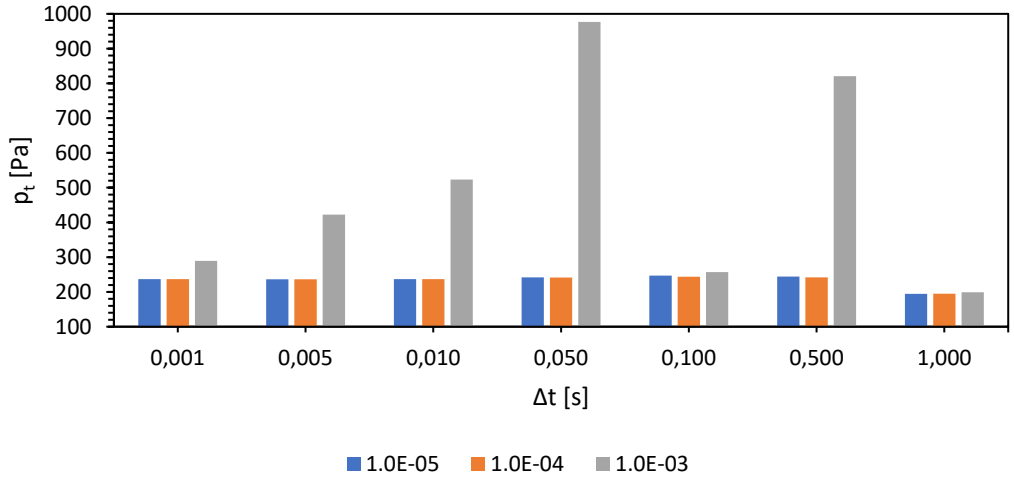

Figura 6.25 - Pressão total obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor).

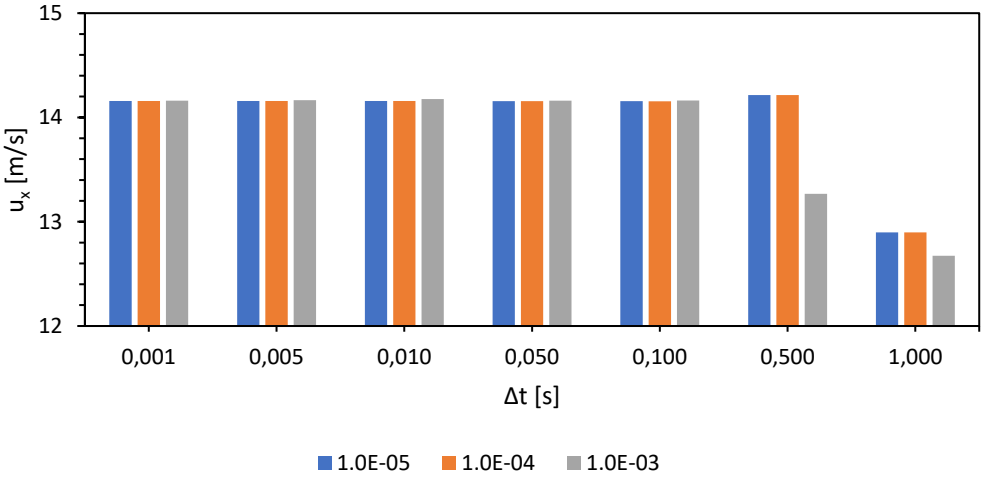

Figura 6.26 - Velocidade axial obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor).

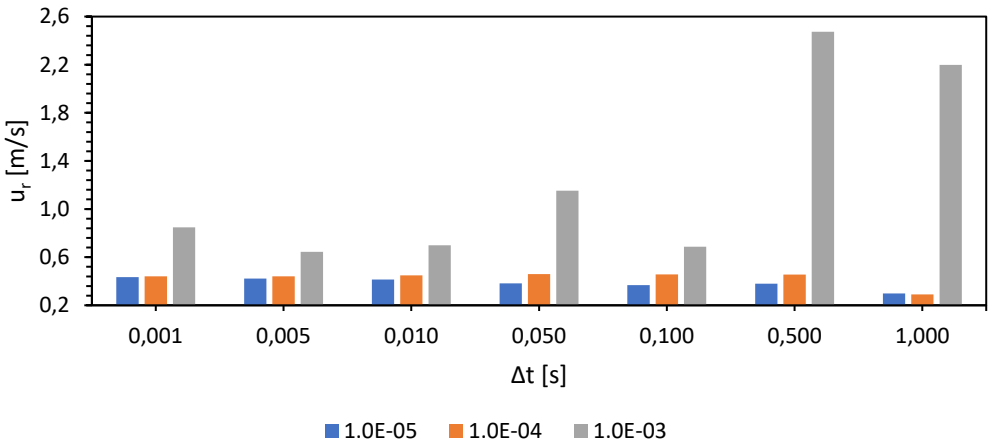

Figura 6.27 - Velocidade radial obtida no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor).

O tempo necessário à obtenção da solução para cada caso é exposto na Fig. 6.28.

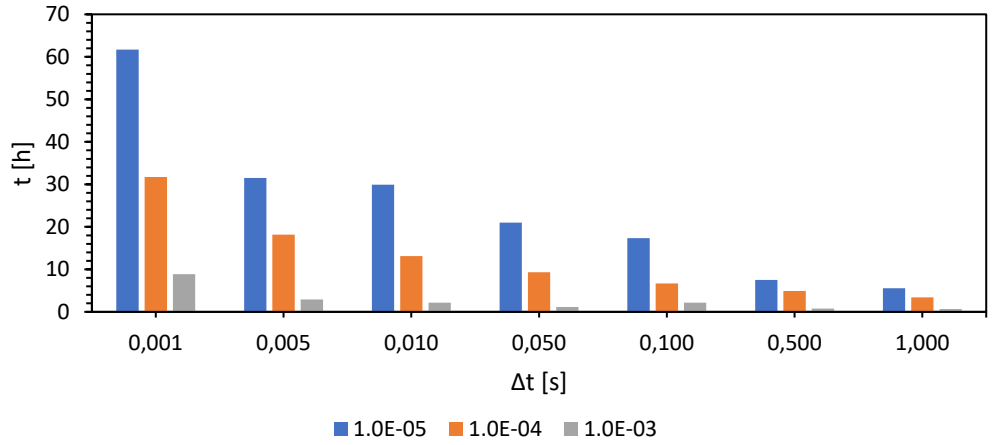

Figura 6.28 - Tempo de processamento no teste de independência de passo de tempo e de resíduo. (Fonte: Próprio autor).

Em relação ao tempo de processamento, observado na Fig. 6.28, é possível perceber que, como esperado, o tempo aumenta quanto menor for o passo de tempo e resíduo escolhidos, chegando a aproximadamente 62 h na simulação em que um passo de 0,001 s foi utilizado em conjunto com um resíduo de $1x10^{-5}$. O resíduo de $1x10^{-3}$ apresentou maior destaque em relação ao tempo de processamento, porém, devido aos resultados pouco confiáveis alcançados para as variáveis monitoradas (ver Figs. 6.22 - 6.28), optou-se por descartar a possibilidade de seu uso.

Além disso, observa-se nas ver Figs. 6.22 - 6.28, que não há uma grande diferença entre as soluções alcançadas com os resíduos de $1x10^{-4}$ e $1x10^{-5}$, frente a um ganho significativo de tempo para o primeiro resíduo, e é nesse fato que se baseia a escolha do resíduo de $1x10^{-4}$ para as soluções posteriores. Por fim, o menor passo de tempo aceitável para esse resíduo, com base nos resultados

alcançados, foi de 0,1 s.

6.6. Teste de independência de malha

A última etapa de testes, antes de iniciar o processo de avaliação geométrica, diz respeito à discretização espacial dos domínios que serão analisados. Espera-se que, quanto maior a discretização espacial, ou seja, quanto maior for o número de elementos em uma malha, mais precisa será a solução alcançada, sendo assim, seria fácil optar por uma malha extremamente refinada se, é claro, isso não se acarreta em um grande aumento do esforço computacional e, consequentemente, do tempo de processamento. Sendo assim, é necessário definir um refinamento de malha visando um equilíbrio entre esses fatores citados.

