

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

ANÁLISE NUMÉRICA DOS EFEITOS DE COMPRESSIBILIDADE DO AR NO INTERIOR
DA CÂMARA DE UM DISPOSITIVO DE EXTRAÇÃO DE ENERGIA DAS ONDAS DO TIPO
COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE

por

Rafael Adriano Alves Camargo Gonçalves

Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Oceânica

Rio Grande, 26 de Março de 2018

ANÁLISE NUMÉRICA DOS EFEITOS DE COMPRESSIBILIDADE DO AR NO INTERIOR
DA CÂMARA DE UM DISPOSITIVO DE EXTRAÇÃO DE ENERGIA DAS ONDAS DO TIPO
COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE

Rafael Adriano Alves Camargo Gonçalves
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. Paulo Roberto de Freitas Teixeira

Coorientador: Dr. Eric Didier

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Eduardo Costa Couto

UFPEL

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos

PPGEO/FURG

Prof. Dr. Liércio André Isoldi

PPGEO/FURG

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

Rio Grande, 26 de Março de 2018

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais pelo incentivo e apoio durante todo o período que me dediquei ao mestrado.

Ao meu orientador de mestrado Prof. Dr. Paulo Roberto de Freitas Teixeira pela orientação e dedicação no desenvolvimento desta dissertação.

Ao meu coorientador Dr. Eric Didier pelo apoio técnico e pela disposição de ferramentas numéricas utilizadas neste trabalho.

Ao Me. Fernando Ramos Torres pelo auxílio em questões técnicas ao longo do desenvolvimento desta dissertação.

À FURG e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica pela formação de qualidade.

Ao CNPq pelo auxílio financeiro que possibilitou a realização deste trabalho.

RESUMO

O presente trabalho investiga a importância dos efeitos de compressibilidade do ar no interior da câmara de um dispositivo de extração da energia das ondas do tipo Coluna de Água Oscilante (CAO), fixo e de paredes verticais. O estudo é realizado por meio de simulações numéricas, empregando o método dos volumes finitos. As simulações são realizadas através da plataforma FLUENT[®], utilizando o modelo RANS. O domínio numérico é bidimensional. São usados o modelo multifásico VoF (*Volume of Fluid*) e modelo de turbulência k- ϵ . Uma vez que, adotar o ar como compressível, implicaria na solução da equação da energia, aumentando substancialmente o esforço computacional, é implementado um modelo numérico alternativo, denominado como Modelo Compressível, obtido por meio da equação de estado do gás ideal e do balanço de massa no interior da câmara do dispositivo CAO. O gerador de onda, a turbina e o Modelo Compressível são aplicados por meio de funções definidas pelo usuário na plataforma FLUENT[®]. Os efeitos de compressibilidade do ar são analisados quanto as suas sensibilidades aos parâmetros de período da onda, altura da onda, relação característica da turbina e tipo de turbina. Os efeitos de compressibilidade do ar são mais sensíveis ao período da onda e relação característica da turbina, de forma que a eficiência pneumática pode ser reduzida na ordem de 26%. O dimensionamento do diâmetro de uma turbina Wells semelhante à de Pico, para determinado estado de mar hipotético, foi realizado. Os efeitos de compressibilidade do ar foram considerados, obtendo-se uma eficiência mecânica global de 46% para o diâmetro de 2.25 m, abaixo daquela baseada no escoamento do ar como incompressível, cuja eficiência mecânica global foi de 56%. O dimensionamento do diâmetro de uma turbina impulso também é realizado, obtendo-se uma eficiência mecânica global de 38% para um diâmetro de 2.00 m. A turbina impulso apresenta menores níveis de rotação e diâmetro do rotor, não necessitando da utilização da válvula de alívio. Tais características implicam na redução dos custos de aquisição e manutenção do equipamento.

Palavras-chaves: Coluna de água oscilante, Turbina Wells, Turbina de impulso, Compressível.

ABSTRACT

The present work investigates the importance of air compressibility effects inside the chamber of a water wave energy extractor device called Oscillating Water Column. The device is located onshore and its walls are vertical. The study is performed by means of numerical simulations, which are realized through the FLUENT[®] platform, using the RANS-VoF equations. The numerical domain is two-dimensional. The multiphase model VoF (Volume of Fluid) and turbulence model k- ϵ are used. Since adopting the air as a compressible fluid would imply the solution of the energy equation, what would cause a substantially increasing of the computational effort, an alternative numerical model, called here as Compressible Model, is implemented by means of the ideal gas and inside the chamber of the CAO device. The wave generator, turbine, and Compressible Model are applied by means of user-defined functions on the FLUENT[®] platform. The air compressibility effects are analyzed for its sensitivity to wave period, wave height, turbine damping coefficient and turbine type. The air compressibility effects are more sensitive to the wave period and turbine damping coefficient, so that the pneumatic efficiency can be reduced by the order of 26%. The dimensioning of the diameter of a Wells turbine similar to that of Pico, for a certain hypothetical sea state, was performed. The air compressibility effects were considered, obtaining an overall mechanical efficiency of 46% for the diameter of 2.25 m, lower than the value obtained when the air compressibility effects are neglected (56%). The dimensioning of the diameter of an impulse turbine is also accomplished, obtaining an overall mechanical efficiency of 38% for a diameter of 2.00 m. The impulse turbine presents lower levels of rotation and rotor diameter, not requiring the use of the relief valve. Such characteristics imply in the reduction of equipment acquisition and maintenance costs.

Keywords: Oscillating Water Column, Wells turbine, Impulse turbine, Compressible.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1	Fundamentação teórica	19
2.1.1	Mecânica das ondas progressivas	19
2.1.2	Dispositivos conversores de energia das ondas	25
2.1.3	Turbinas empregadas em dispositivos CAO.....	30
2.1.4	Modelo Expedito	35
2.2	Estado da arte	37
2.2.1	Dispositivo CAO	37
2.2.2	Turbinas aplicadas aos dispositivos CAO	39
2.2.3	Efeitos de compressibilidade do ar nos dispositivos CAO.....	42
3	METODOLOGIA	44
3.1	Estudo de caso	44
3.2	Simulação computacional.....	45
3.3	Modelos numéricos dos processos pneumáticos do dispositivo CAO	48
3.3.1	Modelo incompressível.....	48
3.3.2	Modelos compressíveis.....	49
3.4	Análises dos efeitos de compressibilidade do ar	53
3.4.1	Análise das influências dos parâmetros de onda e relação característica da turbina sobre os efeitos de compressibilidade do ar	53
3.4.2	Análise dos efeitos de compressibilidade do ar no dimensionamento do diâmetro de uma turbina Wells.....	54
3.4.3	Dimensionamento do diâmetro de uma turbina de impulso considerando os efeitos de compressibilidade do ar	56
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	59
4.1	Verificações.....	59

4.1.1	Verificação da onda gerada	59
4.1.2	Verificação dos modelos numéricos dos processos pneumáticos do dispositivo CAO	60
4.1.3	Verificação do modelo Expedito	68
4.2	Análise dos efeitos de compressibilidade do ar sobre o dispositivo CAO	73
4.2.1	Análise da influência do período de onda sobre os efeitos de compressibilidade do ar	73
4.2.2	Análise da influência da altura de onda sobre os efeitos de compressibilidade do ar	82
4.2.3	Análise da influência da relação característica da turbina sobre os efeitos de compressibilidade do ar	86
4.2.4	Análise dos efeitos de compressibilidade do ar no dimensionamento do diâmetro de uma turbina Wells.....	89
4.2.5	Dimensionamento do diâmetro de uma turbina de impulso considerando os efeitos de compressibilidade do ar	94
5	CONCLUSÕES.....	98
6	REFERÊNCIAS	101

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Demanda anual de energia elétrica, per capita, por região.....	16
Figura 2.1 – Parâmetros de onda.....	20
Figura 2.2 – Ilustração do campo de velocidades em uma onda progressiva	22
Figura 2.3 - Ilustração do campo de pressão em uma onda progressiva.....	23
Figura 2.4 – Trajetória percorrida por uma partícula em uma onda progressiva.....	23
Figura 2.5 – Forma geométrica da trajetória de uma partícula em uma onda progressiva.	24
Figura 2.6 – Grupo de ondas.....	24
Figura 2.7 – Equipamento de coluna de água oscilante.....	26
Figura 2.8 - CAO em processo de inalação (a) e exalação (b).....	27
Figura 2.9 - Planta de Pico.....	28
Figura 2.10 - Planta LIMPET.....	29
Figura 2.11 – Planta de Mutriku.....	29
Figura 2.12 – Geometria característica do rotor de uma turbina Wells.....	30
Figura 2.13 - Rotor de uma turbina impulso.....	32
Figura 2.14 - Ilustração do escoamento através das pás do rotor	32
Figura 2.15 - Turbina Biradial	33
Figura 2.16 – Curvas adimensional de potência versus vazão (a) e pressão versus vazão (b) de uma turbina Wells.....	35
Figura 2.17 – Curvas adimensional de potência versus vazão (a) e pressão versus vazão (b) de uma turbina de impulso.....	35
Figura 2.18 - Comportamento do parâmetro CAF, para diversas as ondas, em relação à relação característica da turbina.....	37
Figura 3.1 - Domínio físico.....	44
Figura 3.2 - Contornos do domínio numérico.....	47
Figura 3.3 - Subdivisões do domínio.....	47
Figura 3.4 - Domínio discretizado.....	48
Figura 3.5 - Volume de controle do modelo incompressível.....	49
Figura 3.6 – Volume de controle do Modelo Compressível.....	50
Figura 3.7 - Curvas adimensionais de Vazão versus Pressão (a) e Potência mecânica versus Pressão (b) da turbina Wells de Pico.....	55
Figura 3.8 - Estrutura simplificada do algoritmo de dimensionamento do diâmetro da turbina Wells.....	56

Figura 3.9 - Estrutura do algoritmo de dimensionamento do diâmetro da turbina de impulso.	57
Figura 3.10 - Curva de eficiência da turbina de impulso.	58
Figura 4.1 - Séries Temporais da verificação da onda gerada.	60
Figura 4.2 - Esquema de verificação da aplicação do Modelo Compressível na plataforma FLUENT® via UDF.	61
Figura 4.3 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a) e pressão no interior da câmara(b), obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/m ³	61
Figura 4.4 - Série temporal de potência pneumática, obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/m ³	62
Figura 4.5 - Faixa ampliada das séries temporais de pressão (a) e potência pneumática (b), obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/m ³	62
Figura 4.6 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a) e pressão no interior da câmara (b), obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina de impulso com $k_I = 2.8$ Pa s ² /m ⁶	63
Figura 4.7 - Série temporal de potência pneumática, obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina de impulso com $k_I = 2.8$ Pa s ² /m ⁶	64
Figura 4.8 - Faixa ampliada das séries temporais de pressão (a) e potência pneumática (b), obtidas através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina de impulso com $k_I = 2.8$ Pa s ² /m ⁶	64
Figura 4.9 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão (b) e potência pneumática (c) dos modelos Compressível e Compressível Simplificado para o caso com $H = 1.75$ m, $T = 9$ s e turbina Wells com $k_W = 240$ Pa s/m ³	66
Figura 4.10 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão (b) e potência pneumática (c) dos modelos Compressível e Compressível Simplificado para o caso com $H = 1.75$ m, $T = 9$ s e turbina de impulso com $k_I = 44$ Pa s ² /m ⁶	67
Figura 4.11 - Faixa ampliada das séries temporais de potência pneumática do Modelos Compressível e Compressível Simplificado para os casos com $H = 1.75$ m, $T = 9$ s, turbina com $k_W = 240$ Pa s/m ³ (a) e turbina de impulso com $k_I = 44$ Pa s ² /m ⁶ (b).	
Figura 4.12 - Comparação entre as séries temporais de η , p e P_p obtidas por simulação e suas séries equivalentes obtidas por meio do modelo Expedito para o caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m e turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/m ³	69

Figura 4.13 - Relação entre CAF e k_W para a turbina Wells.	70
Figura 4.14 – Relação entre as potências pneumáticas médias e suas respectivas relações características da turbina Wells para os casos com $H = 1.75\text{m}$, $T = 6\text{ s}$ (a), $T = 9\text{ s}$ (b) e $T = 12\text{s}$ (c).	72
Figura 4.15 - Relação entre CAF e k_I para a turbina de impulso.	73
Figura 4.16 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão (b) e potência pneumática do caso $T = 6\text{ s}$, $H = 1.75\text{ m}$ e turbina Wells com $k_W = 160\text{ Pa s/ m}^3$	74
Figura 4.17 – Faixa ampliada das séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão (b) e potência pneumática (c) do caso $T = 6\text{ s}$, $H = 1.75\text{ m}$ e turbina Wells com $k_W = 160\text{ Pa s/ m}^3$	75
Figura 4.18 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão estática (b) e potência pneumática (c) do caso $T = 12\text{ s}$, $H = 1.75\text{ m}$ e turbina Wells com $k_W = 160\text{ Pa s/ m}^3$	76
Figura 4.19 - Séries temporais ampliadas da elevação (a), pressão estática (b) e potência pneumática (c) do caso $T = 12\text{ s}$, $H = 1.75\text{ m}$ e turbina Wells com $k_W = 160\text{ Pa s/ m}^3$	77
Figura 4.20 – Fator de amplificação (a), Média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $H = 1.75\text{ m}$ e turbina Wells com $k_W = 160\text{ Pa s/ m}^3$	79
Figura 4.21 - Fator de amplificação (a), Média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $H = 1.75\text{ m}$ e turbina de impulso com $k_I = 2.8\text{ Pa s}^2/\text{ m}^6$	81
Figura 4.22 - Séries temporais ampliadas da pressão (a) e potência pneumática (b) do caso $T = 6\text{ s}$, $H = 1.75\text{ m}$, turbina de impulso e $k_I = 2.8\text{ Pa s}^2/\text{ m}^6$	82
Figura 4.23 - Fator de amplificação (a), Média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $T = 9\text{ s}$ e turbina Wells com $k_W = 160\text{ Pa s/ m}^3$	83
Figura 4.24 - Séries temporais de potência pneumática para os casos com período de 9 s , turbina Wells com relação característica de 160 Pa s/ m^3 , alturas de 1 (a) e 2 m (b)	84
Figura 4.25 - Fator de amplificação (a), média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $T = 9\text{ s}$ e turbina de impulso com $k_I = 2.8\text{ Pa s}^2/\text{ m}^6$	85
Figura 4.26 - Fator de amplificação (a), média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $T = 9\text{ s}$, $H = 1.75$ e turbina Wells.	87
Figura 4.27 - Fator de amplificação (a), altura de pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $T = 9\text{ s}$, $H = 1.75$ e turbina de impulso.	
Figura 4.28 - Matriz energética das ondas que compõem o estado de mar hipotético.	90
Figura 4.29 - Produto entre a matriz energética e as frequências do estado de mar.	90
Figura 4.30 - Eficiência mecânica global do estado de mar da turbina Wells.	92
Figura 4.31 - Potências mecânicas extraídas da turbina Wells com diâmetro de 2.25 m	93

Figura 4.32 - Rotações otimizadas da turbina Wells com diâmetro de 2.25 m.	94
Figura 4.33 - Eficiência mecânica global média ponderada pela frequência da turbina de impulso.	96
Figura 4.34 - Potências mecânicas extraídas da turbina de impulso com diâmetro de 2.00 m.	96
Figura 4.35 - Rotações otimizadas da turbina de impulso com diâmetro de 2.00 m.	97

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Principais plantas de CAO.	28
Tabela 3.1 – Frequência porcentual das ondas incidentes pertencentes ao estado de mar	54
Tabela 3.2 - Relações características da turbina de impulso.....	58
Tabela 4.1 - Médias das séries temporais de pressão e potência pneumática para o caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/m ³	63
Tabela 4.2 - Médias das séries temporais de pressão e potência pneumática para o caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina de impulso com $k_I = 2.8$ Pa s ² /m ⁶	65
Tabela 4.3 - Variáveis estatísticas do parâmetro CAF dos casos estudados com turbina Wells.	71
Tabela 4.4 – Potência e frequência das ondas do estado de mar.	89
Tabela 4.5 - Potências mecânicas médias extraídas com a turbina Wells para cada onda e diâmetro.	91
Tabela 4.6 - Potência mecânica média para diferentes diâmetros da turbina de impulso.....	95

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLO	DESCRIÇÃO	UNIDADE
C	Celeridade	m/s
C_g	Velocidade de grupo	m/s
D	Diâmetro da turbina	m
E_L	Energia total por metro de crista	J/m
F_a	Fator de amplificação	
g	Aceleração da gravidade	m/s ²
H	Altura da onda	m
h	Profundidade do canal	m
k_t	Relação característica da turbina genérica	Pa s/m ³
k_W	Relação característica da turbina Wells	Pa s/m ³
K_W	Parâmetro adimensional da relação característica da turbina Wells	
k_I	Relação característica da turbina de impulso	Pa s ² /m ⁶
K_I	Parâmetro adimensional da relação característica da turbina	
L	Comprimento da onda	M
L_g	Comprimento do envelope	m
$\dot{m}$	Vazão mássica de ar	kg/s
N	Rotação da turbina	rad/s
p	Diferença de pressão entre os orifícios da turbina	Pa
p_w	Campo de pressão da onda	Pa
p_o	Pressão atmosférica	Pa
p_{rms}	Média RMS da série temporal de pressão	Pa
P_m	Potência mecânica extraída	W
P_p	Potência pneumática disponível	W

Q_t	Vazão volumétrica de ar pela turbina genérica	m^3/s
T	Período da onda	s
t	Tempo	s
u	Componente horizontal da velocidade	m/s
v	Componente vertical da velocidade	m/s
V	Volume da câmara	m^3
β_p	Eficiência pneumática	
β_m	Eficiência mecânica	
α_{mem}	Eficiência mecânica global do estado de mar	
γ	Razão entre calores específicos	
ζ	Deslocamento de uma partícula na horizontal	m
η	Elevação da superfície livre	m
k_o	Número de onda	rad/m
v	Volume específico	m^3/kg
ξ	Deslocamento de uma partícula na vertical	m
Π	Potência adimensional	
ρ	Massa específica	kg/m^3
ρ_0	Massa específica de referência	kg/m^3
σ	Frequência angular de onda	rad/s
ϕ	Vazão adimensional	
Φ_v	Função potência de velocidade	m^2/s
Ψ	Pressão adimensional	

1 INTRODUÇÃO

O crescente uso de energia de um país está intimamente relacionado ao desenvolvimento tecnológico e ao aumento do produto interno bruto do mesmo (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2008). Os países com maior obtenção de energia dominam o ranque da economia mundial, evidenciando a importância das pesquisas sobre fontes energéticas. A Figura 1.1 ilustra um possível cenário da demanda de energia elétrica em 2030, onde a sigla OECD refere-se ao grupo de países conhecido como Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico, do qual países como Estados Unidos da América e Canadá fazem parte.

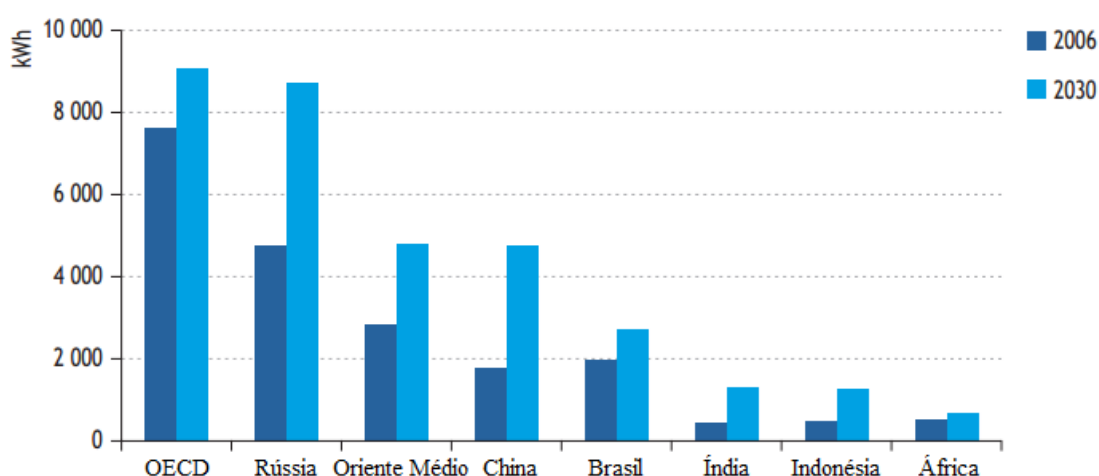


Figura 1.1 - Demanda anual de energia elétrica, per capita, por região (Adaptado de International Energy Agency. World Energy Outlook 2008. Pg.142)

Atualmente, os combustíveis fósseis formam as principais fontes de energia. Segundo a Agencia Internacional de Energia, a demanda de energia oriunda de produtos fósseis representará cerca de 80% da demanda total de energia em 2030 (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2008). Tal constatação deve-se à alta rentabilidade associada à extração e comercialização dos produtos fósseis. Todavia, o uso demasiado de combustíveis fósseis possui algumas desvantagens, tal como a produção de gases de efeito estufa (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2015). Os malefícios resultantes da queima de produtos fósseis tornam necessário o estudo sobre a obtenção de energia limpa e renovável, além do mais, os produtos fósseis são produtos esgotáveis. As ondas do mar apresentam-se como uma fonte energética complementar à extração de energia por fontes fósseis, uma vez que as ondas são fenômenos naturais, periódicos e abundantes.

Os oceanos apresentam sua energia distribuída em diversos fenômenos, podendo-se destacar as correntes marítimas, marés e ondas (ZULLAH et al., 2010). A extração da energia das correntes marítimas, marés e ondas é realizada através de equipamentos distintos, devido às particularidades de cada fenômeno. A energia oriunda das ondas, entre as demais formas de energia contida nos oceanos,

é a mais estudada ao redor do mundo. A grande desvantagem da energia das ondas está na grande aleatoriedade do fenômeno, de forma que as características da onda podem variar entre ondas sucessivas, entre regiões diferentes e ao longo do tempo (FALCÃO, 2010). A aleatoriedade do fenômeno ondulatório dificulta a otimização dos equipamentos de conversão de energia das ondas.

Os atuais equipamentos de conversão de energia das ondas não possuem viabilidade econômica, pois a energia derivada de usinas hidroelétricas e termoeletricas possui um menor custo por energia produzida. Dessa forma, torna-se necessário o investimento em novas pesquisas para que possa tornar o mercado das energias renováveis mais competitivo. Os equipamentos de extração da energia das ondas podem ser estudados através de modelos físicos e numéricos (TEIXEIRA et al., 2013). A principal dificuldade, envolvida nas pesquisas sobre a absorção da energia das ondas, está na formulação matemática e numérica do fenômeno, a qual é complexa e de difícil solução (FALCÃO, 2010). A elaboração do mecanismo de absorção é complexa, pois o sistema está sob influência de fenômenos estocásticos e sazonais. A variação da média do fluxo de energia incidente, como demais parâmetros estatísticos do fenômeno, pode ocorrer em minutos, horas, dias e meses (FALCÃO, 2010).

Os dispositivos de coluna de água oscilante (CAO) são os equipamentos mais investigados e utilizados na extração de energia das ondas (FALCÃO, 2010). Atualmente, diversos protótipos do dispositivo CAO estão instalados ao redor do mundo, em países como Portugal, Espanha, Noruega, Japão, Escócia e Índia (FALCÃO, 2010). Em Portugal, há um protótipo do dispositivo do tipo CAO (coluna de água oscilante) instalado na ilha de Pico, no qual é utilizado uma turbina Wells com capacidade de 500 kW. A província de Islay, na Escócia, possui uma planta de coluna de água oscilante com duas turbinas, sendo que cada turbina possui capacidade de gerar 250 kW (BRITO-MELO et al., 2002). No município de Mutriku, Espanha, há instalada uma planta de coluna de água oscilante sobre um quebra-mar. A planta disponibiliza à rede elétrica, anualmente, cerca de 600 MWh (TORRE-ENCISO et al., 2014).

Diversas investigações sobre os dispositivos CAO utilizam-se de metodologias que desprezam os efeitos de compressibilidade do ar, total ou parcialmente, como os estudos experimentais ou computacionais de dispositivos CAO em escala reduzida, ou simulações que não consideram os efeitos de compressibilidade por meio de modelos numéricos. O estudo dos efeitos de compressibilidade do ar é extremamente importante, uma vez que a eficiência do dispositivo depende do processo termodinâmico do ar.

O objetivo do presente trabalho consiste na análise dos efeitos de compressibilidade do ar no desempenho dos conversores de energia das ondas do tipo coluna de água oscilante (CAO). Os objetivos específicos são divididos em:

- Análise da influência dos parâmetros de onda (período e altura) e relação característica da turbina sobre os efeitos de compressibilidade do ar na câmara do CAO.
- Verificação do modelo Expedito e de sua aplicabilidade na estimação da potência mecânica.
- Investigação dos efeitos de compressibilidade do ar no dimensionamento do diâmetro de uma turbina Wells para um estado de mar hipotético.
- Dimensionamento do diâmetro de uma turbina de impulso, considerando os efeitos de compressibilidade do ar, para um estado de mar hipotético.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica é dividida em fundamentação teórica e estado da arte. O estado da arte apresenta algumas pesquisas relevantes sobre o dispositivo CAO, ressaltando questões importantes sobre o funcionamento do dispositivo e seus elementos construtivos.

2.1 Fundamentação teórica

A fundamentação teórica apresenta os conceitos fundamentais da mecânica das ondas progressivas de pequena amplitude e dos dispositivos de extração de energia das ondas mais populares.

2.1.1 Mecânica das ondas progressivas

O processo usual de formação das ondas de gravidade inicia-se no Sol. A radiação emitida pelo astro altera o gradiente de pressão atmosférica da Terra, resultando na movimentação de massas de ar (FALCÃO, 2010). Os ventos incidem sobre a superfície do mar, gerando as ondas de gravidade. A energia transferida à água depende da velocidade, do tempo de ação e da área de ação do vento (DEAN, DALRYMPLE, 1991). A propagação das ondas de água é possível mediante a ação da gravidade e tensão superficial sobre o corpo de água (HALLIDAY, WALKER, RESNICK, 2012). As ondas são normalmente descritas por meio dos parâmetros de comprimento de onda (L), altura de onda (H) e profundidade (h), os quais são ilustrados pela Figura 2.1. Tais parâmetros são usualmente utilizados na determinação de demais parâmetros, como o período de onda (T) e amplitude de onda acima do nível médio (a), e estão relacionados com variáveis como a elevação da superfície livre (η).

A velocidade com que a forma geométrica da onda monocromática viaja através da água, também conhecida como celeridade, é obtida por meio da equação (DEAN, DALRYMPLE, 1991):

$$C = \frac{L}{T} \quad (2.1)$$

onde C é a celeridade, L é o comprimento da onda e T é o período da onda.

As teorias e modelos matemáticos das ondas de gravidade são, em grande número, complexas. O principal propósito das teorias é descrever o campo de velocidade e o gradiente de pressão do escoamento ondulatório. A teoria clássica das ondas de gravidade é conhecida como Teoria linear ou Teoria das ondas de pequena amplitude. A abordagem matemática da Teoria Linear despreza a não linearidade do fenômeno, proporcionando uma solução matemática simplificada. Como consequência da linearização, os parâmetros e variáveis determinados pela Teoria linear apresentam erros, os quais

são proporcionais aos termos não-lineares ignorados na formulação da teoria (DEAN, DALRIMPLE, 1991).

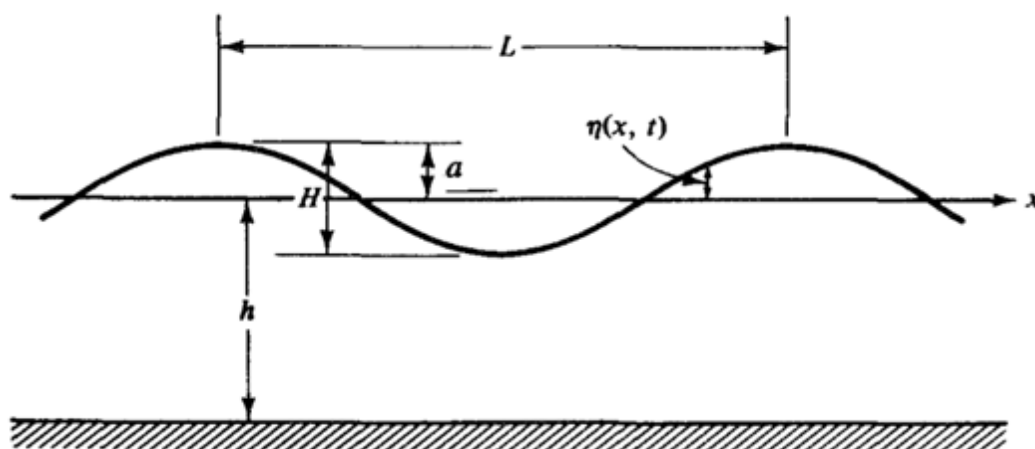


Figura 2.1 – Parâmetros de onda (Fonte: Adaptado de DEAN, R. G. Water wave mechanics for engineers and scientists. World Scientific Publishing, 1991).

A Teoria linear tem como objetivo a determinação dos campos de velocidade e o gradiente de pressão do escoamento ondulatório. Considerando um escoamento bidimensional, os campos de velocidade e o gradiente de pressão são dependentes de três variáveis: posição horizontal (x), posição vertical (z) e tempo (t). Admitindo um escoamento irrotacional, pode-se descrever os campos de velocidade através do gradiente de uma função potencial (ϕ_v), diminuindo o número de incógnitas. Sendo o escoamento incompressível, é possível utilizar a equação da continuidade conforme a equação dada por (DEAN, DALRIMPLE, 1991):

$$\nabla^2 \phi_v = 0 \quad (2.2)$$

A solução da função potencial é obtida através do método de separação de variáveis, aplicando as condições de contorno e periodicidade citadas a seguir:

- Condição de periodicidade: Consiste na característica periódica do fenômeno ondulatório ao longo do tempo e da direção de propagação.
- Condição de fundo horizontal, estático e impermeável: Restrição do escoamento quanto à propagação de matéria através da superfície plana, horizontal e imóvel que constitui o fundo do meio de propagação (TORRE-ENCISO, 2014).
- Condição dinâmica da superfície livre: Bernoulli com pressão atmosférica ao longo da superfície livre (DEAN; DALRIMPLE, 1991).

- Condição cinemática da superfície livre: Restrição do escoamento quanto à propagação do escoamento através da superfície livre, criando a divisão entre o ar e água (JOHNSON, 1997).

Após a aplicação das condições apresentadas anteriormente, a função potencial para uma onda progressiva pode ser descrita segundo a equação (DEAN; DALRIMPLE, 1991):

$$\phi_v = -\frac{Hg}{2\sigma} \frac{\cosh(k_o(h+z))\sin(k_o x - \sigma t)}{\cosh(k_o h)} \quad (2.3)$$

onde H é a altura da onda, g é a aceleração da gravidade, σ é a frequência angular da onda ($2\pi/T$), h é a profundidade do canal, k_o é o número de onda ($2\pi/L$), z é a posição vertical a partir da superfície livre em repouso, x é a posição horizontal e t é o tempo.

A elevação da superfície livre, obtida através da condição dinâmica da superfície livre, é apresentada por (DEAN, DALRIMPLE, 1991):

$$\eta = \frac{H}{2} \cos(k_o x - \sigma t) \quad (2.4)$$

onde η é a elevação da superfície livre da onda.

Empregando a condição de contorno cinemática da superfície livre, obtém-se a relação entre o número de onda e a frequência angular de onda, conhecida como equação da dispersão, a qual é dada por (DEAN; DALRIMPLE, 1991):

$$\sigma^2 = k_o g \tanh(k_o h) \quad (2.5)$$

Em problemas de engenharia naval, costeira e portuária, é corriqueira a estimação dos campos de velocidade e dos gradientes de pressão dos escoamentos envolvidos em cada problema analisado. Através dos campos de velocidade e gradientes de pressão, é possível determinar os esforços estáticos e dinâmicos sobre estruturas imersas no escoamento. Os campos de velocidade são obtidos através do gradiente da função potencial (DEAN; DALRIMPLE, 1991), sendo dados por:

$$u = \frac{H\sigma}{2} \frac{\cosh(kh + kz)}{\sinh(kh)} \cos(kx - \sigma t) \quad (2.6)$$

$$v = \frac{H\sigma}{2} \frac{\sinh(kh + kz)}{\sinh(kh)} \sin(kx - \sigma t) \quad (2.7)$$

onde u e v são as velocidades na horizontal e vertical, respectivamente. A Figura 2.2 ilustra características importantes do campo de velocidade. Nota-se que as componentes verticais e

horizontais máximas estão defasadas em 90°. Em outras palavras, não ocorre a situação onde ambas as componentes do vetor velocidade atingem seus valores máximos.

O gradiente de pressão hidrostática é determinado através da equação de Bernoulli (DEAN, DALRIMPLE, 1991), resultando em:

$$p_w = -\rho g z + \frac{\rho g H}{2} \frac{\cosh(k_o h + k_o z)}{\cosh(k_o h)} \cos(k_o x - \sigma t) \quad (2.8)$$

onde p_w é a pressão abaixo da superfície livre da onda e ρ é a massa específica da água. O primeiro termo representa a pressão hidrostática, enquanto que o segundo termo representa a pressão dinâmica. O gradiente de pressão é ilustrado pela Figura 2.3. O gradiente de pressão está em fase com a elevação da superfície livre, sendo o fundo do canal o local com as maiores pressões em um determinado tempo e posição horizontal.

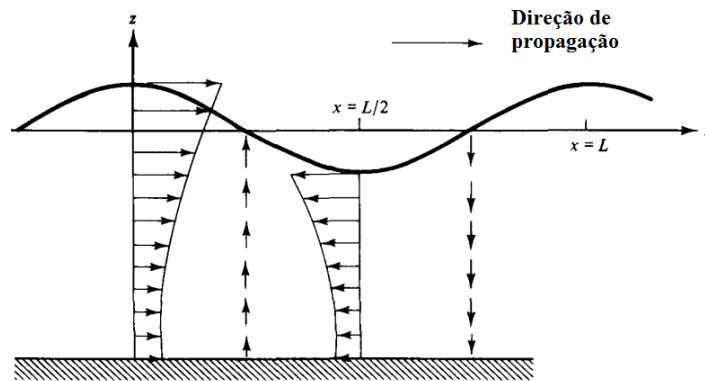


Figura 2.2 – Ilustração do campo de velocidades em uma onda progressiva (Adaptado de: DEAN; DALRIMPLE, 1991).

O deslocamento de uma massa de água após a passagem de uma onda, de baixa declividade, é praticamente nulo (ALFREDINI; ARASAKI, 2009). As simplificações realizadas na obtenção das equações resultam na ausência do transporte efetivo das partículas. As partículas percorrem o espaço em movimentos cíclicos, completando uma trajetória fechada (DEAN; DALRIMPLE, 1991).

Os deslocamentos verticais e horizontais são obtidos através da integração das velocidades no tempo. Os deslocamentos de uma partícula, ao redor de uma determinada posição, são dados por (DEAN; DALRIMPLE, 1991):

$$\zeta = \frac{-H}{2} \frac{\cosh(kh + kz)}{\sinh(kh)} \sin(kx - \sigma t) \quad (2.10)$$

$$\xi = \frac{H}{2} \frac{\sinh(kh + kz)}{\sinh(kh)} \cos(kx - \sigma t) \quad (2.11)$$

onde ζ é o deslocamento horizontal e ξ é o deslocamento vertical. A trajetória da partícula pode ser visualizada através da ilustração apresentada pela Figura 2.4.

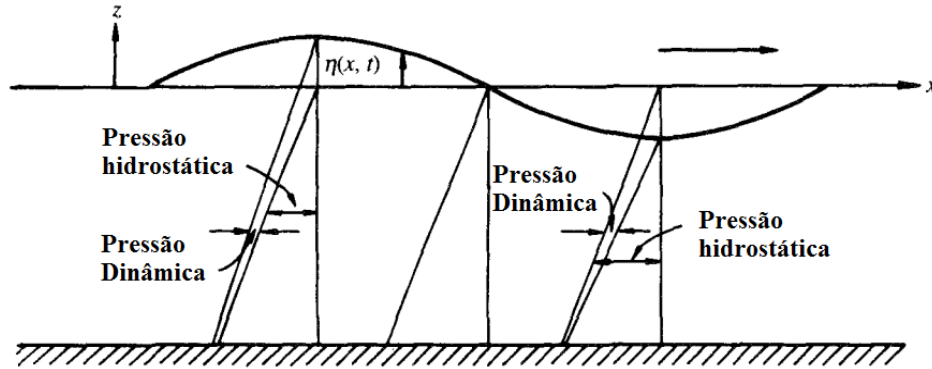


Figura 2.3 - Ilustração do campo de pressão em uma onda progressiva (Adaptado de: DEAN; DALRIMPLE, 1991).

