

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE - FURG
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA OCEÂNICA

**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**

FERNANDO RAMOS TORRES

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica da Universidade Federal do Rio Grande, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Paulo Roberto de Freitas Teixeira, Dr.

Rio Grande, dezembro de 2015.

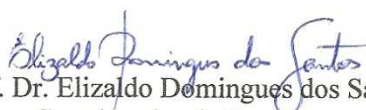
**MÉTODO NUMÉRICO SIMPLIFICADO PARA DETERMINAÇÃO DAS
CURVAS DE POTÊNCIA MECÂNICA DE TURBINA WELLS EM
DISPOSITIVO PARA CAPTAÇÃO DA ENERGIA DAS ONDAS DO TIPO
COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE SOB INCIDÊNCIA DE ONDAS
MONOCROMÁTICAS**

FERNANDO RAMOS TORRES

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

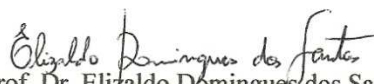
MESTRE EM ENGENHARIA OCEÂNICA

Tendo sido aprovado em sua forma final pela Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica.


Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Coordenador do Programa

Banca Examinadora:


Prof. Dr. Paulo Roberto de Freitas Teixeira
Orientador – FURG


Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
FURG


Prof. Dr. Eduardo Costa Couto
UFPEL


Prof. Dr. Liércio André Isoldi
FURG

À Maria Rosa e Mário pela amorosa
orientação ao longo da vida.

AGRADECIMENTOS

Ao orientador, Professor Paulo Roberto de Freitas Teixeira, pelas questões intrigantes que me apresentou e por me fazer acreditar que eu poderia respondê-las, mesmo quando ele próprio já conhecia as respostas.

À família, pais e irmãos, que sempre me proporcionaram um convívio amoroso e um ambiente propício ao meu desenvolvimento.

À família, esposa e filhos, que me apoiam, orgulham e enchem de alegria.

Aos amigos colegas especialmente do núcleo de Sistemas Térmicos pelo convívio, apoio, sugestões e estímulo.

Às amigas Tânia e Sônia minhas madrinhas nesta recente carreira docente.

RESUMO

A comunidade mundial está consciente da necessidade de aumentar a participação das energias limpas na matriz energética mundial. Uma quantidade bastante relevante de energia limpa está armazenada nas ondas oceânicas. Atualmente o aproveitamento da energia das ondas oceânicas ainda representa uma fronteira tecnológica a ser explorada. Ao longo dos últimos 30 anos, pesquisadores têm se dedicado ao desenvolvimento do dispositivo para conversão de energia das ondas do tipo coluna de água oscilante - CAO. Neste trabalho é apresentado um modelo numérico simplificado para estimativa da conversão de energia em um dispositivo CAO sob incidência de ondas monocromáticas. O modelo está baseado na metodologia apresentada por Josset e Clément (2007). Para sua aferição são utilizados resultados gerados por um modelo mais robusto, o modelo Fluinco, que trata de problemas de escoamentos incompressíveis a partir das equações de Navier-Stokes e que emprega o método semi-implícito de Taylor-Galerkin de dois passos. No modelo simplificado aferido, são geradas curvas de potência mecânica para turbinas com diâmetros entre 1,5 m a 2,75 m sob incidência de ondas monocromáticas de 1 m de altura e períodos de 6 s, 9 s e 12 s. As turbinas consideradas, do tipo Wells, têm geometria semelhante à turbina da central de Pico, Açores, Portugal. Com base na resposta do dispositivo sob incidência de ondas de 1 m de altura, são estimadas as respostas para ondas de 1,75 m e 2,5 m e mesmos períodos. Finalmente é exemplificada a utilização do modelo simplificado, na seleção do tamanho da turbina para uma distribuição de ondas monocromáticas.

PALAVRAS-CHAVE: Turbina Wells, Energia das Ondas, Coluna de Água Oscilante, Modelo Numérico Simplificado, Seleção do Tamanho.

ABSTRACT

The world community is aware about the need for increasing the share of clean energies on the energy global matrix. A considerable amount of clean energy is stored on ocean waves. Nowadays the ocean wave energy harnessing still represents a technological frontier. In the last 30 years, researchers dedicated special efforts to develop the Oscillating Water Column, OWC, wave energy converter. This work presents a simplified numerical model to estimate the energy conversion by the OWC under monochromatic waves. The model is based on the aerodynamic model presented by Josset and Clément (2007). In order to tune the model, results from Fluinco, a robust code to solve incompressible flow problems, based on the Navier-Stokes equations, employing the two-step semi-implicit Taylor-Galerkin method, are used. On the tuned model, for 1 m high waves with periods of 6 s, 9 s and 12 s, mechanical power curves were built. The considered Wells turbines, ranging from 1,5 m to 2,75 m in diameter, have geometry similar to the Pico's Plant turbine, Azores, Portugal. The response of the OWC under 1 m high waves was extrapolated for 1,75 m and 2,5 m high waves with periods of 6 s, 9 s and 12 s. Finally, the simplified model was used for sizing a turbine for a theoretical time distribution of monochromatic waves.

KEYWORDS: Wells Turbine, Simplified Model, Wave Energy, Oscillating Water Column, Turbine Sizing.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS	8
LISTA DE TABELAS	11
LISTA DE FIGURAS	12
1. INTRODUÇÃO	13
1.1 ASPECTOS GERAIS	13
1.2 OBJETIVOS	18
1.3 ESTRUTURA DO TEXTO	19
2. ESTADO DA ARTE	20
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	27
3.1 DISPOSITIVO DE COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE	27
3.2 MECÂNICA DAS ONDAS	28
3.3 TURBINA WELLS	34
3.4 MODELO AERODINÂMICO	38
4. METODOLOGIA	42
4.1 ESTUDO DE CASO	42
4.2 MODELO EXPEDITO	43
4.3 DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA	46
4.4 AFERIÇÃO DO MODELO EXPEDITO	47
4.5 O CÓDIGO FLUINCO	49
4.6 VERIFICAÇÃO DO MODELO EXPEDITO	50
4.7 CURVAS DE POTÊNCIA MECÂNICA	51
4.8 SELEÇÃO DO TAMANHO DA TURBINA	51
5. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	52
5.1 DETERMINAÇÃO DO K_t DE AFERIÇÃO	52
5.2 AFERIÇÃO DO MODELO EXPEDITO	54
5.3 VERIFICAÇÃO DO MODELO EXPEDITO	55
5.4 CURVAS DE POTÊNCIA MECÂNICA	59
5.5 EXEMPLO DE SELEÇÃO DA TURBINA	70
6. CONCLUSÕES	72
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	74

LISTA DE SÍMBOLOS

B	Comprimento longitudinal do CAO	[m]
C	Celeridade da onda	[m/s]
D	Diâmetro externo do rotor da turbina	[m]
D_{ref}	Diâmetro externo do rotor da turbina de referência	[m]
E	Energia total da onda por unidade de área	[J/m ²]
EC	Energia cinética da onda por unidade de área	[J/m ²]
Ec	Energia cinética	[J]
EP	Energia potencial da onda por unidade de área	[J/m ²]
E_p	Energia potencial	[J]
F_E	Potência da onda por unidade de largura	[W/m]
F_a	Fator de amplificação	
H	Altura da onda	[m]
H_c	Resposta total do dispositivo	[m]
H_p	Resposta do dispositivo em pressão (coluna de água)	[m]
H_η	Resposta do dispositivo em elevação	[m]
K_t	Relação característica da turbina	[Pa.s/m ³]
$K_{t\text{ mássico}}$	Relação característica da turbina (mássica)	[Pa.s/kg]
$K_{t\text{ ref}}$	Relação característica da turbina de referência	[Pa.s/m ³]
L	Comprimento da onda	[m]
Q_t	Vazão volumétrica na turbina	[m ³ /s]
P	Potência da turbina	[W]
P_i	Potência incidente	[W]
P_p	Potência pneumática	[W]
T	Período da onda	[m]
Te	Temperatura	[K]
Ur	Número de Ursell	
Ui	Variáveis de campo	
U	Energia interna	[J]
V	Volume	[m ³]
W	Trabalho	[J]
Y	Trabalho específico da turbina	[J/kg]

a	Amplitude da onda	[m]
c	Velocidade do som	[m/s]
c_p	Calor específico à pressão constante	[J/kg K]
c_{ue}	Componente tangencial da velocidade do fluido na entrada do rotor	[m/s]
c_{us}	Componente tangencial da velocidade do fluido na saída do rotor	[m/s]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/kg K]
d	Comprimento da parede frontal do CAO	[m]
e	Energia interna	[J]
f_{ij}	Vetor de fluxo da equação de quantidade de movimento	
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Profundidade	[m]
h_c	Altura da CAO em relação à superfície livre em repouso	[m]
h_e	Entalpia específica	[J/kg]
k	Número de onda	[m ⁻¹]
l	Largura do dispositivo CAO	[m]
m	Massa	[kg]
p	Pressão	[Pa]
p_0	Pressão do ar atmosférico	[Pa]
r	Constante específica do gás	[J/kg K]
t	Instante de tempo	[s]
u	Componentes da velocidade na coordenada x	[m/s]
u_e	Velocidade do rotor na seção de entrada	[m/s]
u_s	Velocidade do rotor na seção de saída	[m/s]
w	Componente da velocidade na coordenada z	[m/s]
w_i	Componentes da velocidade da malha de elementos finitos	[m/s]
v_i	Componentes da velocidade do fluido	[m/s]
V_{sx}	Componente horizontal da velocidade do fluido na superfície	[m/s]
V_{sz}	Componente vertical da velocidade do fluido na superfície	[m/s]
x_i	Coordenadas espaciais	
x,y,z	Coordenadas cartesianas	
Δp	Diferença de pressão	[Pa]
Δp_{corte}	Diferença de pressão para abertura das válvulas	[Pa]
Δt	Passo de tempo	[s]