Para este teste, foram empregados 6 diferentes refinamentos de malha e comparadas as mesmas características do escoamento aferidas no teste anterior. Um desvio foi calculado entre os resultados obtidos para cada refinamento e então, efetuou-se uma média dos desvios obtidos para cada variável para obter um valor global em cada refinamento. O tamanho de cada malha utilizada no teste, o tempo de processamento e o desvio obtido podem ser consultados na Tab. 6.3.

Tabela 6.3. Teste de independência de malha.

Malha	Tamanho médio da célula (mm)	N° de volumes	Tempo de processamento (h)	Desvio (%)
1	60	26641	0,9	1,46
2	50	35892	0,8	0,87
3	40	53014	1,1	0,65
4	30	88044	2,0	0,62
5	20	187026	6,7	0,60
6	15	320655	7,9	-

A partir da malha 2, o desvio global não possui um tamanho significativo, ficando abaixo de 1%, e, a partir da malha 4, nota-se um aumento substancial do número de volumes e tempo de processamento. Apesar de os resultados indicarem que o refinamento obtido pela malha 2 já seria suficiente, optou-se por escolher a maior discretização espacial possível antes de haver um aumento substancial no tempo de processamento e essa discretização corresponde à malha de número 4, onde os elementos possuem tamanho médio de 30 mm.

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Durante a avaliação geométrica, dois graus de liberdade foram variados, sendo eles a relação entre a altura e a largura da câmara hidropneumática do conversor (H_1/L_1) e a relação entre a altura e a largura da menor base da região trapezoidal (H_2/L_2), inserida entre e câmara e o duto da turbina. O intuito é avaliar a influência desses parâmetros geométricos sobre a potência do conversor CAO.

Como mencionado anteriormente, a estimativa da potência teórica é alcançada com o produto da pressão total pela vazão volumétrica, medidos na região onde se pretende instalar a turbina, a vazão volumétrica por sua vez pode ser obtida pela razão entre a vazão mássica e a massa específica do fluido em escoamento, nesse caso o ar. Por esse motivo, a vazão mássica e a pressão total foram medidas através de um monitor inserido no meio do duto da turbina de cada um dos 100 casos avaliados. Os resultados obtidos são expostos nas Fig. 7.1 e 7.2.

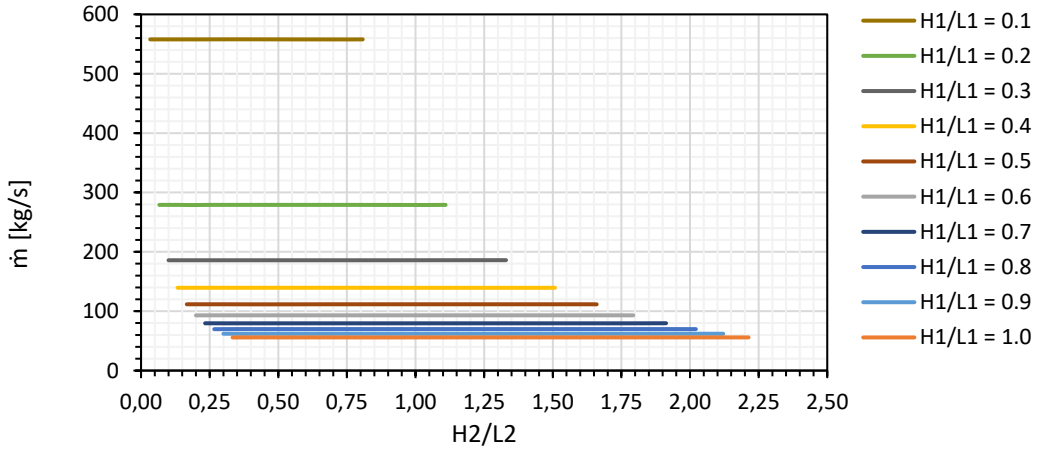

Figura 7.1 - Vazão mássica. (Fonte: Próprio autor).

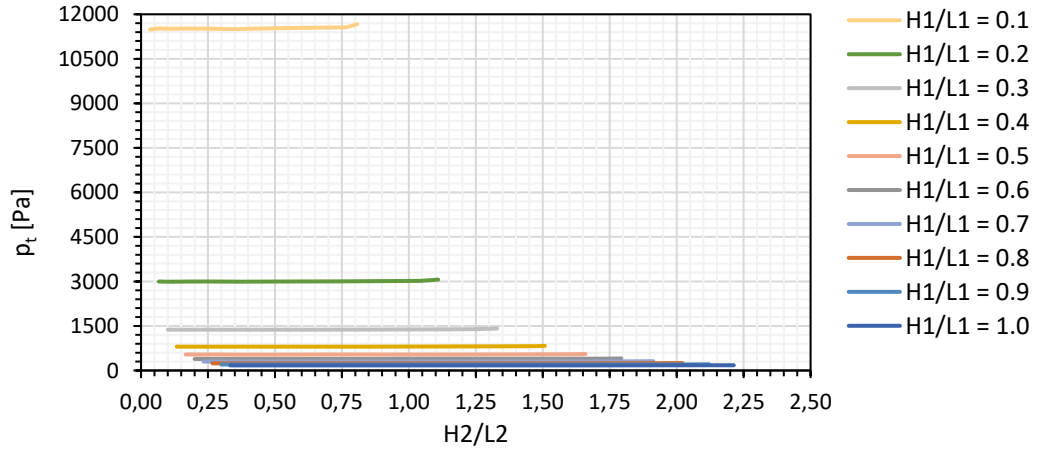

Figura 7.2 - Pressão total. (Fonte: Próprio autor).

Não é possível notar, através dos resultados apresentados nas Figs. 7.1 e 7.2, uma influência

significativa do grau de liberdade H_2/L_2 sobre as variáveis monitoradas, isso ocorre porque o efeito do grau de liberdade H_1/L_1 sobre a vazão mássica e a pressão total é tão grande que faz com que qualquer atuação do grau de liberdade H_2/L_2, sobre essas variáveis, passe quase imperceptível.

Essa grande influência do grau de liberdade H_1/L_1 sobre a vazão mássica e a pressão total ocorre porque esse parâmetro altera, principalmente, a área de entrada do conversor, fazendo com que seja possível a entrada de uma quantidade muito maior de fluido e, consequentemente, aumentando a velocidade do escoamento, já que a razão entre a área de entrada e saída aumenta.

Esse ganho de vazão e pressão é diretamente proporcional à redução do grau de liberdade H_1/L_1 e, consequentemente, proporcional ao aumento da razão de área, como pode ser observado na Fig. 7.3.

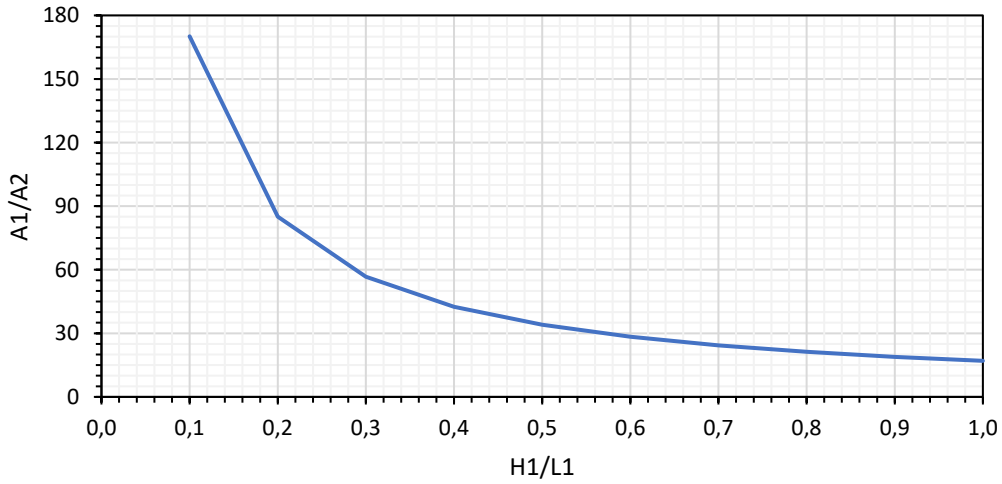

Figura 7.3 - Razão de área. (Fonte: Próprio autor).