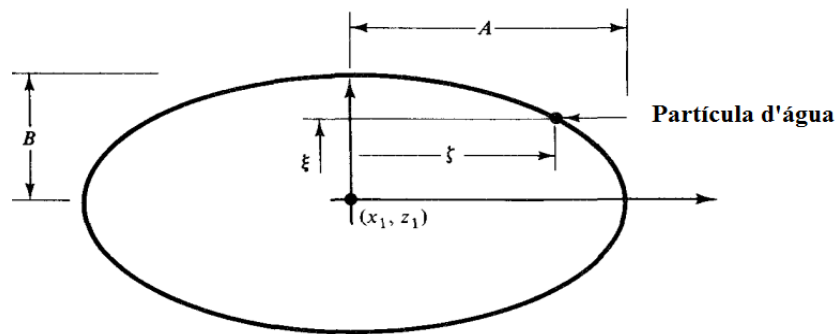


Figura 2.4 – Trajetória percorrida por uma partícula em uma onda progressiva (Adaptado de: DEAN; DALRIMPLE, 1991).

A forma geométrica da trajetória da partícula é definida pelos campos de velocidade e depende da relação entre a profundidade do canal e o comprimento de onda. A Figura 2.5 apresenta a variação da forma da trajetória de acordo com a profundidade do canal. Através da razão entre a profundidade (h) e o comprimento de onda (L), classifica-se a propagação das ondas em águas rasas ($h/L < 0.05$) águas intermediárias ($0.05 < h/L < 0.5$) ou águas profundas ($h/L > 0.50$).

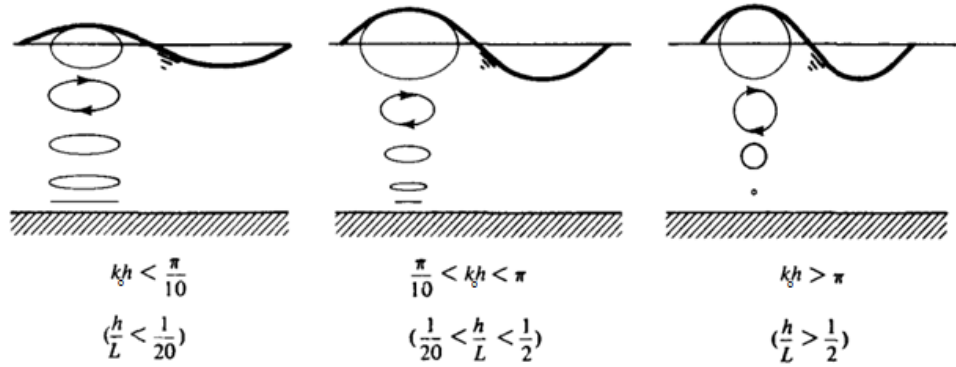


Figura 2.5 – Forma geométrica da trajetória de uma partícula em uma onda progressiva (Fonte: DEAN; DALRIMPLE, 1991).

As ondas progressivas modeladas pela Teoria linear não possuem o fenômeno de transporte de matéria, porém as ondas transportam energia (DEAN; DALRIMPLE, 1991). A energia contida em uma onda é composta pelo menos por duas parcelas: energia potencial gravitacional e energia cinética. A energia total de uma onda por metro de frente de onda é apresentada pela equação (DEAN; DALRIMPLE, 1991):

$$E_L = \frac{\rho g L H^2}{8} \quad (2.12)$$

onde E_L é a energia por metro de frente de onda, ρ é a massa específica da água, L é o comprimento da onda e H é a altura da onda.

A velocidade de transferência da energia contida nas ondas de gravidade é denominada velocidade de grupo (C_g). A velocidade de grupo torna-se aparente quando há um conjunto de ondas com períodos próximos, propagando-se em determinada direção, como é ilustrado pela Fig. 2.7.

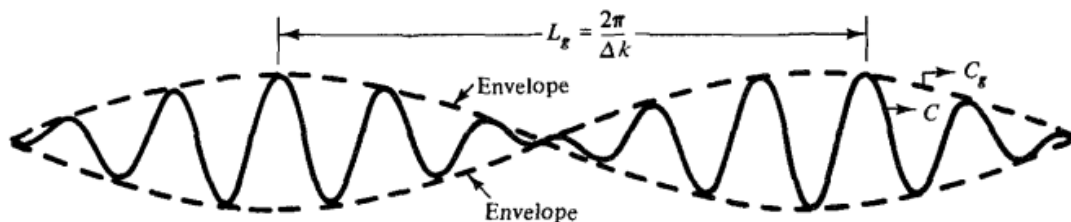


Figura 2.6 – Grupo de ondas (Adaptado de: DEAN; DALRIMPLE, 1991).

O fluxo de energia por metro de crista e a velocidade de grupo são dados por (DEAN; DALRIMPLE, 1991):

$$\bar{\mathcal{F}} = E_L C_g \quad (2.13)$$

$$\frac{C_g}{C} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{2k_o h}{\sinh(2k_o h)} \right) \quad (2.14)$$

onde $\bar{\mathcal{F}}$ é o fluxo de energia por metro de crista, C_g é a velocidade de grupo, C é a celeridade, k_o é o número de onda e h é a profundidade do canal. A velocidade de grupo apresenta características assintóticas para ondas propagando-se em águas rasas ($C_g = C$) e águas profundas ($C_g = C / 2$).

2.1.2 Dispositivos conversores de energia das ondas

Os sistemas de conversão de energia das ondas estão expostos a ambientes agressivos (FALCÃO, 2010), principalmente quanto à corrosão e fadiga mecânica. A variação do fluxo energético exige um complexo estudo quanto à escolha do equipamento, uma vez que os parâmetros de onda, tais como altura e período, são variáveis ao longo do tempo e região, além dos fatores estocásticos envolvidos. Os equipamentos de conversão de energia das ondas podem ser classificados de acordo com o princípio de funcionamento em:

- Corpos oscilantes
- Galgamento
- Coluna de água oscilante (CAO)

Yoshio Masuda, considerado por muitos como o pai da tecnologia de conversão de energia das ondas, possui estudos sobre a absorção de energia das ondas desde 1940. Nas primeiras décadas de seus estudos, Masuda desenvolveu boias de navegação que utilizavam a energia das ondas como fonte energética (FALCÃO, 2010). Em 1976, motivado pelos resultados positivos dos trabalhos anteriores, Masuda proveu a construção de uma embarcação alimentada por diversos dispositivos do tipo CAO, conhecida como Kaimei (FALCÃO, 2010). A crise do petróleo da década de 70 acelerou os investimentos em pesquisas sobre energias renováveis ao redor do mundo, resultando na criação de centros de pesquisa voltados às energias renováveis.

O conceito do equipamento de coluna de água oscilante foi inventado pelo japonês Yoshio Masuda, em meados do século XX (FALCÃO, HENRIQUES, 2015). A primeira aplicação do conceito deu-se em boias de navegação, as quais necessitavam de um sistema independente de geração de energia. As boias possuíam turbinas unidirecionais, necessitando de um sistema de válvulas retificadoras. Masuda participou da criação de uma embarcação que possuía 17 equipamentos do tipo CAO, tornando-se o maior equipamento a utilizar energia oriunda das ondas na década de 80 (FALCÃO, HENRIQUES, 2015). A crise do petróleo fomentou a criação de centro de

pesquisas em energias renováveis espalhados pela Europa. O laboratório nacional de engenharia da Escócia está entre os primeiros centros de pesquisa a desenvolver um protótipo do equipamento CAO instalado sobre a costa (FALCÃO, HENRIQUES, 2015). A partir de 1991, houve a inclusão dos dispositivos de absorção de energia de ondas nos programas de pesquisa e desenvolvimento em energias renováveis, da Europa (FALCÃO, HENRIQUES, 2015).

O dispositivo de coluna de água oscilante pode ser classificado em fixo ou flutuante. Os equipamentos flutuantes são aplicáveis em regiões offshore, enquanto que os dispositivos fixos são aplicados ao longo das costas ou estruturas costeiras próximas à costa, como em quebra-mares. O dispositivo CAO é, normalmente, composto por: câmara de ar, conjunto de válvulas, dutos, turbina e gerador elétrico. Quando trata-se de equipamentos fixos, as câmaras são parcialmente submersas, abertas em sua extremidade inferior, feitas de concreto ou aço (FALCÃO, 2010), como é ilustrado pela Figura 2.7.

Ao transpassar o plano formado pela parede frontal da câmara, a onda movimentada a superfície livre dentro do dispositivo. O movimento da superfície provoca a compressão ou expansão do ar contido na câmara. A diferença de pressão entre o interior da câmara e a atmosfera provoca o transporte de ar através de uma ou mais turbinas. A Figura 2.8 ilustra a movimentação da superfície livre, assim como a entrada e saída de ar, no interior da câmara, em resposta à onda incidente.

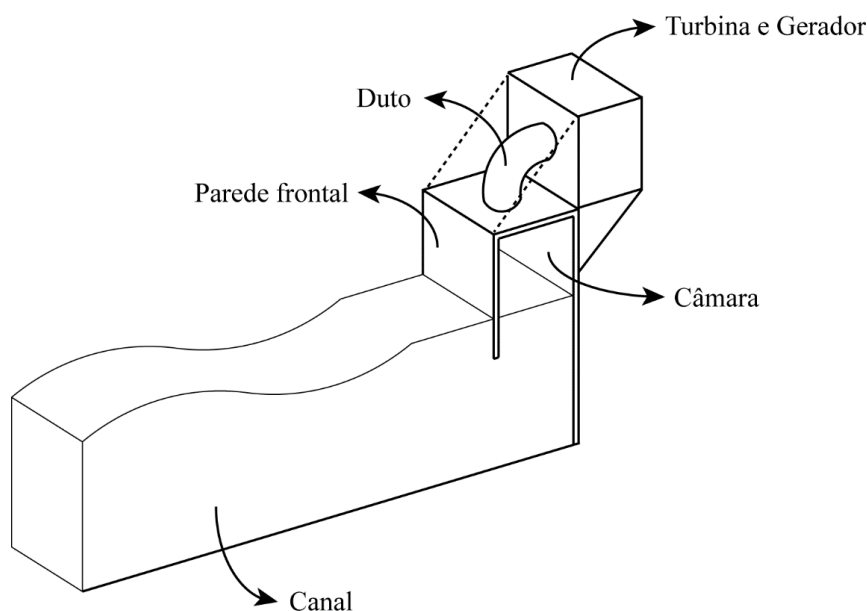


Figura 2.7 – Equipamento de coluna d'água oscilante.

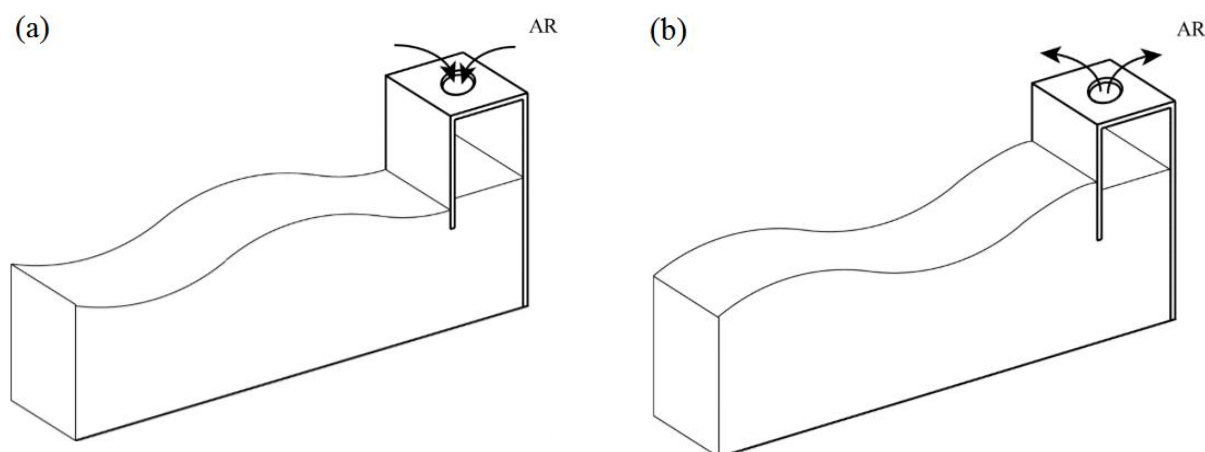


Figura 2.8 - CAO em processo de inalação (a) e exalação (b).

A turbina é conectada à câmara através de dutos, podendo ser acoplada à uma válvula controladora de vazão. As válvulas podem ser posicionadas em série ou em paralelo em relação à turbina, dependendo do tipo de controle de pressão que se deseja realizar. O gerador elétrico é acoplado ao eixo da turbina, convertendo energia mecânica em energia elétrica. As turbinas Wells são as mais utilizadas em equipamentos do tipo CAO, pois são turbinas relativamente simples e auto retificadoras, ou seja, o sentido de rotação das turbinas Wells é indiferente ao sentido do escoamento (FALCÃO, 2010). Frequentemente, utiliza-se válvulas acopladas em série, ou em paralelo, objetivando o aumento da eficiência da turbina (FALCÃO, JUSTINO, 1999). A turbina impulso apresenta-se como uma opção à turbina Wells, possuindo vantagens e desvantagens. A turbina impulso pode apresentar maiores níveis de eficiência média para estados de mar com diversas frequências de onda, distribuídas homogeneamente ou próximas disso, pois a sensibilidade da eficiência em relação à frequência de excitação é inferior quando comparada à turbina Wells (PEREIRAS et al., 2015). O princípio de funcionamento da turbina impulso proporciona perdas de energia em decorrência do direcionamento do escoamento na entrada do rotor, uma vez que o rotor das turbinas do tipo impulso não são auto retificadores. Todavia, pode-se utilizar pás direcionadoras moveis, proporcionando um direcionamento do escoamento mais eficiente em ambos os sentidos de escoamento.

As iniciativas criadas, pelos programas de pesquisa e desenvolvimento em energias renováveis propiciaram a construção de plantas de CAO em diversos locais, como na ilha de Pico, em Portugal, e na ilha de Islay, na Escócia. A Tabela 2.1 apresenta a localização, país e potência de algumas plantas existentes (JOSSET E CLÉMENT, 2007). Os dispositivos do tipo CAO estão, possivelmente, entre os equipamentos mais desenvolvidos na área de obtenção de energia das ondas (FALCÃO, 2002), devido às vantagens construtivas e de manutenção do equipamento.

Tabela 2.1 – Principais plantas de CAO (Adaptado de: JOSSET; CLÉMENT, 2007).

Tipo	Localização	País	Capacidade (kW)
Onshore	Pico	Portugal	400
Onshore	Mutriku	Espanha	296
Onshore	Islay	Escócia	500
Onshore	Toftestallen	Noruega	500
Onshore	Kujukuri	Japão	30
Onshore	Vizhinjam Harbour	Índia	150

A planta de PICO, apresentada pela Figura 2.9, está localizada em um canal natural no Porto do Cachorro, arquipélago dos Açores, em Portugal (MATOS et al., 2015). A instalação é uma planta piloto, ou seja, a planta de Pico é uma instalação experimental de captação de energia das ondas. A principal planta instalada na Escócia, conhecida como LIMPET, foi construída sobre uma rocha natural ao longo da costa, e possui uma turbina do tipo Wells contra-rotativa. A Figura 2.10 apresenta a planta LIMPET. A localização da planta escocesa apresenta uma média anual de energia das ondas por metro de crista em torno de 20 kW/m, a uma profundidade de 10 m, além de outras vantagens como a proximidade à uma rede elétrica e fácil acesso para manutenção.



Figura 2.9 - Planta de Pico (Fonte: FALCÃO; HENRIQUES, 2015).

No município espanhol de Mutriku, há uma planta de CAO instalada sobre um quebra-mar, a qual é apresentada pela Figura 2.11 (TORRE-ENCISO, 2014). O quebra-mar de Mutriku recebeu uma planta de CAO, ao invés de outro equipamento de absorção de energia das ondas, devido à facilidade de incorporação do mesmo, não necessitando de grandes alterações na estrutura, além de que o funcionamento do sistema de captação de energia não prejudica a finalidade primária da obra

(TORRE-ENCISO, 2014). A instalação de uma planta sobre uma obra pré-existente diminuí os gastos de construção, além de facilitar o acesso local para atividades de manutenção e operação (FALCÃO, 2010).



Figura 2.10 - Planta LIMPET (Fonte: FALCÃO; HENRIQUES, 2015).



Figura 2.11 – Planta de Mutriku (Fonte: TORRE-ENCISO et al., 2009).

A localização da planta é crucial na obtenção de bons níveis de geração de energia (TORRE-ENCISO, 2014), pois o ângulo de incidência de onda, acompanhado de parâmetros como a profundidade do solo a frente da câmara, podem diminuir a eficiência do equipamento OWC.

2.1.3 Turbinas empregadas em dispositivos CAO

As turbinas são equipamentos responsáveis pela extração da energia mecânica contida em escoamentos. As turbinas podem ser classificadas em turbinas de reação ou turbinas de ação (PEREIRAS et al., 2015). As turbinas de ação baseiam-se na conservação da quantidade de movimento do volume de controle que engloba a turbina. As pás do rotor alteram a direção do escoamento, alterando consequentemente a quantidade de movimento do escoamento. As turbinas de reação baseiam-se no princípio de Bernoulli, de maneira que o trabalho realizado pelo escoamento, sobre o rotor, deve-se à diferença de pressão estática ao longo das pás do rotor. Nos equipamentos de coluna de água oscilante, normalmente emprega-se as turbinas dos tipos Wells (turbina de reação) e de impulso (turbina de ação). A escolha sobre qual turbina utilizar depende, principalmente, do estado de mar da região em interesse, porém, questões como ruído e manutenção também são importantes (FALCÃO; HENRIQUES, 2015).

A turbina Wells compõe a maior parcela entre as turbinas utilizadas em equipamentos de coluna de água oscilante (SETOGUCHI et al, 2001). A Figura 2.12 exhibe uma geometria conceitual do rotor de uma turbina Wells (SETOGUCHI; TAKAO, 2006).

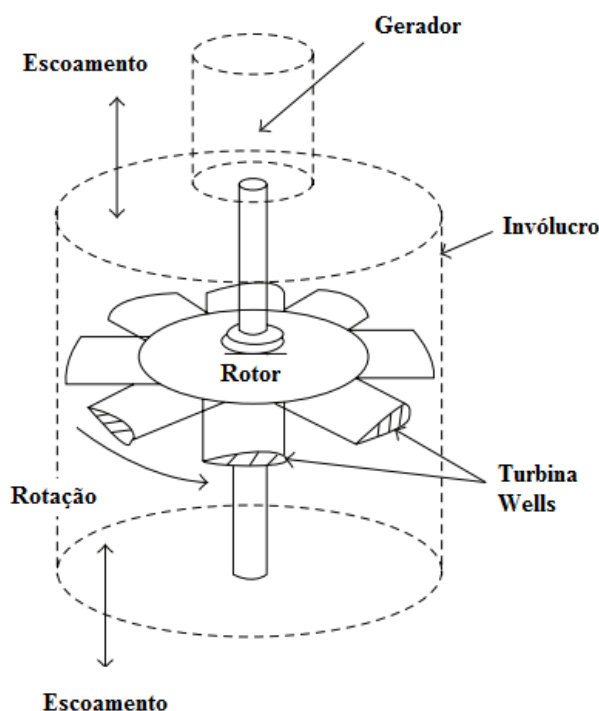


Figura 2.12 – Geometria característica do rotor de uma turbina Wells (Adaptado de: TAKAO; SETOGUCHI, 2012).

O escoamento de ar adentra através de uma das secções da turbomáquina, passando pelo distribuidor, caso haja, e rotor. O escoamento tem sua pressão diminuída gradativamente ao longo do rotor, o qual encontra-se totalmente imerso. O fenômeno físico pertinente à extração de energia é a mudança da quantidade de movimento do fluido (SETOGUCHI et al., 2002).

A turbina Wells possui uma relação praticamente linear entre a vazão volumétrica e a queda de pressão através do rotor, dada por (SHENG et al., 2013):

$$p = k_W Q_t \quad (2.15)$$

onde p é diferença de pressão entre as extremidades de entrada e saída da turbina, k_W é a relação característica da turbina Wells e Q_t é a vazão volumétrica através da turbina.

A potência mecânica extraída pela turbina Wells é limitada pela perda de sustentação das pás do rotor, fenômeno conhecido como *stall* (TORRES et al., 2016). O *stall* dificulta o dimensionamento e operação das turbinas do tipo Wells, pois um pequeno incremento na vazão volumétrica, acima da vazão ótima, pode ocasionar o *stall* (BRITO-MELO et al., 2002). A perda de sustentação pode ser evitada por meio do controle sobre a frequência de rotação do rotor ou através da utilização de pás direcionadoras de escoamento. Simulações numéricas demonstram que o emprego de válvulas de alívio possibilita a utilização de rotores com diâmetros menores, além de aumentar a potência média absorvida (FALCÃO, JUSTINO, 1999). A diminuição do rotor, assim como a diminuição da velocidade de rotação, promove a redução dos custos de fabricação e manutenção das turbinas.

As turbinas do tipo impulso geralmente possuem diâmetros maiores, e frequências de rotação menores, em relação às turbinas do tipo Wells. A rotação de uma turbomáquina está intimamente relacionada ao nível de ruído e desgaste mecânico da mesma. Assim, quanto maior for a frequência de rotação, maior será o ruído e o desgaste mecânico da turbina, fato que contribui positivamente na escolha de uma turbina do tipo impulso. A relação entre a vazão volumétrica e a diferença de pressão é quadrática, podendo ser escrita como (SHENG et al., 2013):

$$p = k_I Q_t^2 \quad (2.16)$$

onde p é a diferença de pressão estática entre os orifícios de entrada e saída da turbina, k_I é a relação característica da turbina de impulso e Q_t é a vazão volumétrica de ar através da turbina.

A eficiência máxima da turbina impulso é geralmente inferior em relação à turbina Wells. Em contrapartida, a turbina de impulso apresenta uma faixa de vazão operacional maior, o que possibilita algumas vantagens em determinados estados de mar, além de não apresentarem o fenômeno *stall* (FALCÃO, HENRIQUES, 2015). As turbinas impulso podem apresentar injetores, ou pás direcionadoras de escoamento, para que haja o direcionamento eficiente do escoamento de ar, aumentando a eficiência do equipamento (FALCÃO, HENRIQUES, 2015). Devido à característica oscilatória do escoamento de ar nos equipamentos CAO, os injetores podem ser móveis, adaptando-se ao sentido do escoamento ou fixos (SETOGUCHI et al, 2001).

A Figura 2.13 ilustra o rotor de uma turbina impulso. A direção do escoamento através da turbina é ilustrada pela Figura 2.14. O escoamento transfere parte de sua quantidade de movimento

ao rotor. O rotor não apresenta variação significativa de pressão estática ao longo das pás (PEREIRAS et al., 2015). Os equipamentos de coluna de água oscilante aceitam diversos tipos construtivos e operacionais de turbinas.

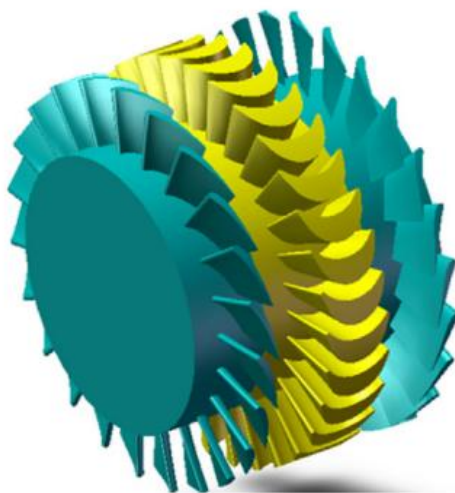


Figura 2.13 - Rotor de uma turbina impulso (Fonte: Falcão, 2013)

Falcão, Gato e Nunes (2013) propõem um novo conceito de turbina radial, denominada turbina biradial, ilustrada pela Figura 2.15. As turbinas biradiais apresentam-se como uma alternativa às turbinas Wells e impulso. Porém, ainda prevalece uma grande escassez de pesquisas sobre a turbina biradial (SETOGUCHI, 2002). A performance da turbina foi obtida, considerando os efeitos viscosos, através de simulações (FALCÃO et al., 2013).

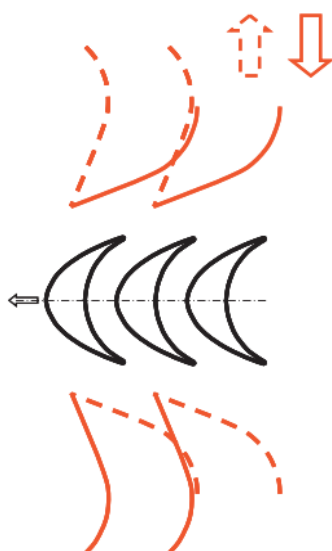


Figura 2.14 - Ilustração do escoamento através das pás do rotor (Fonte: Falcão, 2015)

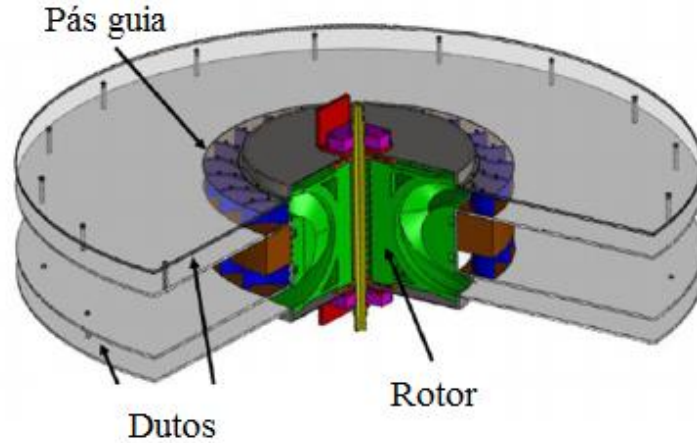


Figura 2.15 - Turbina Biradial (Fonte: Falcão, 2013).

As análises realizadas por Falcão, Gato e Nunes (2013) mostram que a turbina biradial apresenta boa eficiência, sendo superior às demais turbinas radiais, e também apresenta uma faixa de rotação operacional maior que a turbina Wells.

A potência pneumática para as turbinas Wells e de impulso é obtida através do produto entre a diferença de pressão e a vazão volumétrica (SHENG et al., 2013):

$$P_p = p Q_t \quad (2.17)$$

onde P_p é a potência pneumática, p é a diferença de pressão entre as extremidades de entrada e saída da turbina e Q_t é a vazão volumétrica de ar através da turbina. A potência mecânica das turbinas pode ser obtida por meio do parâmetro de eficiência mecânica e da potência pneumática disponível, sendo expressa por:

$$P_m = \beta_m P_p \quad (2.18)$$

onde P_m é a potência mecânica e β_m é a eficiência mecânica. A eficiência mecânica pode ser determinada através de curvas adimensionais de eficiência, desenvolvidas por pesquisadores ou fabricantes, utilizando os princípios de semelhança das turbomáquinas (TORRES, 2015).

As equações adimensionais da vazão volumétrica, diferença de pressão estática e potência mecânica, obtidas por meio do Teorema Pi de Buckingham, possibilitam a criação de famílias de equipamentos. Uma família de turbomáquinas representa um conjunto de equipamentos que apresentam as mesmas relações entre seus parâmetros adimensionais, com os quais é possível realizar análises de semelhança entre as turbinas (SETOGUCHI, 2002). A análise de semelhança permite, por exemplo, estimar as curvas de diferença de pressão versus vazão volumétrica para turbinas de mesma família, porém, com valores distintos de diâmetro e rotação da turbina (CORVELO, 2011). As

equações adimensionais de diferença de pressão e vazão volumétrica e potência mecânica são expressas por (FOX et al., 2009):

$$\Pi = \frac{P_m}{\rho \omega^3 D^5} \quad (2.19)$$

$$\Psi = \frac{p}{\rho \omega^2 D^2} \quad (2.20)$$

$$\phi = \frac{Q_t}{\omega D^3} \quad (2.21)$$

onde Π , Ψ e ϕ são os parâmetros adimensionais de potência mecânica, pressão estática e vazão volumétrica, respectivamente; P_m é a potência mecânica extraída pela turbina, ρ é a massa específica do ar, ω é a velocidade angular do rotor, D é o diâmetro do rotor, p é diferença de pressão entre as extremidades de entrada e saída da turbina e Q_t é a vazão volumétrica de ar pela turbina.

A Figura 2.16 ilustra as curvas adimensionais de uma turbina Wells, obtidas experimentalmente (CORVELO, 2011), as quais relacionam a potência mecânica adimensional e a diferença de pressão adimensional com vazão adimensional. A relação característica da turbina Wells relaciona-se aos parâmetros adimensionais por meio da expressão (TORRES, 2015):

$$k_W = K_W \rho_o \frac{N}{D} \quad (2.22)$$

onde k_W é a relação característica da turbina Wells, K_W é relação característica adimensional da turbina Wells, ρ_o é massa específica de referência do escoamento através da turbina, N é a rotação do rotor e D é o diâmetro da turbina. A relação característica adimensional da turbina Wells ($K_W = \Psi/\phi$) é o coeficiente angular da reta apresentada Figura 2.16(b).

A Figura 2.17 ilustra as curvas adimensionais de uma turbina impulso, obtidas experimentalmente (CORVELO, 2011). Diferentemente da turbina Wells, a turbina impulso apresenta uma relação quadrática entre a diferença de pressão adimensional e a vazão volumétrica adimensional. A relação característica da turbina impulso relaciona-se aos parâmetros adimensionais por meio da expressão:

$$k_I = K_I \frac{\rho_o}{D^4} \quad (2.23)$$

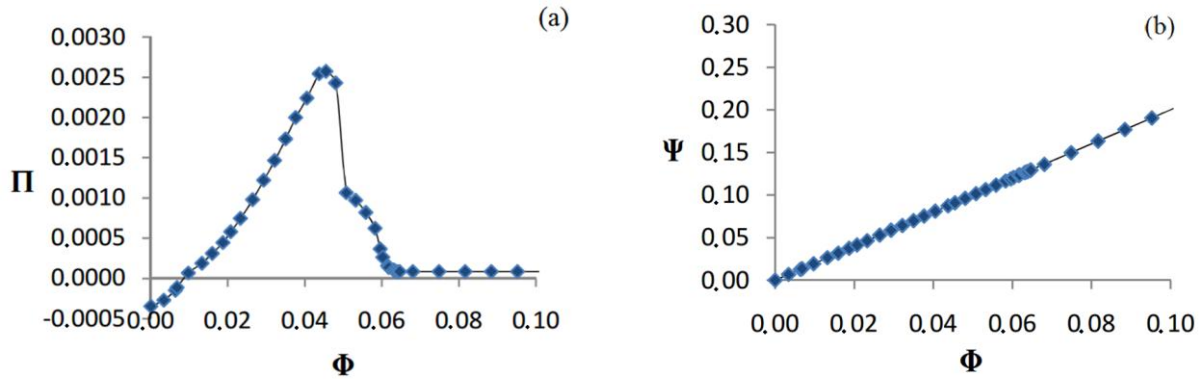


Figura 2.16 – Curvas adimensional de potência versus vazão (a) e pressão versus vazão (b) de uma turbina Wells (Adaptado de: CORVELO, 2011).

onde k_I é a relação característica da turbina impulso, K_I é relação característica adimensional da turbina impulso, ρ_o é massa específica de referência do escoamento através da turbina e D é o diâmetro da turbina. A relação característica adimensional da turbina impulso ($K_I = \Psi/\phi^2$) é o coeficiente que multiplica o termo quadrático da curva apresentada pela Figura 2.17(b).

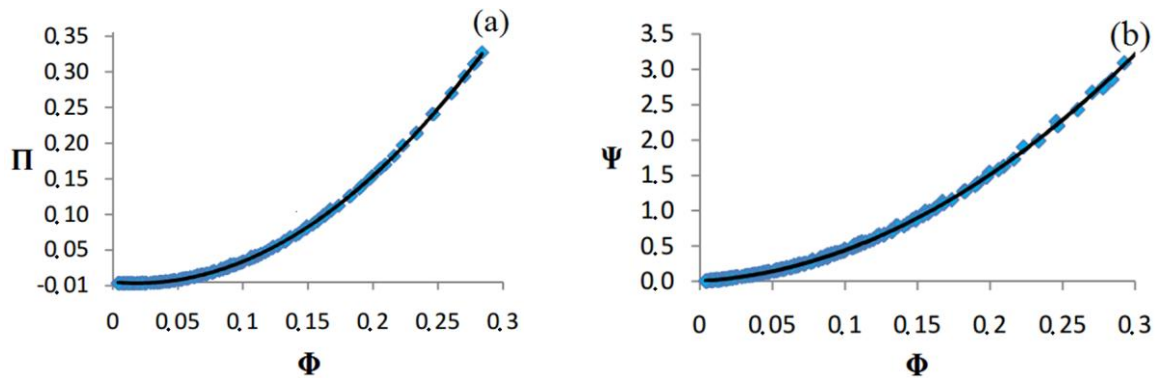


Figura 2.17 – Curvas adimensional de potência versus vazão (a) e pressão versus vazão (b) de uma turbina de impulso (Adaptado de: CORVELO, 2011).

2.1.4 Modelo Expedito

O Modelo Expedito apresenta-se como uma poderosa ferramenta nos estudos de otimização da relação característica da turbina Wells, sendo aplicado exclusivamente aos dispositivos de extração de energia das ondas do tipo CAO (TORRES, 2015). O Modelo Expedito realiza a estimação da potência pneumática média e potência mecânica média extraída pela turbina Wells. A essência do Modelo Expedito está na quase imutabilidade do fator de amplificação composto (CAF) quanto a relação característica da turbina (TORRES et al., 2017). Os casos que diferenciam-se apenas na relação característica da turbina apresentam, praticamente, o mesmo valor para o parâmetro CAF . O parâmetro CAF é determinado por meio das alturas das séries temporais de elevação da superfície

livre e pressão estática, no interior da câmara do dispositivo CAO, oriundas de simulação numérica, conforme a equação (TORRES et al., 2017):

$$CAF = \frac{H_\eta + H_p}{H} \quad (2.24)$$

onde H_η é a altura da série temporal de elevação da superfície livre, no interior da câmara; H_p é a altura da série temporal de pressão estática, em metros de coluna de água, no interior da câmara e H é a altura da onda incidente.

Torres et al. (2017) propõem uma metodologia especial para a obtenção do parâmetro CAF , denominada calibração. Na aplicação da metodologia de calibração, determina-se uma série temporal de elevação da superfície livre, definida por uma função senoidal monocromática, que proporcione o mesmo valor de potência pneumática média do caso para o qual deseja-se determinar o parâmetro CAF . A amplitude da série temporal senoidal de elevação da superfície livre é obtida por meio de um algoritmo de busca exaustiva, o qual utiliza um modelo numérico dos processos pneumáticos da câmara (inalação e exalação de ar através da turbina) do dispositivo CAO na determinação da respectiva série temporal de pressão no interior da câmara e da potência pneumática média. Assim, utiliza-se a altura da série temporal senoidal de elevação da superfície livre e a altura da respectiva série temporal de pressão no interior da câmara, determinadas pelo algoritmo, na determinação do parâmetro CAF .

Torres et al. (2017) realiza a verificação do comportamento do parâmetro CAF para um dispositivo CAO fixo de paredes verticais e turbina Wells, desconsiderando os efeitos de compressibilidade do ar. A Figura 2.18 ilustra o comportamento do parâmetro CAF quanto à altura de onda, período de onda e relação característica da turbina Wells. Percebe-se que o parâmetro CAF é pouco sensível à relação característica da turbina, enquanto que o período da onda exerce grande influência sobre o parâmetro.

Em posse do parâmetro CAF de determinado caso, pode-se determinar a potência pneumática média e a potência mecânica média para outros casos, os quais diferenciam-se apenas no valor da relação característica da turbina, utilizando apenas o modelo Expedito. O algoritmo utilizado na determinação das potências médias é semelhante ao algoritmo de calibração, pois utiliza o mesmo modelo numérico dos processos pneumáticos da câmara do dispositivo CAO e o mesmo modelo numérico da turbina Wells. O algoritmo realiza uma busca exaustiva da amplitude da série temporal senoidal de elevação da superfície livre que proporcione o mesmo valor de CAF do caso utilizado no processo de calibração. Em outras palavras, o parâmetro CAF depende da série temporal de pressão, a qual depende da série temporal de elevação da superfície livre e da relação característica da turbina, mediante o modelo dos processos pneumáticos. Portanto, busca-se a amplitude da série temporal

senoidal de elevação da superfície livre que proporcione o CAF de interesse e então calcula-se as potências médias associadas à relação característica da turbina em questão.