Φ	Coeficiente adimensional de vazão da turbina	
Π	Coeficiente adimensional de potência da turbina	
Ψ	Coeficiente adimensional de pressão da turbina	
β	Fator de segurança	
γ	Razão de calores específicos c_p e c_v	
δ_{ij}	Delta de Kroenecker	
δq	Fluxo de calor elementar	[J/s]
δW	Fluxo de trabalho elementar	[J/s]
ε	Fator 0 ou 1 definido para equação 3.41	
η	Elevação da superfície	[m]
$\eta_{câmara}$	Elevação da superfície dentro da câmara do CAO	[m]
η_p	Pressão manométrica na câmara do CAO	[mca]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
ρ_0	Massa específica do ar atmosférico	[kg/m ³]
ρ^*	Massa específica de referência (usualmente = ρ_0)	[kg/m ³]
μ	Coeficiente de viscosidade de cisalhamento	[Pa.s]
λ	Coeficiente de viscosidade volumétrica	[Pa.s]
ϕ	Função potencial de velocidade	
σ	Frequência angular da onda	[rad/s]
τ_{ij}	Tensor de Reynolds	
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Plantas CAO existentes	27
Tabela 4.1 - Extrato parcial do modelo Expedito	47
Tabela 4.2 - Extrato parcial do modelo Expedito (continuação)	47
Tabela 5.1 - K_t para maximização da potência pneumática	53
Tabela 5.2 - Valores de aferição: F_a e H_c	54
Tabela 5.3 - Fluinco x Expedito: P kW, com e sem controle de pressão, $H = 1$ m, $T = 6$ s, $D = 2$ m	56
Tabela 5.4 - Fluinco x Expedito: P kW, com e sem controle de pressão, $H = 1$ m, $T = 9$ s, $D = 1,5$ m	57
Tabela 5.5 - Fluinco x Expedito: P kW, com e sem controle de pressão, $H = 1$ m, $T = 12$ s, $D = 1,5$ m	58
Tabela 5.6 - Distribuição anual de estados de mar	70
Tabela 5.7 - Potência incidente: P_i kW	71
Tabela 5.8 - Seleção do tamanho da turbina	71

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Sequência de formação das ondas de vento	14
Figura 1.2 - Distribuição anual do fluxo de energia das ondas	14
Figura 1.3 - Distribuição sazonal do fluxo de energia das onda no Brasil	15
Figura 1.4 - Dispositivo Wavebob da classe corpo oscilante	16
Figura 1.5 - Vista superior do dispositivo Wave Dragon da classe galgamento	17
Figura 1.6 - Representação esquemática de dispositivo CAO costeiro	17
Figura 3.1 - Sequência de conversão de energia em dispositivo CAO	28
Figura 3.2 - Características da onda	29
Figura 3.3 - Condições de contorno para ondas periódicas	31
Figura 3.4 - Campo de velocidades da onda progressiva	33
Figura 3.5 - Turbina Wells com pás guias	35
Figura 3.6 - Coeficiente de vazão Φ em função do coeficiente de pressão Ψ	36
Figura 3.7 - Coeficiente de potência Π em função do coeficiente de pressão Ψ	37
Figura 3.8 - Volume de controle na câmara do dispositivo CAO	39
Figura 4.1 - Desenho esquemático do dispositivo CAO estudado	42
Figura 4.1 - Elevação e pressão na câmara para uma resposta total $H_c = 2$ m e período $T = 9$ s, $K_t = 20$ Pa.s/m ³ e 400 Pa.s/m ³	45
Figura 4.2 - Elevação e pressão na câmara limitada por válvulas de alívio ($H_c = 2$ m, período $T = 9$ s e $K_t = 400$ Pa.s/m ³)	46
Figura 4.3 - Potência pneumática P_p com o modelo Fluinco: $H = 1,0$ m; $T = 9$ s	48
Figura 5.1 - Potência pneumática P_p versus relação característica da turbina K_t , H_c 4,0 m, T 6 s, 9 s e 12 s	53
Figura 5.2 - Fluinco x Expedito com e sem controle de pressão: H 1,0 m; T 6 s; D 2 m	56
Figura 5.3 - Fluinco x Expedito com e sem controle de pressão: H 1,0 m; T 9 s; D 1,5 m	57
Figura 5.4 - Fluinco x Expedito com e sem controle de pressão: H 1,0 m; T 12 s; D 1,5 m	58
Figura 5.5 - Potência mecânica P_p x K_t : $H = 1,0$ m; $T = 6$ s	61
Figura 5.6 - Potência mecânica P_p x ω : $H = 1,0$ m; $T = 6$ s	61
Figura 5.7 - Potência mecânica P_p x K_t : $H = 1,0$ m; $T = 9$ s	62
Figura 5.8 - Potência mecânica P_p x ω : $H = 1,0$ m; $T = 9$ s	62
Figura 5.9 - Potência mecânica P_p x K_t : $H = 1,0$ m; $T = 12$ s	63
Figura 5.10 - Potência mecânica P_p x ω : $H = 1,0$ m; $T = 12$ s	63
Figura 5.11 - Potência mecânica P_p x K_t : $H = 1,75$ m; $T = 6$ s	64
Figura 5.12 - Potência mecânica P_p x ω : $H = 1,75$ m; $T = 6$ s	64
Figura 5.13 - Potência mecânica P_p x K_t : $H = 1,75$ m; $T = 9$ s	65
Figura 5.14 - Potência mecânica P_p x ω : $H = 1,75$ m; $T = 9$ s	65
Figura 5.15 - Potência mecânica P_p x K_t : $H = 1,75$ m; $T = 12$ s	66
Figura 5.16 - Potência mecânica P_p x ω : $H = 1,75$ m; $T = 12$ s	66
Figura 5.17 - Potência mecânica P_p x K_t : $H = 2,5$ m; $T = 6$ s	67
Figura 5.18 - Potência mecânica P_p x ω : $H = 2,5$ m; $T = 6$ s	67
Figura 5.19 - Potência mecânica P_p x K_t : $H = 2,5$ m; $T = 9$ s	68
Figura 5.20 - Potência mecânica P_p x ω : $H = 2,5$ m; $T = 9$ s	68
Figura 5.21 - Potência mecânica P_p x K_t : $H = 2,5$ m; $T = 12$ s	69
Figura 5.22 - Potência mecânica P_p x ω : $H = 2,5$ m; $T = 12$ s	69

1. INTRODUÇÃO

1.1 ASPECTOS GERAIS

A utilização de diversas formas de energia disponíveis na natureza quer na realização de suas tarefas, quer no aumento de seu conforto, tem sido uma constante na história do desenvolvimento do homem. A exploração de fontes de energia não renováveis mostrou-se muito conveniente e tem sido largamente utilizada especialmente a partir da revolução industrial iniciada no século XIX. Atualmente questões ambientais relacionadas ao aquecimento global e uma crescente preocupação com o esgotamento dos recursos não renováveis, fizeram surgir uma forte disposição mundial no sentido de aumentar a participação de fontes renováveis na matriz energética. Dentre as possibilidades de aproveitamento extensivo de energia renovável, o aproveitamento da energia acumulada nas ondas de gravidade constitui uma fronteira e um desafio para a engenharia moderna.

Como apontado por Tolmasquim (2003), a energia das ondas pode ser vista como uma forma de energia solar acumulada e concentrada. A energia solar aquece de forma desigual as camadas de ar provocando diferenças na pressão atmosférica de uma região para outra. A energia solar é transformada em energia eólica pelo deslocamento do ar das zonas de alta para as zonas de baixa pressão atmosférica. O ar deslocando-se junto à superfície do mar, por cisalhamento e arrasto, origina as ondas de vento. Neste processo parte da energia eólica é transferida para as ondas. Tanto na transformação da energia solar em eólica, quanto desta em energia das ondas, ocorre uma concentração de energia. Como consequência, para uma mesma potência, equipamentos para captação da energia das ondas tendem a ser menores que os equipamentos para captação de energia eólica e estes, menores que os para captação de energia solar. A figura 1.1 ilustra de forma esquemática esta cadeia de transformação de energia.



Figura 1.1 – Sequência de formação das ondas de vento (Tolmasquim, 2003)

O fluxo total de energia das ondas é estimado em 2 TW, mesma ordem de grandeza da demanda mundial de energia elétrica, (Cruz, 2008). No Brasil, dados de ondas obtidos pelo altímetro instalado a bordo do satélite TOPEX/Poseidon, indicam potências médias entre 14,5 kW/m e 33 kW/m ao longo de parte da costa brasileira, entre o paralelo 19° e a fronteira com o Uruguai. A região com maior potência média é a de maior latitude entre Rio Grande e Porto Alegre, (Tolmasquim, 2003). A distribuição da potência ao longo do ano também é sazonal, sendo maior no período de abril a junho na costa sul do Brasil. A figura 1.2 ilustra a distribuição mundial média anual do fluxo de energia das ondas, (Barstow et al., 1998). A figura 1.3 mostra a distribuição da média do fluxo de energia das ondas na costa do Brasil nos diferentes trimestres do ano, (Silva, 2013).