Vale ressaltar que valores tão altos de pressão são impraticáveis em casos reais, os dispositivos do tipo CAO normalmente possuem uma válvula de alívio que limita a pressão dentro do dispositivo, pois, assim, as turbinas empregadas nesse tipo de conversão de energia trabalham sobre condições operacionais menos severas (Falcão e Henriques, 2015).

Assim como esperado, a potência disponível teórica, exposta na Fig. 7.4, apresentou um comportamento similar ao das variáveis que a compõe, porém, a diferença entre os resultados praticados é ainda mais discrepante, pois o melhor caso, onde $H_1/L_1 = 0{,}1$ e $H_2/L_2 = 0{,}81$, atingiu o valor de 16954,8 kW, que é, aproximadamente, 839 vezes maior do que a potência disponível do pior caso, onde $H_1/L_1 = 1{,}0$ e $H_2/L_2 = 0{,}33$, que é de 20,2 kW. É importante reforçar, novamente, que é pouco provável conseguir alcançar essa potência com um único dispositivo ou um único sistema turbina-gerador elétrico. Porém, esse valor talvez possa ser atingido através de uma "fazenda" de conversores CAO, com vários dispositivos atuando em paralelo.

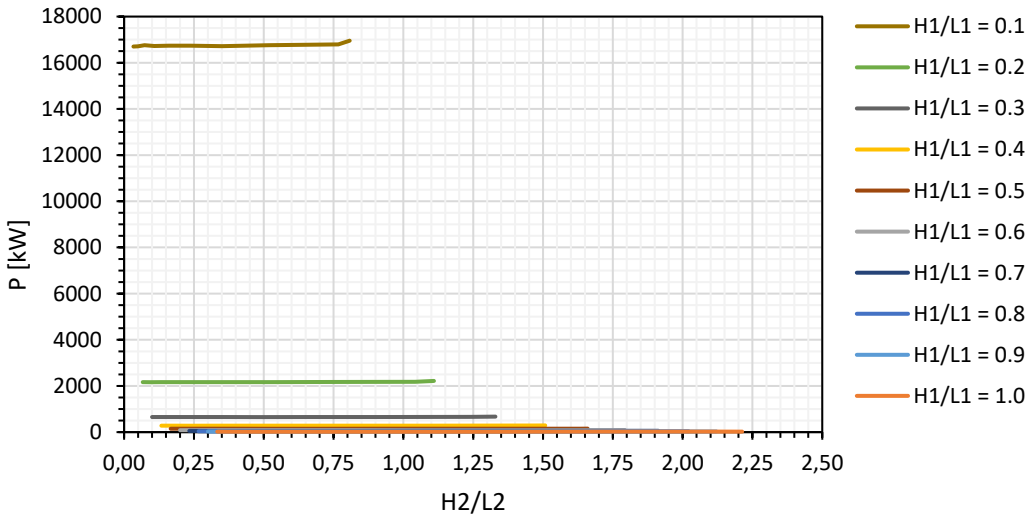

Figura 7.4 - Potência teórica. (Fonte: Próprio autor).

Os resultados da Fig. 7.4 não significam, porém, que o grau de liberdade H_2/L_2 não influencia na potência teórica, isso fica mais evidente se avaliarmos seu efeito para um único grau de liberdade H_1/L_1.

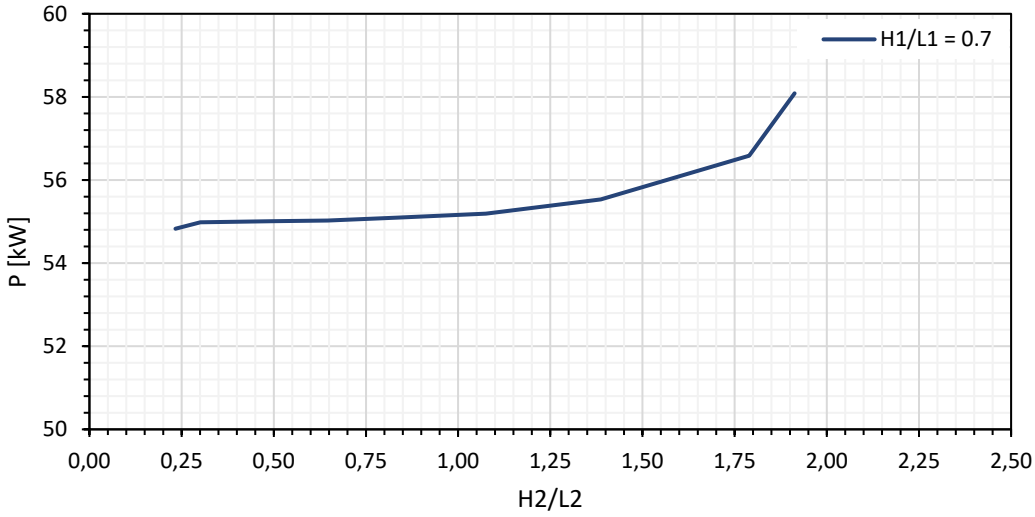

Figura 7.5 - Potência teórica para $H_1/L_1 = 0{,}7$. (Fonte: Próprio autor).

É possível observar, através da Fig. 7.5, que maiores valores de potência teórica são obtidos com maiores valores do grau de liberdade H_2/L_2, tendo caso ótimo quando $L_2 = L_3$, e, apesar de ser difícil notar isso através da Fig. 7.4, esse mesmo efeito é observado para todos os valores de H_1/L_1.

A fim de avaliar ainda mais a influência do grau de liberdade H_2/L_2 sobre as variáveis monitoradas e as respectivas potências teóricas atingidas, calculou-se a diferença percentual entre os casos extremos desse parâmetro, $L_2 = L_1$ e $L_2 = L_3$. A Figura 7.6 expõe essas diferenças obtidas para a pressão total.

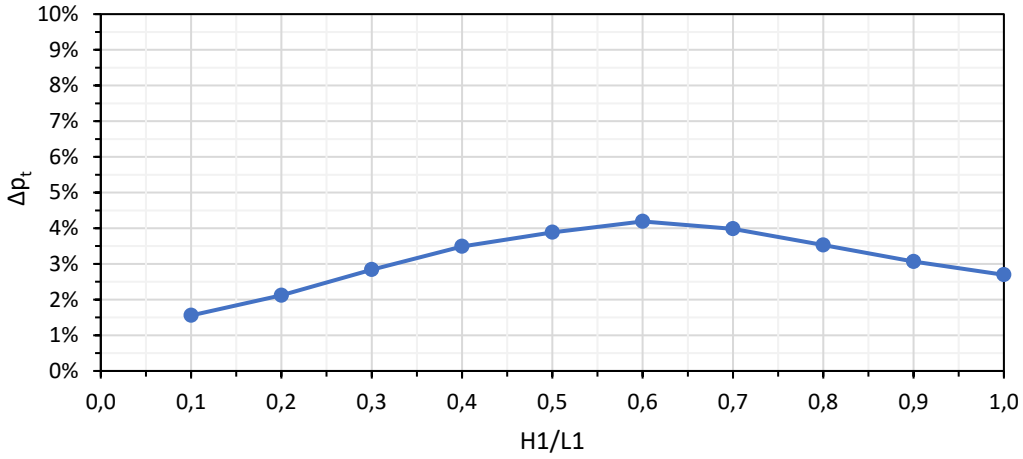

Figura 7.6 - Efeito de H_2/L_2 sobre a pressão total. (Fonte: Próprio autor).

É possível observar que o maior efeito do grau de liberdade H_2/L_2 sobre a pressão total, ocorre para o grau de liberdade H_1/L_1 = 0.6, sendo esse o ponto ótimo entre os casos avaliados, resultando em um aumento de aproximadamente 4,2% na pressão total. Isso significa que uma região de transição com formato trapezoidal, bidimensionalmente falando, é mais efetiva, em relação à região com formato retangular, na obtenção da pressão total quando a altura da câmara hidropneumática possui uma magnitude de 0,6 vezes a largura, ou diâmetro, de entrada do conversor.