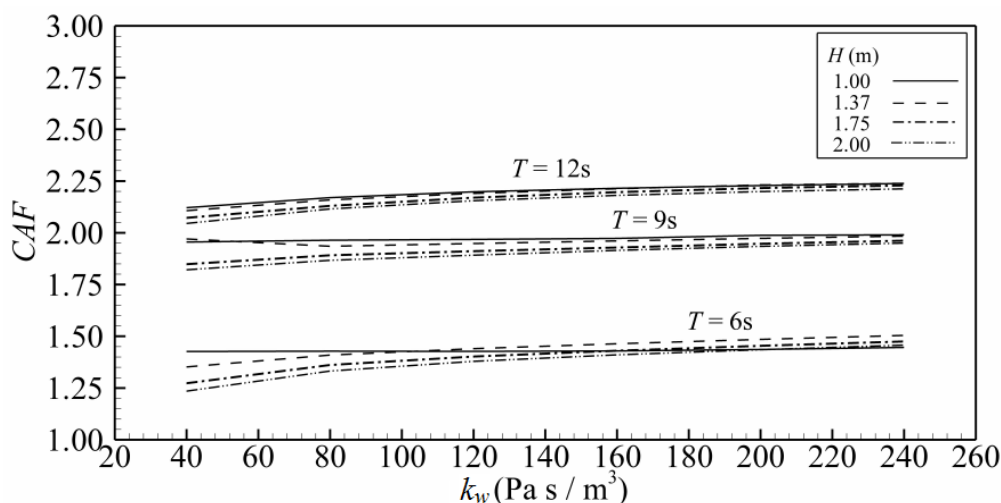


Figura 2.18 - Comportamento do parâmetro CAF , para diversas as ondas, em relação à relação característica da turbina (Adaptado de: Torres et al., 2017)

A grande contribuição do modelo Expedito encontra-se na redução do número de casos a serem simulados nos estudos de otimização da potência mecânica dos dispositivos CAO por meio do dimensionamento do diâmetro e da rotação da turbina Wells (TORRES et al., 2017). A relação característica da turbina está relacionada com o diâmetro e a rotação da turbina de acordo com a equação (2.22).

2.2 Estado da arte

O estado da arte divide-se em estado da arte dos dispositivos de coluna de água oscilante e estado da arte das turbinas utilizadas nos dispositivos de coluna de água oscilante.

2.2.1 Dispositivo CAO

A partir da metade do século XX até os dias de hoje, foram desenvolvidas diversas pesquisas sobre os equipamentos de coluna de água oscilante. Falcão (2010) publicou uma revisão sobre as tecnologias disponíveis na utilização da energia das ondas, onde uma breve história do equipamento CAO foi apresentada, assim como seu princípio de funcionamento e uma sucinta descrição de algumas plantas existentes. Um progresso considerável foi obtido nas últimas décadas na modelagem teórica e numérica dos equipamentos de conversão de energia, conclui Falcão (2010). O autor estimulou os estudos relacionados à geometria da câmara ao dizer que a geometria é crucial na otimização da potência gerada.

Evans e Porter (1995) propuseram um método para a obtenção de parâmetros hidrodinâmicos de desempenho de um equipamento CAO operando em condições normais. O método é baseado na

Teoria linear das ondas para um domínio bidimensional, utilizando o método de Galerkin na obtenção de uma solução aproximada. O objetivo consiste na obtenção das variáveis de desempenho considerando alguns parâmetros relacionados à geometria da câmara, parâmetros ligados à profundidade da costa, assim como parâmetros geométricos da onda.

Josset e Clément (2007) apresentaram um simulador numérico do dispositivo CAO. O problema foi dividido em duas partes, de forma que a primeira parte trata-se da incidência, difração e radiação da onda, enquanto que a segunda parte relaciona-se com a movimentação da coluna de água no interior da câmara do dispositivo. Os efeitos de compressibilidade do ar foram considerados por meio de modelos dos processos pneumáticos de inalação e exalação da câmara, utilizando a equação de estado do gás ideal e considerando os processos como isentrópicos. As duas partes do problema foram acopladas por meio de um método híbrido no domínio do tempo. Os modelos utilizados no simulador foram validados e aplicados na estimativa do desempenho anual da planta da ilha Pico, em Açores, Portugal. Josset e Clément concluíram que a produtividade energética da planta de Pico poderia aumentar para 15.5%, por meio da alteração da turbina Wells instalada no dispositivo.

Teixeira et al. (2013) validaram um modelo numérico baseado nas equações de Navier-Stokes, utilizando o Método semi-implícito de Taylor-Galerkin. O modelo foi utilizado na investigação sobre a relação entre a performance do equipamento CAO e dois de seus parâmetros de geometria da câmara: profundidade da parede frontal e comprimento da câmara. A relação característica da turbina Wells também foi analisada (TEIXEIRA et al., 2013). O modelo considera a compressibilidade do ar, dentro da câmara, através de uma equação de estado. Os resultados indicaram que a utilização de uma parede frontal submersa em 2.5 m, assim como um comprimento de câmara de 10 m, proporciona maiores níveis de potência pneumática para ondas incidentes com 1 m de altura e período entre 4 e 15 s. A relação característica otimizada da turbina varia entre 80 e 140 Pa s/m³ para as ondas de menor e maior período, respectivamente.

Falcão (2015) apresenta uma revisão sobre o equipamento de coluna de água oscilante e as turbinas utilizadas no mesmo. A revisão estende-se desde questões históricas até questões técnicas. O artigo apresenta modelos teóricos, numéricos e experimentais do equipamento, além de técnicas utilizadas na otimização da eficiência energética. Segundo Falcão, a turbina é um elemento crítico na geração de energia, porém os avanços tecnológicos permitiram aumentar sua eficiência ao mesmo nível das demais turbomáquinas industriais (FALCÃO; HENRIQUES, 2015). Uma melhor compreensão sobre a compressibilidade do ar no interior da câmara, assim como sobre controladores de fase, pode resultar no aumento da eficiência do equipamento.

Torres et al. (2016) realizaram uma análise numérica de um dispositivo CAO, fixo de paredes verticais, utilizando um método baseado nas equações de Navier-Stokes (TEIXEIRA et al., 2013). A

turbina utilizada por Torres et al. (2016) é semelhante à turbina Wells da planta da ilha de Pico. A análise consiste no estudo comparativo destinado a salientar os diferentes resultados da aplicação de uma válvula de alívio. A utilização da válvula de alívio proporciona uma maior potência absorvida para um certo intervalo de velocidade de rotação, uma vez que o fenômeno de *stall* é evitado. Um estudo sobre a influência do diâmetro da turbina também é realizado pelo artigo, mostrando que o diâmetro interfere no valor da velocidade de rotação que proporciona a maior potência média absorvida.

2.2.2 Turbinas aplicadas aos dispositivos CAO

A eficiência global das plantas de equipamento de coluna de água oscilante depende, entre outros fatores, da velocidade de rotação das turbinas. Em relação às turbinas Wells, tal dependência é marcante e digna de atenção. Falcão (2002) desenvolveu um algoritmo de controle, que tem como função regular a velocidade de rotação da turbina, de forma que a planta forneça a maior quantia de energia possível (FALCÃO, 2002). O modelo é baseado na teoria de controle linear de um processo estocástico. Falcão (2002), com o objetivo de simplificar o algoritmo, ignorou as perdas de energia por efeitos viscosos e pelos sistemas elétricos, porém considerou as perdas relacionadas aos fenômenos aerodinâmicos da turbina e a perda devida ao atrito de rolamento.

Falcão e Gato (1988) estudaram, experimentalmente e teoricamente, o desempenho de turbinas do tipo Wells. O estudo compara os resultados teóricos, obtidos através do método numérico *Nonlinear streamline curvature throughflow method* e do método analítico conhecido como Teoria do disco atuador, com os resultados experimentais realizados em laboratório, para um escoamento invíscido (RAGHUNATHAN, 1995). Os resultados mostraram que, mesmo para escoamentos não lineares, o método gera resultados satisfatórios nas investigações quanto ao desempenho aerodinâmico.

Raghuathan (1995) revisou o estado da arte das turbinas do tipo Wells aplicadas em equipamentos de coluna de água oscilante. A revisão aborda, principalmente, dois métodos teóricos para a previsão do desempenho da turbina Wells (FALCÃO; JUSTINO, 1999). O primeiro método é amplamente utilizado em diversas turbomáquinas, chamado por Raghuathan como teoria do equilíbrio radial. O segundo método é, normalmente, utilizado em geradores eólicos, conhecida como teoria do disco atuador. As previsões são comparadas com resultados experimentais obtidos em ensaios, nos quais foi utilizado uma turbina Wells em escala reduzida. Raghuathan concluiu que o parâmetro que mais afeta o desempenho da turbina é a razão geométrica conhecida como solidez. Além desta constatação, observou que para casos com amplitude de pressão elevada, talvez seja interessante utilizar rotores com múltiplos planos de pás.

As turbinas Wells apresentam, a partir de determinada vazão crítica, uma abrupta queda de rendimento recorrente do fenômeno *stall*. Visando contornar tal problema, Falcão e Justino (1999) desenvolveram um modelo teórico para simulação de uma planta de equipamentos de coluna de água oscilante que possa conter um sistema de válvula. A válvula tem como objetivo evitar que a vazão seja igual ou maior que a vazão crítica. O sistema de válvula é arranjado, basicamente, em série ou em paralelo em relação à turbina. Falcão e Justino realizaram a comparação entre três casos (sem válvula, com válvula em série e com válvula em paralelo). Através do modelo, é possível determinar a potência transferida ao eixo da turbina para os três casos estudados. Como conclusão, a potência média da planta que utiliza o sistema de válvulas é significativamente maior (FALCÃO; JUSTINO, 1999). A eficiência da planta com válvulas arranjadas em paralelo é levemente superior à eficiência da planta com válvulas arranjadas em série, quando o amortecimento do equipamento é consideravelmente grande.

Brito-Melo et al. (2002) investigaram a influência da geometria das pás do rotor, de uma turbina Wells, no desempenho de uma planta de equipamentos de coluna de água oscilante. A influência do acoplamento de uma válvula de alívio à câmara também foi abordada. O equipamento CAO foi simulado numericamente considerando diversos modelos aerodinâmicos de turbinas Wells, com ou sem difusores, e com ou sem válvula de alívio. Os resultados mostram que o uso da válvula de alívio aumenta a quantidade de energia produzida independentemente dos parâmetros geométricos das turbinas estudadas, porém o aumento é mais expressivo na turbina a qual utiliza as pás NACA 0015 (BRITO-MELO et al., 2002). Concluiu-se que quando a válvula de alívio é utilizada, deve-se utilizar uma turbina dimensionada para obter a máxima eficiência, mesmo que isto resulte na diminuição da faixa de operação aceitável sem perda de sustentação. Por sua vez, quando a válvula não for utilizada, deve-se utilizar uma turbina dimensionada para operar em uma faixa maior de vazão, como eficiência aceitável.

O estado da arte das turbinas do tipo impulso, utilizadas em equipamentos de coluna de água oscilante, foi apresentado por Setoguchi et al. (2001). Setoguchi et al. (2001) realizaram simulações numéricas e experimentos em modelos de turbinas do tipo impulso com pás direcionadoras fixas e com pás direcionadoras auto ajustáveis (SETOGUCHI et al., 2001). Ambas as turbinas são comparadas à turbina Wells. Concluíram que o desempenho da turbina impulso com pás direcionadoras auto ajustáveis, sob escoamentos irregulares, é superior às demais. Por sua vez, o desempenho da turbina impulso com pás direcionadoras fixas é superior ao desempenho da turbina Wells, sob escoamentos irregulares.

Takao e Setoguchi (2006) descreveram o estado da arte das turbinas com autocorreção, ou retificação automática, presentes no início do século 21. O artigo aborda turbinas Wells e impulso,

com pás direcionadoras fixas e reguláveis, em regime regular e irregular. Os autores concluíram que, sob um regime de ondas irregulares, a turbina de tipo impulso se sobressai em relação a turbina do tipo Wells nos quesitos de partida e total de energia fornecida (SETOGUCHI; TAKAO, 2006). As turbinas do tipo impulso adaptam-se adequadamente a um regime de ondas composto por diversas frequências, além de poderem trabalhar com velocidades de rotação inferiores, em comparação às turbinas Wells.

Corvelo (2011) realizou uma comparação entre três casos possíveis de planta de coluna de água oscilante, através de um método numérico, no domínio do tempo. O primeiro caso consiste em uma planta equipada com uma turbina Wells, enquanto que o segundo caso consiste em uma planta equipada com uma turbina impulso. O terceiro caso resume-se à uma planta equipada com uma turbina Wells e uma válvula de alívio em paralelo. O dimensionamento das turbinas, utilizadas nas simulações, é realizado com o propósito de garantir a maior eficiência para o estado de mar adotado pelo artigo. Além disso, é utilizado um algoritmo no controle da velocidade de rotação das turbinas. Os dois últimos casos mostram-se, praticamente, equivalente em respeito à energia gerada. Porém, como alguns fatores que contribuem negativamente à geração não foram considerados, a planta equipada com a turbina impulso apresenta uma melhor performance.

A turbina representa o elemento menos eficiente do equipamento de coluna de água oscilante, quando o mesmo encontra-se em uma região com um estado de mar composto por muitas frequências, de forma que as ondas com maiores frequências de incidência possuem alturas e períodos consideravelmente distintos. Jayashankar et al. (2009) argumentaram que a grande variabilidade dos parâmetros de onda implica na dificuldade quanto ao dimensionamento e otimização da turbina. Jayashankar et al. (2009) propuseram a utilização de duas turbinas impulso unidirecionais acopladas ao mesmo gerador, dimensionadas de forma a ampliar a eficiência global do equipamento, sem o uso de válvulas. Como as turbinas são unidirecionais, é compreensível que uma turbina seja utilizada no processo de inspiração, enquanto que a outra turbina seja utilizada no processo de expiração. Segundo o artigo, obteve-se uma eficiência global em torno de 50% para o caso estudado, a qual é superior em relação à grande maioria dos dispositivos de coluna de água oscilante estudados.

A grande variabilidade e aleatoriedade do escoamento de ar em equipamentos de coluna d'água oscilante incentivou o surgimento de pesquisas que objetivam o aumento da eficiência do dispositivo. Falcão et al. (2013) sugeriram uma nova forma construtiva de turbina, nomeada como turbina biradial. A turbina biradial é classificada como turbina impulso, possuindo entrada e saída radiais. Em relação a turbina Wells, a turbina biradial possui menor inércia, o que pode gerar instabilidade na potência gerada, especialmente em estados de mar com grande faixa de frequências. A inércia pode ser aumentada através do uso de volante acoplados ao eixo da turbina biradial. Falcão

utilizou-se de simulações como meio de verificação da eficiência do dispositivo proposto. A eficiência obtida é atrativa, em relação às demais turbinas aplicadas em dispositivos de coluna d'água oscilante, chegando a valores próximos de 0.83.

Torres (2015) propôs um método empírico e numérico para estimar a potência mecânica de equipamentos de coluna de água oscilante, os quais devem necessariamente utilizar turbinas do tipo Wells, com diferentes relações características da turbina. O método baseia-se em uma análise termodinâmica da câmara do dispositivo e na constatação empírica da relação entre os parâmetros de altura de elevação da superfície livre no interior da câmara, altura de pressão estática no interior da câmara e altura da onda incidente. A partir dos resultados de simulação de um determinado caso, é possível estimar a potência mecânica de casos que diferem apenas na relação característica de turbina. O método empírico possibilita a redução do número de casos necessários nos estudos de viabilidade energética do dispositivo CAO, equipado com uma turbina Wells, e otimização do diâmetro e rotação da turbina Wells.

2.2.3 Efeitos de compressibilidade do ar nos dispositivos CAO

Sheng et al. (2013) estudaram os efeitos da compressibilidade do ar sobre a eficiência dos equipamentos de coluna de água oscilante. Sheng et al. (2013) publicaram um artigo contendo análises teóricas e estudos experimentais. As análises teóricas basearam-se na primeira lei da termodinâmica, considerando o processo como isentrópico, relacionando indiretamente a potência pneumática disponível com a massa específica do ar na inalação e exalação (SHENG et al., 2013). Os estudos experimentais resumem-se em ensaios de compressibilidade utilizando um cilindro, acoplado a um dispositivo responsável pela perda de carga, de forma a simular o movimento da superfície livre no interior da câmara do equipamento CAO. Utilizando os dados experimentais, Sheng et al. (2013) verificou que os resultados teóricos são representativos do fenômeno, demonstrando que a compressibilidade do ar pode reduzir a eficiência dos equipamentos de coluna de água oscilante.

Sheng et al. (2016) apresentou uma investigação quanto aos efeitos de compressibilidade do ar na câmara do dispositivo CAO e em sua conversão de energia. Dispositivos fixos (*onshore*) e móveis (*offshore*) foram examinados. Uma análise no domínio da frequência é empregada, utilizando os modelos de compressibilidade do ar no interior da câmara apresentados por Sheng et al. (2013). Os resultados mostraram que os efeitos de compressibilidade do ar, de pequena intensidade, podem melhorar o desempenho do dispositivo para ondas com períodos pequenos. Entretanto, os efeitos de compressibilidade do ar geralmente reduzem o desempenho dos dispositivos CAO.

Elhanafi et al. (2017) investigaram os efeitos de compressibilidade do ar em um dispositivo estacionário de conversão de energia das ondas do tipo CAO. Os efeitos de compressibilidade do ar foram analisados numericamente (CFD) para dispositivos com diferentes escalas, em um tanque numérico 3D. Os modelos utilizados são baseados nas equações RANS e no método VoF (*volume of fraction*). Os resultados mostraram que para dispositivos com escalas na ordem de 1:50, os efeitos de compressibilidade do ar são pequenos e praticamente não afetam a eficiência do dispositivo. Porém, os efeitos de compressibilidade do ar podem reduzir a eficiência do dispositivo na ordem de 12% para dispositivos com escala 1:1, sob ondas regulares.

As poucas investigações realizadas sobre o assunto apresentam conclusões importantes quanto à diminuição do desempenho do dispositivo devido aos efeitos de compressibilidade do ar no interior da câmara. O presente trabalho contribui nas investigações dos efeitos compressibilidade do ar nos dispositivos CAO, analisando a influência da altura de onda, período de onda e relação característica da turbina sobre os efeitos de compressibilidade do ar e desempenho do dispositivo CAO.

3 METODOLOGIA

Os efeitos de compressibilidade do ar são investigados através de simulações computacionais, considerando um dispositivo CAO em tamanho real e aplicando modelos numéricos referentes ao processo termodinâmico da câmara. O modelo numérico da turbina é empregado no fechamento do problema, eliminando a utilização de furos, ou rasgos, equivalentes. A verificação quanto à escolha do comprimento do canal a ser utilizado nos estudos, em conjunto com a verificação da onda gerada, é realizada. Os modelos dos processos termodinâmico da câmara, empregado na consideração dos efeitos de compressibilidade do ar, e o modelo Expedito utilizado nos dimensionamentos do diâmetro da turbina Wells são verificados.

3.1 Estudo de caso

O estudo de caso consiste em um dispositivo de coluna de água oscilante, fixo e de paredes verticais, situado em uma região com profundidade de 10 m e incidência de ondas com alturas entre 1 e 2 m e períodos de 6 a 12 s. As ondas propagam-se na direção normal à parede frontal do dispositivo. O equipamento possui uma turbina instalada no teto da câmara, a qual pode ser do tipo Wells ou impulso. A câmara possui 6 m de altura, 10 m de largura e 10 m comprimento. A parede frontal possui um trecho de 2.5 m imerso. As paredes da câmara possuem uma espessura de 0,5 m. As dimensões da câmara, ilustradas pela Figura 3.1, representam valores próximos aos ótimos para as ondas incidentes estudadas neste trabalho (TEIXEIRA et al., 2013). Apesar do domínio físico ser tridimensional, o domínio numérico utilizado nas simulações é bidimensional. O volume da câmara é considerado de maneira indireta nas simulações numéricas, conforme é esclarecido ao longo deste capítulo.

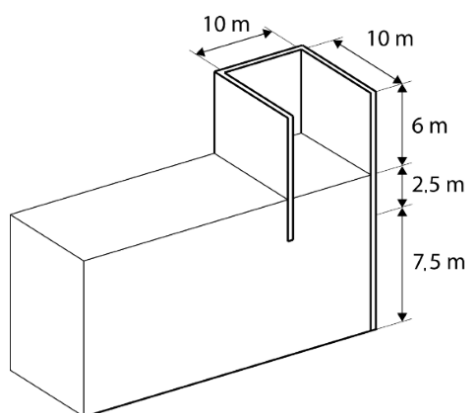


Figura 3.1 - Domínio físico.

3.2 Simulação computacional

O método dos volumes finitos (MVF) é utilizado na solução computacional das equações diferenciais que regem o problema. A utilização do método dos volumes finitos justifica-se na grande aplicabilidade do mesmo em problemas não-lineares, com termos altamente advectivos e geometrias complexas (MALISKA, 2012). O MVF consiste na conservação de propriedades físicas entre os volumes elementares que compõem o domínio do problema. As equações da continuidade e de Navier-Stokes, para escoamentos incompressíveis, são dadas por (DIDIER et al., 2017):

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + g_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.2)$$

onde $i, j = (1, 2)$ para escoamentos bidimensionais, t é o tempo, x é a dimensão espacial, u é a componente de velocidade, p é a pressão estática, ρ é a massa específica, g é a aceleração da gravidade e τ_{ij} é o tensor de tensão viscosa. As variáveis de velocidade e pressão são decompostas em termos médios e flutuantes (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007), conforme a técnica de decomposição de Reynolds, resultando no modelo matemático conhecido como RANS (*Reynolds averaged Navier-Stokes*).

Os problemas bifásicos necessitam de modelos adicionais na obtenção de suas soluções. O modelo numérico do volume de fluido (VoF) é utilizado em casos onde há mais de um fluido, imiscíveis entre si, e deseja-se conhecer as posições de interface (FLUENT®, 2007). O modelo VoF utiliza uma variável (fração de volume) para cada fase presente no escoamento. A fração de volume de uma determinada fase representa a proporção da fase, sendo sua equação de conservação dada por (HIRT; NICHOLS, 1981):

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + u_j \frac{\partial \alpha}{\partial x_j} = 0 \quad (3.3)$$

onde α é a variável de fração de volume.

O nível de formulação utilizado não permite a captura do fenômeno de turbulência, tornando-se necessário o emprego de modelos de turbulência (MALISKA, 2012). O modelo de turbulência corrige os campos de velocidade, de forma a contemplar o fenômeno de turbulência. O modelo de turbulência κ -epsilon baseia-se na correção dos campos de velocidade, por meio do tensor de tensão de Reynolds, utilizando a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação. As variáveis de energia cinética turbulenta e taxa de dissipação possuem suas próprias equações de transporte (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

As simulações são realizadas através da plataforma computacional FLUENT®. O modelo multifásico VoF é empregado na localização da superfície livre, considerando as forças de corpo. A turbulência é considerada por meio do modelo κ - ϵ padrão, utilizando os parâmetros padrões da plataforma FLUENT®. Os sistemas de equações são resolvidos empregando o método segregado SIMPLEC. A interpolação da pressão é realizada pelo esquema PRESTO!. A quantidade de movimento (RANS), energia cinética de turbulência e taxa de dissipação turbulenta são discretizadas pelo esquema de terceira ordem MUSCL. A utilização da equação da energia resultaria em um tempo total de simulação proibitivo, pois haveria o acréscimo de mais uma equação a ser resolvida e a diminuição do passo de tempo para que os efeitos de compressibilidade possam ser capturados e as soluções convirjam. Dessa forma, utiliza-se modelos alternativos baseados na equação de estado do gás ideal para a consideração dos efeitos de compressibilidade do ar. Os modelos responsáveis pela geração da onda, turbina e consideração dos efeitos de compressibilidade do ar são carregados na plataforma FLUENT® por meio de funções definidas pelo usuário (UDF). O algoritmo do gerador de onda utiliza o método de absorção ativa (DIDIER et al., 2017), o qual impede a reflexão das ondas pelo gerador de onda. O método de absorção ativa corrige o campo de velocidade horizontal imposto pelo gerador de onda, evitando a reflexão, por parte do gerador de onda, da onda refletida pelo dispositivo CAO. O termo de correção das velocidades horizontais do gerador de onda é dado por (DIDIER et al., 2017):

$$u_{corr} = \eta_R (g / h)^{1/2} \quad (3.4)$$

onde u_{corr} é o valor a ser subtraído das velocidades horizontais, η_R é a amplitude da onda refletida pelo dispositivo CAO, g é a aceleração da gravidade e h é a profundidade do canal.

As condições de contorno do domínio bidimensional são ilustradas pela Figura 3.2. O fundo do canal, assim como as paredes internas e externas do dispositivo CAO, possui as condições de não-eskorregamento e impermeabilidade. As condições de contorno de pressão, correspondentes à atmosfera ($p = 0$ Pa) e à turbina (pressão sobre o contorno superior da câmara), são do tipo Dirichlet, tendo a pressão prescrita homogeneamente ao longo dos respectivos contornos. A condição de contorno do gerador de onda também é do tipo Dirichlet, a qual impõe os campos de velocidade e a fração de volume. As condições de contorno referentes ao gerador de onda e à turbina são configuradas e estabelecidas por meio de UDF.

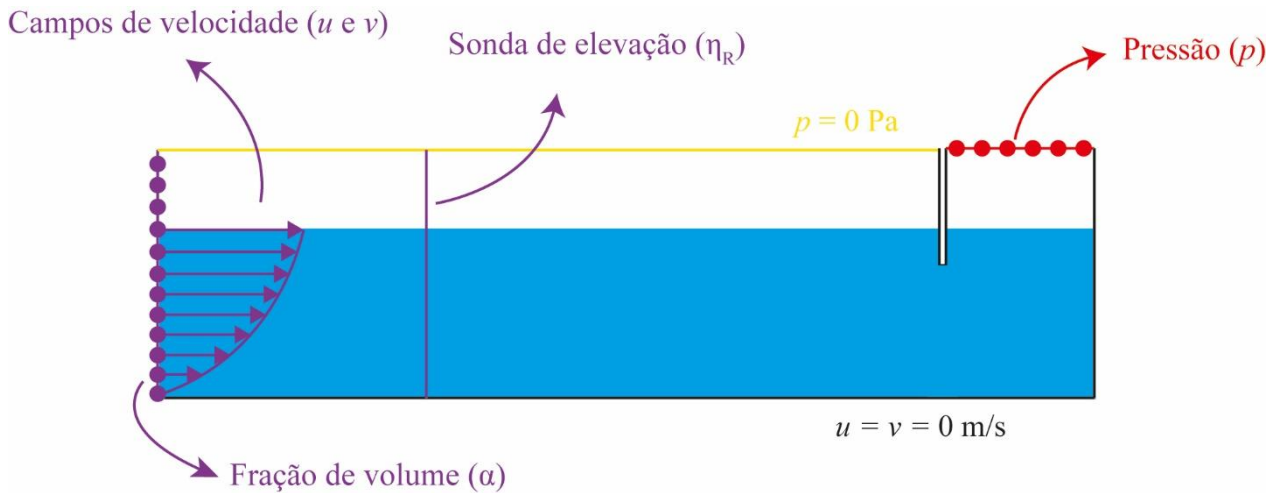


Figura 3.2 - Contornos do domínio numérico.

O domínio bidimensional é repartido em diversas áreas, conforme é apresentado pela Figura 3.3, de forma a facilitar a discretização em volumes retangulares. Refinamentos localizados são aplicados na discretização do domínio nas áreas correspondentes à superfície livre, gerador de onda, fundo do canal e câmara do dispositivo CAO. Algumas dimensões da malha dependem da altura e período da onda incidente, portanto, há um domínio discretizado para cada onda incidente. Os volumes das áreas 1, 5, 9, 13 e 17 possuem um comprimento horizontal de $1/3$ m. Os volumes das regiões 3, 7, 11, 15 e 19 possuem um comprimento horizontal de $L/70$ m (ANDRÉ, 2010). O menor comprimento horizontal dos volumes compreendidos nas áreas 4, 8, 12, 16 e 20 é fixado em $1/6$ m. O comprimento horizontal dos volumes compreendidos nas áreas 21 à 26 é fixado em $1/6$ m. O comprimento vertical dos volumes compreendidos nas áreas 5 à 16, 24, 25 e 26 é fixado em $H/25$ m (ANDRÉ, 2010). O passo de tempo utilizado nas simulações é igual a $T/600$ (DIDIER et al., 2017), o que possibilita a redução dos resíduos a duas ordens de magnitude para a metodologia aplicada neste trabalho.

1	2	3	4		26
5	6	7	8		25
9	10	11	12		24
13	14	15	16		23
17	18	19	20	21	22

Figura 3.3 - Subdivisões do domínio.

A Figura 3.4 apresenta um domínio discretizado utilizando as especificações citados anteriormente.

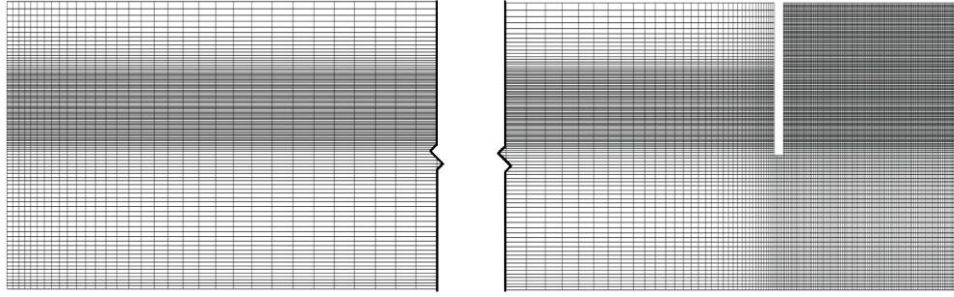


Figura 3.4 - Domínio discretizado.

3.3 Modelos numéricos dos processos pneumáticos do dispositivo CAO

Os processos pneumáticos do dispositivo CAO equivalem aos processos de inalação e exalação de ar através da turbina, causados pela movimentação da superfície livre no interior da câmara. Os modelos numéricos dos processos pneumáticos são divididos em modelos incompressíveis e modelos compressíveis. Os modelos incompressíveis desprezam totalmente os efeitos de compressibilidade do ar nos processos de inalação e exalação, enquanto que os modelos compressíveis consideram os efeitos de compressibilidade do ar por meio da aplicação de equações derivadas da equação de estado do gás ideal.

3.3.1 Modelo incompressível

A movimentação da superfície livre no interior da câmara causa a vazão volumétrica de ar através da turbina. Uma vez que o modelo incompressível ignora totalmente os efeitos de compressibilidade do ar, a vazão volumétrica de ar pela turbina equivale à taxa temporal de variação do volume da câmara. A Figura 3.5 ilustra o volume de controle da câmara do dispositivo CAO, onde ρ_o é a massa específica do ar na pressão atmosférica e V é o volume da câmara.

A pressão estática no interior da câmara é determinada diretamente por meio do modelo de turbina, o qual relaciona a vazão volumétrica de ar com a diferença de pressão entre o interior da câmara e a atmosfera. A forma genérica do modelo de turbina pode ser dada por:

$$p = k_t Q_t^r \quad (3.5)$$

onde p é a diferença de pressão estática entre o interior da câmara e a atmosfera, Q_t é a vazão volumétrica através da turbina, k_t é a relação característica da turbina genérica e r é o parâmetro representante do tipo de turbina modelada ($r = 1$ para turbinas do tipo Wells e $r = 2$ para turbinas do tipo impulso).

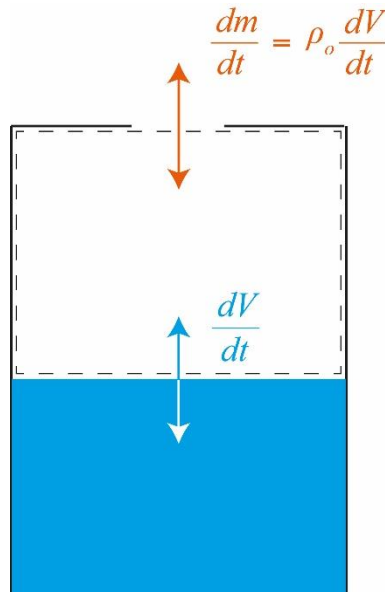


Figura 3.5 - Volume de controle do modelo incompressível.

O modelo numérico da turbina é aplicado sob a forma de uma condição de contorno do tipo pressão prescrita, na fronteira superior da câmara, de forma que a Eq. (3.5) assume a seguinte forma discretizada:

$$p_n = k_t Q_{t,n-1}^r \quad (3.6)$$

onde o subscrito n indica o nível temporal das variáveis. Em outras palavras, o valor da pressão imposta sobre o teto da câmara é obtido através da vazão volumétrica de ar do instante anterior. A aquisição da vazão volumétrica de ar é realizada ao longo do contorno correspondente à turbina, ou seja, ao longo do teto da câmara.

3.3.2 Modelos compressíveis

As relações entre as variáveis termodinâmicas macroscópicas de pressão, volume e temperatura normalmente são desejadas nos estudos que envolvem transferência de energia por meio de escoamentos compressíveis (SHAPIRO, 2011). As relações termodinâmicas dos processos pneumáticos definem a intensidade dos efeitos de compressibilidade do ar sobre as respostas do dispositivo CAO. Os modelos compressíveis dispensam o emprego da equação de conservação da energia para o fechamento do problema, pelo método dos volumes finitos, considerando os escoamentos incompressíveis. São apresentados dois modelos compressíveis: Modelo Compressível e Modelo Compressível Simplificado. Os fundamentos que embasam ambos os modelos são apresentados a seguir, e então, suas particularidades são comentadas individualmente.

Os modelos compressíveis são obtidos por meio de balanços de massa de ar no interior da câmara e equações de estado. A câmara do dispositivo CAO é considerada um sistema aberto, pois

permite a passagem de matéria através de algumas fronteiras. O volume de controle é limitado pela superfície livre e pelas paredes da câmara, conforme é apresentado pela Figura 3.6.

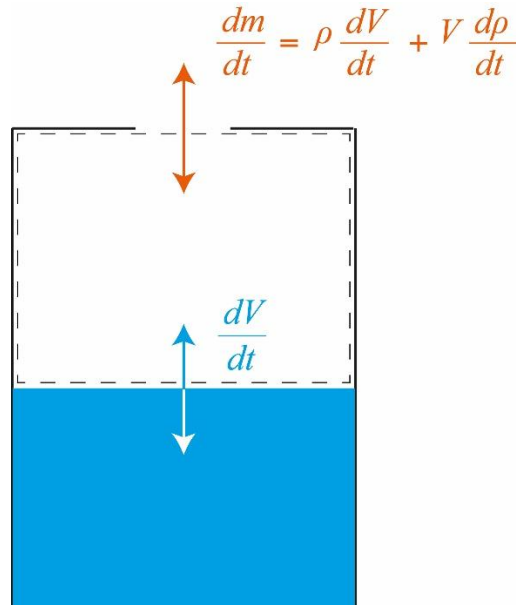


Figura 3.6 – Volume de controle do Modelo Compressível.

A variação da massa de ar no interior da câmara acontece por meio da movimentação da superfície livre, a qual promove a vazão mássica de ar através da turbina. Diferentemente do modelo incompressível, a vazão volumétrica de ar através da turbina pode ser diferente da taxa temporal da variação do volume da câmara, devido à equação de estado que relaciona a massa específica do ar com a pressão no interior da câmara. A vazão mássica através da turbina é dada por (SHENG et al., 2013):

$$\frac{dm}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad (3.7)$$

onde m , V e ρ representam a massa de ar, o volume da câmara e a massa específica do ar contido no interior da câmara do dispositivo, respectivamente. Uma variação positiva da massa ($dm/dt > 0$) refere-se ao processo de inalação, enquanto que uma variação negativa ($dm/dt < 0$) refere-se ao processo de exalação de ar. Considerando um domínio bidimensional, o volume da câmara é o produto entre a área da seção vertical da câmara e a largura da câmara. Dessa forma, a taxa temporal de variação do volume da câmara equivale ao produto entre a taxa temporal de variação da área da seção vertical e a largura da câmara.

O ar contido no interior da câmara do dispositivo CAO é modelado por meio da equação de estado do gás ideal, considerando um sistema adiabático com processos isentrópicos (JOSSET E CLÉMENT, 2007), conforme a equação de estado dada por:

$$\frac{p + p_o}{\rho^\gamma} = cte \quad (3.8)$$

onde p é a diferença de pressão estática entre o interior da câmara e a atmosfera, p_o é a pressão atmosférica, ρ é a massa específica do ar, γ é a razão entre os calores específicos à pressão constante e volume constante ($\gamma = 1.4$ para o ar), e cte representa um valor constante.