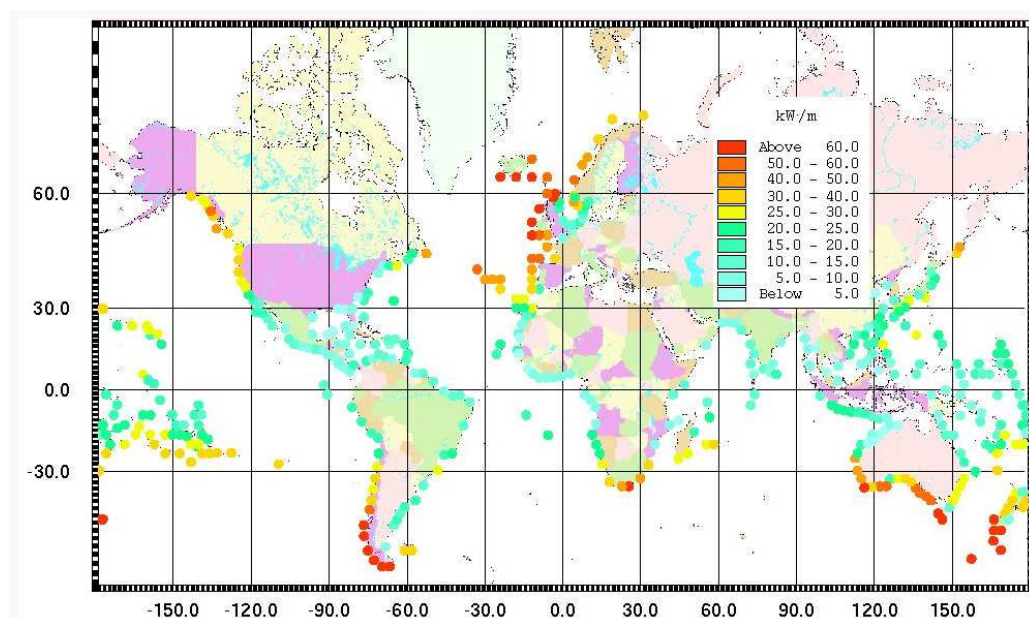


Figura 1.2 – Distribuição anual do fluxo de energia das ondas (Barstow et al., 2009)

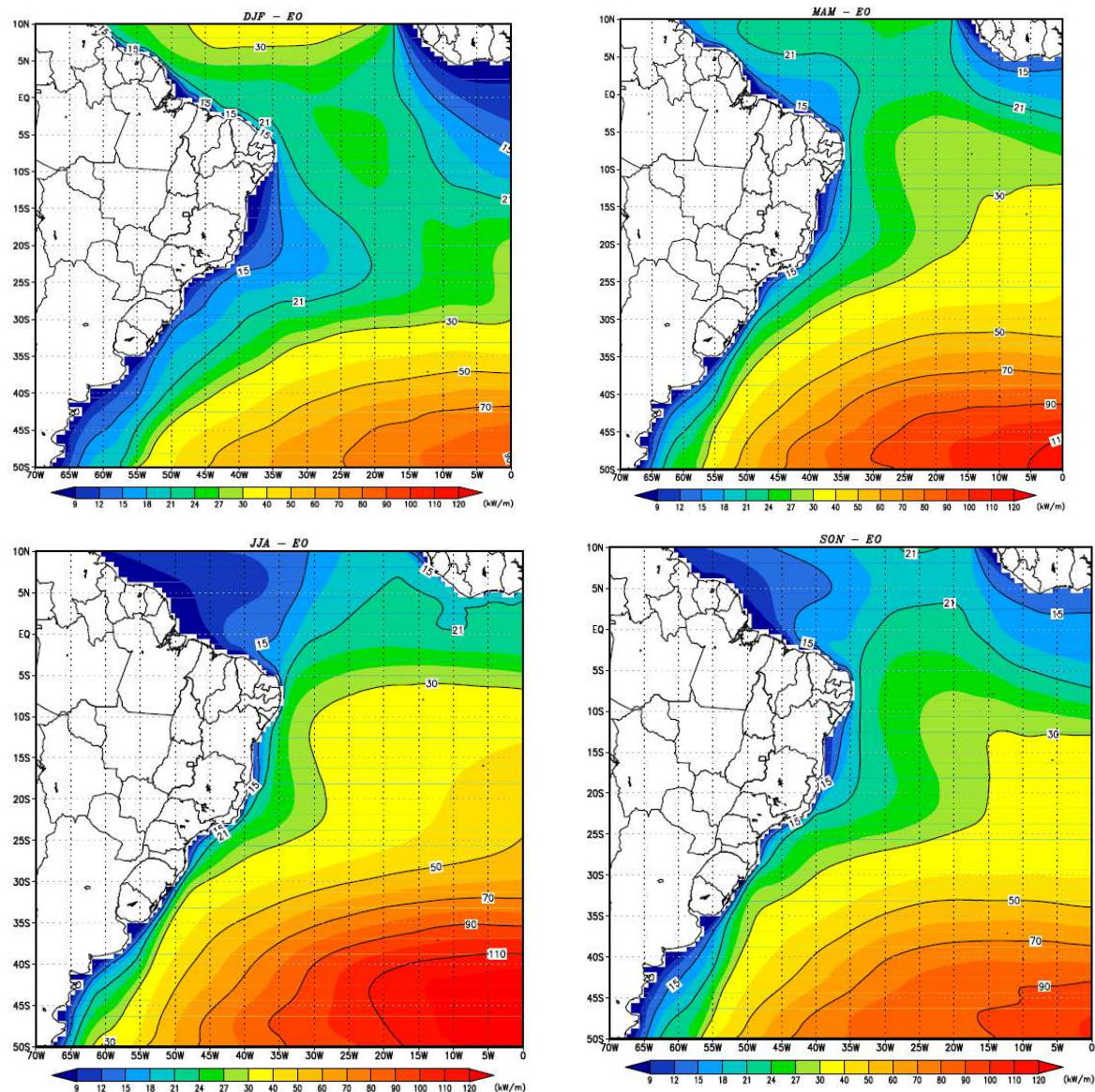


Figura 1.3 – Distribuição sazonal do fluxo de energia das ondas no Brasil (Silva, 2013)

A captação da energia das ondas e sua conversão em energia elétrica, mais adequada para distribuição e aplicação pelo homem, é uma área tecnológica ainda em desenvolvimento. Existe grande variedade de dispositivos em diferentes estágios desde projetos conceituais até unidades pré-comerciais.

De acordo com Cruz e Sarmiento (2004), o principal critério para classificação dos dispositivos para captação da energia das ondas está associado à profundidade de instalação: dispositivos costeiros, dispositivos próximos da costa e dispositivos afastados da costa, *onshore*, *nearshore* e *offshore* respectivamente. Outra classificação usual para os dispositivos de captação da energia das ondas está associada à forma de captação de energia. Há três

classes básicas de dispositivos: coluna de água oscilante – CAO, galgamento e corpos oscilantes pontuais ou progressivos.

Os dispositivos de corpos oscilantes podem ser flutuantes ou submersos, de rotação ou translação. A ação da onda sob o dispositivo o faz oscilar em torno de uma posição de equilíbrio. Estão nesta categoria os conversores Pelamis, Wave-Roller e Wavebob, representado esquematicamente na figura 1.4, (Falcão, 2010).

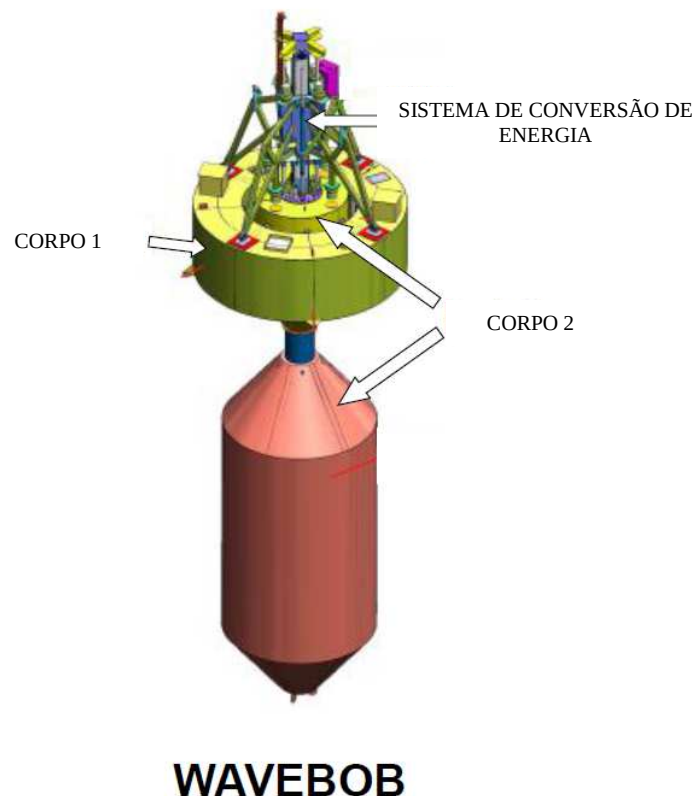


Figura 1.4 – Dispositivo Wavebob da classe corpo oscilante (Falcão, 2010)

Nos dispositivos de galgamento a energia da onda é utilizada para fazê-la subir uma rampa onde a água fica armazenada em um reservatório em um nível um pouco superior ao nível médio da água do mar. O dispositivo pode ter defletores laterais para concentrar a energia das ondas. A água retorna ao mar passando através de uma turbina hidráulica para baixíssimas quedas. O dispositivo mais conhecido nesta classe é o Wave Dragon, representado na figura 1.5, (Falcão, 2010).