Quanto à vazão mássica, não se observou nenhum efeito considerável do grau de liberdade H_2/L_2 sobre a magnitude alcançada, vide Fig. 7.7, ou seja, o formato da região de transição, aparentemente, não influencia na quantidade de massa de ar que entra no conversor.

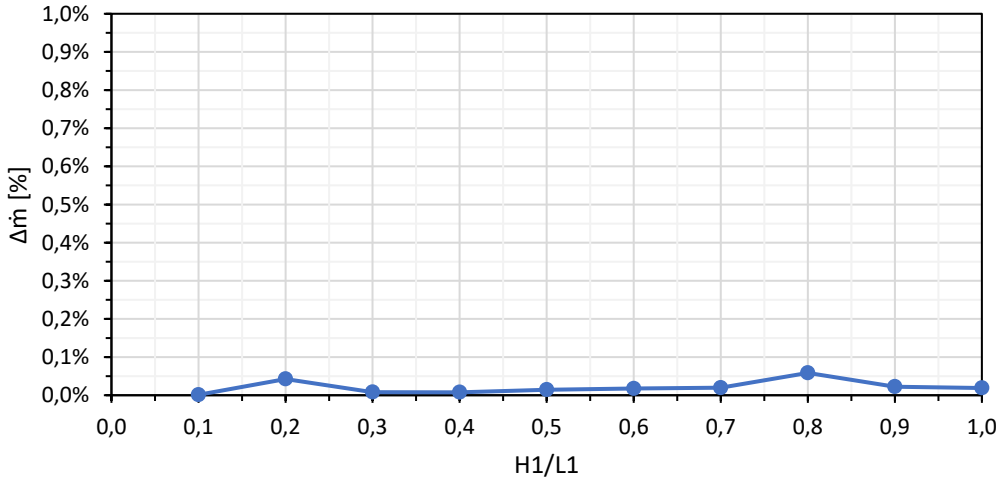

Figura 7.7 - Efeito de H_2/L_2 sobre a vazão mássica. (Fonte: Próprio autor).

Por fim, a influência do grau de liberdade H_2/L_2 sobre a potência teórica, pode ser observada na Fig. 7.8.

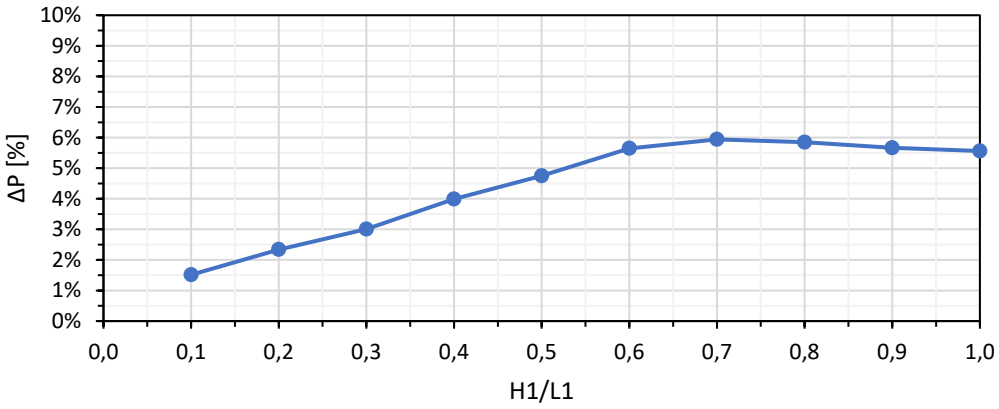

Figura 7.8 - Efeito de H_2/L_2 sobre a potência teórica. (Fonte: Próprio autor).

O efeito do grau de liberdade H_2/L_2 sobre a potência teórica levou a um ponto ótimo em H_1/L_1 = 0.7. É possível notar que, quanto menor a magnitude da relação de H_1/L_1, ou seja, quanto maior a razão de área, menor será a influência do grau de liberdade H_2/L_2 sobre a potência gerada. É possível afirmar ainda que, para os casos aqui avaliados, a mudança da região de transição, de um formato retangular para trapezoidal, acarreta em aumento mais evidente da potência teórica apenas naqueles dispositivos onde a largura, ou diâmetro, da câmara hidropneumática não é muito maior do que a altura da mesma.

7.1. Limitação da potência teórica

Com o intuito de aproximar ainda mais os conversores simulados de um caso real, a potência do dispositivo foi limitada a 500 kW, mesmo valor observado nas centrais Energetech e Limpet (Gomes, 2010; Wavegen, 2002; Heath, 2001). Dessa forma, a potência alcançada para os valores extremos de H_2/L_2 pode ser observada na Fig. 7.9.

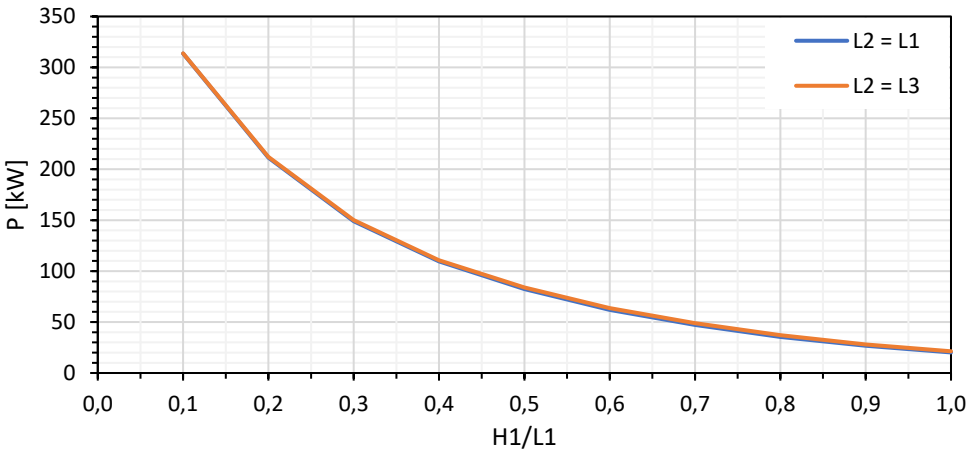

Figura 7.9 - Potência teórica corrigida. (Fonte: Próprio autor).

Os resultados obtidos com essa limitação são muito mais próximos da realidade e possuem uma boa correspondência com outros estudos desenvolvidos. Lisboa et al. (2018), realizou uma avaliação geométrica de um dispositivo CAO sujeito a ondas com diversas características encontradas no estado de mar da costa de Rio Grande - RS. Os autores encontraram potências teóricas de, aproximadamente, 2,5 a 330 kW. Já o estudo desenvolvido por El Marjani et al. (2006), utilizou um dispositivo CAO, com dimensões similares ao da Ilha de Pico, sujeito a ondas com características aproximadas do estado de mar encontrado na costa do Marrocos, e os autores encontraram potências teóricas com valores entre 20 e 170 kW, aproximadamente.

Os dados expostos na Fig. 7.9 revelam que a potência obtida para o melhor caso, de 313,8 kW, possui cerca de 15,5 vezes a magnitude obtida no pior caso, de 20,2 kW, enquanto que a influência do grau de liberdade H_2/L_2 sobre a potência teórica corrigida pode ser observada na Fig. 7.10.