3.3.2.1 Modelo Compressível

A massa específica no processo de inalação é definida como a massa específica à pressão atmosférica ($\rho = \rho_o$ para $dm/dt > 0$). Por sua vez, a massa específica no processo de exalação é dependente da equação de estado. A equação da taxa temporal da variação de massa, Eq. (3.7), é reescrita para os processos de inalação e exalação, respectivamente, conforme (JOSSET; CLÉMENT, 2007):

$$-\rho_o Q_t = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad (3.9)$$

$$-\rho Q_t = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \quad (3.10)$$

onde ρ_o é a massa específica à pressão atmosférica ($\rho_o = 1.225 \text{ kg/m}^3$), ρ é a massa específica dependente da equação de estado do ar, Q_t é a vazão volumétrica da turbina e V é o volume de ar da câmara do dispositivo CAO. Por definição, uma variação de massa positiva no interior da câmara ($dm/dt > 0$) representa uma vazão volumétrica negativa através da turbina ($Q_t < 0$).

Jossé e Clément (2007) utilizam a equação de estado, Eq. (3.8), em conjunto com as equações dos processos de inalação e exalação, Eq. (3.9) e (3.10), na obtenção de uma relação entre a pressão estática no interior da câmara, taxa temporal da variação do volume da câmara e a vazão volumétrica de ar através da turbina. A relação é dada por (JOSSET; CLÉMENT, 2007):

$$\frac{\dot{p}}{(p + p_o)} = -\gamma \left[\frac{Q_t}{V} \left(1 - \varepsilon \frac{\rho - \rho_o}{\rho} \right) + \frac{\dot{V}}{V} \right] \quad (3.11)$$

onde p é a pressão manométrica no interior da câmara, p_o é a pressão atmosférica ($p_o = 101.325 \text{ kPa}$), $\dot{p}$ é a taxa temporal da pressão estática no interior da câmara, $\dot{V}$ é a taxa temporal do volume de ar da câmara e ε é o parâmetro referente ao sentido da vazão volumétrica da turbina. O parâmetro ε assume o valor unitário no processo de inalação ($\varepsilon = 1$ para $Q_t < 0$) e assume o valor zero no processo de exalação ($\varepsilon = 0$ para $Q_t > 0$). Semelhantemente ao modelo incompressível, o Modelo Compressível é

aplicado sob a forma de uma condição de contorno do tipo pressão prescrita, na fronteira superior da câmara. A discretização de primeira ordem da equação (3.11) é dada por:

$$p_n = p_{n-1} - \gamma \Delta t (p_{n-1} + p_o) \left[\frac{Q_t}{V_n} \left(1 - \varepsilon \left(\frac{\rho_{n-1} - \rho_o}{\rho_{n-1}} \right) \right) + \frac{\dot{V}_n}{V_n} \right] \quad (3.12)$$

onde p_n é a pressão manométrica no interior da câmara referente ao nível temporal n , p_o é a pressão atmosférica absoluta, ρ_o é a massa específica do ar referente à pressão atmosférica, Δt é o passo de tempo, V_o é o volume da câmara em repouso, V_n é o volume da câmara referente ao nível temporal n , $\dot{V}$ é taxa temporal da variação do volume da câmara referente ao nível temporal n e ρ_{n-1} é a massa específica do ar no interior da câmara referente nível temporal $n-1$. A massa específica referente nível temporal $n-1$ é encontrada por meio da equação de estado discretizada, dada por:

$$\rho_{n-1} = \rho_o \left(\frac{p_{n-1} + p_o}{p_o} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (3.13)$$

A vazão volumétrica de ar através da turbina, presente na Eq. (3.11), relaciona-se com a pressão manométrica no interior da câmara por meio do modelo matemático da turbina, apresentado pela equação (3.6). A união das Eqs. (3.6), (3.12) e (3.13) configura o Modelo Compressível.

3.3.2.2 Modelo Compressível Simplificado

O Modelo Compressível Simplificado utiliza a equação de estado linearizada em torno da pressão atmosférica, além de considerar que a variação do volume da câmara é desprezível. A equação de estado do ar, Eq. (3.8), pode ser linearizada em torno da pressão atmosférica conforme a equação (FALCÃO, HENRIQUES, 2015):

$$\rho = \rho_o \left(1 + \frac{p + p_o}{\gamma p_o} \right) \quad (3.14)$$

Brito-Melo et al. (2002) propõem uma equação simplificada para relacionar a taxa temporal da variação do volume da câmara à vazão volumétrica de ar através da turbina, referentes aos processos de inalação e exalação, utilizando equação de estado linearizada. Diferentemente do Modelo Compressível, os processos de inalação e exalação são modelados pela mesma equação, dada por (SHENG et al., 2013):

$$-Q_t = \dot{V} + \frac{V_o}{\gamma p_o} \frac{dp}{dt} \quad (3.15)$$

onde V_o é o volume da câmara correspondente à superfície livre em repouso. Semelhantemente ao Modelo Compressível, o Modelo Compressível Simplificado é aplicado sob a forma de uma condição

de contorno do tipo pressão prescrita, na fronteira superior da câmara. A discretização de primeira ordem da Eq. (3.15) é dada por:

$$p_n = p_{n-1} - \gamma p_o \Delta t \left[\frac{Q_t}{V_o} + \frac{\dot{V}}{V_o} \right] \quad (3.16)$$

A variável de vazão volumétrica de ar através da turbina, presente na Eq. (3.16), relaciona-se com a pressão manométrica por meio do modelo matemático de turbina apresentado pela Eq. (3.6). A combinação das Eqs. (3.6) e (3.16) configura o Modelo Compressível Simplificado.

3.4 Análises dos efeitos de compressibilidade do ar

As análises dos efeitos de compressibilidade do ar são realizadas quanto à influência do período de onda, altura de onda e relação característica da turbina sobre os efeitos de compressibilidade do ar. A influência dos efeitos de compressibilidade do ar no dimensionamento do diâmetro da turbina Wells também é investigada. Por fim, realiza-se o dimensionamento do diâmetro de uma turbina de impulso, considerando os efeitos de compressibilidade do ar.

3.4.1 Análise das influências dos parâmetros de onda e relação característica da turbina sobre os efeitos de compressibilidade do ar

Os efeitos de compressibilidade do ar possuem um papel importante na transmissão e conversão de energia realizada pelo dispositivo de coluna de água oscilante. A intensidade dos efeitos de compressibilidade do ar influi sobre as séries temporais de pressão estática e elevação da superfície livre no interior da câmara do dispositivo CAO. As séries temporais são resultados da ação de múltiplos fenômenos, como o fenômeno de interação fluido-estrutura, o que dificulta a visualização direta dos efeitos de compressibilidade do ar sobre as variáveis do problema. Os efeitos de compressibilidade do ar podem apresentar diferentes sensibilidades aos parâmetros de onda (período e altura), tipo de turbina e relação característica da turbina.

A presente análise investiga os efeitos de compressibilidade do ar no interior da câmara do dispositivo CAO e a importância dos parâmetros de onda, tipo de turbina (Wells e impulso) e relação característica da turbina sobre os efeitos de compressibilidade do ar. Os efeitos de compressibilidade são investigados através dos parâmetros de fator de amplificação (F_a), valor médio quadrático da pressão estática (p_{rms}) e eficiência pneumática (β_p). O fator de amplificação é a razão entre a altura da série temporal de elevação da superfície livre no interior da câmara, estabilizada, e a altura da onda incidente. O valor médio quadrático da pressão estática é a média RMS da série temporal de pressão estática no interior da câmara do dispositivo CAO, estabilizada. A eficiência pneumática é a razão

entre a potência pneumática disponível à turbina e a potência da onda incidente, Eq. (2.13). Os parâmetros F_a , p_{rms} e β_p são obtidos para ondas incidentes com períodos entre 6 e 12 s, alturas entre 1 e 2 m, e turbinas do tipo Wells e impulso. As relações características investigadas variam de 40 a 240 Pa s/m³ para a turbina Wells, enquanto que variam de 0.8 a 8.8 Pa s²/m⁶ para a turbina de impulso.

3.4.2 Análise dos efeitos de compressibilidade do ar no dimensionamento do diâmetro de uma turbina Wells

O processo de dimensionamento consiste na determinação do diâmetro de turbina que maximize a potência mecânica média extraída de um determinado estado de mar. Torres et al. (2017) propõem um estado de mar hipotético e utilizam-no em um processo de dimensionamento do diâmetro de uma turbina Wells, empregando o modelo Expedito (TORRES, 2015). Para fins de comparação, utiliza-se o mesmo estado de mar analisado por Torres et al. (2017), apresentado pela Tabela 3.1, e o mesmo conjunto de diâmetros (1.50, 1.75, 2.00, 2.25, 2.50, e 2.75 m).

A turbina Wells empregada na análise é similar à turbina da planta de Pico, a qual possui suas curvas adimensionais ilustradas pela Figura 3.7. Por motivos de resistência mecânica, utiliza-se restrições quanto à velocidade tangencial máxima do rotor (FALCÃO, 2015), de modo que a velocidade tangencial da extremidade do rotor deve estar contida no intervalo de 75 à 150 m/s (TORRES et al., 2016). A perda de sustentação das pás do rotor é evitada através do emprego de uma válvula de alívio, a qual opera no momento em que a pressão estática, no interior da câmara, atinge o valor crítico ($\Psi = 0.67$).

Tabela 3.1 – Frequência porcentual das ondas incidentes pertencentes ao estado de mar

Alturas (m)	Períodos (s)		
	6	9	12
1.00	12 %	11 %	2 %
1.37	15 %	15 %	4 %
1.75	6 %	15 %	9 %
2.00	1 %	4 %	6 %

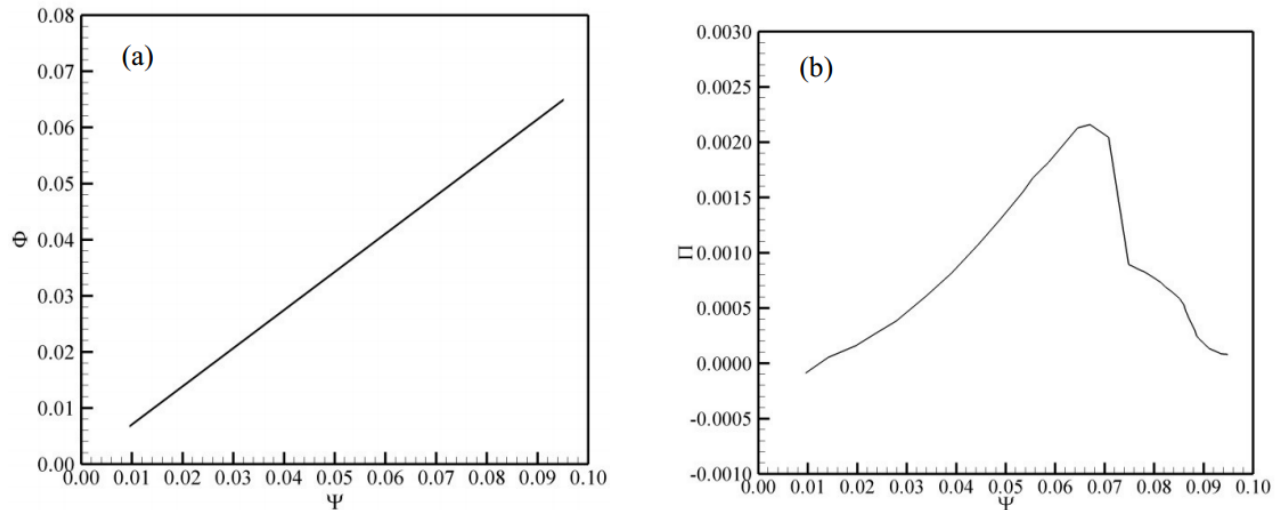


Figura 3.7 - Curvas adimensionais de Vazão versus Pressão (a) e Potência mecânica versus Pressão (b) da turbina Wells de Pico (Fonte: FALCÃO; JUSTINO, 1999).

O dimensionamento do diâmetro da turbina Wells é realizado através da metodologia criada e implementada por Torres et al. (2017). A metodologia resume-se em duas etapas: 1º) Calibração (obtenção do parâmetro CAF para cada onda do estado de mar); 2º) Estimação da potência mecânica média ótima para cada onda e diâmetro de turbina, utilizando o modelo Expedito. A segunda etapa do dimensionamento é realizada por meio de um algoritmo, o qual é esquematizado segundo a Figura 3.8. O modelo Expedito necessita da relação característica da turbina na estimação da potência mecânica média. A relação característica da turbina Wells é dependente do diâmetro da turbina, da rotação da turbina e do parâmetro adimensional da relação característica da turbina (K_W) por meio da Eq. (2.22). O algoritmo percorre, para cada diâmetro do conjunto de diâmetros, diversos valores de rotação da turbina, buscando o valor que proporcione a relação característica da turbina referente à maior média da potência mecânica. Dessa forma, obtém-se os valores otimizados de potência mecânica média, quanto à rotação, para cada diâmetro e onda incidente.

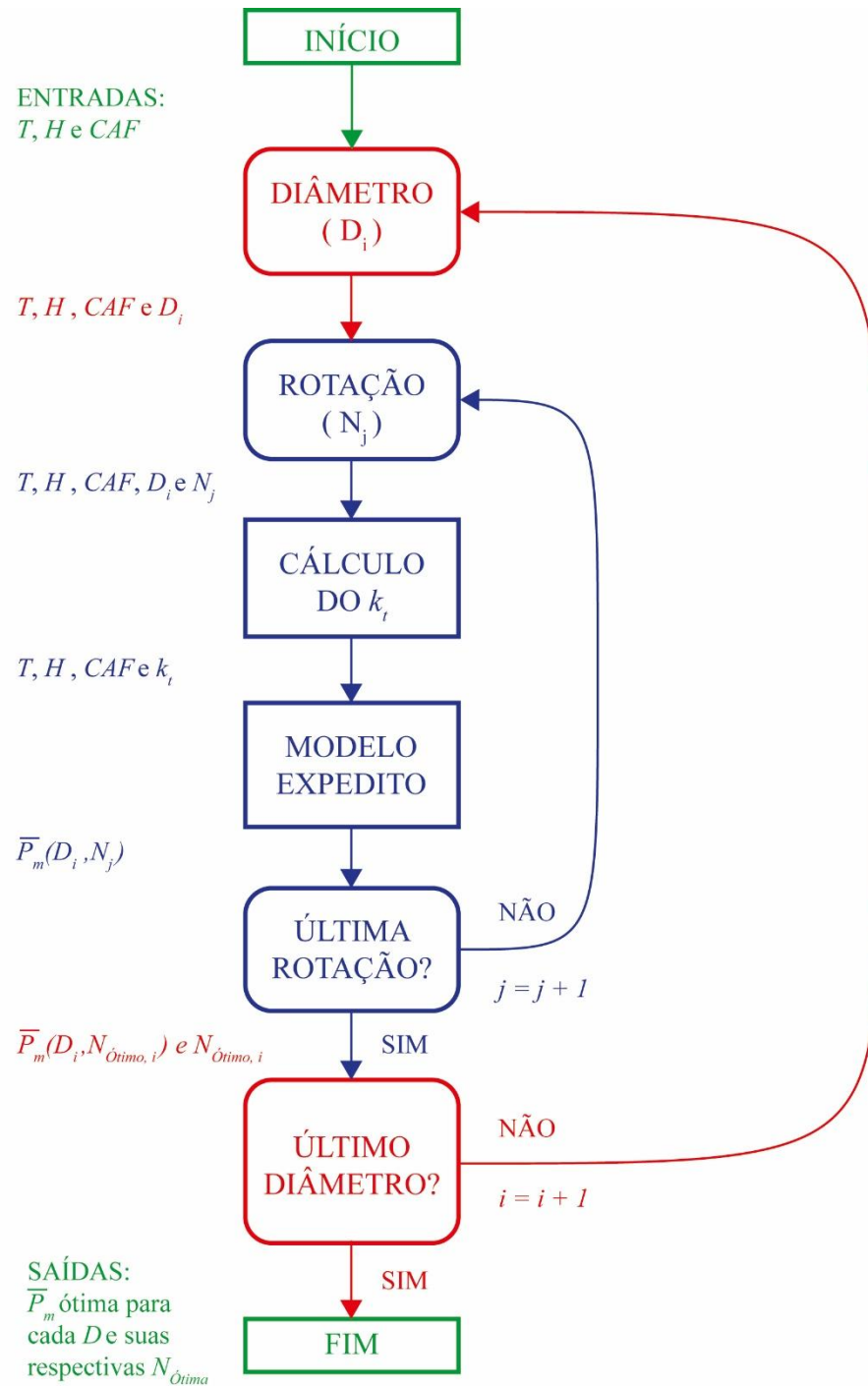


Figura 3.8 - Estrutura simplificada do algoritmo de dimensionamento do diâmetro da turbina Wells.

3.4.3 Dimensionamento do diâmetro de uma turbina de impulso considerando os efeitos de compressibilidade do ar

A verificação do modelo Expedito no dimensionamento do diâmetro de uma turbina, realizada por Torres et al. (2017), é executada exclusivamente para as turbinas Wells. Portanto, a aplicação do modelo Expedito para as turbinas de impulso necessita de investigações.

A metodologia utilizada no dimensionamento do diâmetro da turbina de impulso consiste em uma busca do diâmetro e da rotação que proporcionem a maior potência mecânica média, para o mesmo estado de mar hipotético empregado no dimensionamento do diâmetro da turbina Wells, por meio de simulações computacionais, conforme o esquema ilustrado pela Figura 3.9. Para cada onda incidente, obtém-se a potência mecânica média para os diâmetros de 1.50, 1.75, 2.00, 2.25, 2.50 e 2.75 m. A Tabela 3.2 apresenta as relações características da turbina de impulso, utilizadas nas simulações, para cada diâmetro de turbina. As potências mecânicas médias são obtidas por meio das séries temporais de potência pneumática oriundas de simulação (72 simulações no total) e de uma busca exaustiva quanto à rotação que proporciona a maior média da potência mecânica para determinada onda incidente e diâmetro de turbina.

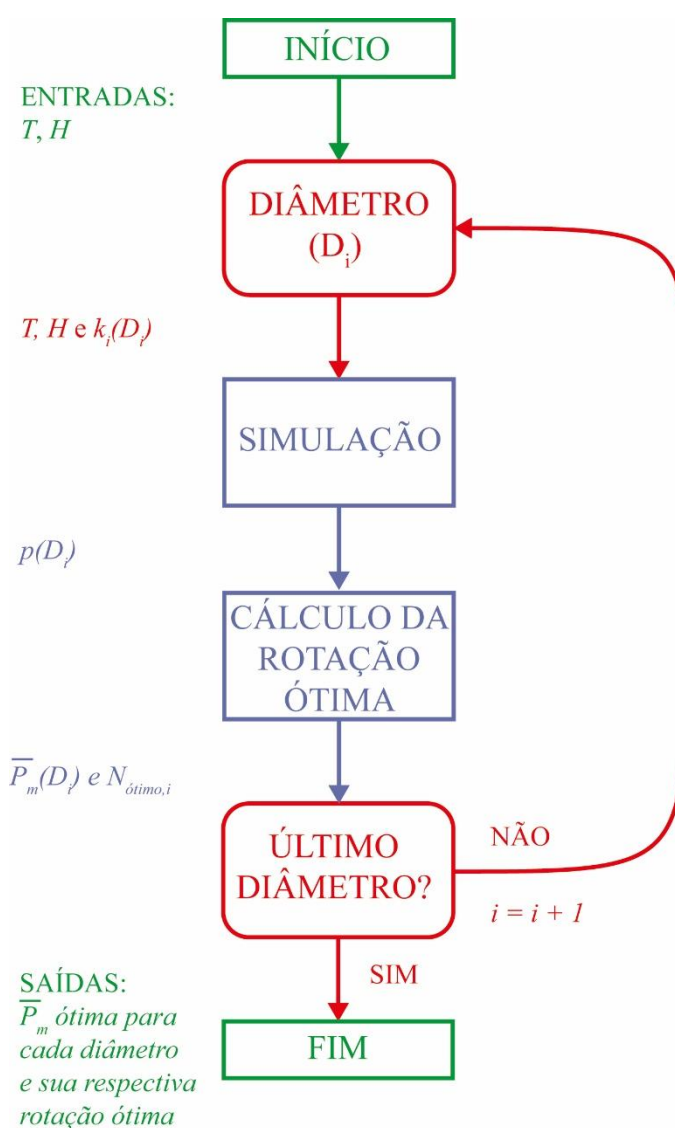


Figura 3.9 - Estrutura do algoritmo de dimensionamento do diâmetro da turbina de impulso.

A busca exaustiva da rotação ótima para determinado diâmetro e onda incidente é realizada por meio das séries temporais de potência pneumática e da curva de eficiência mecânica da turbina

de impulso, ilustrada pela Figura 3.10, utilizando as Eqs. (2.18) e (2.21). A família da turbina de impulso utilizada é apresentada na revisão bibliográfica e possui suas curvas adimensionais de pressão e potência ilustradas pela Figura 2.17.

Tabela 3.2 - Relações características da turbina de impulso.

D (m)	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75
k_I (Pa s ² /m ⁶)	8.8	4.8	2.8	1.7	1.1	0.8

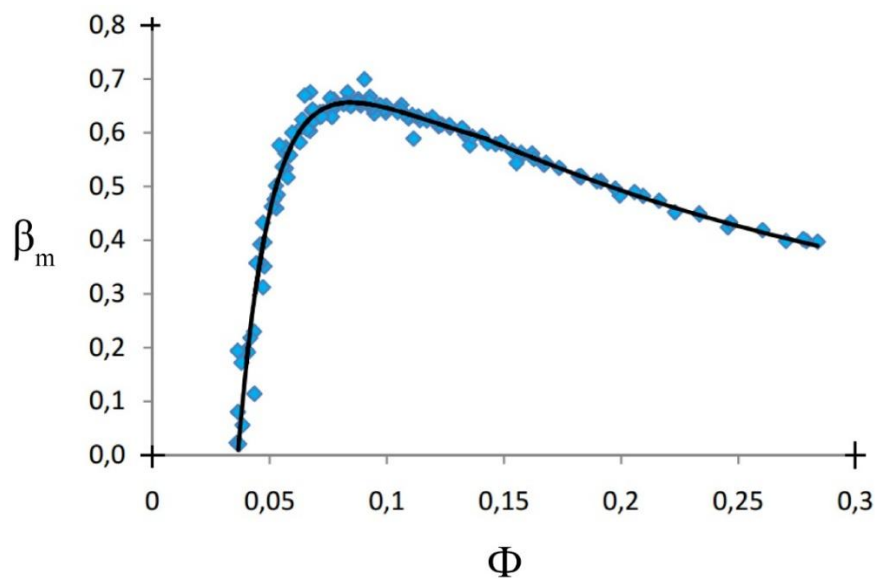


Figura 3.10 - Curva de eficiência da turbina de impulso (Fonte: CORVELO, 2011).

Ao final da execução do algoritmo para cada onda incidente, avalia-se qual diâmetro resulta na maior potência mecânica média para o estado de mar hipotético.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A apresentação dos resultados é realizada em duas etapas: verificações e análise dos efeitos de compressibilidade do ar sobre o dispositivo CAO.

4.1 Verificações

Aqui são apresentadas as verificações quanto à onda gerada e aos modelos numéricos dos processos pneumáticos do dispositivo CAO. As verificações são importantes, pois investigam a aplicabilidade da metodologia proposta.

4.1.1 Verificação da onda gerada

A onda é gerada através da imposição dos campos de velocidade pertinentes à teoria linear, Eqs. (2.6), (2.7) e (3.4), sobre o contorno vertical apropriado. Consequentemente, a onda gerada necessita de um comprimento de canal mínimo para se desenvolver e atingir sua forma mais fidedigna ao fenômeno ondulatório. Por outro lado, o emprego de canais longos pode promover uma dissipação numérica significativa devido, principalmente, à aplicação de modelos de turbulência. Os comprimentos dos canais a serem utilizados nas próximas análises são determinados por meio da verificação da onda gerada em determinadas posições ao longo do canal.

A verificação consiste na comparação entre as alturas das séries temporais de elevação da superfície livre, oriundas de simulação, e as alturas das séries temporais de elevação da superfície livre obtidas por meio da teoria de Stokes de 2º ordem. A comparação é realizada em quatro posições ao longo do canal para uma onda com 2 m de altura, 6 s de período e 48.4 m de comprimento. As sondas que captam a elevação da superfície livre situam-se a $2L$, $3L$, $4L$ e $5L$ do gerador de onda, onde L representa o comprimento da onda gerada. O canal possui $10L$ de comprimento. A Figura 4.1 apresenta uma faixa estabilizada das séries temporais de elevação da superfície livre das sondas posicionadas a $2L$ e $5L$, apresentando também a elevação da superfície livre da onda teórica de Stokes de 2º ordem.

As séries temporais de elevação da superfície livre da sonda posicionada a $2L$ apresentam as menores diferenças. A magnitude do desvio entre as alturas das séries temporais de elevação da superfície livre, da onda teórica e onda gerada, referentes às sondas posicionadas em $2L$ e $5L$ equivalem a 4% e 13.45%, respectivamente. Entre todas as posições analisadas, $2L$ representa o melhor comprimento para o canal, pois permite a adaptação da onda gerada e não ocasiona grandes dissipações numéricas. A teoria de Stokes de 2º ordem considera a onda como a superposição de duas ondas monocromáticas, porém, a onda real pode ser composta por mais de duas ondas

monocromáticas. Dessa forma, os desvios percentuais referentes aos comprimentos de $2L$ e $5L$ não podem ser totalmente atribuídos às dissipações numéricas. Por meio desta verificação, define-se o comprimento de $2L$ para os canais utilizados nas demais análises deste trabalho.

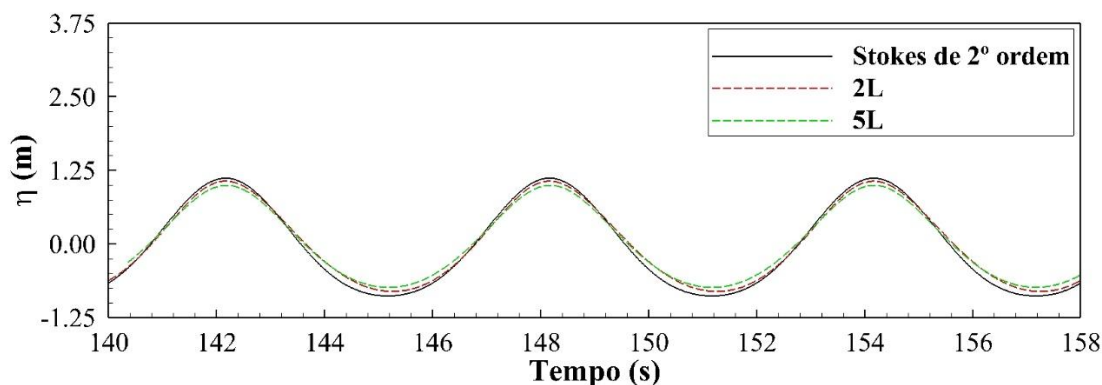


Figura 4.1 - Séries Temporais da verificação da onda gerada.

4.1.2 Verificação dos modelos numéricos dos processos pneumáticos do dispositivo CAO

A aplicação do Modelo Compressível na plataforma FLUENT®, por meio das funções definidas pelo usuário (UDF), é verificada. A verificação consiste na comparação entre as séries temporais de elevação da superfície livre, pressão e potência pneumática, obtidas por meio da plataforma FLUENT® e utilizando o Modelo Compressível, e as respectivas séries temporais obtidas por meio de um algoritmo. O algoritmo é fundamentado nas equações discretizadas do Modelo Compressível, Eqs. (3.12) e (3.13), de forma que a pressão no interior da câmara é explicitamente dependente da vazão de ar através da turbina e da taxa temporal de variação do volume de ar na câmara. O produto entre a derivada temporal da elevação da superfície livre e a área horizontal da câmara resulta na taxa temporal do volume da câmara, presente na equação do Modelo Compressível. A série temporal de elevação da superfície livre, oriunda da simulação via FLUENT®, é utilizada pelo algoritmo na determinação das séries temporais de pressão e potência pneumática correspondentes, conforme é ilustrado pela Figura 4.2.

Os modelos numéricos dos processos pneumáticos são verificados para dois casos com ondas de 9 s de período e 1.75 m de altura. Os casos possuem tipos de turbina diferentes (turbina Wells com $k_W = 160 \text{ Pa s/m}^3$ e turbina de impulso com $k_I = 2.8 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$), permitindo a verificação do Modelo Compressível para ambos os tipos de turbina. As séries temporais de elevação da superfície livre e pressão no interior da câmara, obtidas por meio de simulação do caso com turbina Wells, são ilustradas pela Figura 4.3. A série temporal de pressão determinada pelo algoritmo também é apresentada pela Figura 4.3. As séries temporais de potência pneumática obtidas por meio de simulação e do algoritmo são apresentadas pela Figura 4.4.

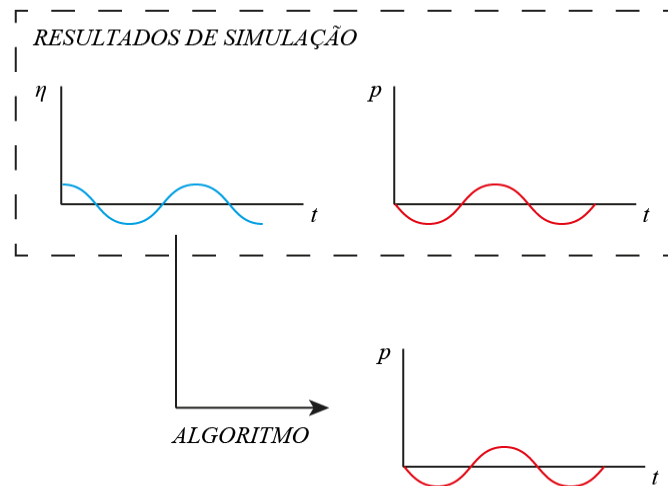


Figura 4.2 - Esquema de verificação da aplicação do Modelo Compressível na plataforma FLUENT® via UDF.

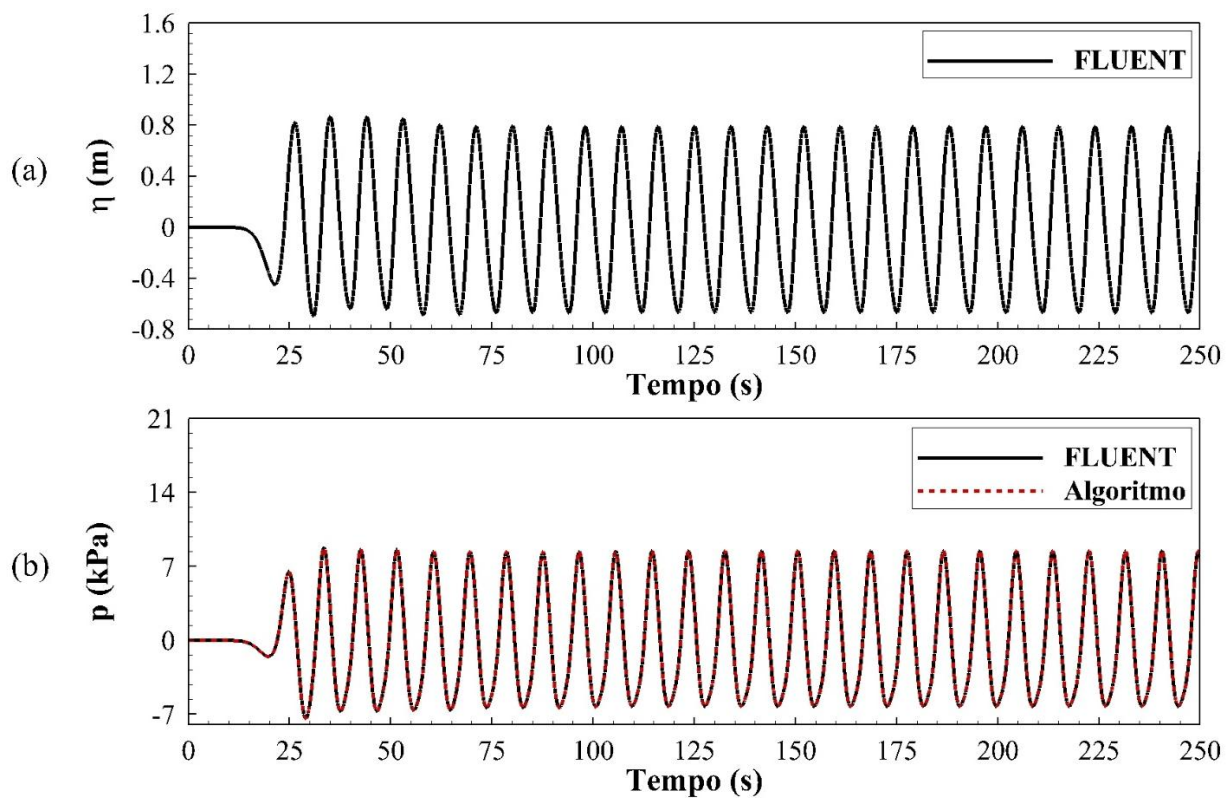


Figura 4.3 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a) e pressão no interior da câmara(b), obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina Wells com $k_w = 160$ Pa s/m³.

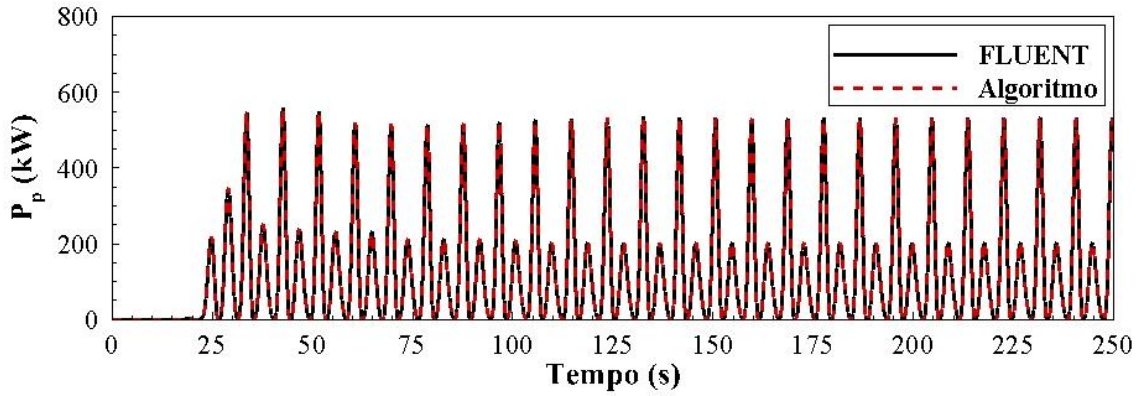


Figura 4.4 - Série temporal de potência pneumática, obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina Wells com $k_w = 160$ Pa s/m³.

Percebe-se que as séries temporais obtidas por meio de simulação são praticamente coincidentes com as séries temporais obtidas pelo algoritmo de verificação. A Figura 4.5 ilustra uma faixa ampliada das séries temporais de pressão e potência pneumática apresentadas pela Figura 4.4.

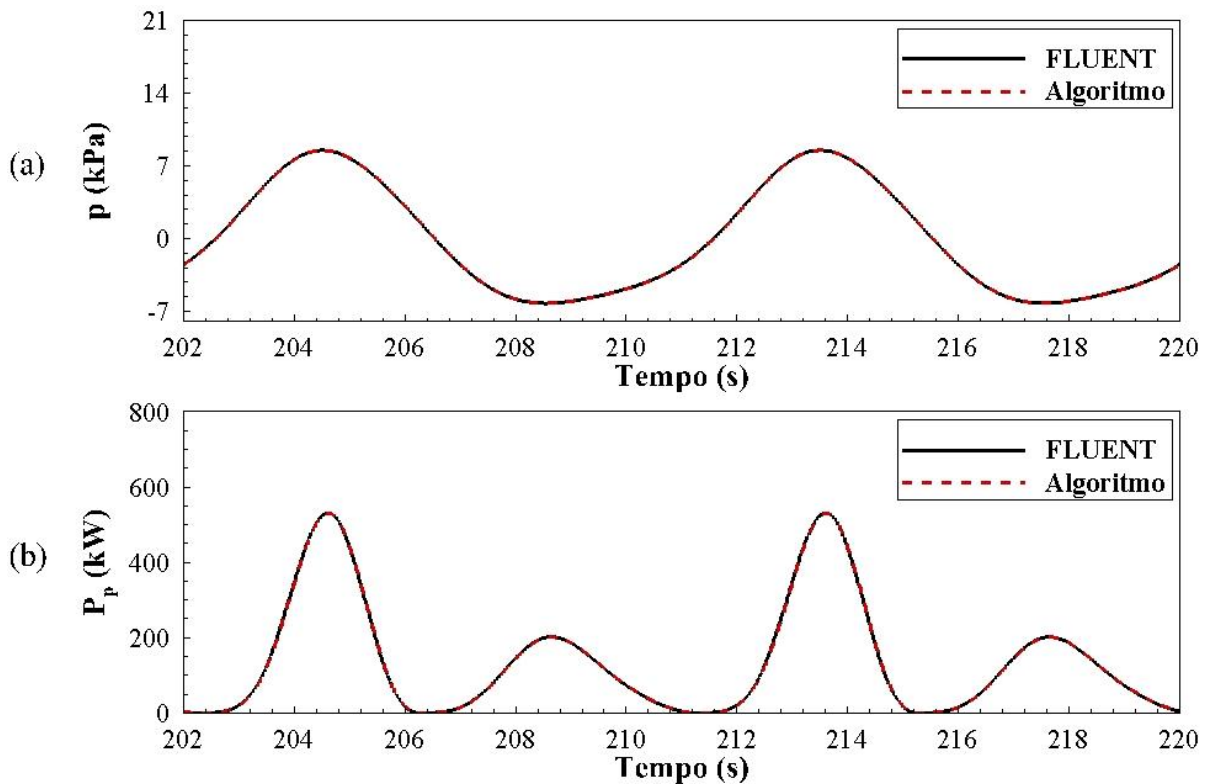


Figura 4.5 - Faixa ampliada das séries temporais de pressão (a) e potência pneumática (b), obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina Wells com $k_w = 160$ Pa s/m³.