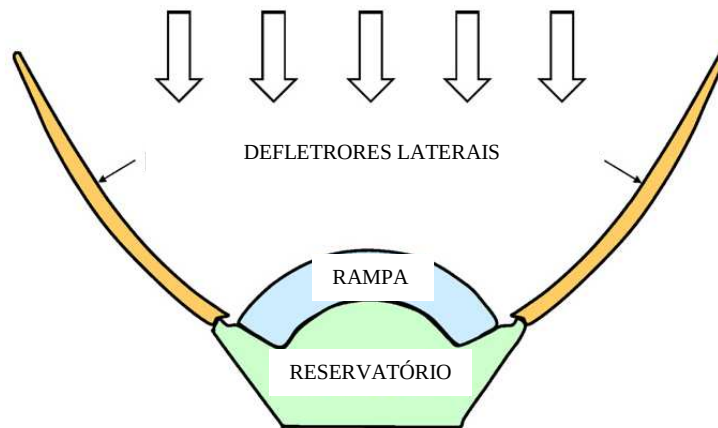


Figura 1.5 – Vista superior do dispositivo Wave Dragon da classe galgamento (Falcão, 2010)

Os dispositivos do tipo CAO podem ser fixos ou flutuantes. O dispositivo CAO costeiro, objeto deste estudo, é do tipo fixo e conforme Cruz e Sarmento (2004) pode ser descrito como uma estrutura oca, parcialmente submersa, com uma abertura para o mar abaixo da superfície da água e outra para a atmosfera. Quando a água entra no dispositivo, o ar aprisionado na câmara é comprimido e forçado a passar através de uma turbina. Quando a água sai do dispositivo o ar é admitido na câmara também passando pela turbina. As turbinas usualmente utilizadas nos dispositivos CAO são do tipo Wells que possuem a propriedade de manter o sentido de rotação independentemente do sentido do escoamento. A figura 1.6 representa de forma esquemática um dispositivo CAO costeiro.

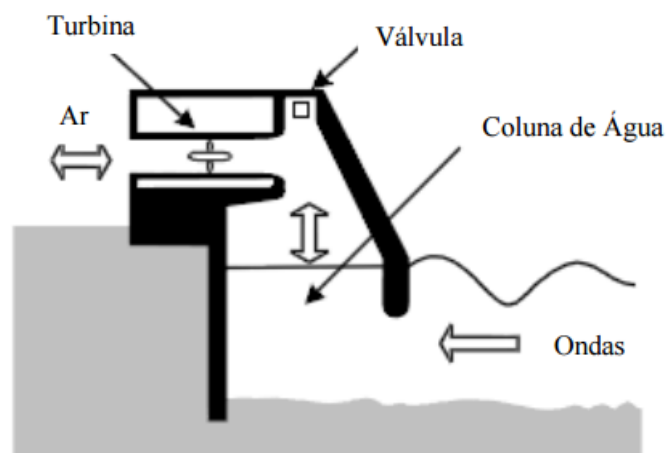


Figura 1.6 – Representação esquemática de CAO costeiro (Cruz e Sarmento, 2004)

Quanto ao equipamento para a conversão da energia captada em energia elétrica, *power take off* - PTO, os dispositivos de captação da energia das ondas utilizam principalmente turbinas eólicas, turbinas hidráulicas, motores hidráulicos ou geradores lineares (Falcão, 2010).

Usualmente os problemas de engenharia são abordados de três maneiras distintas e complementares: abordagem analítica, numérica e experimental. A complexidade dos fenômenos que ocorrem num dispositivo CAO impedem uma abordagem analítica adequada. Modelos numéricos simplificados não reproduzem os efeitos não lineares provocados pela viscosidade. A abordagem experimental, além de cara, esbarra no problema de que o fator de escala apropriado para modelar os fenômenos hidrodinâmicos e aerodinâmicos é diferente. Modelos numéricos mais robustos incorporando as equações de Navier-Stokes e modelos de turbulência têm sido utilizado com sucesso no estudo dos dispositivos CAO, (Cruz, 2008). No entanto, estes modelos requerem grande capacidade computacional, dificultando a realização de estudos de sensibilidade à variação de parâmetros. A presente dissertação traz uma abordagem inovadora, associando um modelo numérico simplificado e aferindo-o através de um modelo numérico complexo. O modelo estima a potência mecânica gerada em dispositivo costeiro de captação de energia das ondas do tipo CAO, dotado de turbina do tipo Wells, sob incidência de ondas monocromáticas.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um método numérico simplificado para determinar a potência mecânica produzida em um dispositivo CAO fixo e dotado de turbina Wells, doravante chamado de modelo Expedito.

Para atingir o objetivo geral são destacados os seguintes objetivos específicos:

- Desenvolvimento, aferição e verificação do modelo somente para câmara de ar e turbina. Para a aferição e verificação do modelo são utilizados resultados gerados pelo modelo FLUINCO, (Teixeira, 2001). A verificação é feita com o dispositivo CAO sob incidência de ondas monocromáticas com períodos de 6 s, 9 s e 12 s e altura 1 m;
- Extrapolação dos resultados de aferição com ondas de 1 m de altura para ondas de 1,75 m e 2,5 m de altura e períodos de 6 s, 9 s e 12 s;

- Levantamento das curvas de potência produzida pelo dispositivo CAO sob incidência de ondas de altura 1 m, 1,75 m e 2,5 m e períodos de 6 s, 9 s e 12 s, em relação a rotação da turbina, com e sem controle de pressão da câmara;
- Aplicação do modelo Expedito na seleção do tamanho da turbina para uma distribuição de estados de mar fictícia.

1.3 ESTRUTURA DO TEXTO

Este estudo está dividido em 6 capítulos. Além da introdução feita no presente capítulo, o capítulo 2 apresenta uma revisão de trabalhos relacionados com o objeto deste estudo, sob o título de Estado da Arte. O capítulo 3 é o da fundamentação teórica, traz de forma referenciada as equações e conceitos utilizados no estudo. O capítulo 4 apresenta a metodologia utilizada para obtenção dos resultados. No capítulo 5 são apresentados e discutidos os resultados obtidos. No capítulo 6 são feitas as conclusões e considerações finais. Ao final são apresentadas as referências bibliográficas.

2. ESTADO DA ARTE

Até momento o dispositivo CAO tem sido o mais estudado dentre os dispositivos para conversão de energia das ondas. São numerosas as pesquisas com objetivo de aumentar a eficiência global da conversão de energia, explorando aspectos como local de instalação, dimensões do dispositivo, tipo de turbina, perfis das pás e tamanho da turbina. O foco deste trabalho é determinar, a partir das curvas de desempenho de uma turbina Wells tomada por referência, qual tamanho de turbina deve ser adotado para maximização da potência mecânica absorvida pela turbina. No mesmo processo também são determinados os valores de controle de rotação e pressão de ar na câmara para maximização da potência mecânica. Ao longo do desenvolvimento desta dissertação consultou-se o trabalho prévio de diversos pesquisadores. Entre eles destacam-se os seguintes:

- Gato e Falcão (1988) publicaram um estudo teórico e experimental a respeito da turbina Wells. Os resultados experimentais obtidos a partir de uma turbina de 0,6 m de diâmetro foram comparados com os valores calculados por um modelo teórico simplificado. Os resultados teóricos e experimentais foram concordantes. O bloqueio aerodinâmico, *aerodynamic stall*, ocorreu em vazões um pouco superiores às previstas pelo modelo teórico.
- Inoue et al. (1988) publicaram um estudo experimental e teórico para análise da eficiência da turbina Wells operando em um dispositivo CAO oceânico sob incidência de ondas irregulares. O estudo apontou a importância da sintonia entre o regime de ondas, a geometria do dispositivo e a relação vazão pressão da turbina. Na parte experimental do estudo foram utilizadas duas turbinas de diferentes geometrias. A variação do coeficiente característico de cada uma delas foi feita pela variação da rotação imposta na bancada de teste.
- Raghunathan (1995) publicou um estudo apresentando métodos para cálculo do desempenho da turbina Wells, bem como, apresentou as limitações devidas à máxima velocidade periférica. Inovações como a turbina Wells de duplo rotor com ou sem pás guias também foram apresentadas. O estudo destacou a importância de várias relações geométricas sobre a eficiência da turbina, bem como, comparou diferentes perfis

aerodinâmicos. A ocorrência do bloqueio aerodinâmico sobre o desempenho da turbina foi destacada, sendo sugerido um sistema de válvulas para alívio da pressão na câmara ou a utilização de turbinas com pás reguláveis.

- Evans e Porter (1995) publicaram um estudo sobre as características hidrodinâmicas de um dispositivo CAO dotado de turbina Wells. O dispositivo foi avaliado considerando a incidência transversal de ondas lineares (modelo de Airy). O estudo utilizou uma modelagem integral do domínio bidimensional e um método de aproximação de Galerkin para solução matemática do problema. Embora não tenham sido feitas considerações específicas sobre a turbina, o método foi apresentado como uma ferramenta importante para o projeto do dispositivo CAO.
- Falcão e Justino (1999) apresentaram um modelo teórico para a conversão da energia desde a onda até o eixo da turbina em um dispositivo tipo CAO, com turbina Wells e sistema de válvulas para controle de pressão na câmara. As simulações numéricas apontaram um aumento na conversão de energia quando utilizado o sistema de válvulas de controle, especialmente em estados de mar de maior energia. As curvas adimensionais de desempenho da turbina Wells da usina de Pico foram utilizadas.
- Weber e Thomas (2001) publicaram um estudo de otimização paramétrica para um dispositivo CAO considerando o clima de ondas de Açores, Portugal. O modelo hidrodinâmico baseou-se nos coeficientes de radiação e difração da câmara. Os parâmetros considerados variáveis no estudo foram o comprimento da câmara, a profundidade de submersão da parede frontal, a altura da câmara, o diâmetro e a rotação da turbina. A turbina da usina de Pico foi utilizada como referência e também foram consideradas as leis de semelhança das turbo-máquinas.
- Brito-Melo et al. (2002) analisaram o efeito de diferentes geometrias da turbina Wells na eficiência de um dispositivo CAO, através de simulação numérica. O modelo utilizou coeficientes de radiação e difração determinados experimentalmente em modelos em escala. O problema da adequação do projeto da turbina para um determinado dispositivo foi ilustrado tomando por base a usina de Pico em Açores, Portugal, bem como o seu clima de ondas. Foram consideradas ondas lineares e dados experimentais obtidos em tanque de ondas. Foram avaliados vários projetos de turbina Wells, com e sem utilização de pás guias, com e sem utilização de sistema de válvulas para controle de pressão. Os autores concluíram que, quando utilizado o controle de pressão da câmara, o projeto da turbina deve priorizar a máxima eficiência; sem o

controle de pressão, o projeto da turbina deve buscar boa eficiência em uma larga faixa de pressões de operação.