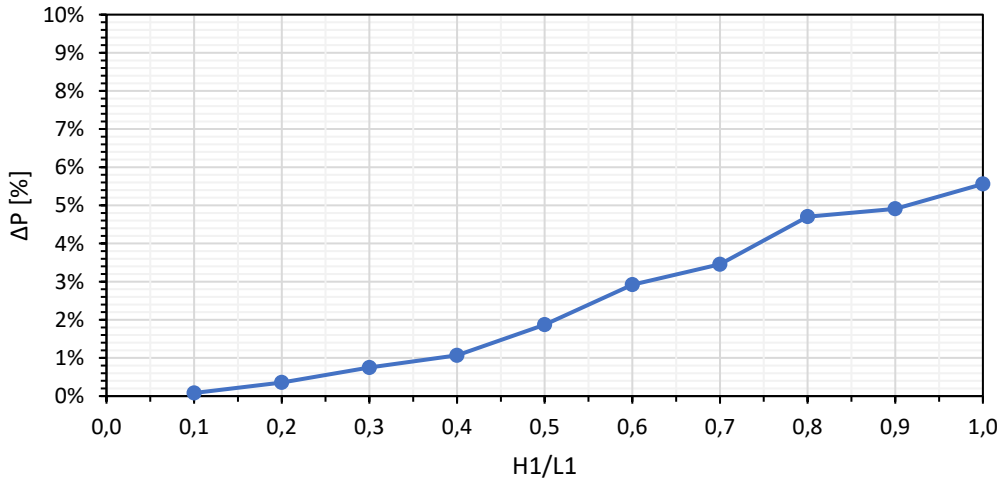

Figura 7.10 - Efeito de H_2/L_2 sobre a potência teórica corrigida. (Fonte: Próprio autor).

A partir da Fig. 7.10, é possível inferir que o grau de liberdade H_2/L_2 possui um efeito, sobre a potência teórica corrigida, similar ao observado anteriormente (ver Fig. 7.8). A transição da região inserida entre a câmara hidropneumática e o duto da turbina, de um formato retangular para um formato trapezoidal, possui maior efeito sobre a potência em maiores magnitudes do grau de liberdade H_1/L_1, ou seja, em geometrias com menores valores de razão de área, não sendo identificado um caso ótimo entre os valores testados.

Para explorar melhor o aumento da potência obtido em função de menores magnitudes do grau de liberdade H_1/L_1 quando considera-se a ação de uma válvula de alívio no conversor CAO limitando-o à potência de 500 kW, calculou-se a diferença percentual entre a potência teórica obtida pelo dispositivo sem limitação com o dispositivo potencialmente limitado, para geometrias que possuem valores extremos do grau de liberdade H_2/L_2 ($L_2 = L_3$).

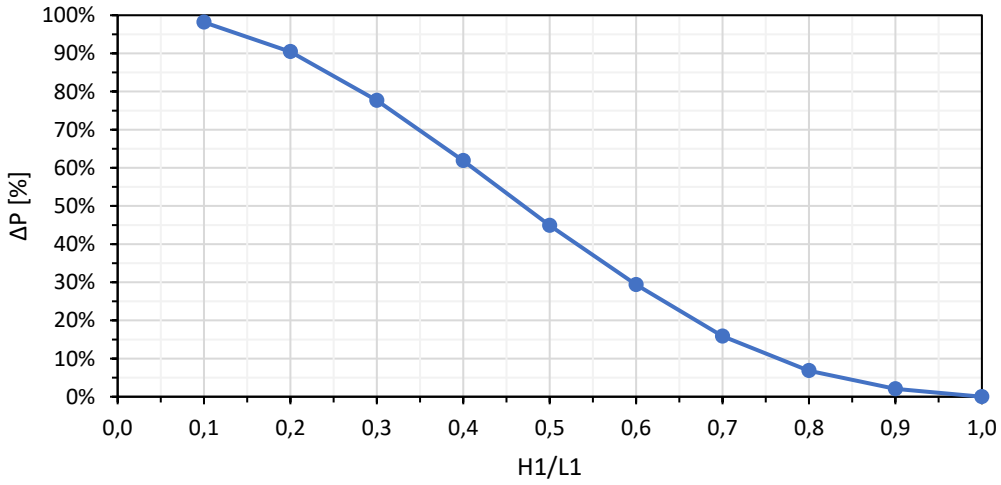

Figura 7.11 - Diferença na potência de dispositivos com e sem válvula. (Fonte: Próprio autor).

Fica evidente, através da Fig. 7.11 que, apesar dos melhores resultados obtidos em função de menores magnitudes do grau de liberdade H_1/L_1, apenas uma pequena fração dessa potência poderia realmente ser aproveitada devido as limitações do sistema turbina-gerador utilizado. Como exemplo, entre os casos aqui avaliados especificamente, houve uma redução de quase 100%, de 16954,8 kW para 313,8 kW, na geometria em que $H_1/L_1 = 0.1$, da potência aproveitada nos dispositivos em que foi considerada uma "válvula de alívio". Um maior aproveitamento é observado em geometrias em que a relação de H_1/L_1 é maior do que 0,7, onde menos de 20% da potência teórica é dispensada.

Por fim, cabe destacar que das 100 geometrias avaliadas, a que apresentou maior potência foi a obtida pelos graus de liberdade $H_1/L_1 = 0{,}1$ e $H_2/L_2 = 0{,}81$ (condição extrema de $L_2 = L_3$), onde obteve-se uma potência de 16954,8 kW para o caso sem válvula de alívio e 313,8 kW para o caso com válvula de alívio. Já a geometria que apresentou menor potência foi a obtida pelos graus de liberdade $H_1/L_1 = 1{,}0$ e $H_2/L_2 = 0{,}33$ (condição extrema de $L_2 = L_1$), onde obteve-se uma potência de 20,2 kW tanto para o caso sem válvula de alívio quanto para o caso com válvula de alívio.

Nas Figs. 7.12 e 7.13 são apresentados, respectivamente, os campos de pressão total e magnitude de velocidade para o melhor e pior caso. Ambos os casos estão na mesma escala e, pelo fato do melhor caso ter apresentado resultados muito superiores ao pior caso, os campos das variáveis para este último estão próximos de zero, apesar disso, é uma boa forma de comparar visualmente a diferença na dimensão geométrica de ambos os casos, já que estão na mesma escala.

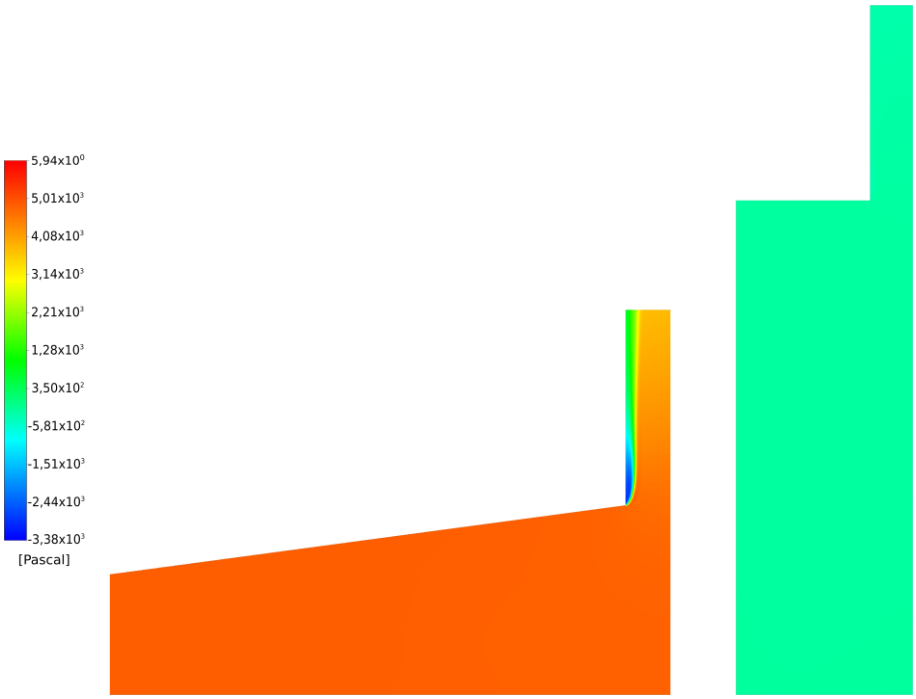

Figura 7.12 - Pressão total para o melhor e pior caso. (Fonte: Próprio autor).