A Tabela 4.1 apresenta as médias e desvios percentuais das séries temporais de pressão e potências pneumáticas do caso com turbina Wells. Os desvios das médias das séries temporais são

irrisórios em relação às incertezas dos métodos utilizados. Portanto, a aplicação do Modelo Compressível via UDF pode ser realizada nas demais investigações deste trabalho.

Tabela 4.1 - Médias das séries temporais de pressão e potência pneumática para o caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/m³.

	p_{rms} (kPa)	$\bar{P}_p$ (kW)
FLUENT	4.96	153.77
Algoritmo	4.95	153.58
Desvio (%)	0.2	0.12

As séries temporais de elevação da superfície livre e pressão no interior da câmara, obtidas por meio de simulação do caso com turbina de impulso, são ilustradas pela Figura 4.6. A série temporal de pressão determinada pelo algoritmo também é apresentada pela Figura 4.6.

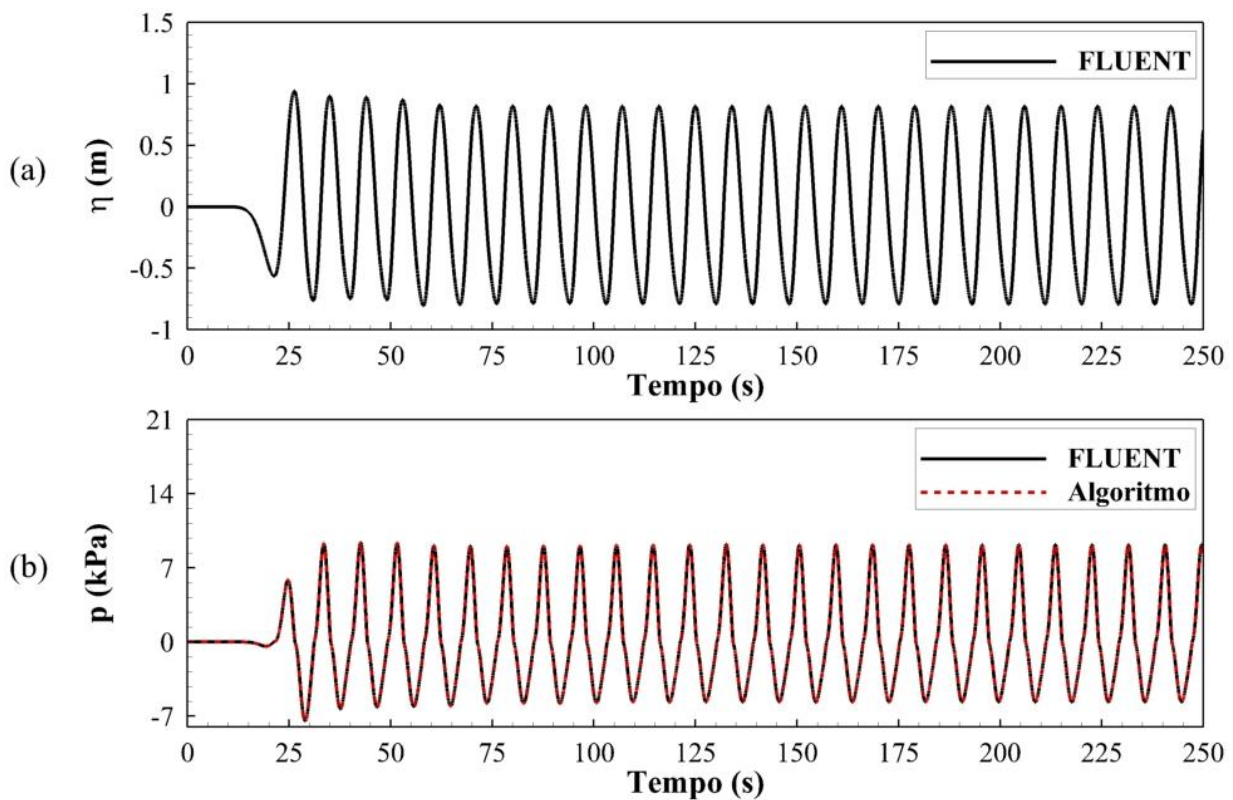


Figura 4.6 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a) e pressão no interior da câmara (b), obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina de impulso com $k_I = 2.8$ Pa s²/m⁶.

As séries temporais de potência pneumática obtidas por meio de simulação e do algoritmo são apresentadas pela Figura 4.4. A Figura 4.5 ilustra uma faixa ampliada das séries temporais de pressão e potência pneumática apresentadas pela Figura 4.4.

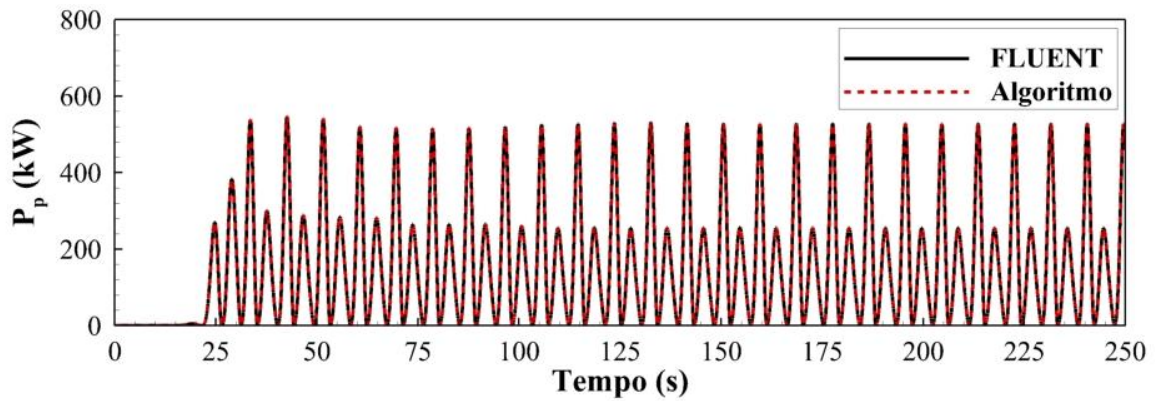


Figura 4.7 - Série temporal de potência pneumática, obtida através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina de impulso com $k_I = 2.8 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$.

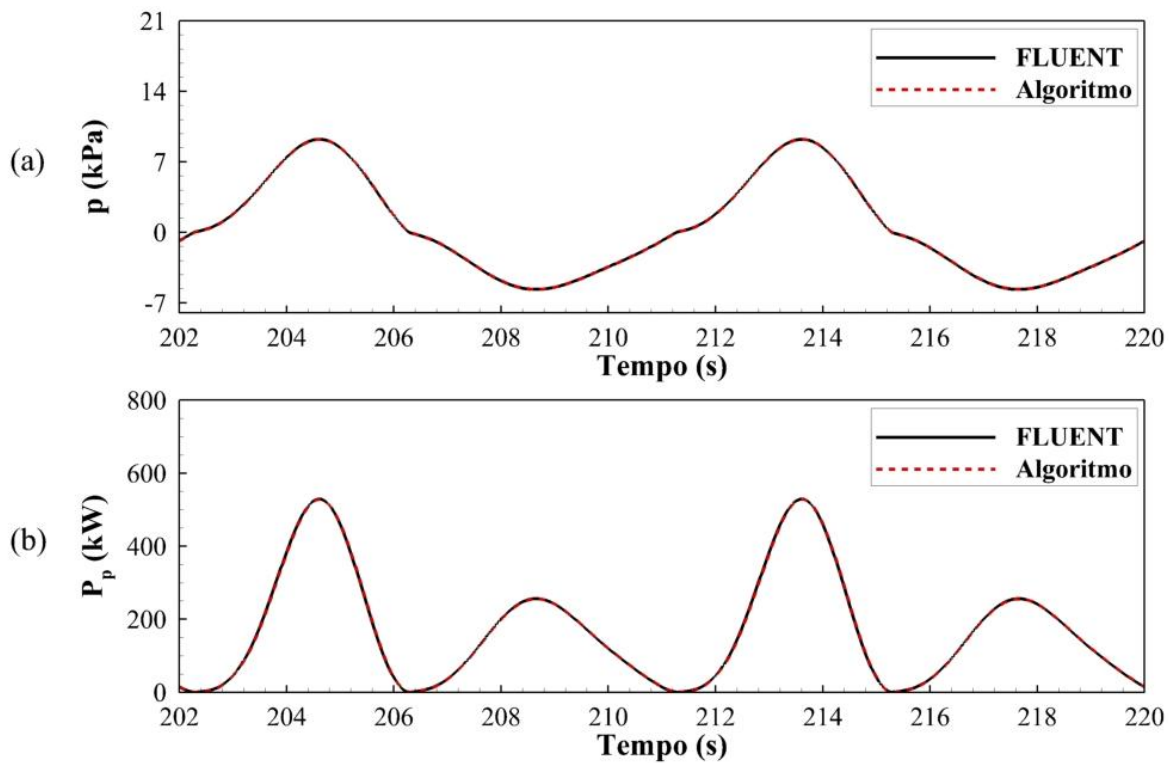


Figura 4.8 - Faixa ampliada das séries temporais de pressão (a) e potência pneumática (b), obtidas através do FLUENT® e do algoritmo de verificação, do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina de impulso com $k_I = 2.8 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$.

De maneira semelhante à turbina Wells, as séries temporais obtidas por meio de simulação são praticamente coincidentes com as séries temporais obtidas pelo algoritmo de verificação. A Tabela 4.2 apresenta as médias e desvios percentuais das séries temporais de pressão e potências pneumáticas do caso com turbina de impulso. Ainda assim, os desvios das médias das séries temporais continuam a ser irrisórios em relação às incertezas dos métodos utilizados.

Tabela 4.2 - Médias das séries temporais de pressão e potência pneumática para o caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m, turbina de impulso com $k_I = 2.8$ Pa s²/m⁶.

	p_{rms} (kPa)	$\bar{P}_p$ (kW)
FLUENT	4.56	160.81
Algoritmo	4.56	160.56
Desvio (%)	0.00	0.16

O Modelo Compressível apresenta um maior número de variáveis em relação ao Modelo Compressível Simplificado. O número de variáveis implica na quantidade de operações de monitoramento das variáveis e cálculos a serem executados a cada passo de tempo. Portanto, o Modelo Compressível pode resultar em tempos de simulação e esforços computacionais superiores ao Modelo Compressível Simplificado. Por outro lado, a escassez de informações, representada pelo menor número de variáveis do Modelo Compressível Simplificado, pode originar resultados com desvios consideráveis em relação ao Modelo Compressível. Realiza-se uma análise das séries temporais de pressão estática e elevação da superfície livre obtidas por meio do Modelo compressivo e Modelo compressivo simplificado. Dois casos são simulados com cada modelo. O primeiro caso possui uma turbina Wells ($k_W = 240$ Pa s/m³), enquanto que o segundo possui uma turbina de impulso ($k_I = 44$ Pa s²/m⁶). Em ambos os casos, a onda incidente possui período de 9 s e altura de 1.75 m.

A Figura 4.9 ilustra as séries temporais de elevação da superfície livre, pressão estática e potência pneumática do caso com turbina Wells. Os desvios entre as respectivas alturas de elevação da superfície livre e pressão, entre o Modelo Compressível e o Modelo Compressível Simplificado, assumem valores inferiores à 1% das respectivas alturas obtidas por meio do Modelo Compressível. As séries temporais da potência pneumática apresentam médias muito próximas, de forma que o desvio entre as mesmas encontra-se abaixo de 1% da potência pneumática média oriunda o Modelo Compressível. A Figura 4.10 ilustra as séries temporais de elevação da superfície livre, pressão estática e potência pneumática do caso com turbina de impulso. As alturas de elevação da superfície livre apresentam um desvio inferior à 1%, assim como ocorre para o caso com turbina Wells. Entretanto, as alturas de pressão apresentam um desvio em torno de 6% em relação à altura de pressão obtida pelo Modelo Compressível. Semelhantemente ao caso com turbina Wells, as séries temporais da potência pneumática apresentam médias muito próximas, de maneira que o desvio entre as mesmas está abaixo de 1% da potência pneumática média oriunda o Modelo Compressível. As séries temporais de pressão não apresentam diferenças apenas em suas alturas, havendo diferenças no formato da série ao longo tempo.

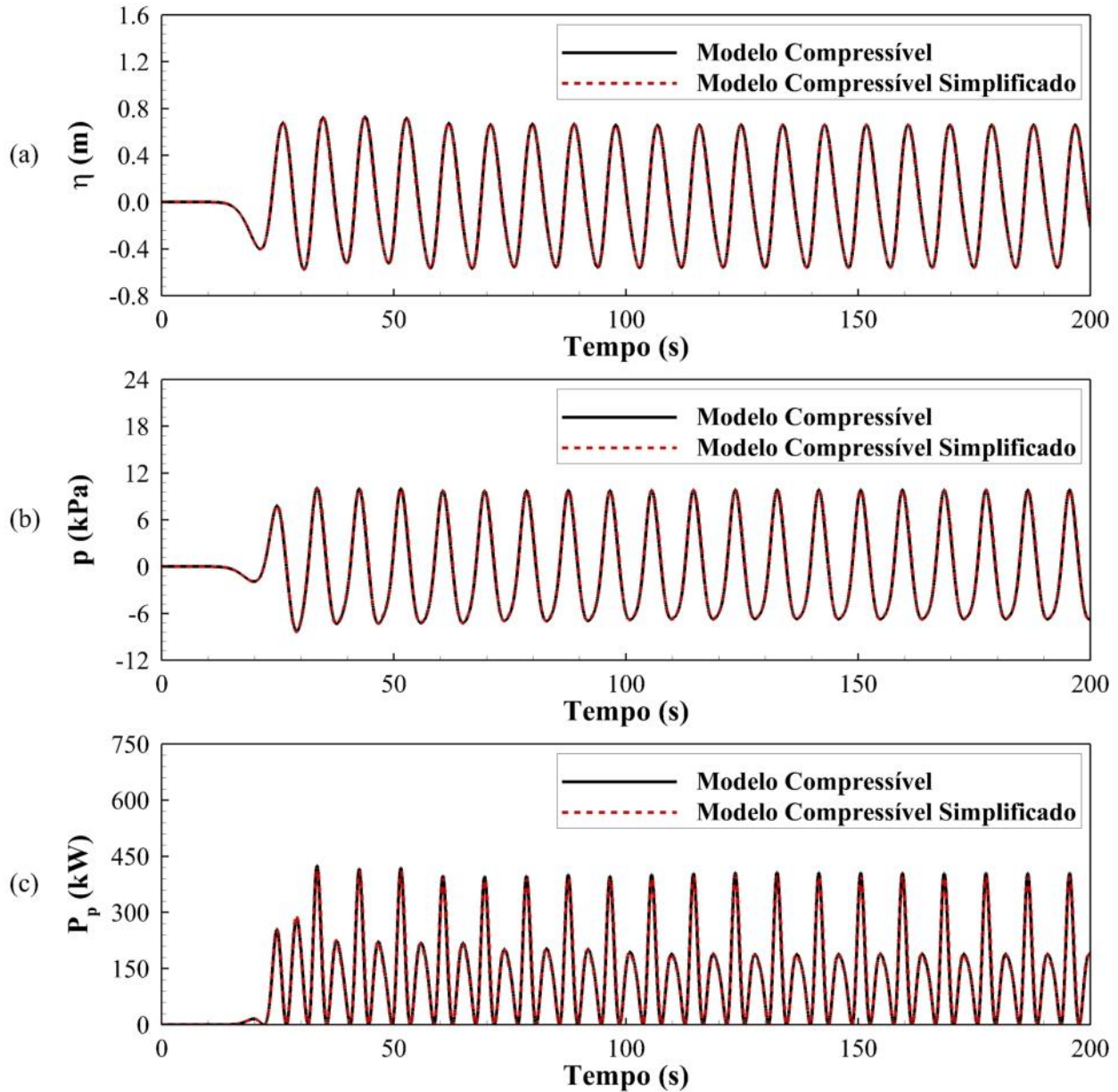


Figura 4.9 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão (b) e potência pneumática (c) dos modelos Compressível e Compressível Simplificado para o caso com $H = 1.75$ m, $T = 9$ s e turbina Wells com $k_W = 240$ Pa s/m³.

A Figura 4.11 apresenta uma faixa ampliada das séries temporais de potência pneumática dos casos com turbina Wells e impulso. A diferença entre as magnitudes dos desvios é facilmente observada no caso com turbina de impulso, ou seja, o Modelo Compressível Simplificado proporciona maiores erros para o caso com turbina de impulso. A diferença entre os maiores picos de potência pneumática para o caso com turbina Wells situa-se na ordem de 2.7% do pico correspondente do Modelo Compressível. A diferença entre os maiores picos de potência pneumática para o caso com turbina de impulso situa-se na ordem de 9.1% do pico correspondente do Modelo Compressível.

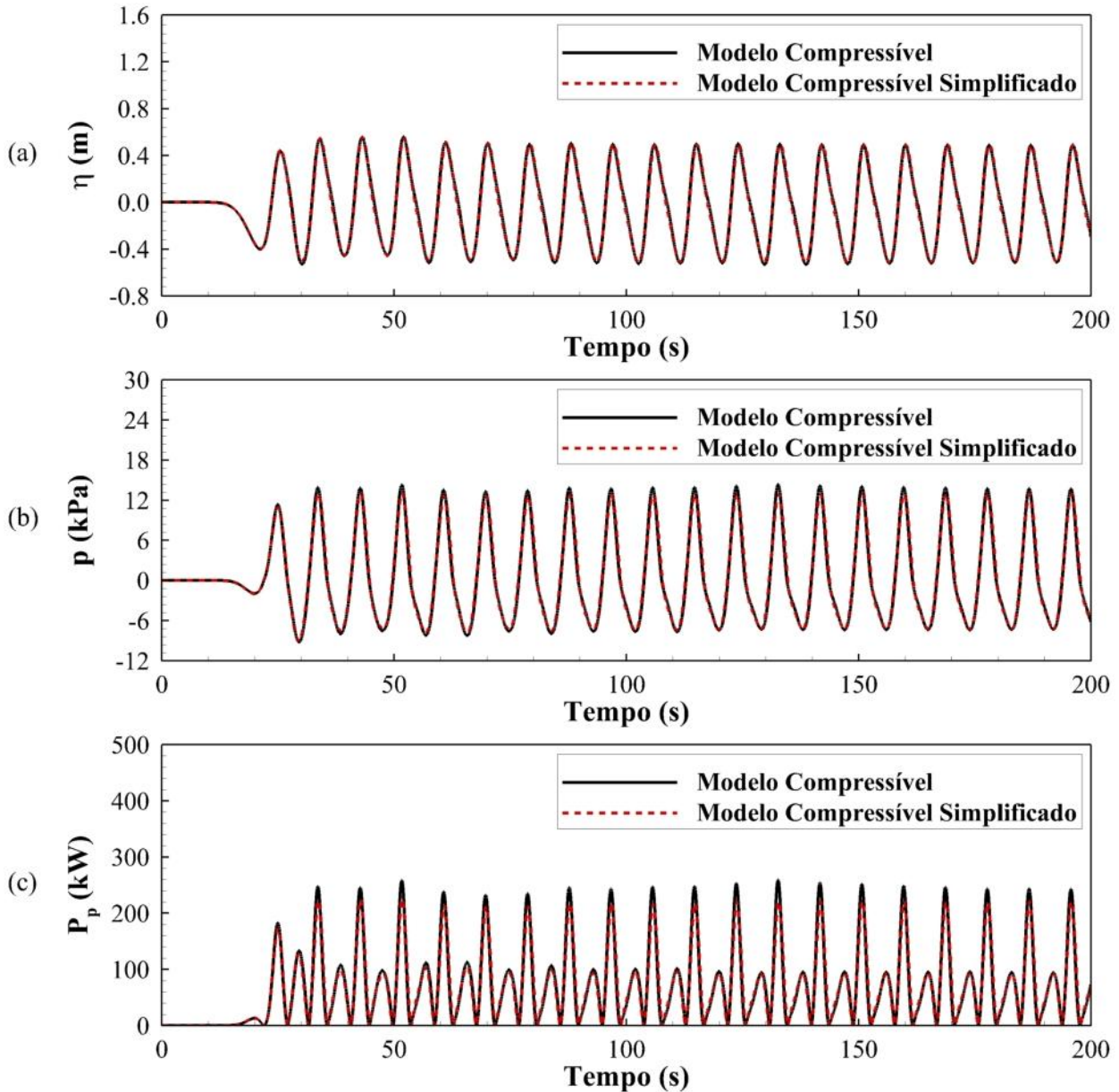


Figura 4.10 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão (b) e potência pneumática (c) dos modelos Compressível e Compressível Simplificado para o caso com $H = 1.75$ m, $T = 9$ s e turbina de impulso com $k_t = 44$ Pa s²/m⁶.

O Modelo Compressível proporciona um tempo computacional superior ao Modelo Compressível Simplificado em torno de 5%. Em geral, o tempo de simulação está fortemente relacionado ao período da onda incidente, não tendo grandes variações com o tipo de turbina. O tempo de simulação para o caso com altura de 1.75 m, período de 9 s e turbina Wells com relação característica da turbina de 240 Pa s/m³ gira em torno de 17 horas, utilizando um computador com processador Intel® Core™ i7-3930K 3.20 GHz, memória DDR3 de 32GB e SSD de 250 GB. Portanto, a aplicação do Modelo Compressível apresenta-se viável, pois o esforço computacional adicional em relação ao Modelo Compressível Simplificado é compensado pela maior acurácia do Modelo Compressível.

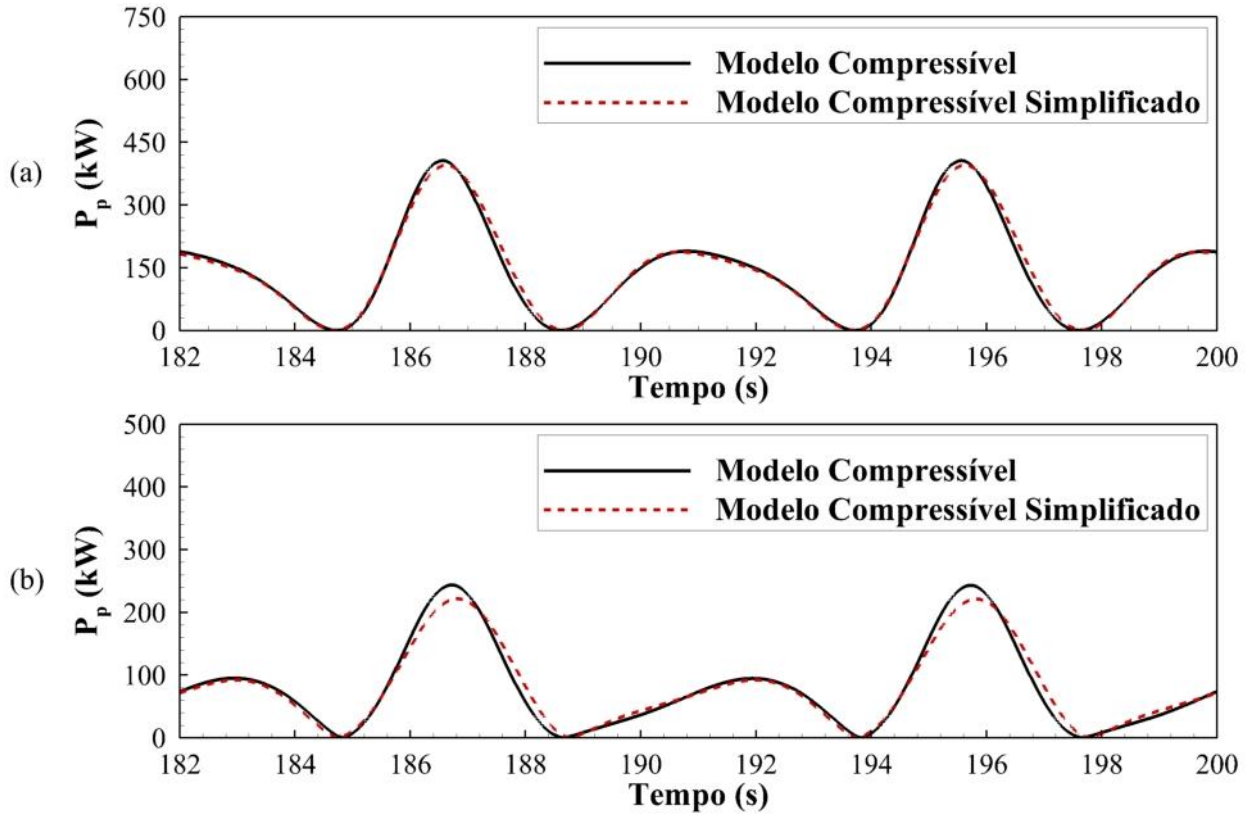


Figura 4.11 - Faixa ampliada das séries temporais de potência pneumática do Modelos Compressível e Compressível Simplificado para os casos com $H = 1.75$ m, $T = 9$ s, turbina Wells com $k_W = 240$ Pa s/m³ (a) e turbina de impulso com $k_I = 44$ Pa s²/m⁶ (b).

4.1.3 Verificação do modelo Expedito

O modelo Expedito é apresentado e verificado por Torres (2015) para casos com ondas de 1 m de altura, períodos de 6, 9 e 12 s, e turbina Wells, utilizando o modelo numérico Fluinco (TEIXEIRA et al., 2013), o qual considera os efeitos de compressibilidade do ar por meio de equações de estado. Torres et al. (2017), utilizando uma metodologia que despreza os efeitos de compressibilidade do ar, verificam o comportamento do parâmetro CAF . A verificação do modelo Expedito, considerando os efeitos de compressibilidade do ar, é aqui realizada. Investiga-se o comportamento do parâmetro CAF para diferentes relações características da turbina Wells ($k_W = 40, 100, 160, 200$ e 240 Pa s/m³), alturas de onda ($H = 1, 1.37, 1.75$ e 2 m) e períodos de onda ($T = 6, 9$ e 12 s). Os parâmetros CAF são obtidos por meio da simulação dos casos propostos e pelo emprego da metodologia de calibração apresentada por Torres et al. (2017). As dimensões do dispositivo CAO, e demais informações, estão contidas no estudo de caso apresentado anteriormente. A verificação do parâmetro CAF também é realizada para a turbina do tipo impulso, explorando uma possível extensão da aplicação do modelo Expedito aos demais tipos de turbinas. As séries temporais de elevação da superfície livre, pressão estática e

potência pneumática geradas pelo modelo Expedito são comparadas às séries temporais provenientes das simulações computacionais via FLUENT®.

As séries temporais de elevação da superfície livre utilizadas no procedimento de calibração (processo de obtenção do parâmetro *CAF*) e no funcionamento do modelo Expedito, normalmente, possuem suas formas e alturas distintas das respectivas séries temporais obtidas por simulação (FLUENT®). A Figura 4.12 apresenta as séries temporais do caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m e $k_W = 160$ Pa s/m³ obtidas por meio do método dos volumes finitos (via FLUENT®) e as séries temporais equivalente oriundas do procedimento de calibração do parâmetro *CAF*.

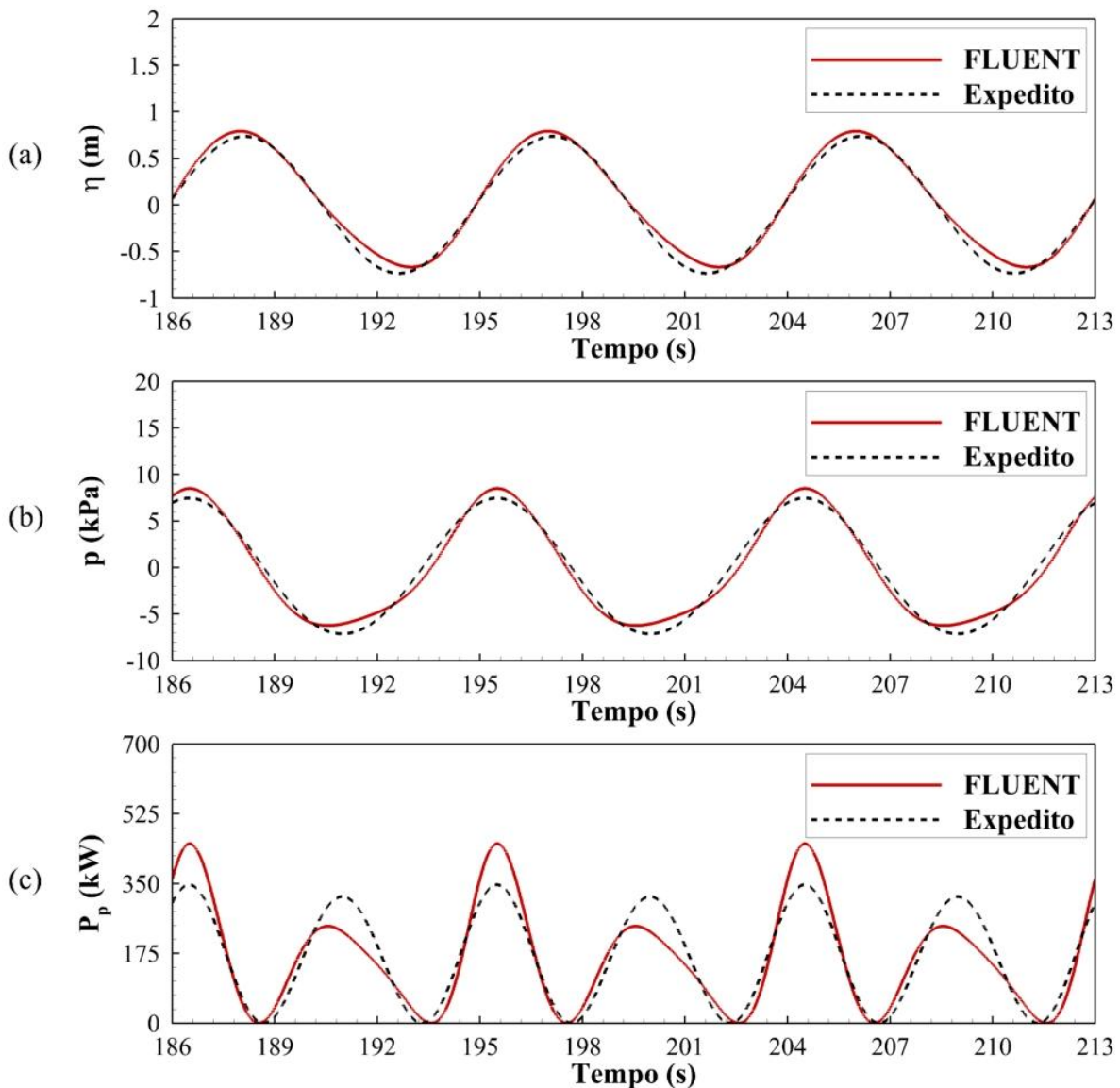


Figura 4.12 - Comparação entre as séries temporais de η , p e P_p obtidas por simulação e suas séries equivalentes obtidas por meio do modelo Expedito para o caso com $T = 9$ s, $H = 1.75$ m e turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/m³.

Nota-se na Figura 4.12 que as séries temporais de elevação da superfície livre e pressão estática oriundas da plataforma FLUENT e oriundas do modelo Expedito possuem, praticamente, as

mesmas alturas. Todavia, existem casos para os quais os fenômenos de interação fluido-estrutura resultam em séries temporais que apresentam formatos diferentes. As séries temporais de potência pneumática apresentam formatos distintos, porém, as potências médias de ambas as séries são idênticas, uma vez que a potência média é o critério de equivalência utilizado no procedimento de calibração.

Almejando verificar a metodologia do modelo Expedito para turbina Wells, considerando a compressibilidade do ar, simula-se casos com períodos de 6, 9 e 12 s, alturas de 1, 1.37, 1.75 e 2 m, e relações características da turbina de 40, 100, 160 e 240 Pa s/m³. O *CAF* é obtido para cada caso simulado através da metodologia apresentada anteriormente. Conforme relatado por Torres (2015), o parâmetro *CAF* possui uma variação fraca com a relação característica da turbina, enquanto que variações no período e altura da onda incidente, como pode ser visto na Figura 4.13, modificam significativamente o valor do *CAF*. O parâmetro *CAF* é mais sensível ao período do que à altura da onda incidente.

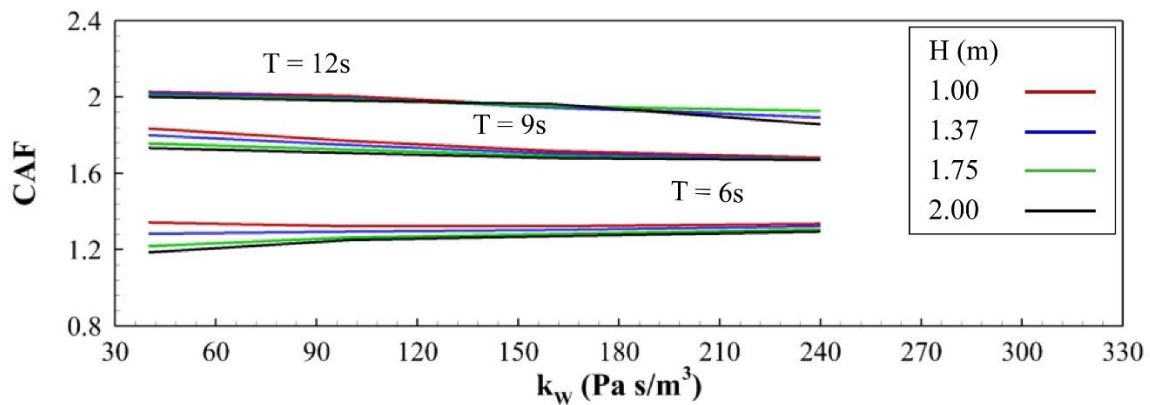


Figura 4.13 - Relação entre *CAF* e *kw* para a turbina Wells.

A Tabela 4.3 apresenta os valores médios ($\overline{CAF}$) e desvios padrões ($S(CAF)$) para os parâmetros de onda estudados. Percebe-se que os desvios padrões possuem magnitudes desprezíveis em relação às médias. O maior desvio padrão encontrado ($T = 9$ s e $H = 1.00$ m) equivale à 3.8% da média correspondente. Dessa forma, pode-se considerar que o *CAF* independe da relação característica da turbina, possibilitando que através de um único valor de *CAF*, para uma mesma onda incidente, consiga-se estimar os valores médios de potência pneumática para casos com diferentes relações características da turbina. O mesmo comportamento do parâmetro *CAF* é encontrado por Torres et al. (2017).

A Figura 4.14 confronta as médias das potências pneumáticas oriundas de simulação com as médias estimadas através do modelo Expedito para os casos com altura de onda de 1.75 m, períodos de 6, 9 e 12 s, e turbina Wells com *kw* de 40, 100, 160 e 240 Pa s/m³. Na estimativa da média da potência pneumática, optou-se por utilizar os parâmetros *CAF* médios da Tabela 4.3. As médias

estimadas das potências pneumáticas dos casos com período de 6 s, Figura 4.14 (a), apresentam-se superestimadas para as relações características da turbina inferiores à 100 Pa s/m³ e subestimadas para relações características da turbina superiores à 100 Pa s/m³.

Tabela 4.3 - Variáveis estatísticas do parâmetro *CAF* dos casos estudados com turbina Wells.