- Falcão e Rodrigues (2002) apresentaram um método para avaliação do desempenho de dispositivo CAO com turbina Wells, sendo o clima de ondas representado por um modelo estocástico. Para a utilização do modelo, os coeficientes de resposta hidrodinâmica da câmara do dispositivo CAO deveriam ser obtidos experimentalmente. O desempenho global do dispositivo foi determinado para diferentes estados de mar. O modelo adotou ondas lineares, incluiu o controle de rotação da turbina e controle de pressão da câmara. O modelo foi apresentado como uma ferramenta para a seleção do tamanho da turbina e otimização da operação.
- Falcão (2002) utilizou um modelo estocástico para representar o estado de mar, e analisou o efeito do controle de rotação da turbina Wells sobre a conversão de energia. Os coeficientes hidrodinâmicos do dispositivo CAO assim como as curvas de desempenho da turbina foram considerados previamente conhecidos.
- Falcão (2004) publicou estudo de otimização do tamanho da turbina para um dispositivo CAO de dimensões definidas. Foi considerada a incidência de ondas lineares. Os coeficientes de resposta hidrodinâmica do dispositivo foram considerados conhecidos para cada estado de mar. O diâmetro da turbina foi otimizado primeiramente para maximização da produção de energia e, em seguida, para maximização do resultado econômico, levando em conta custos de instalação, operação, manutenção e valores de venda de energia. Tal qual nesta dissertação, o trabalho de Falcão considerou a turbina de geometria fixa, mas de tamanho variável, representado pelo diâmetro como dimensão característica. O estudo deixou clara a dependência do fator de amortecimento da turbina com a rotação e o tamanho. Foi utilizada uma velocidade periférica máxima de 170 m/s para todos tamanhos de turbina.
- Setoguchi e Takao (2006) publicaram uma revisão do estado da arte em relação às turbinas auto-retificadoras utilizadas em dispositivos para conversão de energia das ondas. O estudo incluiu a turbina Wells com pás guias, a turbina Wells com ângulo de pás auto-regulável, a turbina Wells de duplo rotor com pás guias, a turbina de impulso com pás guias com ângulo auto-regulável e a turbina de impulso com pás guias fixas.
- Tease et al. (2007) apresentaram uma metodologia para desenvolvimento de turbinas para instalação em quebra-mares ativos. O estudo enfocou a otimização da geometria,

padronização e processos de fabricação. Métodos numéricos e relações empíricas foram utilizados para gerar as curvas de desempenho das turbinas.

- Josset e Clément (2007) apresentaram um modelo numérico de dispositivos CAO. O modelo foi dividido em duas partes, um subsistema externo e outro interno. O subsistema externo tratou das ondas incidentes, tendo sido adotado a teoria linear. O escoamento foi tratado como incompressível e invíscido. No sistema interno foi considerada a câmara de ar e a turbina. Foi utilizado um modelo de compressão adiabática do ar, considerado como gás ideal. O efeito da turbina foi incluído na equação diferencial que descreve o volume de controle definido sobre a câmara de ar. O acoplamento entre os modelos interno e externo é feito igualando os fluxos na abertura submersa do dispositivo CAO. O modelo foi utilizado para estimar a produção anual de energia elétrica da usina da Ilha de Pico em Açores, Portugal.
- Camporeale e Filianoti (2009) divulgaram um estudo experimental sobre a resposta de uma turbina Wells de pequeno porte instalada em um dispositivo do tipo REWEC - *Resonant Wave Energy Converter*. Durante o período de testes foram adquiridos dados de 261 estados de mar e, graças às técnicas de medição e análise foi possível apresentar os resultados na forma de curvas de desempenho adimensionais, usualmente utilizadas para as turbinas Wells.
- Amundarain et al. (2010) avaliaram estratégias para evitar a ocorrência do bloqueio aerodinâmico na turbina Wells. Foram considerados: controle do fluxo de ar através da turbina pela atuação de válvulas ou controle de rotação da turbina em função da pressão na câmara do CAO. As duas estratégias se mostraram eficientes para evitar o bloqueio aerodinâmico, perda acentuada de eficiência por desprendimento de vórtices, e aumentar a conversão de energia. O controle de rotação mostrou-se levemente superior com relação à maximização da conversão de energia. Foi sugerida a utilização conjunta das duas estratégias.
- Falcão (2010) publicou uma revisão a respeito das tecnologias utilizadas para a conversão da energia das ondas. Especial atenção foi dada para a forma de classificação dos diferentes tipos de dispositivos existentes. A revisão abordou aspectos como projeto conceitual, construção de protótipos em escala reduzida, projeto, construção, instalação e o desenvolvimento de sistemas específicos para conversão de energia como turbinas a ar e a água, sistemas hidráulicos de alta pressão e geradores elétricos lineares.

- Corvelo (2011) concentrou sua dissertação no ante-projeto de dispositivo CAO para um quebra-mar na Foz do Rio Douro, Portugal. O estudo considerou distribuição de estados de mar reais para o local. Os coeficientes de radiação e difração para a câmara foram calculados pelo código WAMIT, utilizando o método dos painéis para cálculo de esforços em corpos sob ação de campos de ondas. O estudo considerou alternativamente a utilização de duas turbinas Wells ou duas turbinas de impulso. A ideia por trás da utilização de duas turbinas era de operar apenas com uma delas, em estados de mar de baixa energia, ampliando a faixa de operação com boa eficiência.
- Carija et al. (2012) publicaram resultados de simulações numéricas para determinação das curvas de desempenho de turbina Wells com perfil NACA 21. Foi usado o Fluent/ANSYS, que se baseia nas equações médias de Navier-Stokes, RANS. Foram utilizados três modelos diferentes de turbulência, *k-ε realizable*, *k-ε standard* e *k-ω*. Com base nas curvas de desempenho da turbina foi estimada a produção anual de energia de um dispositivo CAO em condições típicas do mar Adriático.
- Dias et al. (2013) publicaram um estudo teórico comparando a utilização de diferentes perfis aerodinâmicos em turbinas Wells. O estudo fixou o diâmetro da turbina em 0,49 m e a relação de aspecto em 0,6. Foram estudados os perfis NACA 0012, NACA 0015, NACA 0018, NACA 0020 e NACA 0021, este último tendo apresentado o melhor desempenho.
- Teixeira et al. (2013) publicaram estudo para determinação do acoplamento hidrodinâmico-aerodinâmico de um dispositivo CAO fixo. A região de líquido do domínio foi modelada com as equações de Navier-Stokes. A solução das equações foi feita utilizando o Fluinco, código para simulação de escoamentos incompressíveis baseado nas equações de Navier-Stokes e no método de elementos finitos. O estudo foi desenvolvido em duas etapas. Na primeira etapa foi considerada a câmara do dispositivo CAO aberta para atmosfera. Os resultados de elevação da superfície livre dentro da câmara foram comparados com outro modelo desenvolvido no código comercial Fluent/ANSYS, que adota o método dos volumes finitos para resolver as equações RANS e a da continuidade. Para determinação da interface ar/água o modelo VOF e a opção *standard k-ε* no modelo de turbulência foram adotados. Os resultados foram muito concordantes. Na segunda etapa foi acrescentado um modelo termodinâmico de compressão adiabática do ar ao modelo Fluinco. A presença da turbina, representada por sua relação característica K_t , foi considerada na equação

diferencial que relaciona a pressão na câmara com a taxa de variação do volume. A pressão de ar, atualizada a cada passo de tempo, foi imposta como condição de contorno na superfície livre da água no interior da câmara, acoplando os modelos. No modelo Fluent/ANSYS foi acrescentada uma função definida pelo usuário, UDF, para representar a turbina. O estudo abrangeu ondas monocromáticas lineares de altura 1 m e período de 4 a 14 s. Foram estudados os efeitos da variação de algumas dimensões do dispositivo CAO, bem como, da relação característica K_t , sobre a potência pneumática disponibilizada para a turbina.

- Hong et al. (2014) publicaram uma revisão sobre estratégias de controle utilizadas nos sistemas de conversão de energia das ondas. O estudo abordou diversos dispositivos de conversão e, no tocante à turbina Wells, analisou toda a cadeia de conversão de energia, desde a onda até a distribuição de energia elétrica. Um enfoque especial foi dado ao controle de rotação da turbina e controle de pressão da câmara.
- Sheng et al (2014) publicaram um estudo a respeito da modelagem numérica de dispositivo CAO flutuante. A modelagem da hidrodinâmica do dispositivo foi feita com o código WAMIT e validada experimentalmente em modelo em escala. Foi desenvolvido um modelo termodinâmico para a câmara de ar com a possibilidade de utilização de três tipos diferentes de turbina, Wells, de impulso e turbinas bi-radiais.
- Lopez et al. (2014) publicaram estudo para otimização do amortecimento da turbina, em dispositivo CAO costeiro, para um clima de ondas específico. A modelagem bidimensional foi realizada no código Star-CCM utilizando as equações médias de Navier-Stokes, RANS e modelo multifásico VOF. O estudo apontou que o fator de amortecimento da turbina é o parâmetro de maior influência sobre a eficiência do dispositivo CAO, seguido pelo período de onda. O estudo também apontou a existência de um fator de amortecimento ótimo para cada estado de mar, indicando a necessidade de considerar uma distribuição de estados de mar esperados para a correta seleção da turbina.