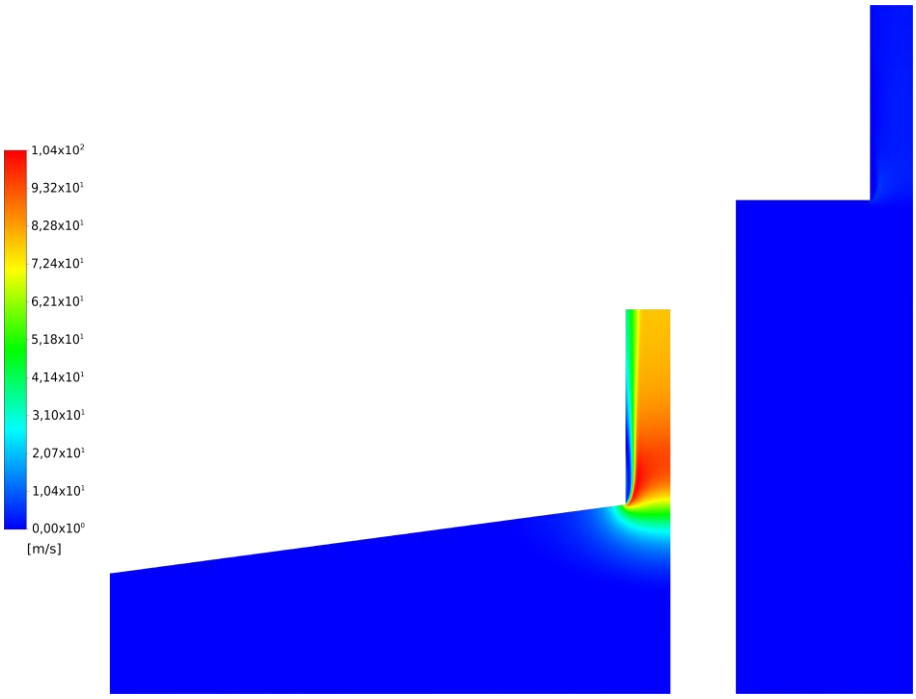

Figura 7.13 - Magnitude da velocidade para o melhor e pior caso. (Fonte: Próprio autor).

8. CONSIDERAÇÕES FINAIS

No presente trabalho foi realizado um estudo numérico para investigar a influência de parâmetros geométricos sobre a potência teórica de um dispositivo do tipo Coluna de Água Oscilante. Os principais objetivos aqui foram desenvolver, para um conversor CAO, um modelo computacional axissimétrico que permita a imposição de dados realísticos de estado de mar, a fim de emprega-lo em uma avaliação geométrica do dispositivo através do design construtal aliado à busca exaustiva, visando maximizar sua potência disponível e obter recomendações a respeito de sua geometria.

Em todos os casos considerou-se um escoamento incompressível, turbulento, transiente e irregular, em um domínio bidimensional axissimétrico. As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e o tratamento das tensões de Reynolds foram resolvidas numericamente com o uso do método de volumes finitos, mais precisamente com o software ANSYS Fluent® (FLUENT, 2009; Patankar, 1980; Versteeg e Malalasekera, 2007).

8.1. Definição do modelo numérico

A definição de um modelo numérico axissimétrico, capaz de resolver as equações de conservação em um domínio representativo de um dispositivo CAO sujeito a um escoamento turbulento, transiente e irregular, foi obtido mediante a exaustivos testes. A escolha do modelo foi realizada em conjunto com sua validação, onde 3 diferentes experimentos foram reproduzidos numericamente. Os resultados alcançados permitem recomendar, para um domínio axissimétrico em que a Metodologia Ar é empregada, o modelo exposto na Tab 8.1.

Tabela 8.1. Modelo numérico recomendado.

Modelo de turbulência	κ-ω SST
Acoplamento pressão-velocidade	SIMPLE
Discretização espacial dos termos advectivos	*Upwind* de Segunda Ordem
Formulação transiente	*Upwind* de Primeira Ordem
Passo de tempo	0,1 s
Resíduo da solução das equações de conservação	1×10^{-4}
Tamanho médio dos elementos da malha	30 mm

Os resultados alcançados durante o processo de definição do modelo demonstraram que é possível realizar a simplificação do escoamento para um domínio bidimensional axissimétrico, pois

observou-se uma boa concordância entre a solução obtida numericamente e os resultados experimentais apresentados por Stieglmeier et al. (1989) e Sumida (2009).

Entre as vantagens observadas no emprego do modelo axissimétrico está a possibilidade de avaliar escoamentos tridimensionais a partir de um domínio bidimensional, isso é extremamente apreciado porque um domínio 2D é menos complexo de ser gerado e necessita de menos elementos na malha, como consequência, o esforço computacional para obter a solução numérica é substancialmente reduzido, assim como o tempo necessário ao processamento. Também é possível, como realizado neste trabalho, inserir dados realísticos de estado de mar diretamente na entrada do conversor avaliado, através da Metodologia Ar, tendo um controle maior da condição de entrada do que a Metodologia VOF, por exemplo.

Entre as limitações deste modelo, está o formato da geometria avaliada, que, por ser obtida pela revolução do domínio bidimensional, não permite detalhes muito complexos, como o acoplamento de uma turbina ao conversor, e além disso, como o próprio nome do modelo sugere, precisa obrigatoriamente possuir simetria. Outra limitação é a impossibilidade de considerar os efeitos da interação entre as ondas e a estrutura do dispositivo, já que não é possível simular o estado de mar do lado de fora do conversor.

Destaca-se ainda que, de acordo com o levantamento do estado da arte realizado, é possível afirmar que o modelo numérico desenvolvido, considerando a Metodologia Ar em um domínio computacional axissimétrico associado a um estado de mar realístico, é uma contribuição científica inédita desta pesquisa.

8.2. Avaliação geométrica

Nesta pesquisa, foi avaliada a influência da geometria da câmara hidropneumática e de uma região de transição, com formato trapezoidal, inserida entre a câmara e o duto da turbina de um dispositivo CAO, na potência disponibilizada pelo conversor. Essa análise se deu através da variação de dois graus de liberdade, sendo eles a relação entre a altura e a largura da câmara hidropneumática (H_1/L_1) e a relação entre a altura e a largura da menor base da região trapezoidal (H_2/L_2).

Os resultados mostraram que a potência do conversor é muito mais sensível à variação do grau de liberdade H_1/L_1 do que do grau de liberdade H_2/L_2. Isso ocorre poque o parâmetro H_1/L_1 influencia a dimensão da área de entrada do conversor permitindo um aumento ou diminuição na vazão de ar, enquanto o parâmetro H_2/L_2 influencia o formato da região de transição entre a câmara e o duto da turbina, podendo gerar apenas um pequeno aumento da pressão total na região da turbina. Como exemplo, mantendo-se $L_2 = L_3$, a menor potência obtida, P = 21,3 kW, ocorre com H_1/L_1 = 1,0,

enquanto que a maior, P = 16954,8 kW, ocorre com H_1/L_1 = 0,1, ou seja, a maior potência é aproximadamente 795 vezes maior do que a menor potência. Enquanto isso, mantendo H_1/L_1 = 0,7, obteve-se a menor potência, P = 58,1 kW, para H_2/L_2 = 1,91, e a maior potência, P = 54,8 kW, para H_2/L_2 = 0,23, ou seja, a variação do parâmetro H_2/L_2 resultou em um aumento de aproximadamente 6% na potência obtida.

Com o intuito de aproximar ainda mais os conversores simulados de um caso real, a potência do dispositivo foi limitada a 500 kW, mesmo valor observado nas centrais Energetech e Limpet, como se uma válvula de alívio estivesse atuando no sistema. Com isso, a menor potência obtida foi de P = 20,2 kW, para H_1/L_1 = 1,0 e H_2/L_2 = 0,33 ($L_2 = L_1$), enquanto a maior potência, P = 313,8 kW, foi obtida para H_1/L_1 = 0,1 e H_2/L_2 = 0,81 ($L_2 = L_3$). Esses resultados são condizentes com os valores encontrados por Lisboa et al. (2018), que realizaram um estudo sobre um conversor na mesma região.