Período (s)	Altura (m)	$\overline{CAF}$	S(CAF)
6	1.00	1.330	0.010
6	1.37	1.301	0.016
6	1.75	1.267	0.036
6	2.00	1.251	0.047
9	1.00	1.751	0.067
9	1.37	1.732	0.055
9	1.75	1.704	0.035
9	2.00	1.698	0.028
12	1.00	1.968	0.060
12	1.37	1.963	0.056
12	1.75	1.969	0.035
12	2.00	1.950	0.064

O maior desvio acontece para a relação característica da turbina de 40 Pa s/m³, o qual equivale à 8% da média da potência pneumática obtida por simulação. As médias estimadas das potências pneumáticas dos casos com período de 9 e 12 s, Figura 4.14 (b) e (c), apresentam um comportamento contrário ao comentado para os casos com período de 6 s. Pequenas relações características da turbina proporcionam médias estimadas de potência pneumática subestimadas, enquanto que grandes relações características da turbina proporcionam médias superestimadas. O maior desvio para os casos com período de 9 s acontece para a relação característica da turbina de 40 Pa s/m³ (5.8%), enquanto que o maior desvio para os casos com período de 12 s acontece para a relação característica da turbina de 240 Pa s/m³ (4.3%).

O tipo de turbina pode influenciar o comportamento do *CAF*, fazendo com que seja interessante a verificação da aplicabilidade do modelo Exedito para casos com outro tipo de turbina. O parâmetro *CAF* é obtido para os casos com período de 6, 9 e 12 s, altura de 1, 1.37, 1.75 e 2 m, e relação característica da turbina de 0.8, 1.7, 2.8, 4.8, e 8.8 Pa s²/m⁶, considerando os efeitos de compressibilidade do ar no interior da câmara do dispositivo. A Figura 4.15 apresenta os valores do *CAF* correspondentes às relações características da turbina de impulso. Diferentemente da turbina

Wells, a turbina de impulso apresenta um comportamento parcialmente desconexo do parâmetro CAF associado à relação característica da turbina. Portanto, a aplicação do modelo Expedito para casos com turbina de impulso necessita de mais investigações.

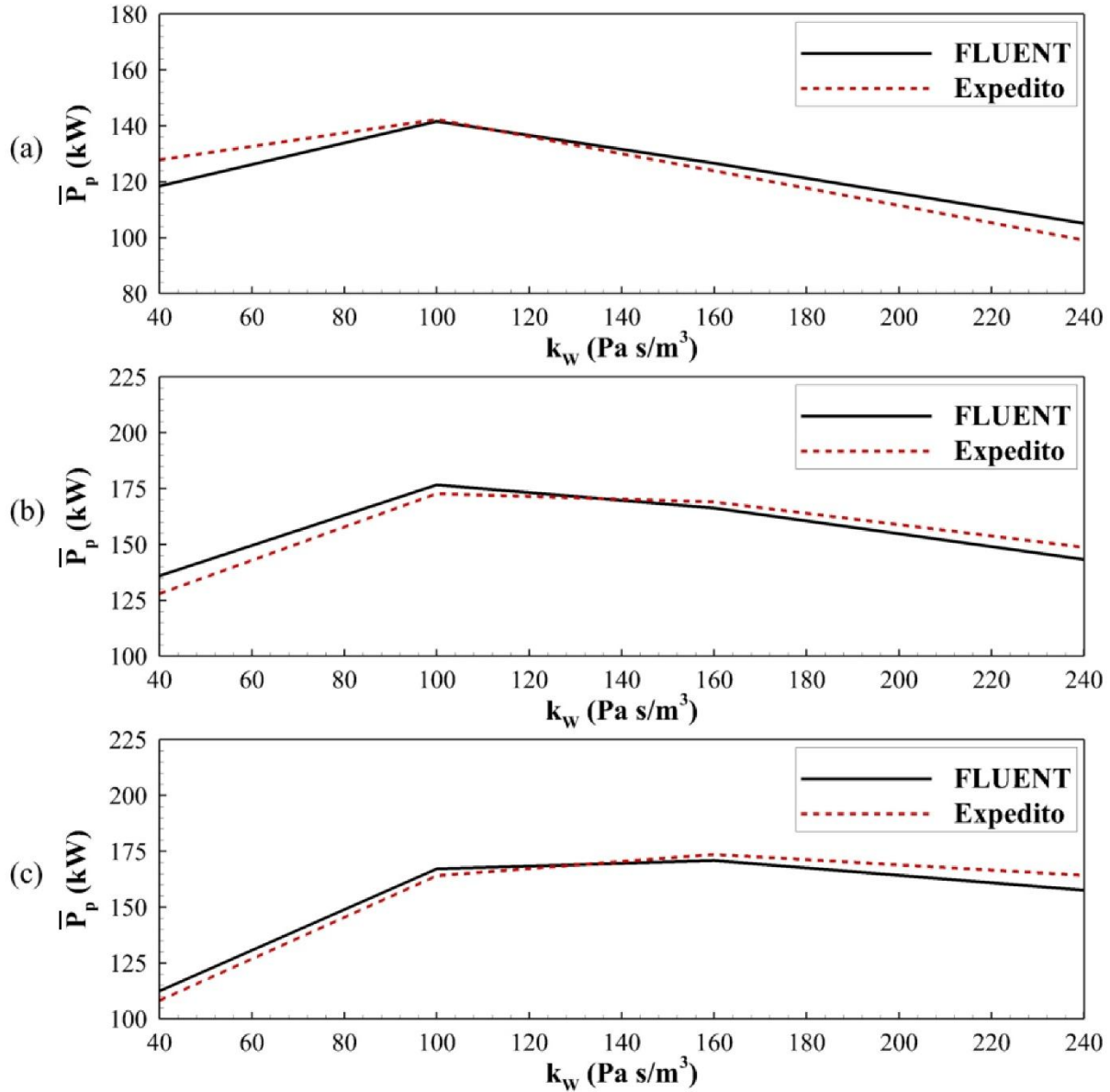


Figura 4.14 – Relação entre as potências pneumáticas médias e suas respectivas relações características da turbina Wells para os casos com $H = 1.75\text{m}$, $T = 6\text{ s}$ (a), $T = 9\text{ s}$ (b) e $T = 12\text{ s}$ (c).

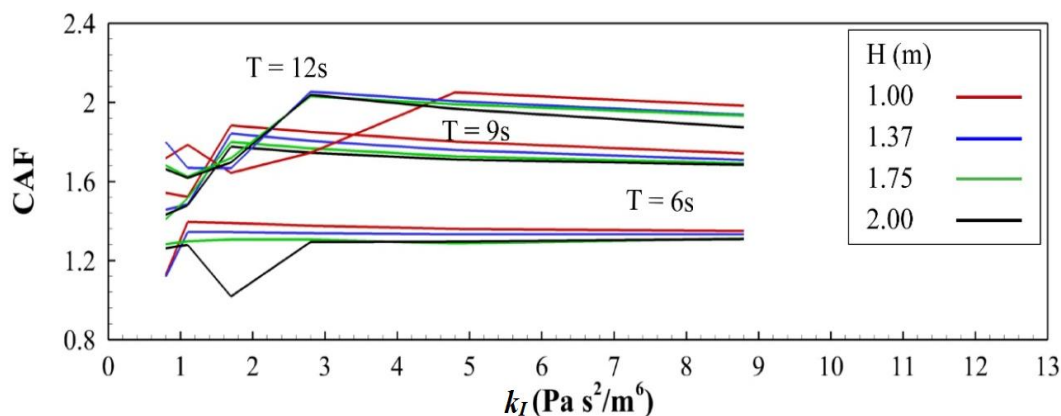


Figura 4.15 - Relação entre CAF e k_I para a turbina de impulso.

4.2 Análise dos efeitos de compressibilidade do ar sobre o dispositivo CAO

Os efeitos de compressibilidade do ar podem alterar significativamente as séries temporais de elevação da superfície livre, pressão e potência pneumática no interior do dispositivo de conversão da energia das ondas do tipo CAO. O comportamento das séries temporais, inclusive quanto aos efeitos de compressibilidade do ar, é dependente dos parâmetros da onda incidente (período e altura), além de parâmetros relacionados à geometria da câmara e turbina utilizada. Portanto, analisa-se os efeitos de compressibilidade do ar de casos com diferentes períodos de onda, alturas de onda e relações características da turbina, investigando como tais parâmetros relacionam-se com os efeitos de compressibilidade do ar. A investigação é estendida ao dimensionamento do diâmetro da turbina Wells, evidenciando o impacto dos efeitos de compressibilidade do ar sobre a eficiência do dispositivo CAO para um estado de mar. O dimensionamento do diâmetro da turbina de impulso é executado de forma complementar às investigações anteriores, realizando-se um comparativo entre as turbinas apresentadas.

4.2.1 Análise da influência do período de onda sobre os efeitos de compressibilidade do ar

A fim de realizar-se uma análise preliminar do comportamento das séries temporais quanto aos efeitos de compressibilidade do ar para diferentes períodos, investiga-se as séries temporais dos casos com altura de onda de 1.75 m, período de onda de 6 e 12 s, turbina Wells e impulso, comparando o Modelo incompressível com o Modelo Compressível. A Figura 4.16 apresenta as séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão estática (b) e potência pneumática (c) do caso com período de onda de 6 s, altura de onda de 1.75 m e turbina Wells com relação característica de 160 Pa s/m^3 . As séries temporais de elevação da superfície livre do caso apresentado pela Figura 4.16 exibem uma

diferença de 0.173 m entre as alturas de elevação do Modelo Compressível e Incompressível. As alturas de pressão do Modelo Incompressível e Compressível apresentam uma diferença insignificante, estando na ordem de 0.5% da média RMS da série temporal de pressão do Modelo Compressível. Observando as diferenças relativas, nota-se que as séries temporais de elevação da superfície livre são mais sensíveis aos efeitos de compressibilidade do ar para o caso em questão.

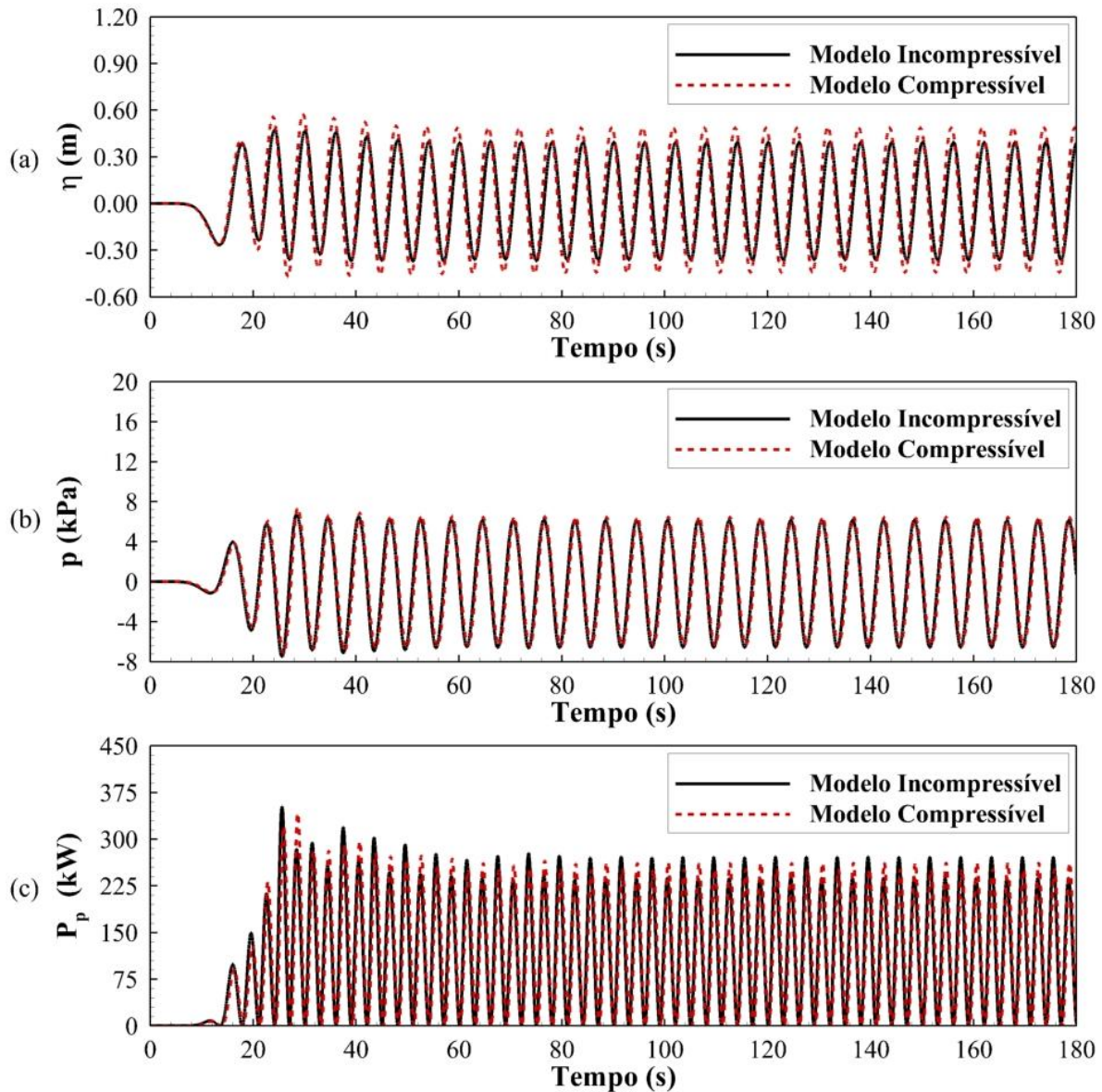


Figura 4.16 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão (b) e potência pneumática do caso $T = 6$ s, $H = 1.75$ m e turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/ m³.

A potência pneumática possui uma dependência quadrática com a pressão para a turbina Wells, de forma que as diferenças entre os Modelos Incompressível e Compressível, encontradas nas séries temporais de pressão, sejam ampliadas. Os efeitos de compressibilidade do ar auxiliam positivamente no processo de compressão, resultando em valores de potência pneumática do Modelo Compressível superiores aos respectivos valores do Modelo Incompressível, como pode ser visto na

Figura 4.17. Entretanto, durante o processo de expansão há uma redução dos valores de potência pneumática do Modelo Compressível em relação aos valores de potência pneumática do Modelo Incompressível. Consequentemente, a diferença entre as médias das séries temporais de potência pneumática é pequena, sendo aproximadamente 0.3% da média da potência pneumática do Modelo Compressível. Os diferentes comportamentos dos efeitos de compressibilidade entre as séries temporais de potência pneumática, nos processos de compressão e expansão, devem-se principalmente à transformação politrópica do ar. A relação não linear entre pressão e volume da câmara proporciona comportamentos diferentes nos processos de compressão e expansão do ar.

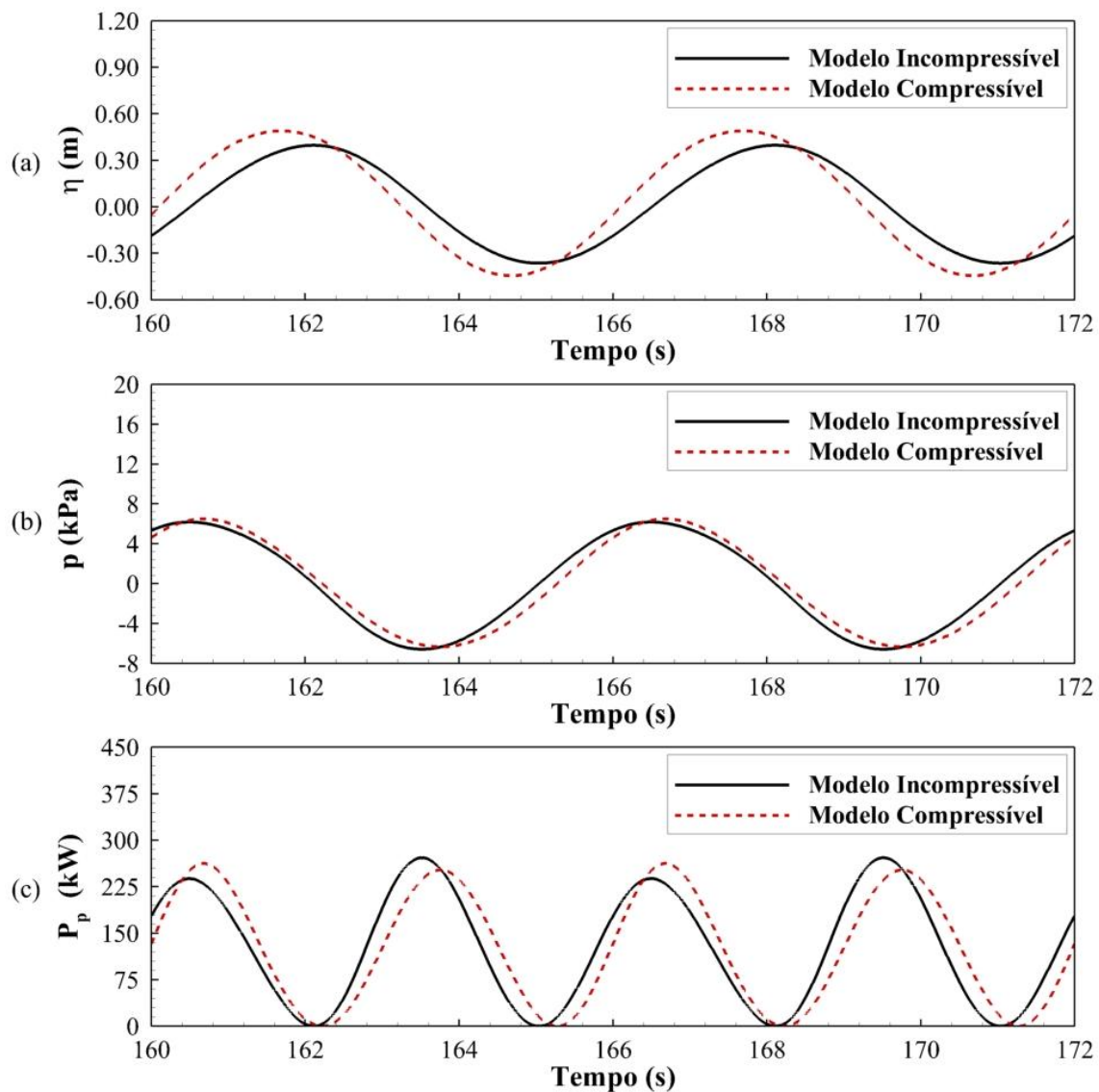


Figura 4.17 – Faixa ampliada das séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão (b) e potência pneumática (c) do caso $T = 6$ s, $H = 1.75$ m e turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/ m³.

A Figura 4.18 apresenta as séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão estática (b) e potência pneumática do caso com período de onda de 12 s, altura de onda de 1.75 m e turbina

Wells com relação característica de 160 Pa s/m^3 . As séries temporais de elevação da superfície livre, referentes aos Modelos Compressível e Incompressível do caso com período de 12 s, são praticamente coincidentes.

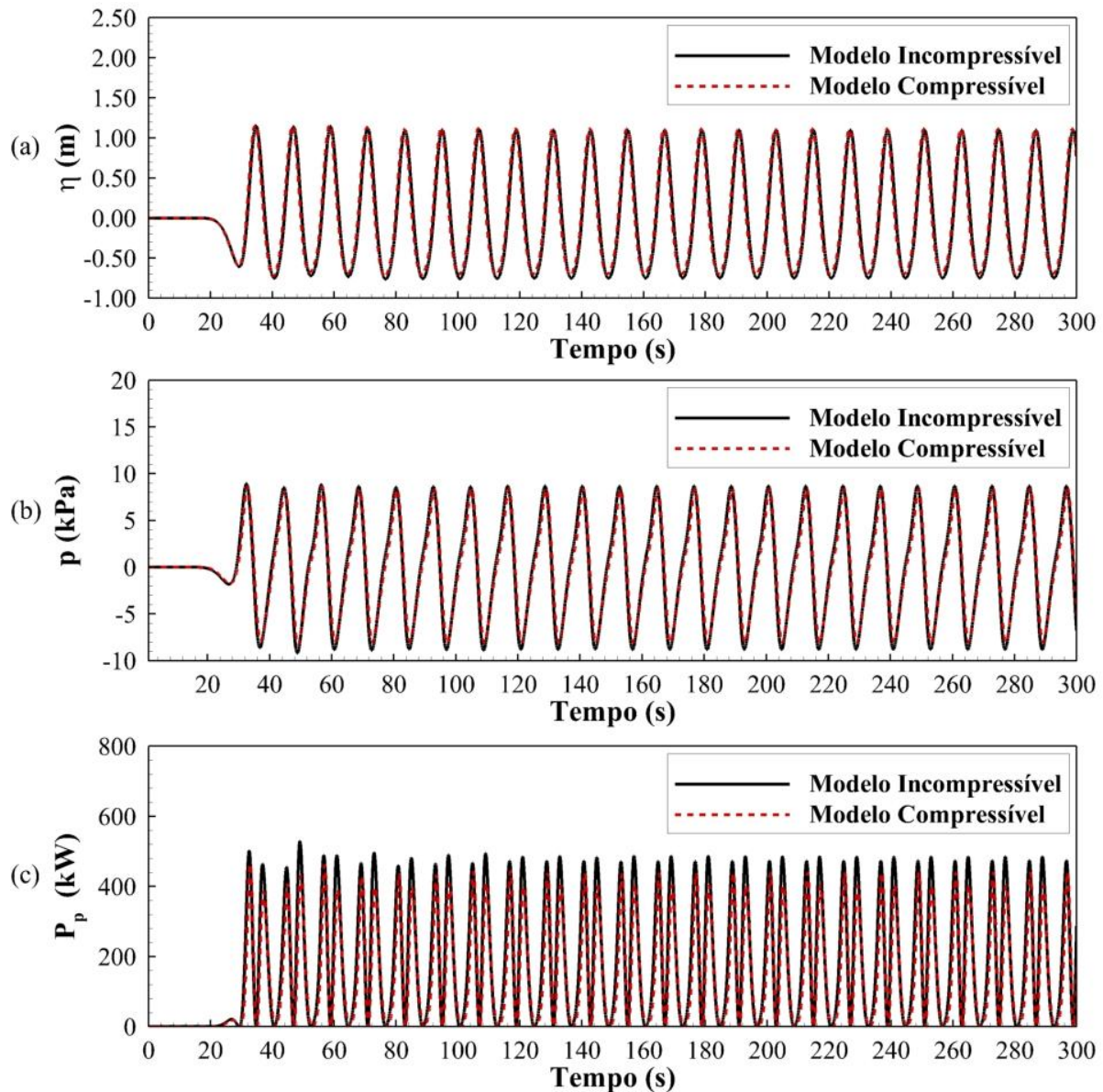


Figura 4.18 - Séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão estática (b) e potência pneumática (c) do caso $T = 12 \text{ s}$, $H = 1.75 \text{ m}$ e turbina Wells com $k_W = 160 \text{ Pa s/m}^3$.

A diferença entre as alturas das séries temporais de pressão do Modelo Compressível e do Modelo Incompressível corresponde a cerca de 6.7% da altura de pressão do Modelo Compressível. Diferentemente do comportamento da série temporal de pressão do caso com período de 6 s, as magnitudes das amplitudes da série temporal de pressão do modelo incompressível são superiores às magnitudes das amplitudes da série temporal de pressão do Modelo Compressível.

As diferenças de comportamento entre as séries temporais dos casos com 6 e 12 s devem-se às distintas taxas de compressão/expansão, as quais relacionam-se com a intensidade dos efeitos de

compressibilidade do ar, e aos fenômenos de interação fluido-estrutura. As faixas ampliadas das séries temporais de elevação da superfície livre (a), pressão estática (b) e potência pneumática (c) são apresentadas pela Figura 4.19. A série temporal de potência pneumática ilustrada pela Figura 4.19 apresenta uma distribuição mais concentrada em valores baixos, quando comparada à série temporal respectiva do caso com período de 6 s. A distribuição citada desloca a média da potência pneumática para valores menores. Quando os efeitos de compressibilidade do ar são considerados, os efeitos negativos da distribuição da potência pneumática são potencializados. A potência pneumática média da série temporal do modelo incompressível é cerca de 18% maior que a respectiva média do Modelo Compressível.

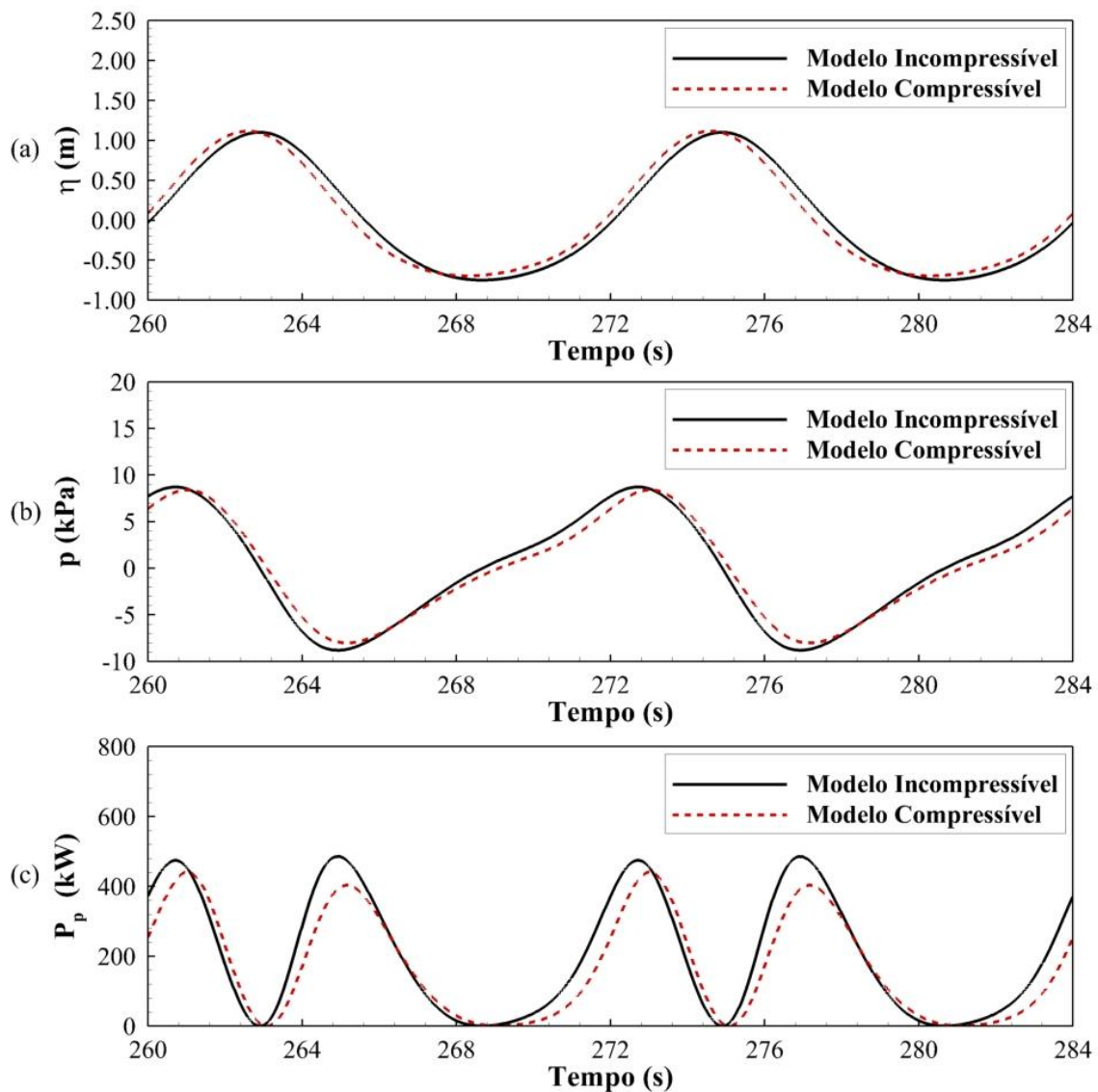


Figura 4.19 - Séries temporais ampliadas da elevação (a), pressão estática (b) e potência pneumática (c) do caso $T = 12$ s, $H = 1.75$ m e turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/ m³.

Os picos de potência pneumática relacionados ao processo de exalação ($p > 0$), obtidos por meio do Modelo Compressível e Modelo Incompressível, dos casos ilustrados pela Figura 4.17

($T = 6$ s) e Figura 4.19 ($T = 12$ s), apresentam um desvio temporal de 0.26 s. O desvio representa 4.3% do período de 6 s e 2.2% do período de 12 s. Os efeitos de compressibilidade do ar alteram a resposta do dispositivo CAO no tempo, retardando as séries temporais de pressão e potência pneumática, e adiantando a série temporal de elevação da superfície livre no interior da câmara.

Após a breve análise apresentada, expande-se a análise para outros períodos e para a turbina do tipo impulso. A influência do período da onda incidente sobre os efeitos de compressibilidade do ar é analisada através dos parâmetros: fator de amplificação (F_a), Média RMS da pressão (p_{rms}) e eficiência pneumática (β_p). Os parâmetros são obtidos para dois conjuntos de casos com altura de onda incidente de 1.75 m. Os casos do primeiro conjunto utilizam uma turbina Wells com relação característica da turbina de 160 Pa s/m^3 , enquanto que os casos do segundo conjunto utilizam uma turbina de impulso com relação característica da turbina de $2.8 \text{ Pa s}^2 \text{ m}^6$. Os valores das relações características da turbina estão próximos dos valores ótimos. Os casos pertencentes a cada conjunto diferenciam-se no período da onda incidente, de forma que os períodos estudados são 6, 7, 9, 10 e 12 s. A Figura 4.20 apresenta os parâmetros de fator de amplificação (F_a), Média RMS da pressão (p_{rms}) e eficiência pneumática (β_p) em função do período da onda incidente dos casos com altura de onda de 1.75 m e turbina Wells com relação característica de 160 Pa s/m^3 .

As tendências dos fatores de amplificação dos Modelos Incompressível e Compressível são semelhantes, como pode ser observado no item (a) da Figura 4.20. O fator de amplificação tende a estabilizar-se em torno do valor unitário para períodos próximos à 12 s, independentemente da consideração dos efeitos de compressibilidade do ar. A relação entre o fator de amplificação e o período da onda incidente depende principalmente dos fenômenos de interação fluido-estrutura. Entretanto, nota-se diferenças no fator de amplificação entre os Modelos Incompressível e Compressível, principalmente para os períodos menores. A maior diferença entre os fatores de amplificação encontra-se no período de 6 s, assumindo um desvio relativo de 18.5% em relação ao Modelo Compressível. Os casos com períodos maiores possuem uma menor taxa de variação do volume da câmara, resultando em efeitos de compressibilidade menos intensos sobre o fator de amplificação em relação aos casos com períodos de onda menores.

A média RMS da pressão apresenta um ponto de máximo ao longo do período, como pode ser observado no item (b) da Figura 4.20. Os Modelos Incompressível e Compressível apresentam tendências semelhantes. A média aumenta com o período da onda de 6 a 10 s, enquanto que a média se mantém praticamente constante para o Modelo Compressível, e apresenta uma leve queda para o Modelo Incompressível, nos períodos entre 10 e 12 s. De maneira análoga ao fator de amplificação, tais tendências devem-se principalmente aos efeitos de interação fluido-estrutura. Quanto às diferenças entre os Modelos Compressível e Incompressível, percebe-se que os desvios entre as

médias RMS de pressão não seguem uma tendência linear ao longo do período. As médias RMS de pressão para o período de 6 s apresentam uma característica distinta: os efeitos de compressibilidade do ar não afetam a média RMS da pressão, como pode ser observado no item (b) da Figura 4.17. O maior desvio acontece para o período de 10 s, estando em torno de 10.75% da média RMS da pressão oriunda do Modelo Compressível. O comportamento diferente é resultado da combinação de uma maior taxa de variação do volume da câmara com os efeitos de interação fluido-estrutura.

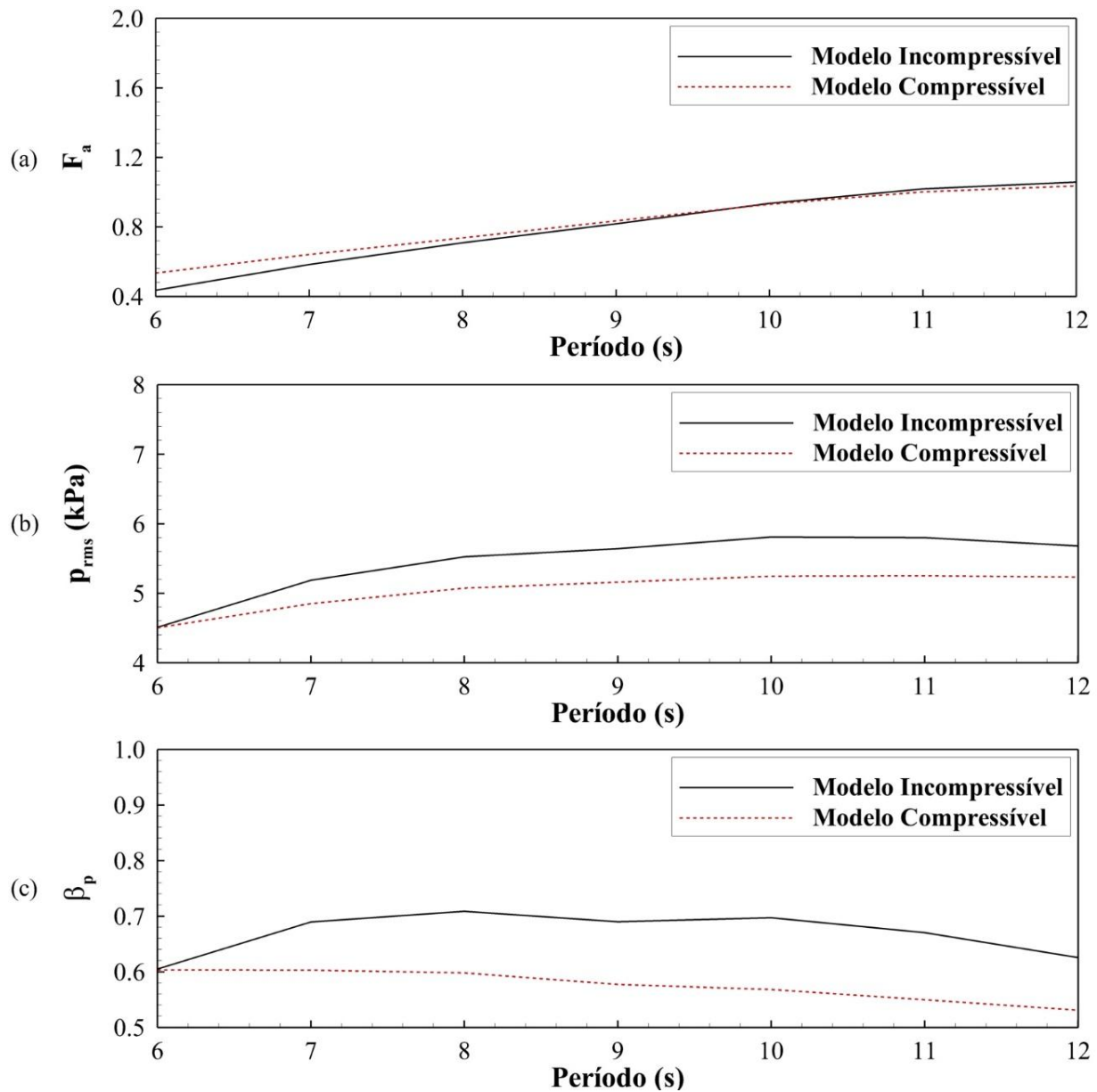


Figura 4.20 – Fator de amplificação (a), Média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $H = 1.75$ m e turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/ m³.

A eficiência pneumática é composta pela razão entre a potência pneumática média e a potência média da onda incidente. Em geral, a eficiência pneumática do Modelo Compressível é inferior à respectiva eficiência pneumática do Modelo Incompressível para a faixa de períodos analisada, exceto no período de 6 s, como pode ser visto no item (c) da Figura 4.20. O Modelo Incompressível apresenta uma concavidade para baixo em seu sinal de eficiência pneumática, de modo que os períodos extremos da análise (6 e 12 s) resultam nos menores valores de eficiência pneumática. O maior desvio entre as eficiências pneumáticas encontra-se no período de 10 s e equivale à 22.7% em relação ao Modelo Compressível. Os efeitos da interação fluido-estrutura promovem um aumento da altura de pressão para períodos maiores, porém a distribuição dos valores de pressão ao longo série temporal de pressão também é alterado, de forma que a média RMS da pressão não segue uma tendência linear. O Modelo Compressível apresenta uma tendência da eficiência pneumática mais definida, no intervalo de períodos apresentado, de forma que a eficiência pneumática diminui com o aumento do período, mesmo com a presença dos fenômenos de interação fluido-estrutura.