O presente trabalho tem forte inspiração no trabalho de Falcão e Rodrigues (2002), Falcão (2004) e Sheng (2014) e base nos trabalhos de Josset e Clément (2007) e Teixeira et al. (2013). Pretende-se com o modelo Expedito disponibilizar uma ferramenta que, por sua rapidez, facilite o estudo paramétrico dos efeitos da turbina sobre a produção de energia, em dispositivo CAO de dimensões pré-definidas. Da utilização do modelo Expedito obtém-se uma recomendação de tamanho de turbina para uma distribuição de estados de mar esperada.

O modelo ainda aponta a pressão de alívio a ser adotada no sistema de válvulas e a rotação com que a turbina deve operar em cada estado de mar. O modelo Expedito necessita para sua aferição alguns poucos resultados externos gerados por um modelo numérico mais robusto. Neste trabalho utilizou-se, para aferição e verificação, resultados obtidos com o Fluinco. Estes resultados poderiam ser obtidos com outro modelo como, por exemplo, o próprio Fluent/ANSYS.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 DISPOSITIVO DE COLUNA DE ÁGUA OSCILANTE

Conforme apresentado no capítulo 1, o dispositivo CAO costeiro pode ser descrito como uma estrutura oca, parcialmente submersa, com uma abertura para o mar abaixo da superfície da água e outra para a atmosfera. Quando a água entra no dispositivo, o ar aprisionado na câmara é comprimido e forçado a passar através de uma turbina. Quando a água sai do dispositivo o ar é admitido na câmara também passando pela turbina. As turbinas usualmente utilizadas nos dispositivos CAO são do tipo Wells, que possuem a propriedade de manter o sentido de rotação independentemente do sentido do escoamento, (Cruz e Sarmiento, 2004).

Segundo Josset e Clément (2007), o CAO é o dispositivo de conversão mais estudado até o momento. A tabela 3.1 apresenta uma lista de unidades piloto já construídas, bem como, suas potências nominais.

Tabela 3.1 – Plantas CAO existentes – (Josset e Clément, 2007)

Tipo	Localização	País	Potência (kW)
Onshore	Pico-Azores	Portugal	400
Onshore	LIMPET-Islay	Escócia	500
Onshore	Toftestallen	Noruega	500
Onshore	Kujukuri	Japão	30
Onshore	Vizhinjam Harbour	Índia	150

De acordo com Hong et al. (2014), a cadeia de conversão da energia das ondas tipicamente utilizada em dispositivos CAO é: conversão da energia hidrodinâmica para pneumática na câmara de ar do dispositivo, conversão da energia pneumática para mecânica na turbina, conversão da energia mecânica para elétrica no gerador, conversão da energia elétrica de tensão alternada para contínua no retificador, conversão de

energia elétrica de tensão contínua para alternada no inversor. A figura 3.1 ilustra esta sequência.

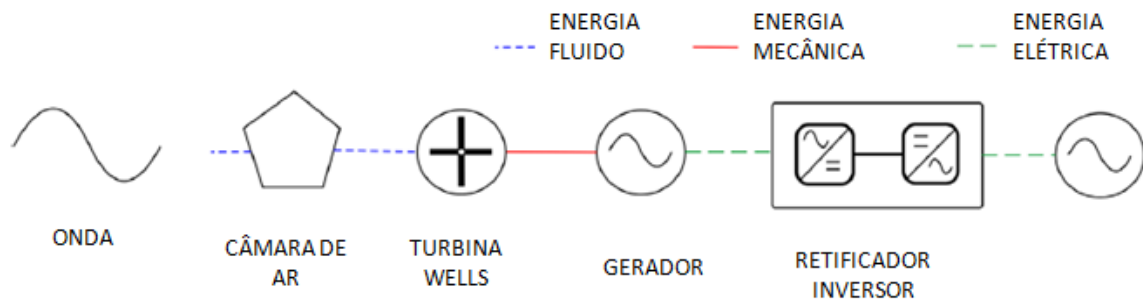


Figura 3.1 – Sequência de conversão de energia em dispositivo CAO (Hong et al., 2014)

O estudo da cadeia de conversão da energia das ondas até a etapa de energia mecânica, entregue pelo eixo da turbina ao gerador, requer o conhecimento de mecânica das ondas, termodinâmica para análise da câmara de ar e a aplicação da teoria das turbomáquinas.

3.2 MECÂNICA DAS ONDAS

Quando a superfície de um corpo de água sofre uma perturbação provocando a deformação vertical de sua superfície, a força da gravidade atua no sentido de restaurar a posição de equilíbrio, desencadeando um movimento ondulatório. Estas ondas denominam-se ondas de gravidade. Entre outros fatores, a perturbação pode ser provocada por um abalo sísmico, o efeito da Lua sobre o campo gravitacional terrestre, a queda de uma geleira ou a ação do vento (Sorensen, 2006). Ondas de gravidade provocadas pelo vento também são chamadas ondas de vento. Somente as ondas de vento são de interesse para a captação de energia por dispositivo CAO.

Para descrever as ondas, ver figura 3.2, são definidos parâmetros como período T , que é o tempo necessário para duas cristas sucessivas passarem por um determinado ponto, a altura H , diferença entre a posição vertical da superfície da água entre a crista e a cava e h profundidade na qual elas se propagam, (Dean e Dalrymple, 1994). Outros parâmetros podem ser determinados a partir destes. O comprimento da onda L é a

distância entre duas cristas sucessivas L . Assim, pode-se definir a velocidade da onda, ou celeridade C , como a relação entre o comprimento e o período da onda. A elevação da superfície η é a posição da superfície livre em relação ao seu nível médio e a amplitude da onda a é a máxima elevação em relação ao nível médio.

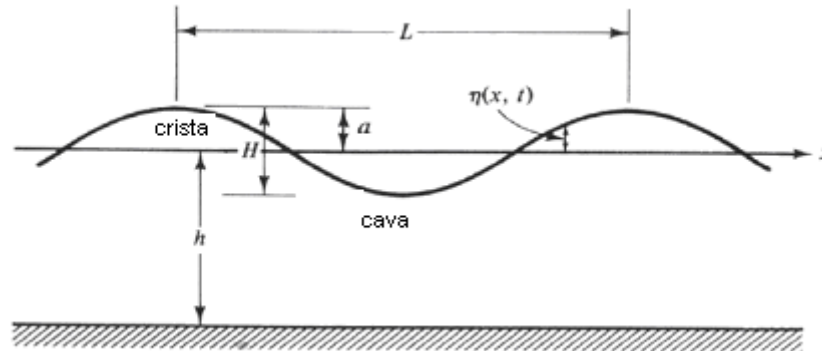


Figura 3.2 – Características da onda.
(Dean e Dalrymple, 1994)

As ondas nos oceanos são fenômenos aleatórios, necessitando de um tratamento estatístico. Ondas irregulares, designadas por vaga, *sea*, ocorrem na zona de geração ou em sua proximidade. Longe das zonas de geração, aparecem ondas mais regulares, de cristas longas e são denominadas de ondulação *swell*.

São utilizadas diferentes teorias para descrever as ondas de gravidade. Destacam-se a teoria linear ou de Airy, utilizada para ondas de pequena amplitude, as teorias de Stokes, Cnoidal, solitária e de função de corrente utilizadas para ondas maiores ditas de amplitude finita. Um parâmetro adimensional muito utilizado para caracterizar a validade das teorias de onda é o número de Ursell, (Dean e Dalrymple, 1994), dado por :

$$U_r = \frac{aL^2}{h^3} \quad (3.1)$$

Para valores de $U_r < 1$ utiliza-se a teoria de Airy; para $1 < U_r < 10$ a teoria de Stokes, para $10 < U_r < 30$ as teorias de Stokes ou Cnoidal e para $U_r > 30$ e tendendo a infinito as teorias cnoidal e solitária.

A seguir são apresentadas as principais equações referentes à teoria linear, muito utilizada para análise de dispositivos CAO, (Evans e Porter, 1995; Falcão e

Rodrigues, 2002; Falcão, 2004). Segundo Sorensen (2006) e Dean e Dalrymple (1994), aos quais se refere o equacionamento desta seção, na teoria linear são adotadas as seguintes simplificações:

- a) O fluido é homogêneo e incompressível, e a tensão superficial é considerada desprezável.
- b) O escoamento é irrotacional e bidimensional. A função potencial de velocidade ϕ deve satisfazer a equação de Laplace, considerando o sistema de coordenadas conforme figura 3.3:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0 \quad (3.2)$$

Da definição da função potencial, obtêm-se as componentes da velocidade u e w , nas direções x e z respectivamente

$$u = -\frac{\partial \phi}{\partial x}, \quad w = -\frac{\partial \phi}{\partial z} \quad (3.3)$$

- c) O fundo é estacionário, impermeável, sem atrito e horizontal.
- d) A pressão ao longo da interface ar-água é constante.
- e) A altura da onda é pequena comparada com o comprimento e a profundidade.

O domínio consiste numa onda ($0 < x < L$), representado na figura 3.4. Nele deve ser satisfeita a equação de Laplace. As condições de contorno são:

- a) Condição de contorno cinemática do fundo:

$$w = \frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \text{ em } z = -h \quad (3.4)$$

onde w é a componente da velocidade na direção vertical

b) Condição de contorno cinemática da superfície livre:

$$w = \frac{\partial \eta}{\partial t} + u \frac{\partial \eta}{\partial x} \text{ em } z = \eta \quad (3.5)$$

onde u é a componente da velocidade na direção horizontal.

c) Considerando a equação de Bernoulli para o escoamento irrotacional em regime transitório, equação 3.6, e a pressão na superfície livre igual a zero, tem-se a condição de contorno dinâmica da superfície livre:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2}(u^2 + w^2) + gz + \frac{p}{\rho} = 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2}(u^2 + w^2) + gz = 0 \text{ em } z = \eta \quad (3.7)$$

onde g é a aceleração da gravidade, p a pressão e ρ a massa específica da água.

d) Condições de periodicidade no tempo, $\phi(x,z,t) = \phi(x,z,t+T)$, e no espaço, $\phi(x,z,t) = \phi(x+L,z,t)$, aplicadas nos contornos laterais do domínio.