Por fim, evidenciou-se que, apesar dos menores valores do grau de liberdade H_1/L_1 levar aos melhores resultados, apenas uma pequena fração dessa potência poderia realmente ser aproveitada devido às limitações do sistema turbina-gerador utilizado pelo conversor. Como exemplo, houve uma redução de quase 100% da potência obtida pela geometria gerada por H_1/L_1 = 0,1 e H_2/L_2 = 0,81 ($L_2 = L_3$), de 16954,8 kW para 313,8 kW. Em contra partida, um maior aproveitamento foi observado em geometrias onde a relação de H_1/L_1 é maior do que 0,7, onde menos de 20% da potência teórica é dispensada.

Por fim, cabe destacar que o estudo empregando o Design Construtal aliado a um estado de mar realístico é também uma contribuição científica inédita da presente pesquisa.

8.3. Propostas de continuidade

Como proposta para trabalhos futuros, sugere-se avaliar o efeito do acoplamento de uma turbina ao domínio. Para isso, sugere-se considerar uma restrição física no duto da turbina que represente a perda de carga que seria causada pela presença da turbina, analogamente ao que foi feito em Gomes et al. (2015). Assim, será possível determinar um valor ainda mais real da potência do conversor CAO.

Além disso, sugere-se comparar os resultados obtidos com os de um conversor CAO sujeito aos efeitos da incidência de ondas de um estado de mar realístico, já que essa é uma limitação do modelo axissimétrico aqui desenvolvido.

Por fim, como última sugestão, a variação do grau de liberdade H_3/L_3 deve ser estudada para avaliar sua influência, em conjunto com os graus de liberdade H_1/L_1 e H_2/L_2, na potência disponibilizada pelo conversor.

9. REFERÊNCIAS

ALVES, J. H. G. d. M., 1996. **Refração do Espectro de Ondas Oceânicas em Águas Rasas: Aplicações à Região Costeira de São Francisco do Sul, SC**. Tese de Mestrado em Engenharia Ambiental, Universidade Federal de Santa Catarina, SC, Brasil.

AWK, T. **Tomawac User Manual Version 7.2**. The TELEMAC-Mascaret Consortium, Version 7.2.3. 2017.

BARTH, T. J. e JESPERSEN, D. The design and application of upwind schemes on unstructured meshes. **AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting**, 1989.

BATCHELOR, G. K. **An introduction to fluid dynamics. Cambridge University Press**, 2000.

BEJAN, A. **Convection heat transfer**. Wiley, Hoboken, New Jersey, Fourth edition, 2013.

BEJAN, A. Constructal-Theory Network of Conducting Paths for Cooling a Heat Generating. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 40, n. 4, p. 799–816, 1997.

BEJAN, A. **Shape and structure, from engineering to nature**. Cambrige University Press, Cambridge, 2000.

BEJAN, A., LORENTE, S. Constructal law of design and evolution: Physics, biology, technology and society. **Journal of applied physics**, v. 113, p. 151301-1 – 151301-20, 2013.

BEJAN, A., ZANE, J. P. **Design in nature: how the constructal law governs evolution in biology, physics, technology and social organization**. Doubleday, New York, 2012.

BENOIT, M., F. MARCOS, e F. BECQ. Development of a Third Generation Shallow Water Wave Model with un structured spatial meshing. Em: **25th International Conference on Coastal Engineering: Book of Abstracts**. New York: American Society of Civil Engineers, pp. 465–478, 1996.

BOUHRIM, H., EL MARJANI, A. On the Flow Simulation Based on Piston models in OWC Devices for Wave Energy Conversion. **Proceedings of 2016 IEEE International Renewable and Sustainable Energy Conference, IRSEC**, 2017.

BRENDMO, A., FALNES, J. LILLEBEKKEN, P. M. Linear modelling of oscillating water column including viscous loss. **Applied Ocean Research**, v. 18, n. 2-3, p. 65-75, 1996.

CAPELETTO, G. J., DE MOURA, G. H. Z. **Balanço Energético do Rio Grande do Sul 2015: ano base 2014**. Grupo CEEE, Secretaria de Minas e Energia do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 200p, 2015.

ÇENGEL, Y. A., CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: Fundamentos e aplicações**. McGraw-Hill, Estados Unidos, 2007.

CHEN, C. J., JAW, S. Y. **Fundamentals of turbulence modelling**. Taylor & Francis Inc, Estados

Unidos, 1997.

CONDE, J. M. P. Verificação e Validação de um Código Numérico na Simulação de Escoamentos Turbulentos. Proc. **CMNE/CILANCE 2007**, Porto, Portugal, 2007.

CONDE, J. M. P., e GATO, L. M. C. Numerical study of the air-flow in an oscillating water column wave energy converter. **Renewable Energy**, v. 33, p. 2637-2644, 2008.

CORNETT, A. M. A Global Wave Energy Resource Assessment. In: Proceedings of ISOPE; vol. 8. p. 9, 2008.

CRUZ, J. M. B. P., SARMENTO, A. J. N. A. Energia das ondas – Introdução aos aspectos tecnológicos, econômicos e ambientais, Instituto do Ambiente, Alfragide, Portugal, 2004.

DE OLIVEIRA, S. S., PINTO JÚNIOR, E. A., OLINIK, P. H., RODRIGUES, L., GOMES, M. das N., ROCHA, L. A. O., DOS SANTOS, E. D., MARQUES, W. C., ISOLDI, L. A. Verificação de um modelo computacional proposto para um conversor de energia do tipo coluna de água oscilante considerando dados de estado de mar. **XXXVIII Iberian Latin-American Congress on Computional Methods In Engineering, CILAMCE**, 2017.

DEAN R., DALRYMPLE R. A. **Water wave mechanics for engineers and scientists**. World Scientific Publishing, 1991.

DRIVER, D. M., SEEGMILLER, H. L. Features of a reattaching turbulent shear layer in divergent channel flow. **AIAA** J., v. 23, p.163, 1985.

DUARTE, C. R., 2006. **Estudo experimental e de simulação da fluidodinâmica e recobrimento em leito de jorro.** Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

EÇA, L., HOEKSTRA, M. Discretization Uncertainty Estimation based on a Least Squares version of the Grid Convergence Index. Proc. **2nd Workshop on CFD Uncertainty Analysis**, I. S. T., Lisbon, Portugal, 2006.

EL BARAKAZ, A. EL, EL MARJANI, A. The oscillatory free water surface motion inside OWC chambre for wave energy conversion. **Proceedings of 2016 IEEE International Renewable and Sustainable Energy Conference, IRSEC**, 2016.

EL MARJANI, A., CASTRO, F., BAHAJI, M., FILALI, B. 3D unsteady flow simulation in an owc wave converter plant. in: **Proceedings International Conference on Renewable Energy and Power Quality**, Mallorca, Espanha, 2006.

EL MARJANI, A., RUIZ, F. C., RODRIGUEZ, M. A., SANTOS, M. T. P. Numerical modelling in wave energy conversion systems. **Energy**, v. 33, p. 1246 – 1253, 2008.

ERCOFTAC Classic Collection Database. Disponível em:http://cfd.mace.manchester.ac.uk/ercoftac

FALCÃO, A. F. O., HENRIQUES, J. C. C. Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review. **Renewable energy**, v. 85, p. 1391 – 1424, 2015.

FERZIEGER, J. L. e PERIC, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. Springer-Verlag, Heidelberg, 1996.

FLUENT. **Version 12.0 – User's Guide**, ANSYS Inc. 2009.

FORTUNA, A. O. **Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos – Conceitos Básicos e Aplicações**. Editora Edusp, São Paulo, 2000.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro. Livros Técnicos e Científicos – LTC, 2006.

GOMES, M. N., 2010, **Modelagem Computacional de um Dispositivo Coluna d'Água Oscilante de Conversão de Energia das Ondas do Mar em Energia Elétrica**. Dissertação (Mestrado em Modelagem Computacional) - Universidade Federal do Rio Grande, Rio Grande, RS, Brasil

GOMES, M. das N., LORENZINI, G., ROCHA, L. A. O., dos SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Constructal design applied to the geometric evaluation of an oscillating water column wave energy converter considering different real scale wave periods. **Journal of engineering thermophysics**, v. 27, n. 2, p. 173 – 190, 2018.

GOMES, M. das N., OLINTO, C. R., ISOLDI, L. A., SOUZA, J. A., ROCHA, L. A. O. Computational modeling of the air-flow in an oscillating water column system. **Proceedings of 20th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM**, 2009.