A utilização da turbina de impulso ao invés da turbina Wells pode alterar o comportamento do fator de amplificação, média RMS da pressão e eficiência pneumática. A Figura 4.21 apresenta os parâmetros de fator de amplificação, média RMS da pressão e eficiência pneumática para os casos com altura de onda de 1.75 m e turbina de impulso com relação característica de $2.8 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$. Todas as análises realizadas dos mesmos parâmetros para os casos com turbina Wells são válidas para os parâmetros obtidos utilizando a turbina de impulso. A maior diferença entre os fatores de amplificação também encontra-se no período de 6 s, assumindo um desvio relativo de 12.2% em relação ao Modelo Compressível. Os maiores desvios relativos da média RMS da pressão e eficiência pneumática, localizados no período de 11 s, equivalem respectivamente a 14.6 e 22.5% do Modelo Compressível.

Observando o comportamento da eficiência pneumática para o Modelo Incompressível, percebe-se que os efeitos da interação fluido-estrutura aumentam a eficiência na faixa central dos períodos analisados, porém os efeitos de compressibilidade do ar tornam-se relevantes a ponto de resultar em uma tendência linear bem definida em toda a faixa de período analisada. O caso com período de 6 s apresenta uma característica distinta: As eficiências dos modelos compressível e incompressível são praticamente iguais, mesmo havendo diferenças significativas nas alturas de pressão. A eficiência pneumática é obtida por meio de uma integral de uma função, que envolvem a série temporal de pressão, ao longo de um período. Ou seja, a eficiência pneumática não depende restritamente das alturas de pressão, sendo mais importante a forma com que os valores de pressão se distribuem ao longo da série temporal. A Figura 4.22 apresenta uma faixa ampliada das séries

temporais de pressão (a) e potência pneumática (b) do caso com período de onda de 6 s, altura de onda de 1.75 m e turbina de impulso com relação característica de $2.8 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$.

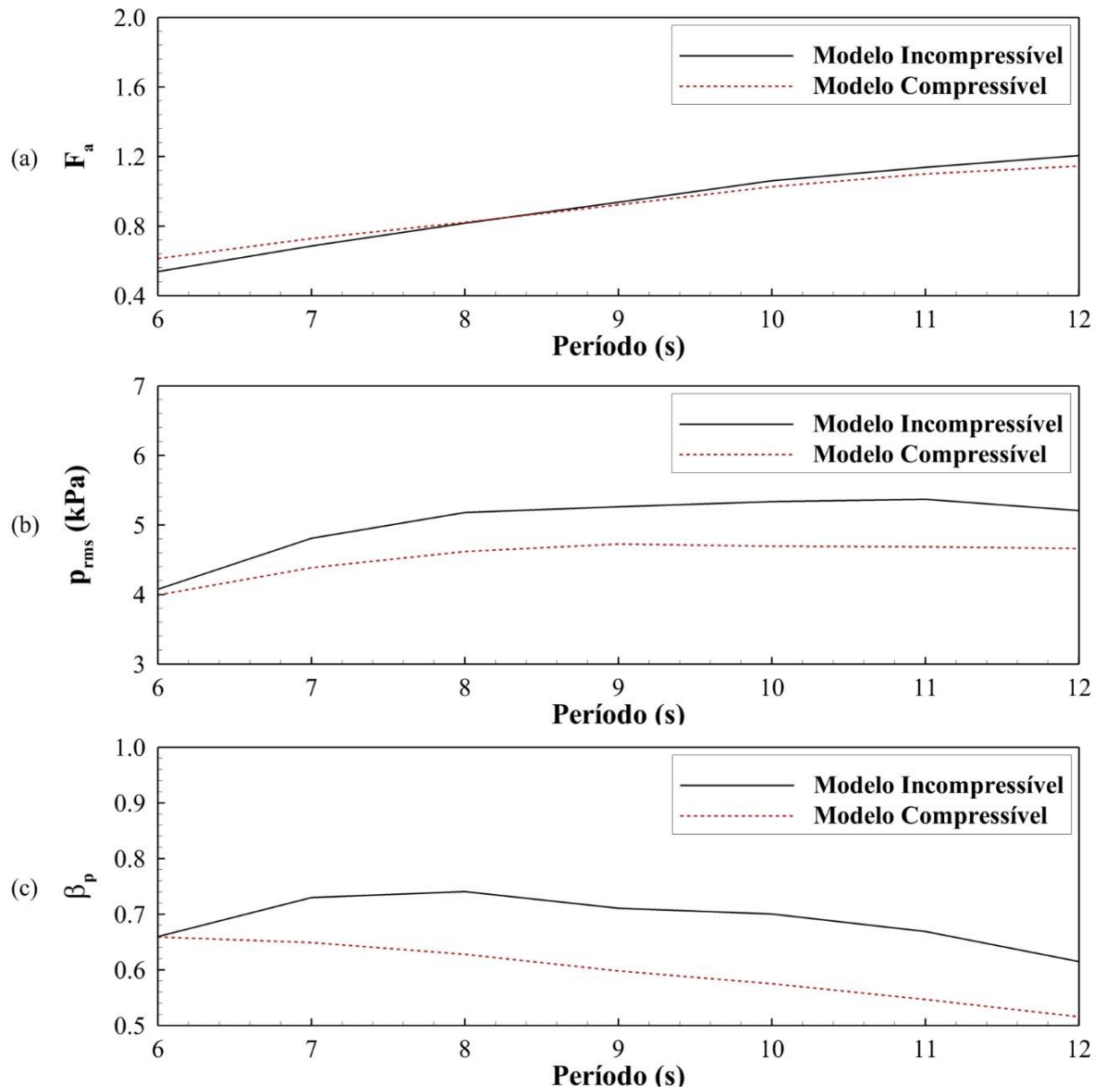


Figura 4.21 - Fator de amplificação (a), Média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $H = 1.75 \text{ m}$ e turbina de impulso com $k_I = 2.8 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$.

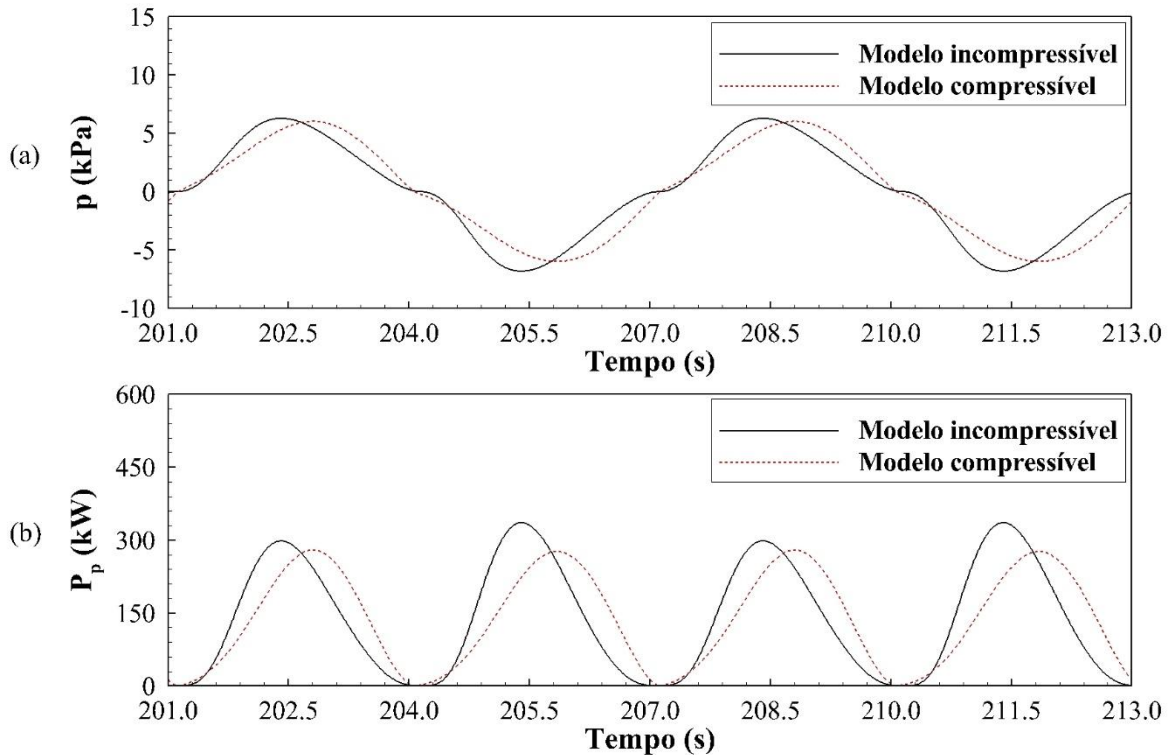


Figura 4.22 - Séries temporais ampliadas da pressão (a) e potência pneumática (b) do caso $T = 6$ s, $H = 1.75$ m, turbina de impulso e $k_I = 2.8 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$.

4.2.2 Análise da influência da altura de onda sobre os efeitos de compressibilidade do ar

A altura da onda incidente exerce um papel fundamental sobre a potência disponível para extração. Ondas de maiores alturas tendem a fornecer maiores potências, entretanto, a eficiência do dispositivo CAO pode variar com a altura da onda incidente. Os efeitos de compressibilidade do ar podem afetar os comportamentos das séries temporais de acordo com a altura da onda incidente, reduzindo a eficiência do dispositivo. A análise da influência da altura de onda sobre os efeitos de compressibilidade do ar é realizada através de uma investigação de casos com período de onda de 9 s e alturas de onda de 1.00, 1.37, 1.75 e 2.00 m.

A Figura 4.23 apresenta os parâmetros de fator de amplificação, média RMS da pressão e eficiência pneumática para os casos com período de 9 s e turbina Wells com relação característica de 160 Pa s/m^3 . Os comportamentos dos parâmetros em função das alturas de onda incidente apresentam-se com tendências bem definidas. O fator de amplificação é reduzido conforme o aumento da altura da onda, independentemente da consideração quanto à compressibilidade do ar. Ondas mais altas acentuam os efeitos de compressibilidade do ar sobre o fator de amplificação, de forma que o maior desvio encontra-se para a altura de 2 m. O aumento da altura da onda incidente, para um mesmo período, aumenta a taxa de variação do volume da câmara, tornando mais intenso o efeito mola do ar contido na câmara. Os fatores de amplificação do Modelo Incompressível são 0.9% e 2.3% menores

em relação aos fatores de amplificação do Modelo Compressível para as alturas de onda incidente de 1 e 2 m, respectivamente.

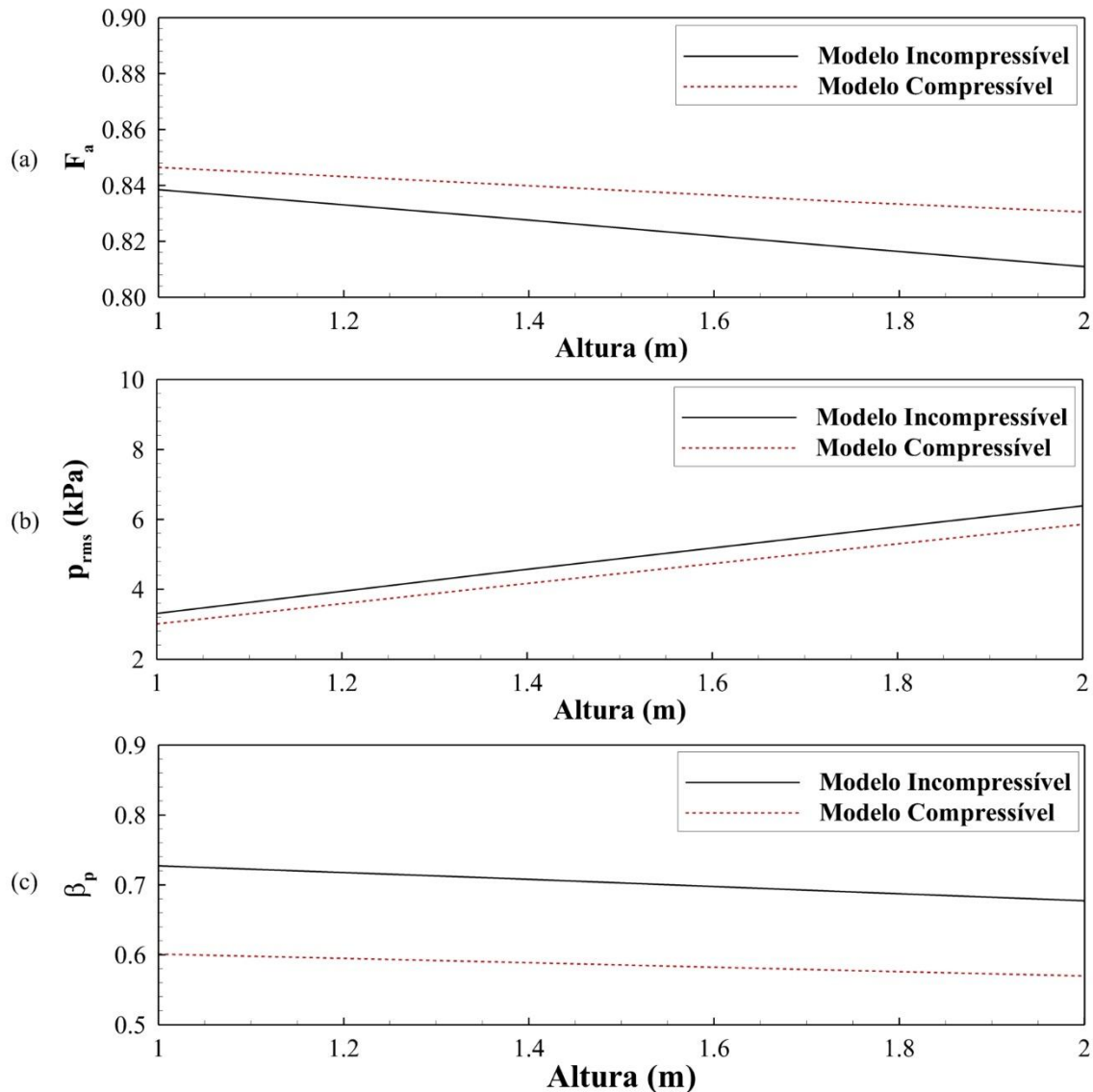


Figura 4.23 - Fator de amplificação (a), Média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $T = 9$ s e turbina Wells com $k_W = 160$ Pa s/ m³.

As médias RMS da pressão tendem a aumentar de acordo com o aumento da altura de onda, tanto para o Modelo Compressível quanto para o Modelo Incompressível. As diferenças das médias RMS da pressão entre os Modelos Compressível e Incompressível estão contidas entre o intervalo de 0.3 à 0.5 kPa, sendo que a magnitude da diferença é proporcional à altura da onda incidente. Entretanto, as diferenças das médias RMS da pressão entre os modelos tornam-se menos significantes para ondas incidentes com maiores alturas, uma vez que as médias RMS da pressão possuem maior sensibilidade à altura da onda incidente quando comparadas aos seus desvios. As médias RMS da pressão do Modelo Compressível para as ondas incidentes com 1 e 2 m de altura são

aproximadamente 10% e 9% menores que as médias RMS da pressão correspondentes do Modelo Incompressível.

A eficiência pneumática do dispositivo diminui com o aumento da altura da onda incidente devido aos fenômenos de interação fluido-estrutura. Os efeitos de compressibilidade do ar amplificam a redução da eficiência pneumática ao longo de toda a faixa de alturas estabelecidas. Percebe-se que os efeitos de compressibilidade do ar possuem maior influência sobre as eficiências pneumáticas das ondas de menor altura. As eficiências pneumáticas para as alturas de onda de 1 e 2 m do Modelo Compressível são, respectivamente, 17.4% e 14.7% menores em relação às eficiências pneumáticas do modelo incompressível para as respectivas alturas. As séries temporais de potência pneumática dos casos com altura de onda 1 e 2 m são apresentadas pela Figura 4.24. As séries temporais de potência pneumática dos casos com maiores alturas de onda possuem menores desvios durante o processo de compressão do ar. Dessa forma, a potência pneumática média do Modelo Compressível aproxima-se da potência pneumática média do modelo incompressível mais intensamente para ondas incidentes de maior altura.

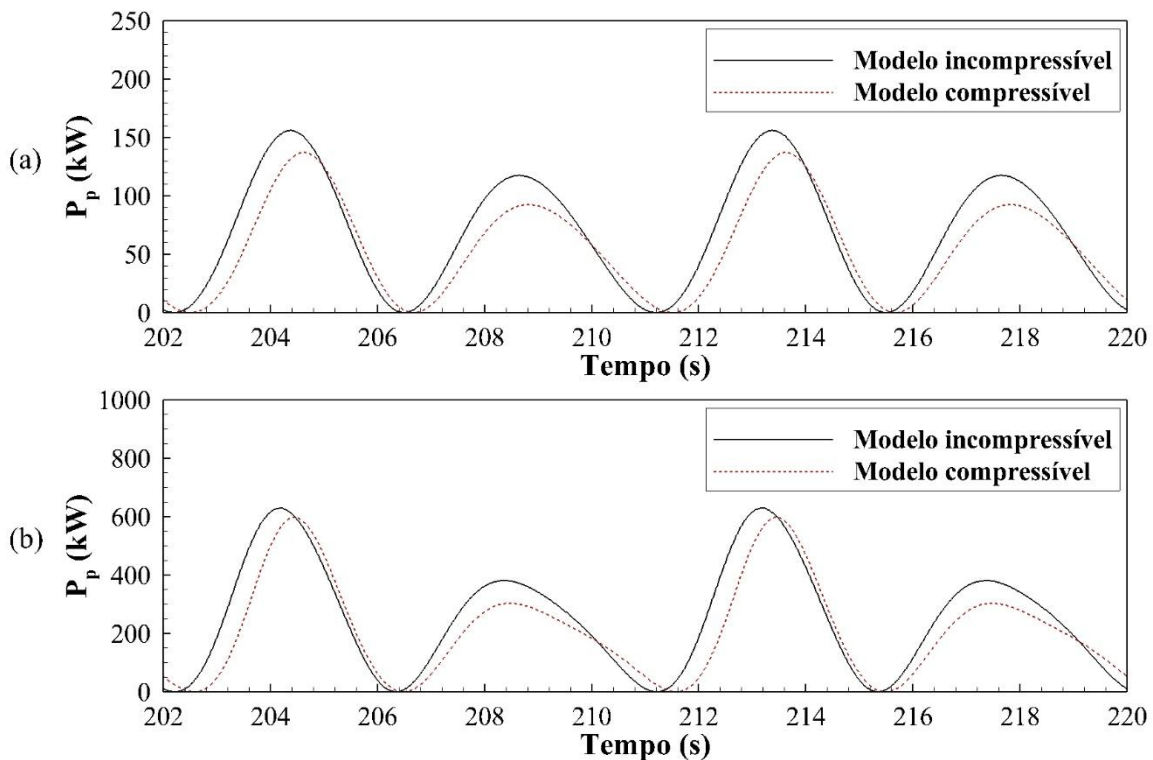


Figura 4.24 - Séries temporais de potência pneumática para os casos com período de 9 s, turbina Wells com relação característica de 160 Pa s/m^3 , alturas de 1 (a) e 2 m (b).

A Figura 4.25 apresenta os parâmetros de fator de amplificação, média RMS da pressão e eficiência pneumática para os casos com turbina de impulso e relação característica da turbina de $2.8 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$. O fator de amplificação tende a diminuir com o aumento da altura da onda incidente em ambos os modelos. O maior desvio entre os fatores de amplificação dos modelos Compressível e

Incompressível equivale à 0.04 m, sendo referente à onda incidente com altura de 1 m. A ordem de grandeza dos desvios não permite a realização de uma análise profunda, pois corresponde à magnitude das incertezas de simulação.

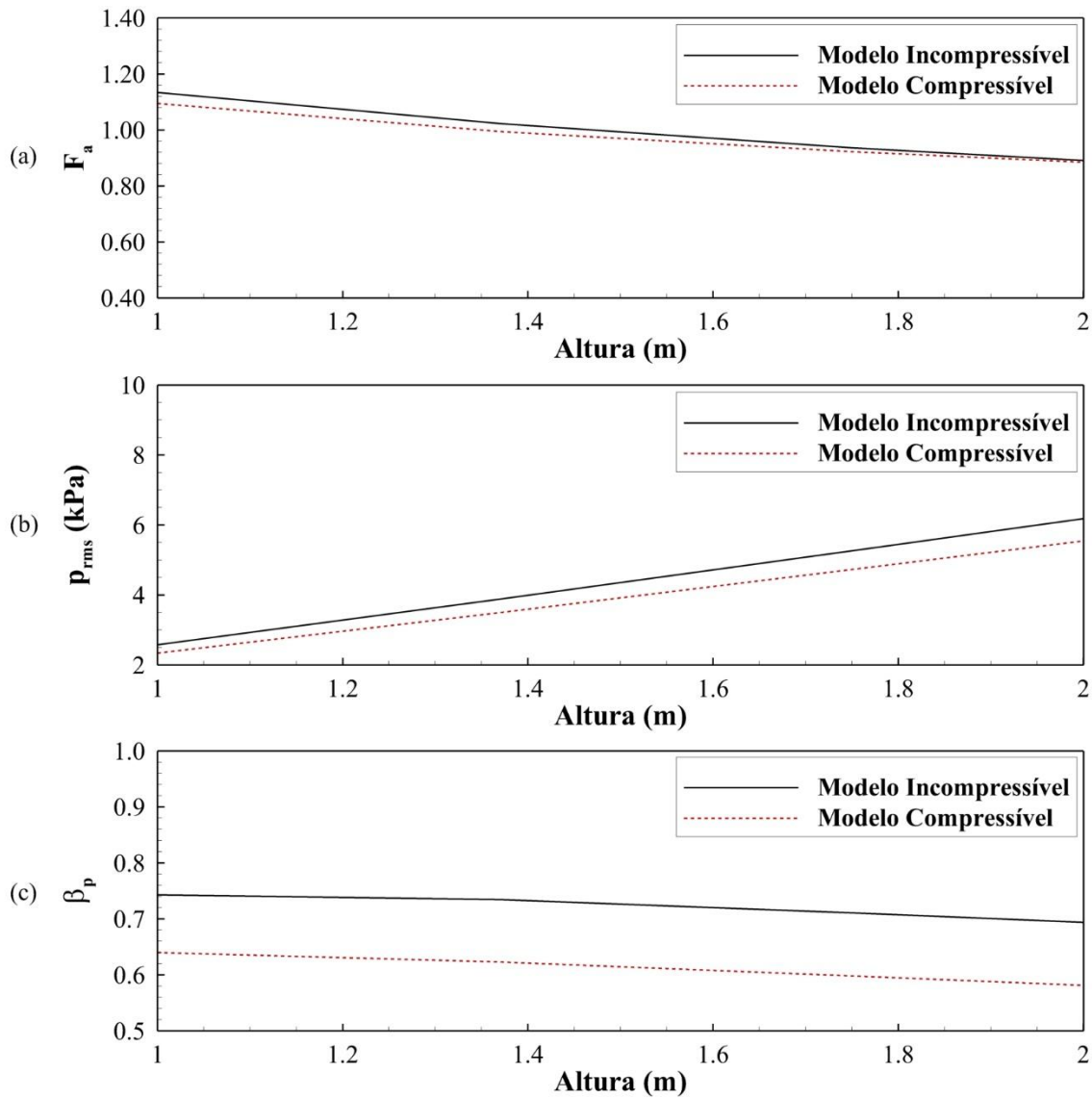


Figura 4.25 - Fator de amplificação (a), média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $T = 9$ s e turbina de impulso com $k_I = 2.8 \text{ Pa s}^2/\text{m}^6$.

Os comportamentos da média RMS da pressão e eficiência pneumática, dos casos ilustrados pela Figura 4.25, assemelham-se aos parâmetros correspondentes obtidos com a turbina Wells: o desvio entre os modelos não apresenta grandes variações ao longo da altura da onda incidente. A turbina de impulso proporciona maiores diferenças percentuais entre as médias RMS da pressão dos modelos Compressível e Incompressível para ondas de maior altura. Os desvios das médias RMS da pressão para as ondas incidentes com 1 e 2 m de altura são, aproximadamente, 10% (0.3 kPa) e 9% (0.53 kPa) em relação às médias do Modelo Compressível. Os desvios entre as eficiências

pneumáticas, para as alturas de onda de 1 e 2 m, dos Modelo Compressível e Incompressível são, respectivamente, 21.1% e 18.9% em relação às eficiências pneumáticas do Modelo Compressível.

4.2.3 Análise da influência da relação característica da turbina sobre os efeitos de compressibilidade do ar

A relação característica da turbina é de grande importância para o estudo sobre os efeitos de compressibilidade do ar no dispositivo CAO, uma vez que tal relação é diretamente proporcional à resistência ao escoamento de ar através da turbina. Em geral, maiores valores de relações características de turbina implicam em maiores resistências ao escoamento. A Figura 4.26 apresenta os parâmetros de fator de amplificação, média RMS da pressão e eficiência pneumática para os casos com período de onda de 9 s, altura de onda de 1.75 m e turbina Wells. Os parâmetros foram obtidos para as relações características da turbina de 40, 100, 160 e 240 Pa s/m³.

O fator de amplificação, ilustrado pelo item (a) da Figura 4.26, possui uma tendência decrescente, mostrando que maiores restrições ao escoamento de ar provam uma redução da movimentação da superfície livre. A intensidade da resistência ao escoamento acentua os efeitos de compressibilidade, como pode ser visto através dos desvios entre os fatores de amplificação e médias RMS das séries temporais de pressão dos modelos Compressível e Incompressível. O fator de amplificação do Modelo Compressível para uma relação característica da turbina de 240 Pa s/m³ é 9.7% maior que o fator de amplificação correspondente do Modelo Incompressível.

A média RMS da pressão, ilustrada pelo item (b) da Figura 4.26, apresenta uma tendência semelhante ao fator de amplificação quanto à tendência dos desvios: os desvios crescem conforme o aumento da relação característica da turbina. Grandes magnitudes de relação característica da turbina proporcionam resistências ao escoamento mais intensas, portanto, o comportamento dos desvios das médias RMS da pressão entre os modelos Compressível e Incompressível é congruente ao fenômeno esperado. O maior desvio entre as médias RMS da pressão representa 12.1% da média RMS da pressão oriunda do Modelo Compressível.

A curva de eficiência pneumática, ilustrada pelo item (c) da Figura 4.26, apresenta um único ponto de máximo devido aos fenômenos de interação fluido-estrutura. A relação característica da turbina que promove a maior eficiência depende dos parâmetros da onda, como a altura e período, além das geometrias do dispositivo e tipo de turbina. Através da curva da eficiência pneumática apresentada pela Figura 4.26, percebe-se que a eficiência pneumática máxima encontra-se entre a faixa de 100 à 160 Pa s/m³, para uma onda incidente com 1.75 m de altura e 9 s de período. As eficiências pneumáticas para as relações características da turbina de 100 e 160 Pa s/m³ do Modelo

Compressível são, respectivamente, 11.3% e 16.3% menores em relação às eficiências pneumáticas correspondentes do Modelo Incompressível.

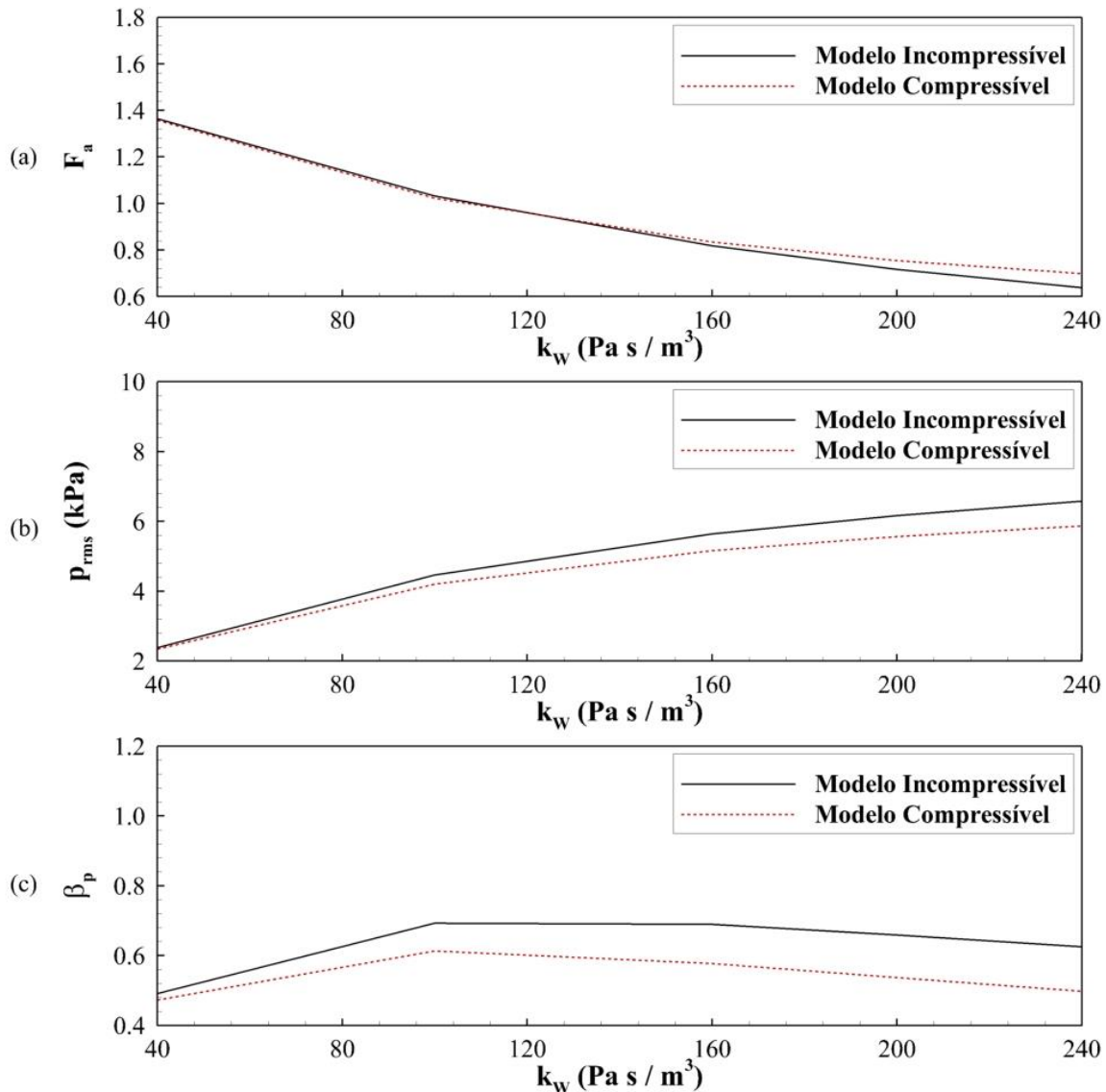


Figura 4.26 - Fator de amplificação (a), média RMS da pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $T = 9$ s, $H = 1.75$ e turbina Wells.

Os comportamentos dos parâmetros de fator de amplificação, média RMS da pressão e eficiência pneumática com respeito à relação característica da turbina também dependem do tipo de turbina utilizada. Diferentemente da turbina Wells, a resistência ao escoamento (razão entre pressão estática e vazão volumétrica) através da turbina de impulso depende da magnitude da vazão, além da relação característica da turbina. A Figura 4.27 apresenta os parâmetros de fator de amplificação, média RMS da pressão e eficiência pneumática para os casos com período de onda de 9 s, altura de onda de 1.75 m e turbina de impulso. Os parâmetros foram obtidos para as relações características da turbina de 0.8, 1.7, 2.8, 4.8 e 8.8 $\text{Pa s}^2/\text{m}^6$, uma vez que ponto de eficiência pneumática máxima

encontra-se na faixa analisada e tais relações características da turbina proporcionam turbinas com diâmetros comerciais.

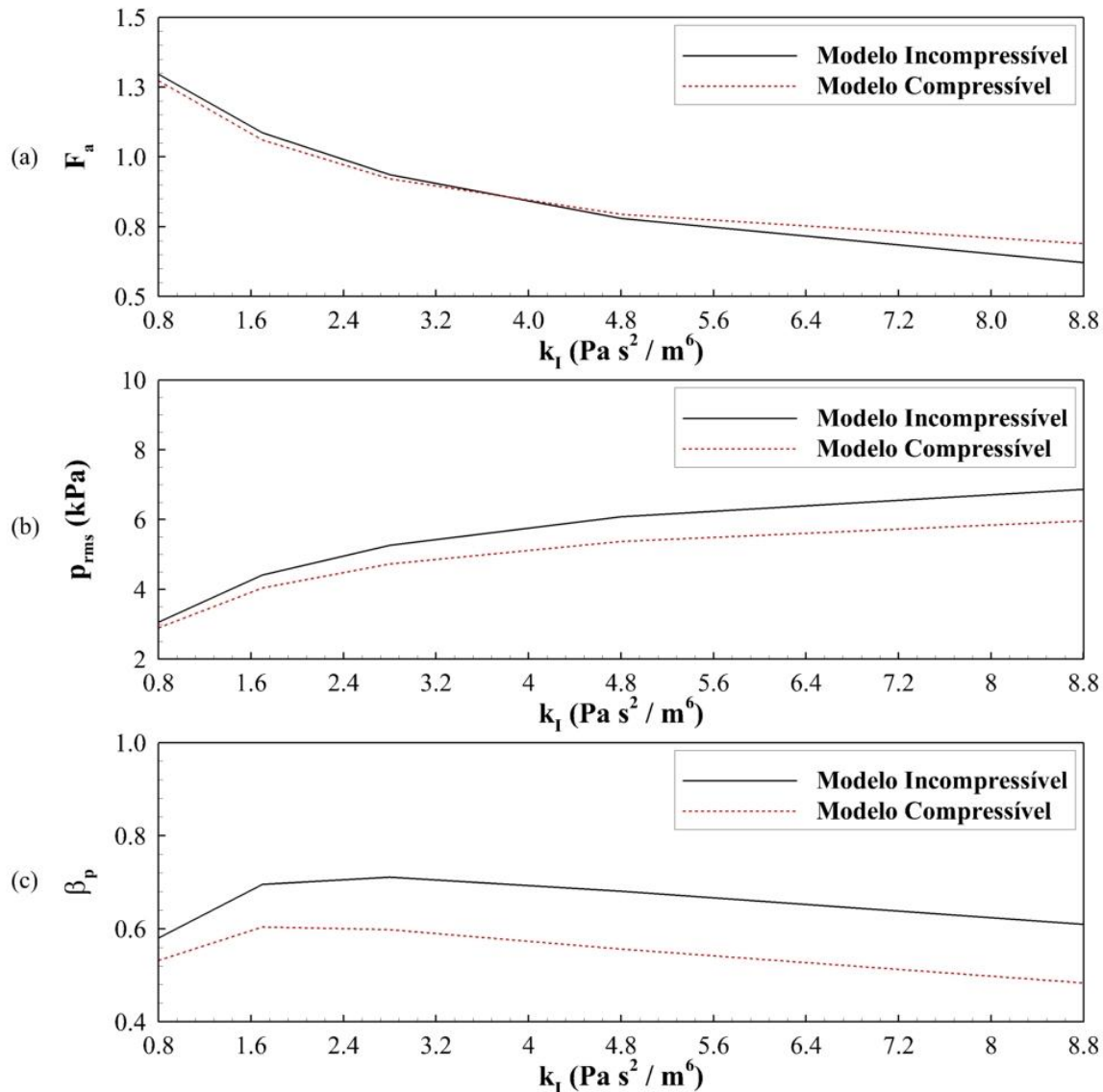


Figura 4.27 - Fator de amplificação (a), altura de pressão (b) e eficiência pneumática (c) dos casos com $T = 9$ s, $H = 1.75$ e turbina de impulso.

Os maiores desvios do fator de amplificação e da média RMS da pressão, ilustrados pela Figura 4.27, entre os modelos Compressível e Incompressível, equivalem respectivamente à 9.2% e 15.2% dos respectivos parâmetros do Modelo Compressível. Assim como ocorre para a turbina Wells, os efeitos de compressibilidade crescem com o aumento da relação característica da turbina. As maiores eficiências pneumáticas encontram-se entre as relações características da turbina de 1.7 e 4.8 $\text{Pa s}^2 / \text{m}^6$. As eficiências pneumáticas para as relações características da turbina de 1.7 e 4.8 $\text{Pa s}^2 / \text{m}^6$ do Modelo Compressível são, respectivamente, 13.4% e 18.3% menores em relação às eficiências pneumáticas correspondentes do modelo incompressível. Entre os casos analisados, as perdas de

eficiência pneumática devido aos efeitos de compressibilidade são mais intensas para as turbinas do tipo impulso.