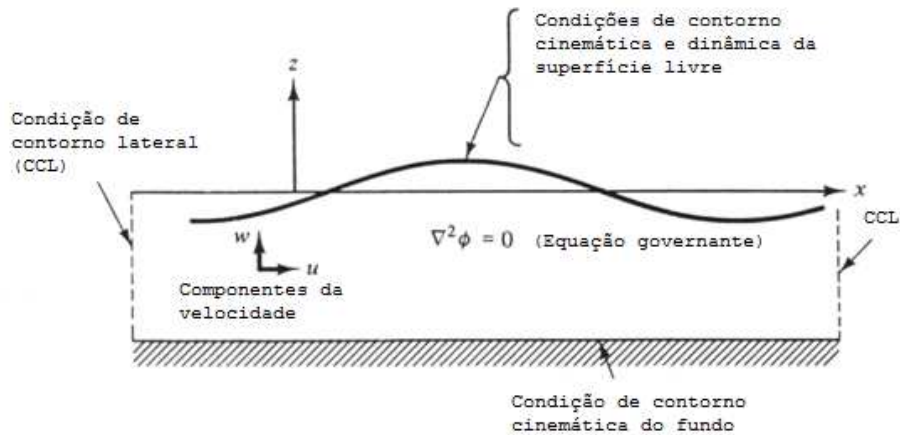


Figura 3.3 - Condições de contorno para ondas periódicas
Fonte: (Dean e Dalrymple, 1994)

Desta forma, obtém-se a solução de uma onda progressiva, expressa em termos da elevação de superfície, equação 3.8, da função potencial de velocidade, equação 3.9 e da equação de dispersão equação 3.10 como segue:

$$\eta = \frac{H}{2} \cos(kx - \sigma t) \quad (3.8)$$

$$\phi = \frac{gH}{2\sigma} \frac{\cosh k(h+z)}{\cosh kh} \sin(kx - \sigma t) \quad (3.9)$$

$$\sigma^2 = gk \tanh kh \quad (3.10)$$

onde $\sigma = 2\pi/T$ é a frequência angular da onda e $k = 2\pi/L$ é o número de onda.

A equação 3.10 pode ser reagrupada e apresentada na forma das equações 3.11 e 3.12 também conhecidas como equações de dispersão.

$$C = \sqrt{\frac{gL}{2\pi} \tanh \frac{2\pi h}{L}} \quad (3.11)$$

$$L = \frac{gT^2}{2\pi} \tanh \frac{2\pi h}{L} \quad (3.12)$$

Da definição da função potencial de velocidade, as velocidades horizontal e vertical sob a onda são dadas por:

$$u = -\frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{H\sigma \cosh k(h+z)}{2 \sinh kh} \cos(kx - \sigma t) \quad (3.13)$$

$$w = -\frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{H\sigma \sinh k(h+z)}{2 \sinh kh} \sin(kx - \sigma t) \quad (3.14)$$

Observa-se que as componentes horizontal e vertical da velocidade em função da posição estão defasadas de $\pi/2$. Os valores máximos de u ocorrem quando o argumento do seno for 0 ou π , por sua vez, os valores extremos de w ocorrem em $\pi/2$, $3\pi/2$. A figura 3.4 apresenta as velocidades para estes pontos em um período de onda.

Considerando as tendências assintóticas das funções hiperbólicas, é possível estabelecer uma classificação das ondas em termos da profundidade relativa kh . Assim, considera-se que para $kh < \pi/10$ a onda se propaga em águas rasas, para $\pi/10 < kh < \pi$ águas intermediárias e $kh > \pi$ águas profundas. Lembrando que $k = 2\pi/L$, usa-se também $h/L < 1/20$ para águas rasas, $1/20 < h/L < 1/2$ para águas intermediárias e $h/L > 1/2$ para águas profundas.

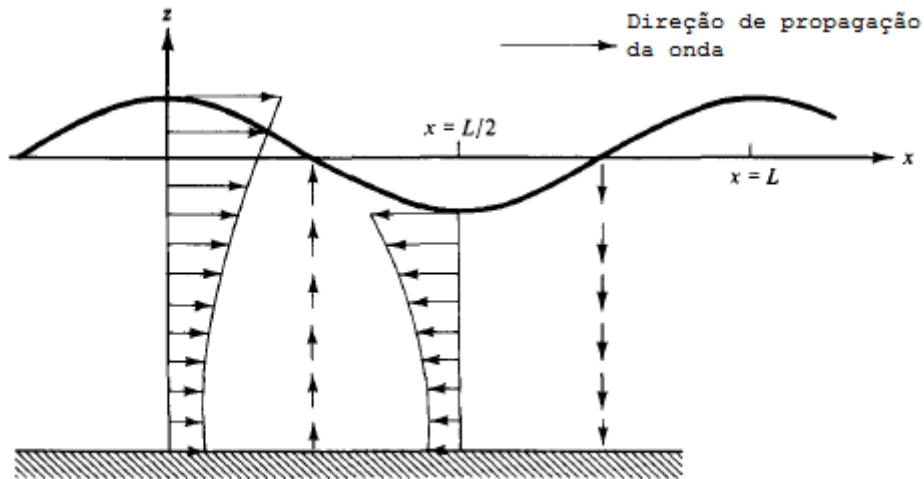


Figura 3.4 – Campo de velocidades da onda progressiva
(Dean e Dalrymple, 1994)

Utilizando a equação de Bernoulli, equação 3.6, e a equação da função potencial de velocidade, equação 3.9, obtém-se a equação da pressão, que, após a aplicação de um processo de linearização, fica:

$$p = -\rho g z + \frac{\rho g H \cosh k(h+z)}{2 \cosh kh} \cos(kx - \sigma t) \quad (3.15)$$

onde o lado direito da equação consiste de dois termos, sendo o primeiro a pressão hidrostática e o segundo a pressão dinâmica.

A energia total por unidade de área de superfície no comprimento de onda consiste da energia potencial (EP) devido ao deslocamento da superfície livre e da energia cinética (EC) devido ao movimento das partículas do fluido. Na teoria linear, pode-se demonstrar que estes termos são iguais:

$$EC = EP = \frac{1}{16} \rho g H^2 \quad (3.16)$$

Isto é característico dos sistemas conservativos em geral. A energia total por unidade de área de superfície no comprimento de onda é então dada por:

$$E = EC + EP = \frac{1}{8} \rho g H^2 \quad (3.17)$$

O fluxo médio de energia, ou seja, a potência média por unidade de largura, é dado por:

$$F_E = \left(\frac{1}{8} \rho g H^2 \right) \frac{\sigma}{k} \left[\frac{1}{2} \left(1 + \frac{2kh}{\sinh 2kh} \right) \right] \quad (3.18)$$

3.3 TURBINA WELLS

No século XVIII Leonardo Euler estabeleceu a equação fundamental para as turbo-máquinas afirmando que a variação da quantidade do movimento angular dos fluxos que atravessam um volume de controle é igual à soma dos torques externos que atuam sobre este volume. Para escoamentos incompressíveis que atravessam os rotores das turbo-máquinas, esta lei está expressa na equação fundamental das turbo-máquinas, (Henn, 2001):

$$Y = u_e c_{ue} - u_s c_{us} \quad (3.19)$$

onde Y é o trabalho específico recebido ou realizado pela turbo-máquina quer ela seja motora ou geradora, u_e e u_s são as velocidades do rotor na entrada e na saída, c_{ue} e c_{us} são, respectivamente, a componente da velocidade do fluido na direção da velocidade do rotor na entrada e na saída.

Nas turbo-máquinas (turbinas, bombas e ventiladores), as grandezas como vazão, pressão e potência estão todas relacionadas à geometria e à rotação do rotor.

A teoria dos modelos aplicada às turbo-máquinas estabelece: para que máquinas sejam semelhantes é necessário que elas sejam geométrica, cinemática e dinamicamente semelhantes. Para máquinas semelhantes são válidas as relações de similaridade, equações 3.20 a 3.22. As relações de similaridade permitem determinar os parâmetros de operação de uma turbo-máquina com base nos parâmetros de operação de outra máquina semelhante, (Henn, 2001).

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \quad (3.20)$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \quad (3.21)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^3 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \quad (3.22)$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica, Δp é a diferença de pressão entre a entrada e a saída do rotor, P é a potência, D é o diâmetro do rotor representando a escala da máquina como um todo, ω é a velocidade angular da turbina e ρ é a massa específica do fluido. Os índices 1 e 2 se referem a cada uma das máquinas ou condições de operação diferentes.

A turbina Wells é uma turbo-máquina motriz auto-retificadora especialmente desenvolvida para aproveitar o escoamento alternado de ar que ocorre nos dispositivos de conversão da energia das ondas do tipo CAO. A Figura 3.5 apresenta o rotor da turbina Wells com pás guias.