GOMES, M. das N., SEIBT, F. M., ROCHA, L. A. O., dos SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Numerical analysis of an oscillating water column converter considering a physical constraint in the chimney outlet. **Marine systems and ocean technology**, v. 9, n. 2, p. 85 – 93, 2014.

GOMES, M. N., DOS SANTOS, E., ISOLDI, L. A., ROCHA, L. A. O. Numerical Analysis including Pressure Drop in Oscillating Water Column Device. Open Engineering, v. 5, p. 229-237, 2015

GOMES, M. N., LORENZINI, G., ROCHA, L. A. O., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Constructal design applied to the geometric evaluation of an oscillating water column wave energy converter considering different real scale wave periods. **Journal of engineering thermophysics**, v. 27 n. 2, p. 173 – 190, 2018. https://10.1134/S1810232818020042

GUIMARÃES, R. C., OLEINIK, P. H., KIRINUS, E. P., LOPES, B. V., TROMBETTA, T. B., MARQUES, W. C. An overview of the Brazilian continental shelf wave energy potential. Regional Studies in Marine Science, v. 25, 2019. https://doi.org/10.1016/j.rsma.2018.100446

GUNN, K., STOCK-WILLIMS, C. Quantifying the global wave power resource. **Renewable Energy** (ISSN: 09601481) 44, 296–304, 2012. http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.

HEATH, T., 2001. **The Construction, Commissioning and Operation of the LIMPET Wave Energy Collector**. Wavegen, Reino Unido.

HIRT, C. W., NICHOLS, B. D. Volume of Fluid (VOF) Method for the dynamics of free boundaries. **Journal Computational Physics**, v. 39, p. 201-225, 1981.

HOLTHUIJSEN, L. H. **Waves in oceanic and coastal waters**. Cambridge, Cambridge University Press, 2007.

HORKO, M., 2007. **CFD Optimisation of an Oscillating Water Column Energy converter**. Dissertação de Mestrado em Engenharia e Ciência, Escola de Engenharia Mecânica, Universidade de Western.

IBGE - Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Estimativas da população**. Disponível em: https://www.ibge.gov.br/estatisticas/sociais/populacao/9103-estimativas-de-populacao.html?=&t=resultados

ISSA, R. I. Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting. **Journal of Computational Physics**, v.62, p.40-65, 1986.

JENNICHES, S. Assessing the regional economic impacts of renewable energy sources - A literature review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 93, p. 35-51, 2018.

KIRINUS, E. P., OLEINIK, P. H., COSTI, J., MARQUES, W. C. Long-term simulations for ocean energy off the Brazilian coast. **Energy**, v. 163, p. 364-382, 2018.

LAUNDER, B. E. e SPALDING, D. B. **Lectures in Mathematical Models of Turbulence**. Academic Press, London, 1972.

LETZOW, M., LEVIEN, F. V., PONS, R. dos P., GOMES, M. das N., SOUZA, J. A., ROCHA, L. A. O., SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Avaliação geométrica da câmara de um dispositivo de conversão de energia das ondas do tipo OWC para diferentes comprimentos da borda frontal. **Revista brasileira de energias renováveis**, v. 6, n. 3, p. 454 – 471, 2017.

LIMA, Y. T. B., ROCHA, L. A. O., GOMES, M. das N., SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Aplicação do método design construtal na avaliação numérica da potência hidropneumática de um dispositivo conversor de energia das ondas do mar do tipo coluna de água oscilante com região de transição trapezoidal. **Revista brasileira de energias renováveis**, v. 6, n. 3, p. 376 – 396, 2017a.

LIMA, Y. T. B., ROCHA, L. A. O., GOMES, M. das N., SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Análise numérica e geométrica com da região de transição para um dispositivo do tipo coluna de água oscilante (CAO). **Scientia plena**, v. 13, n. 4, 2017b.

LISBOA, R. C., TEIXEIRA, P. R. F., FORTES, C. J. Numerical evaluation of wave energy potential in the south of Brazil. **Energy**. v.121, p.176–184, 2017.

LISBOA, R. C., TEIXEIRA, P. R. F., TORRES, F. R., DIDIER E. Numerical evaluation of the power output of an oscillating water column wave energy converter installed in the southern Brazilian coast. **Energy**. v.162, p.1115–24, 2018.

LORENZINI, G., LARA, M. F. E., ROCHA, L. A. O., GOMES, M. das N., dos SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. Constructal design applied to the study of the geometry and submergence of an oscillating water column. **International journal of heat and technology**, v. 33, n. 2, p. 31 – 38, 2015.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos – LTC, 2004.

MENTER, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. **AIAA Journal**, v. 32, n. 8, p.1598-1605, 1994.

MUNSON, B. R., OKIISHI, T. H., HUEBSCH, W. W., ROTHMAYER, A. P. **Fundamentals of fluid mechanics**. Estados Unidos, Wiley & Sons, 2012.

OLEINIK, P. H., 2017. **Desenvolvimento e aplicação de um modelo acoplável de conversão de energia das ondas**. Trabalho de conclusão de curso, Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio Grande.

OLEINIK, P. H., MARQUES, W. C., KIRINUS, E. P. Estimate of the wave climate on the most energetic locations of the south-southeastern Brazilian shelf. **Defect and diffusion forum,** v. 370, p. 130 – 140, 2017.

OLEINIK, P. H., MARQUES, W. C., FRAGASSA, C., KIRINUS, E. P., COSTI, J. Energetic Potential Assessment of Wind-Driven Waves on the South-Southeastern Brazilian Shelf. Journal of Marine Science and Engineering, v. 7, n. 25, 2019. doi:10.3390/jmse7020025.

PATANKAR, S. V., SPALDING, D. B. A calculation procedure for heat mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows**. International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 15, p. 1787-1806, 1972.

PIANCA, C., MAZZINI, P.L.F., SIEGLE, E., 2010. Brazilian offshore wave climate based on NWW3 reanalysis. **Brazilian Journal of Oceanography**. (ISSN: 16798759) 58 (1), 53–70. http: //dx.doi.org/10.1590/S1679-87592010000100006.

PLAMER, C. B., LIMA, Y. T. B., ISOLDI, L. A., SANTOS, E. D., ROCHA, L. A. O., GOMES, M. das N. Modelagem computacional e método constructal design aplicados a um conversor de energia das ondas do mar do tipo coluna de água oscilante (CAO) analisando a influência em seu desempenho da variação da razão entre o volume de entrada e o volume total da câmara hidropneumática. **Revista brasileira de energias renováveis**, v. 6, n. 3, p. 507 – 526, 2017.

REDDY, J. N. **An introdution to the finite element method**. Estados Unidos, McGraw-Hill, 1993.

REGUERO, B.G., LOSADA, I.J., MÉNDEZ, F.J., 2015. A global wave power resource and its seasonal, interannual and long-term variability. Appl. **Energy** (ISSN: 03062619) 148, 366–380. http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.114.

STIEGLMEIER, M., TROPEA, C., WEISER, N., NITSCHE, W. Experiment al investigation of the flow through axisymmetric expansions. **Journal of Fluids Engineering**, vol. 111, p. 465, 1989.

SUMIDA, M. Experimental study of pulsating turbulent flow through a divergent tube. **Fluid Mechanics and Pipe Flow: Turbulence, simulation and dynamics**, p.365-378, 2009.

VANDOORMAAL, J. P. e RAITHBY, G. D. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows. **Numererical Heat Transfer**, v.7, p:147-163, 1984.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics**. Estados Unidos, Pearson, 2007.

WAVEGEN, 2002. **Islay LIMPET Project Monitoring Final Report**, Reino Unido, 37 p. Disponível em: <http://www.wavegen.co.uk>.

WEISS, C. V. C., GUANCHE, R., ONDIVIELA, B., CASTELLANOS, O. F., JUANES, J. Marine renewable energy potential: A global perspective for offshore wind and wave exploitation. **Energy conversions and management**, v. 177, p. 43 – 54, 2018.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD.** DCW Industries Inc, La Canada, 1998.