4.2.4 Análise dos efeitos de compressibilidade do ar no dimensionamento do diâmetro de uma turbina Wells

Os elementos que compõem o dispositivo CAO são dimensionados de forma a propiciarem a maior potência média de extração possível, respeitando as restrições do projeto. Investiga-se a influência dos efeitos de compressibilidade do ar sobre o dimensionamento do diâmetro da turbina Wells. O estado de mar hipotético, empregado no dimensionamento do diâmetro da turbina, tem suas potências de onda por metro de frente de onda apresentadas pela Tabela 4.4, as quais são calculadas por meio da Eq. (2.13). As ondas maiores carregam altos níveis de energia, fazendo com que o dimensionamento tenda a concentrar-se nas ondas com maiores períodos e alturas. Todavia, a frequência de ocorrência das ondas influencia vigorosamente no total de energia disponível para extração ao longo de um intervalo de tempo (horas, dias e meses). A última coluna da tabela refere-se ao produto entre a frequência de ocorrência e a potência da onda por metro de frente de onda.

Tabela 4.4 – Potência e frequência das ondas do estado de mar.

Período (s)	Altura (m)	Frequência de ocorrência	Potência da onda (kW/m)	Potência disponível no estado de mar (kW/m)
6	1.00	0.12	6.85	0.82
6	1.37	0.15	12.87	1.93
6	1.75	0.06	21.00	1.26
6	2.00	0.01	27.43	0.27
9	1.00	0.11	9.40	1.03
9	1.37	0.15	17.65	2.64
9	1.75	0.15	28.80	4.32
9	2.00	0.04	37.62	1.50
12	1.00	0.02	10.52	0.21
12	1.37	0.04	19.74	0.79
12	1.75	0.09	32.21	2.90
12	2.00	0.06	42.08	2.52
Potência média do estado de mar (kW/m)				20.22

A potência média do estado de mar por metro de onda, isto é, a média das potências das ondas por metro de onda ponderada pelas frequências corresponde a 20.22 kW/m. Dado que o dispositivo

CAO do estudo de caso apresenta uma largura de 10 m, a potência média do estado de mar disponível ao dispositivo equivale a 202.2 kW. A Figura 4.28 ilustra as potências disponíveis, por metro de frente de onda, de cada onda do estado de mar apresentado pela Tabela 4.4. A Figura 4.29 ilustra a contribuição de cada onda na formação da potência média do estado de mar, enfatizando os parâmetros de período e altura de onda que mais contribuem para o aumento da média ponderada pela frequência de ocorrência ($T = 9$ s e $H = 1.75$ m).

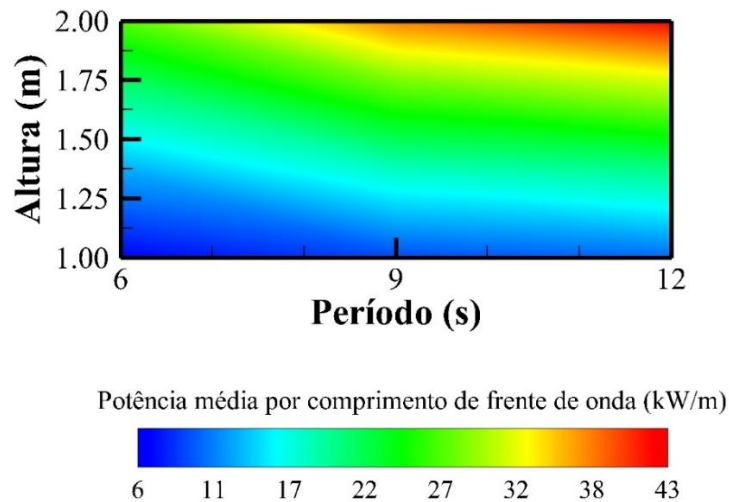


Figura 4.28 - Matriz energética das ondas que compõem o estado de mar hipotético.

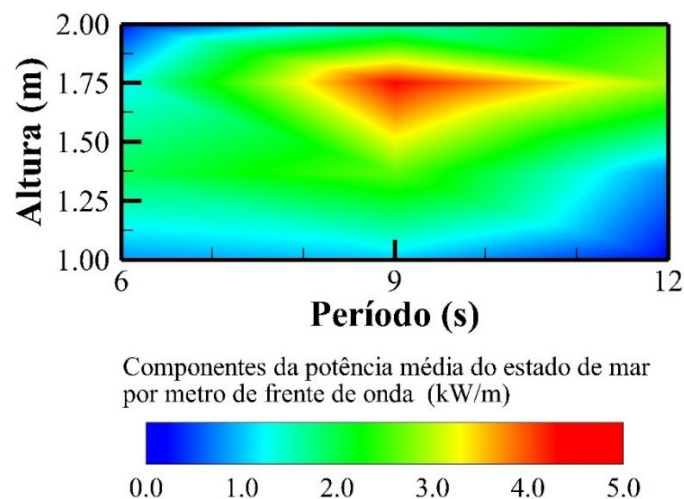


Figura 4.29 - Produto entre a matriz energética e as frequências do estado de mar.

O algoritmo de estimação das potências mecânicas ótimas, apresentado na metodologia, é aplicado, respeitando as restrições quanto à velocidade de rotação e corte de pressão. A Tabela 4.5 apresenta os valores otimizados de potência mecânica para cada onda incidente e diâmetro de turbina.

A maior potência mecânica média está relacionada com o diâmetro de 2.25 m, sendo 30.5% maior que a potência mecânica média para o diâmetro de 1.5 m.

A eficiência mecânica global é definida como a razão entre a potência mecânica média extraída pelo dispositivo CAO e a respectiva potência média incidente sobre o dispositivo. Portanto, existe uma eficiência mecânica global associada à cada potência mecânica média informada pela Tabela 4.5. A eficiência mecânica global pode ser obtida para o estado de mar como um todo, sendo definida como a razão entre a média ponderada pela frequência do estado de mar das potências mecânicas médias extraídas ($\bar{P}_{mem}$) e a potência média do estado de mar (202.22 kW). A eficiência mecânica global referente ao estado de mar (α_{mem}) é calculada para cada diâmetro de turbina. Torres et al. (2017) apresentam uma curva de eficiência mecânica global do estado de mar versus diâmetro de turbina, a qual foi obtida desprezando os efeitos de compressibilidade do ar. A Figura 4.30 ilustra as eficiências mecânicas globais do estado de mar para cada diâmetro de turbina, resultantes da Tabela 4.5, e também apresenta a curva de eficiência mecânica global obtida por Torres et al. (2017).

Tabela 4.5 - Potências mecânicas médias extraídas com a turbina Wells para cada onda e diâmetro.

			Diâmetros (m)					
			1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75
H (m)	T (s)	Freq. (%)	Potência mecânica média extraída (kW)					
6	1	0.12	32.3	37.3	39.9	40.3	38.8	36.3
6	1.37	0.15	52.9	63.0	69.3	72.2	71.6	68.5
6	1.75	0.06	75.9	92.0	103.6	109.9	111.6	108.9
6	2	0.01	90.0	112.8	128.8	138.1	141.7	139.9
9	1	0.11	42.4	46.0	46.3	43.9	40.3	35.8
9	1.37	0.15	72.5	81.5	85.0	83.5	78.6	72.1
9	1.75	0.15	97.2	120.0	131.9	133.5	128.4	120.1
9	2	0.04	106.2	135.0	160.0	170.9	168.6	159.3
12	1	0.02	42.9	43.9	41.6	37.7	32.9	28.1
12	1.37	0.04	76.5	81.6	80.5	75.3	68.0	59.6
12	1.75	0.09	100.9	123.0	131.7	127.9	118.4	106.5
12	2	0.06	108.9	136.7	158.8	162.7	154.2	140.9
$\bar{P}_{mem}$			71.2	84.7	92.2	92.9	89.0	82.7
α_{mem}			0.35	0.42	0.45	0.46	0.44	0.41

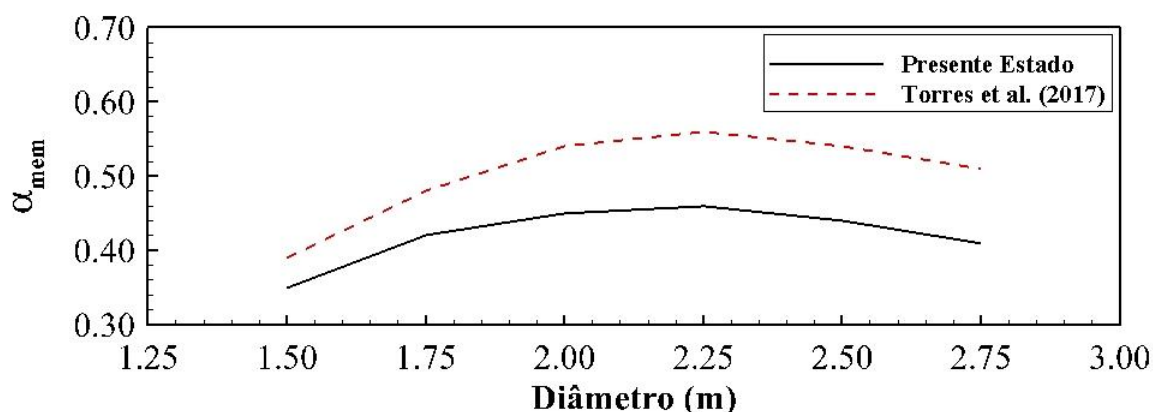


Figura 4.30 - Eficiência mecânica global do estado de mar da turbina Wells.

As curvas de eficiência mecânica global do estado de mar, Figura 4.30, não apresentam simetria em torno do diâmetro ótimo. O menor diâmetro (1.50 m) proporciona uma eficiência mecânica global do estado de mar de aproximadamente 35%, considerando os efeitos de compressibilidade, e de 39% quando os efeitos de compressibilidade do ar são desprezados. A diferença entre as curvas cresce com o aumento do diâmetro, estabilizando-se em torno de 10% nos diâmetros acima de 2.25 m. A desconsideração dos efeitos de compressibilidade do ar não alterou o diâmetro obtido no dimensionamento, porém, resultou na superestimação da eficiência mecânica global do estado de mar. O diâmetro de 2.25 m apresentou a maior eficiência mecânica global do estado de mar, independentemente da consideração quanto aos efeitos de compressibilidade do ar. Entretanto, a potência mecânica média extraída do estado de mar para o diâmetro de 2.25 m, considerando os efeitos de compressibilidade, equivale à 92.9 kW, sendo 18% inferior à correspondente potência mecânica obtida por Torres et al. (2017) desprezando os efeitos de compressibilidade do ar.

A Figura 4.31 ilustra as potências mecânicas médias extraídas, provenientes do emprego do diâmetro de 2.25 m. Os maiores níveis de potência mecânica estão relacionados ao período de 9 s e altura de 2.00 m, sendo coerente com a disponibilidade energética do estado de mar hipotético ilustrado pela Figura 4.29. Via de regra, diâmetros maiores proporcionam eficiências mecânicas maiores para ondas com períodos menores. A magnitude do diâmetro não parece influenciar significativamente a eficiência mecânica ao longo da faixa de altura de onda para o estado de mar investigado.

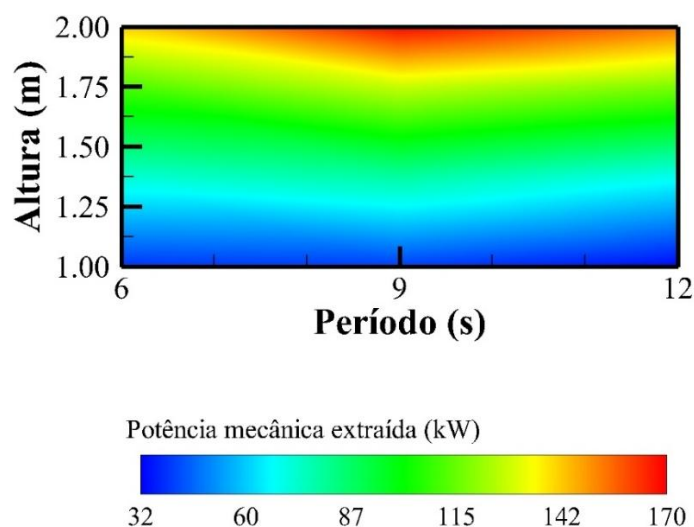


Figura 4.31 - Potências mecânicas extraídas da turbina Wells com diâmetro de 2.25 m.

A rotação operacional ótima ($N_{ótima}$) depende do diâmetro da turbina e dos parâmetros da onda incidente (T e H). A Figura 4.32 ilustra as frequências de rotação otimizadas, correspondentes à turbina Wells com diâmetro de 2.25 m, em função do período e altura da onda incidente. As maiores rotações relacionam-se com as ondas mais energéticas do estado de mar. A relação característica da turbina é diretamente proporcional à rotação, dessa forma, percebe-se que há coerência no aumento da rotação ótima conforme o aumento do período e altura da onda incidente, uma vez que ondas mais energéticas acarretam em maiores valores ótimos de relações características da turbina. Os mínimos e máximos de rotação encontram-se dentro dos valores aceitáveis, sendo a menor e a maior velocidade da extremidade do rotor equivalentes a 100.1 e 149.6 m/s, respectivamente. As ondas que propiciam os maiores níveis de extrações de energia acarretam em rotações elevadas, o que pode ser um problema em termos de manutenção do equipamento. Por outro lado, percebe-se uma oportunidade para o aumento da eficiência do equipamento através do aumento da rotação máxima permitida, uma vez que o parâmetro ótimo de relação característica da turbina foi limitado pela restrição quanto à rotação máxima permitida.

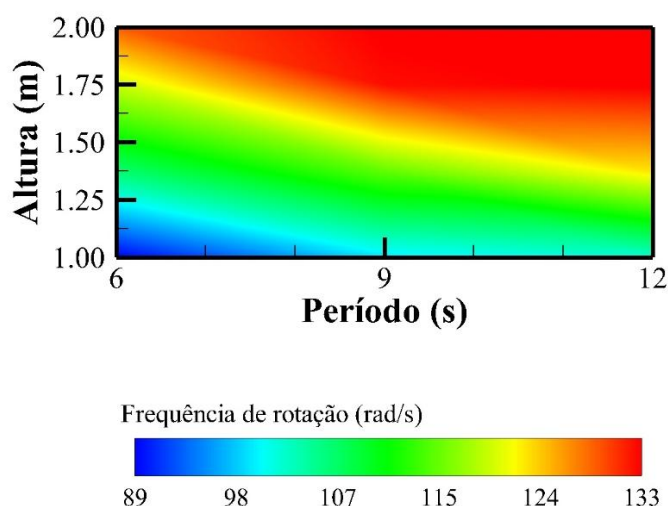


Figura 4.32 - Rotações otimizadas da turbina Wells com diâmetro de 2.25 m.

4.2.5 Dimensionamento do diâmetro de uma turbina de impulso considerando os efeitos de compressibilidade do ar

A metodologia empregada no dimensionamento do diâmetro da turbina Wells não aplica-se à turbina de impulso, pois o parâmetro CAF utilizado pelo modelo Expedito apresenta um comportamento irregular quanto a relação característica da turbina de impulso. Portanto, utilizou-se da metodologia de busca exaustiva, de forma que o espaço de busca é baseado no conjunto de diâmetros analisados no dimensionamento do diâmetro da turbina Wells por meio do modelo Expedito. A relação característica da turbina de impulso associada à cada diâmetro é obtida por meio da Eq. (2.23). O estado de mar utilizado é o mesmo aplicado no dimensionamento do diâmetro da turbina Wells. A Tabela 4.6 apresenta as potências mecânicas médias extraídas para cada diâmetro e onda incidente do estado de mar, assim como a potência mecânica média extraída do estado de mar ($\bar{P}_{mem}$) e suas eficiências mecânicas globais (α_{mem}). Independentemente do diâmetro, a turbina de impulso utilizada proporciona menores magnitudes de potência mecânica em relação à turbina Wells analisada anteriormente. Apesar disso, tanto o diâmetro quanto as rotações que propiciam as maiores potências mecânicas na turbina de impulso apresentam magnitudes inferiores em relação a turbina Wells. O emprego de diâmetros pequenos e rotações baixas podem reduzir os custos de instalação e manutenção do equipamento de coluna de água oscilante. A Figura 4.33 apresenta as eficiências mecânicas globais do estado de mar para cada diâmetro de turbina de impulso, além disso, também apresenta a curva de eficiência mecânica global referente à turbina Wells para fins comparativos. Analisando a curva da turbina de impulso, o diâmetro de 2.00 m apresenta a maior eficiência mecânica para o estado de mar hipotético (38%), enquanto que os diâmetros de 1.50 e 2.75 m apresentam as

menores eficiências (31% e 32%). A diferença entre as maiores eficiências mecânicas globais, das turbinas de impulso e Wells, está na ordem de 8%.

Tabela 4.6 - Potência mecânica média para diferentes diâmetros da turbina de impulso.

			Diâmetros (m)					
			1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75
H (m)	T (s)	Freq. (%)	Potência mecânica extraídas (kW)					
6	1	0.12	27.8	31.3	32.9	32.6	30.6	28.1
6	1.37	0.15	46.9	53.9	57.9	58.4	55.9	52.0
6	1.75	0.06	69.1	78.6	88.2	90.3	87.1	81.3
6	2	0.01	86.0	100.9	111.1	71.7	111.6	104.5
9	1	0.11	33.7	37.3	38.1	36.2	32.4	28.6
9	1.37	0.15	57.9	65.8	69.5	68.6	63.7	57.9
9	1.75	0.15	87.9	101.0	108.6	109.7	104.5	96.8
9	2	0.04	110.0	127.2	137.6	140.5	135.4	126.7
12	1	0.02	33.8	35.3	33.4	29.0	23.8	19.8
12	1.37	0.04	59.3	64.4	64.2	59.0	51.0	43.9
12	1.75	0.09	92.9	103.2	104.8	99.3	88.9	78.6
12	2	0.06	112.3	130.7	138.8	132.1	119.5	107.0
$\bar{P}_{mem}$			63.5	72.2	76.4	75.0	70.3	64.3
α_{mem}			0.31	0.36	0.38	0.37	0.35	0.32

A Figura 4.34 ilustra as potências mecânicas extraídas do estado de mar hipotético, utilizando uma turbina de impulso com diâmetro de 2.00 m. Os maiores níveis de potência mecânica estão presentes nos períodos entre 9 e 12 s, e altura de 2.00 m. Nota-se que a turbina de impulso proporciona níveis semelhantes de potência mecânica (aproximadamente 32 kW), para ondas com altura de 1.00 m, em relação à turbina Wells, de maneira que as maiores diferenças entre as turbinas apresentam-se para as ondas mais energéticas.

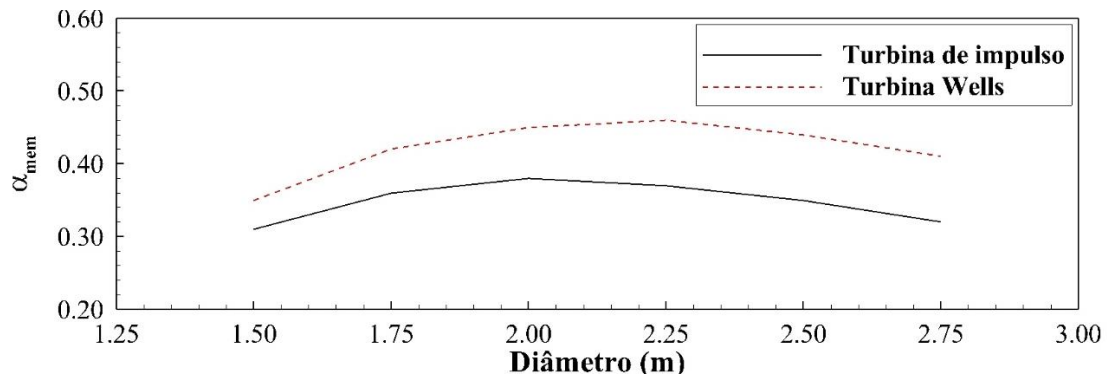


Figura 4.33 - Eficiência mecânica global média ponderada pela frequência da turbina de impulso.

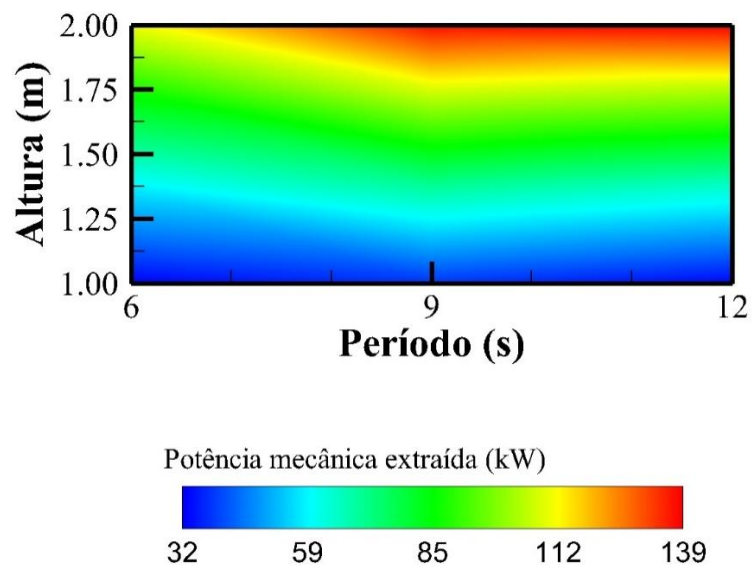


Figura 4.34 - Potências mecânicas extraídas da turbina de impulso com diâmetro de 2.00 m.

A Figura 4.35 ilustra a relação entre a frequência de rotação da turbina e os parâmetros da onda incidente (T e H). Assim como acontece para a turbina Wells, as maiores potências mecânicas estão associadas com as maiores frequências de rotação. Entretanto, a maior frequência de rotação da turbina de impulso (71 rad/s) encontra-se abaixo da menor frequência de rotação da turbina Wells (89 rad/s). Além do exposto, nota-se uma maior concentração de rotações de magnitudes intermediárias (56 rad/s), diferentemente da turbina Wells em conjunto com a válvula de alívio.

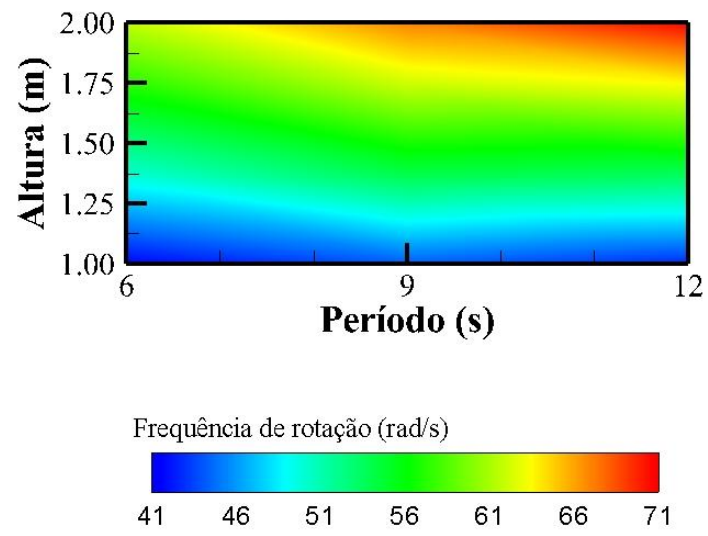


Figura 4.35 - Rotações otimizadas da turbina de impulso com diâmetro de 2.00 m.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho abordou análises numéricas quanto aos efeitos de compressibilidade do ar no interior da câmara de um dispositivo de coluna de água oscilante fixo e de paredes verticais. Na abordagem do problema, optou-se por considerar os efeitos de compressibilidade do ar utilizando um modelo numérico baseado na equação de estado do gás ideal e no balanço de massa da câmara do dispositivo. Os efeitos de compressibilidade do ar no interior da câmara foram investigados para diferentes ondas e turbinas. O conjunto de ondas do estudo possui períodos entre 6 e 12 s e alturas entre 1 e 2 m. As relações características das turbinas estudadas estão contidas na faixa de 40 à 240 Pa s/m³ e 0.8 à 8.8 Pa s²/m⁶ para as turbinas Wells e de impulso, respectivamente.

Estudou-se separadamente a influência do período da onda, altura da onda e relação característica da turbina sobre os efeitos de compressibilidade do ar, tanto para a turbina Wells quanto para a turbina de impulso. Apesar dos parâmetros de F_a , p_{rms} e β_p apresentarem tendências semelhantes para os diferentes tipos de turbina, existem diferenças expressivas quando compara-se os desvios dos parâmetros obtidos através do Modelo Incompressível com os correspondentes parâmetros obtidos por meio do Modelo Compressível:

- a) Os desvios entre os fatores de amplificação tendem a assumirem valores negativos para períodos pequenos e relações características da turbina grandes, independentemente do tipo de turbina. Todavia, para uma mesma onda incidente (T e H), as diferentes turbinas podem proporcionar desvios com sinais opostos.
- b) A curva dos desvios das médias RMS das séries temporais de pressão apresenta um ponto de máximo ao longo do período independentemente do tipo de turbina (10.8% em $T = 10$ s e 14.6% em $T = 11$ s para as turbinas Wells e impulso, respectivamente). A turbina de impulso proporciona um desvio levemente crescente com o aumento da altura da onda (10% em $H = 1$ m e 11.5% em $H = 2$ m), enquanto que a turbina Wells gera um desvio levemente decrescente para a mesma situação (10% em $H = 1$ m e 9% em $H = 2$ m). O desvio entre as p_{rms} apresenta os seus menores valores relacionados aos menores k_t 's, tendendo a estabilizar-se para relações características da turbina grandes (em torno de 12.1% e 15.2% para as turbinas Wells e impulso, respectivamente).
- c) A curva dos desvios das eficiências pneumáticas apresenta um ponto de máximo ao longo do período da onda (22.7% em $T = 10$ s e 22.4% em $T = 11$ s para as turbinas Wells e impulso, respectivamente). Independentemente do tipo de turbina, o desvio é quase constante ao longo da altura da onda (em torno de 20% e 18% para as turbinas Wells e impulso, respectivamente). As maiores relações características da turbina proporcionam

os maiores desvios (25.7% e 26% para as turbinas Wells e impulso, respectivamente), além disso, a curva dos desvios de eficiência pneumática aparenta seguir uma tendência assintótica em relação à relação característica da turbina.

A investigação sobre os efeitos de compressibilidade do ar mostrou a importância da utilização de modelos que considerem a compressibilidade do ar ou/e seus efeitos, especialmente para a obtenção da potência pneumática extraída pelo dispositivo CAO. Os modelos em escala reduzida não permitem esta consideração por duas razões: o fator de escala não contempla a compressibilidade do ar e a representação da turbina por um furo ou rasgo não representa adequadamente a real resistência à passagem do ar imposta pela turbina. Dessa forma, torna-se imprescindível a consideração dos efeitos de compressibilidade do ar nos estudos numéricos e experimentais dos equipamentos de coluna de água oscilante para a obtenção de resultados coerentes com os fenômenos reais impostos sobre o dispositivo.

O dimensionamento do diâmetro de uma turbina Wells, para um estado de mar hipotético, foi realizado através do modelo Expedito (TORRES, 2016; TORRES et al., 2017), considerando os efeitos de compressibilidade nas simulações por meio do Modelo Compressível. O processo de dimensionamento do diâmetro resultou no diâmetro de 2.25 m, com frequências de rotação operacional que variam de 89 à 133 rad/s, dependendo da onda incidente, respeitando a restrição quanto ao limite de velocidade de 150 m/s da extremidade externa do rotor. Todavia, cinco das doze ondas do estado de mar apresentam uma frequência de rotação ótima equivalente à 133 rad/s, operando no limite da restrição quanto à frequência de rotação para a turbina com diâmetro de 2.25 m. O diâmetro de 2.25 m proporciona uma potência mecânica média de 92.9 kW, resultando em uma eficiência mecânica global de 46%, a qual é 17,7% menor em relação à eficiência obtida por Torres et al. (2017), desconsiderando os efeitos de compressibilidade do ar, para os mesmos casos.

O dimensionamento do diâmetro da turbina de impulso, considerando os efeitos de compressibilidade do ar, para o estado de mar hipotético utilizado no dimensionamento do diâmetro da turbina Wells, também foi realizado. O processo de dimensionamento é realizado através de um algoritmo de busca exaustiva, pois o modelo Expedito não mostrou-se aplicável às turbinas de impulso. O processo de dimensionamento resultou no diâmetro de 2.00 m, com frequências de rotação operacional que variam de 41 à 71 rad/s, dependendo da onda incidente, respeitando a restrição quanto ao limite de velocidade de 150 m/s da extremidade externa do rotor. O diâmetro ótimo da turbina de impulso é menor que o diâmetro ótimo selecionado para a turbina Wells, além disso, a turbina de impulso apresenta frequências de rotação significativamente inferiores em relação à turbina Wells. O diâmetro de 2.00 m proporciona uma potência mecânica média de 76.4 kW, resultando em uma eficiência mecânica global de 38%. Nota-se que a turbina Wells proporcionou maiores níveis de

potência mecânica em relação à turbina de impulso utilizada. Entretanto, a turbina de impulso apresenta menores níveis de rotação e diâmetro do rotor e também não utiliza válvulas de alívio. As válvulas de alívio necessitam de um sistema de controle complexo. Tais características implicam na redução dos custos de aquisição e manutenção do equipamento. A investigação quanto à influência da geometria do dispositivo CAO sobre os efeitos de compressibilidade do ar é proposta como trabalhos futuros, assim como o estudo dos efeitos de compressibilidade do ar sobre o dimensionamento do diâmetro das turbinas de impulso.

REFERÊNCIAS

- ALFREDINI, P.; ARASAKI, E. Obras e Gestão de Portos e Costas. **Editora Blucher**, 2009.
- ANDRÉ, R. A. A., 2010. **Modelação de um Sistema de Conversão de Energia das Ondas**. Dissertação de Mestrado integrado em Engenharia Mecânica Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. 3º edição. Brasília, 2008.
- BRITO-MELO, A.; GATO, L. M. C.; SARMENTO, A. J. N. A. Analysis of Wells turbine design parameters by numerical simulation of the OWC performance. **Ocean Engineering**, 2002.
- CORVELO, E. C. V., 2011. **Análise e comparação do desempenho de uma central de energia das ondas do tipo coluna de água oscilante equipada com turbinas de acção e turbinas Wells**. Instituto superior Técnico Lisboa, Departamento de Engenharia Mecânica.
- DAY, A. H.; BABARIT, A.; FONTAINE, A.; HE, Y. -P.; KRASKOWSKI, M.; MURAI, M.; PENESIS, I.; SALVATORE, F.; SHIN, H. -K. Hydrodynamic modelling of marine renewable energy devices: A state of art review. **Ocean Engineering**, 2015.
- DEAN, R. G.; DALRYMPLE, R. A. **Water wave mechanics for engineers and scientists**. World scientific publishing Co. Pte. Ltd., London, 1991.
- DIDIER, E.; TEIXEIRA, P. R. F.; NEVES, M. G. A 3D Numerical Wave Tank for Coastal Engineering Studies. **Defect and Diffusion Forum**, 2016.
- EVANS, D. V.; PORTER, R. Hydrodynamic characteristics of an oscillating water column device. **Elsevier**, 1995.
- ELHANAFI, A.; MACFARLANE, G.; FLEMING, A.; LEONG, Z. Scaling and air compressibility effects on a three-dimensional offshore stationary OWC wave energy converter. **Applied Energy**, 2017.
- FALCÃO, A. F. O.; JUSTINO, P. A. P. OWC wave energy devices with air flow control. **Ocean Engineering**, 1999.
- FALCÃO, A. F. O. Control of an oscillating-water-column wave power plant for maximum energy production. **Elsevier**, 2002.
- FALCÃO, A. F. O. Modelling and control of oscillating-body wave energy converters with hydraulic power take-off and gas accumulator. **Ocean Engineering**, 2007.
- FALCÃO, A. F. O. Wave energy utilization: A review of the technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2010.
- FALCÃO, A. F. O.; GATO, L. M. C.; NUNES, E. P. A. S. A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters. **Renewable Energy**, 2013.

- FALCÃO, A. F. O.; HENRIQUES, J. C. C. Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review. **Renewable Energy**, 2015.
- FLUENT. **Version 6.3.16 – User's Guide**, ANSYS Inc. 2007.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; McDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. LTC Editora, 2009.
- GATO, L. M. C.; FALCÃO, A. F. Aerodynamics of the Wells turbine. **International journal of Mechanical Sciences**, 1988.
- HALLIDAY, D.; WALKER, J.; RESNICK, R. **Fundamentos de física: Gravitação, ondas e termodinâmica**. LTC Editora, 2012.
- HENDERSON, R. Design, simulation, and testing of a novel hydraulic power take-off system for the Pelamis wave energy converter. **Renewable Energy**, 2006.
- HIRT, C. W.; NICHOLS, B. D. Volume of fluid (VoF) method for the dynamics of free boundaries. **Journal of Computational Physics**, 1981.
- International Energy Agency. **World Energy Outlook**, p. 140-157. França, 2008.
- International Energy Agency. **World Energy Outlook**. França, 2015.
- JAYASHANKAR, V.; ANAND, S.; GEETHA, T.; SANTHAKUMAR, S.; KUMAR, V. J.; RAVINDRAN, M.; SETOGUCHI, T.; TAKAO, M.; TOTOTA, K.; NAGATA, S. A twin unidirectional impulse turbine topology for OWC based wave energy plants. **Renewable Energy**, 2009.
- JOHNSON, R. S. **A modern introduction to the mathematical theory of water waves**. Cambridge University Press, 1997.
- JOSSET, C.; CLÉMENT, A. H. A time-domain numerical simulator for oscillating-water-column wave power plants. **Renewable Energy**, 2007.
- KOFOED, J. P.; FRIGAARD, P.; FRIIS-MADSEN, E.; SORENSEN, H. C. Prototype testing of the wave energy converter wave dragon. **Renewable energy**, 2006.
- MALISKA, C. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2º Edição. LTC Editora, 2012.
- PEREIRAS, B.; LÓPES, I.; CASTRO, F.; IGLESIAS, G. Non-dimensional analysis for matching an impulse turbine to an OWC with an optimum energy transfer. **Energy**, 2015.
- RAGHUNATHAN, S. The Wells air turbine for wave energy conversion. **Elsevier Science**, 1995.
- SETOGUCHI, T.; SANTHAKUMAR, S.; MAEDA, H.; TAKAO, M.; KANEKO, K. A review of impulse turbines for wave energy conversion. **Renewable Energy**, 2001.

- SETOGUCHI, T.; SANTHAKUMAR, S.; TAKAO, M.; KIM, T. H.; KANEKO, K. A performance study of a radial turbine for wave energy conversion. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of power and energy**, 2002.
- SETOGUCHI, T.; TAKAO, M. Current status of self-rectifying air turbines for wave energy conversion. **Energy Conversion & Management**, 2006.
- SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7ª edição. Editora LTC, 2011.
- SHENG, W.; ALCORN, R.; LEWIS, T.; BROOKS, J.; BABUCHON, M. Investigation to air compressibility of oscillating water column wave energy converters. **32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering**, 2013.
- SHENG, W.; ALCORN, R.; LEWIS, T. On thermodynamics in the primary power conversion of oscillating water column wave energy converters. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, 2013.
- SHENG, W. & LEWIS, A. Wave energy conversion of oscillating water column devices including air compressibility. **Renewable Sustainable Energy**, 2016.
- TAKAO, M. & SETOGUCHI, T. Air turbines for wave energy conversion. **International Journal of Rotating Machinery**, 2012.
- TEIXEIRA P. R. F.; DAVYT, D. P.; DIDIER, E.; RAMALHAIS, R. Numerical simulation of an oscillating water column device using a code based on Navier-Stokes equations. **Energy**, 2013.
- TORRE-ENCISO, Y.; ORTUBIA, I.; AGUILETA, L. I. L.; MARQUÉS, J. Mutriku Wave Power Plant: from the thinking out to the reality. **Proceedings of the 1º international conference on renewable energies offshore, Lisboa, Portugal**, 2014.
- TORRES, F. R., 2015. **Método numérico simplificado para determinação das curvas de potência mecânica de turbina Wells instalada em dispositivo para captação da energia das ondas do tipo coluna de água oscilante sob incidência de ondas monocromáticas**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Oceânica, Universidade Federal do Rio Grande.
- TORRES, F. R.; TEIXEIRA, P. R. F.; DIDIER, E. Study of the turbine power output of an oscillating water column device by using a hydrodynamic - Aerodynamic coupled model. **Ocean Engineering**, 2016.
- TORRES, F. R.; TEIXEIRA, P. R. F.; DIDIER, E. A methodology to determine the optimal size of a wells turbine in an oscillating water column device by using coupled hydro-aerodynamic models. **Renewable Energy**, 2018.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method**. Editora Prentice Hall, 2007.

ZULLAH, M. A.; PREASAD, D.; AHMED, M. R.; LEE, Y. Performance analysis of a wave energy converter using numerical simulation technique. **Science China**, 2010.