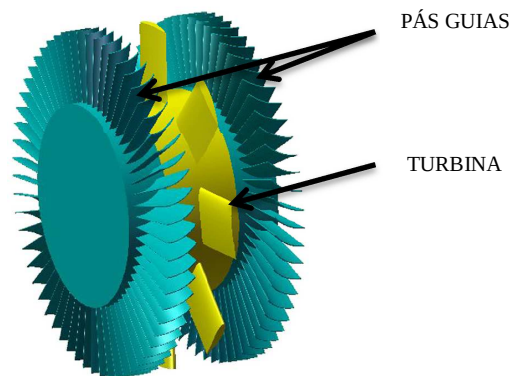


Figura 3.5– Turbina Wells com pás guias
(Falcão, 2010)

O desempenho da turbina Wells tem sido muito estudado ao longo dos últimos 30 anos, tanto experimental quanto numericamente. Para permitir a comparação entre o desempenho de máquinas de diferentes tamanhos, operando em condições também diferentes, os parâmetros de potência, vazão e pressão são apresentados de forma adimensional, dada pelas equações 3.23 a 3.25, (Falcão e Rodrigues, 2002):

$$\Phi = \frac{\dot{m}}{\rho^* D^3 \omega} \quad (3.23)$$

$$\psi = \frac{\Delta p}{\rho^* D^2 \omega^2} \quad (3.24)$$

$$\Pi = \frac{P}{\rho^* D^5 \omega^3} \quad (3.25)$$

onde Φ , ψ e Π são os coeficientes adimensionais de vazão mássica, de pressão e de potência, $\dot{m}$ é a vazão mássica, P é a potência da turbina, Δp é a diferença de pressão entre a entrada e a saída da turbina, D é o diâmetro do rotor, ω a velocidade angular e ρ^* é a massa específica de referência geralmente sendo tomada a massa específica do ar na pressão atmosférica.

Usualmente as turbinas Wells são operadas com rotação constante para um determinado estado de mar. Nesta condição, os coeficientes adimensionais de vazão e potência, Φ e Π , representados de forma gráfica em função do coeficiente adimensional de pressão ψ , figuras 3.6 e 3.7, revelam três aspectos interessantes e comuns para as turbinas Wells: a) o coeficiente Φ é uma função linear do coeficiente ψ ; b) para manter a rotação constante com baixos valores de ψ a turbina necessita receber energia, tendo coeficiente Π negativo; c) o coeficiente de potência Π sofre uma queda abrupta a partir de um determinado valor de ψ , ao qual se atribui a denominação de $\psi_{crítico}$.

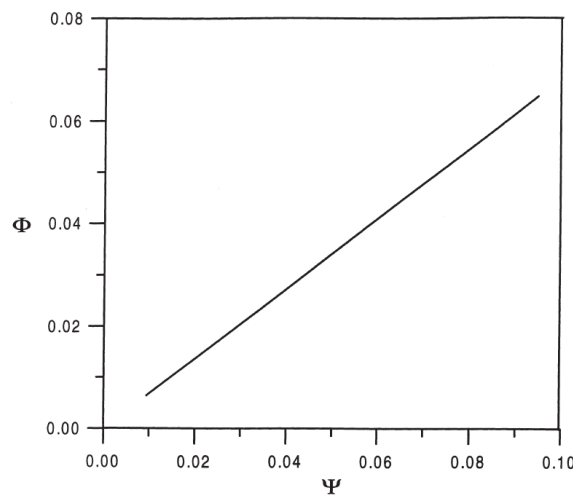


Figura 3.6 – Coeficiente de vazão Φ em função do coeficiente de pressão Ψ (Falcão e Justino, 1999)

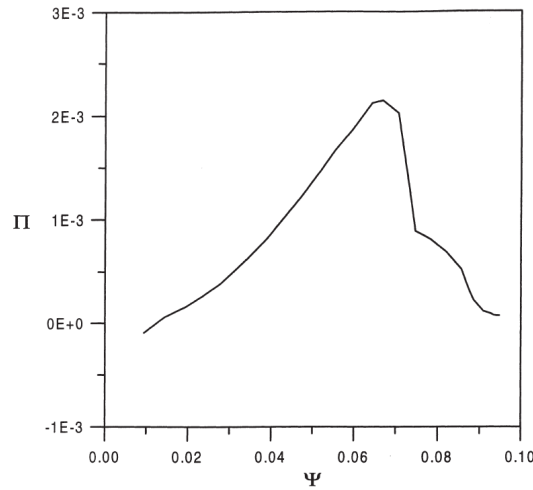


Figura 3.7 – Coeficiente de potência Π em função do coeficiente de pressão Ψ (Falcão e Justino, 1999)

Para evitar que a turbina Wells opere acima do $\psi_{crítico}$, alguns dispositivos do tipo CAO contam com sistema de válvulas para alívio de pressão. Estas válvulas podem ser instaladas em série ou em paralelo com a turbina, (Falcão e Justino, 1999). O módulo da pressão manométria, diferença de pressão entre o interior da câmara de ar do dispositivo CAO e a atmosfera externa, deve ser mantido abaixo da diferença de pressão de corte, Δp_{corte} , calculado a partir de $\psi_{crítico}$ (0,067 para turbinas semelhantes a de Pico), isolando Δp na equação 3.24, obtendo a equação 3.26:

$$\Delta p_{corte} = \psi_{crítico} \rho^* D^2 \omega^2 \quad (3.26)$$

onde D é o diâmetro do rotor, ω a velocidade angular do rotor e ρ^* é a massa específica de referência geralmente sendo tomada a massa específica do ar na pressão atmosférica, $\rho_0 = 1,21 \text{ kg/m}^3$.

É característica da turbina Wells a relação linear entre a vazão que atravessa a turbina e a diferença de pressão através da mesma. A constante de proporcionalidade, conhecida como relação característica da turbina ou coeficiente de amortecimento da turbina, pode ser definida tanto em relação à vazão mássica, (Falcão e Justino, 1999), quanto em relação à vazão volumétrica, (Josset e Clément, 2007). Estas relações, equações 3.27 e 3.28, são dimensionais.

$$K_{t\text{ mássico}} = \frac{\Delta p}{\dot{m}} \quad (3.27)$$

$$K_t = \frac{\Delta p}{Q_t} \quad (3.28)$$

onde Δp é a diferença de pressão entre a entrada e saída da turbina, $\dot{m}$ e Q_t são, respectivamente, as vazões mássica e volumétrica que atravessam a turbina.

A relação característica da turbina depende de sua rotação e do seu diâmetro quando considerada uma turbina de referência e as leis de similaridade, (Falcão e Justino, 1999). A turbina da planta de Pico em Açores, Portugal, tomada por referência neste trabalho, com diâmetro de 2,3 m, tem $K_{t\text{ mássico}}$ de 99,4 Pa.s/kg para uma velocidade angular ω de 157,1 rad/s.

Para turbinas Wells semelhantes a relação entre os coeficientes adimensionais de pressão e vazão, Ψ e Φ , é constante mesmo para rotações ou diâmetros diferentes. É possível estabelecer uma expressão para o cálculo do K_t a partir do K_t de uma turbina de referência operando a uma velocidade angular de referência, conforme equação 3.29:

$$K_t = K_{t\text{ ref}} \frac{D_{\text{ref}}}{D} \frac{\omega}{\omega_{\text{ref}}} \quad (3.29)$$

onde K_t é a relação característica da turbina Wells com diâmetro D e velocidade angular ω , calculados a partir de uma turbina semelhante tomada como referência, da qual se conhece o diâmetro D_{ref} , a velocidade angular ω_{ref} e a relação característica $K_{t\text{ ref}}$.

3.4 MODELO AERODINÂMICO

O modelo aerodinâmico, conforme apresentado por Josset e Clément (2007), está baseado na aplicação do primeiro princípio da termodinâmica sobre o volume de controle definido sobre a câmara de ar, incluída a turbina Wells. Nas condições de operação do dispositivo CAO é possível considerar o ar como um gás ideal e o processo isentrópico, (Sheng et al., 2014). A figura 3.8 ilustra este volume de controle formado

entre as paredes do dispositivo CAO, a superfície da água e a abertura para a atmosfera. A aplicação de primeira lei da termodinâmica neste volume de controle resulta na equação 3.30:

$$\dot{E} = \dot{U} + \dot{E}_c + \dot{E}_p = \delta W + \delta q + h_e \dot{m} \quad (3.30)$$

onde $\dot{E}$ representa a taxa de energia total, $\dot{U}$ a taxa de energia interna, $\dot{E}_c$ a taxa de energia cinética, $\dot{E}_p$ a taxa de energia potencial, h_e a entalpia específica, δq o fluxo de calor elementar, δW o fluxo de trabalho elementar e $\dot{m}$ a vazão mássica.

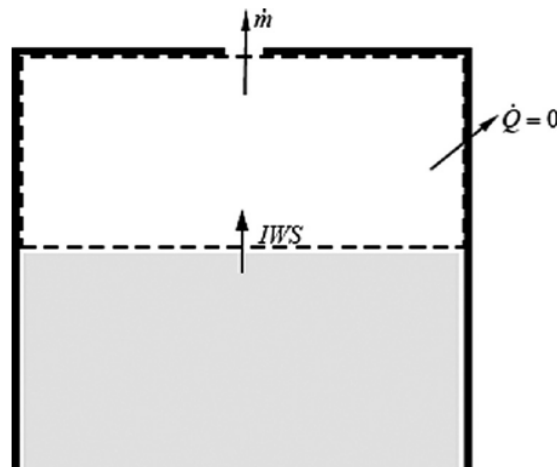


Figura 3.8 – Volume de controle na câmara do dispositivo CAO
(Sheng et al. 2014)

Desprezando as energias cinética e potencial da coluna de ar e utilizando a hipótese de gás ideal, tem-se mais duas relações:

$$U = mc_v T_e \quad (3.31)$$

$$h_e = c_p T_e \quad (3.32)$$

onde c_v é o calor específico a volume constante, c_p o calor específico à pressão constante, T_e a temperatura absoluta e m a massa de ar. Combinando as expressões do trabalho da pressão $\delta W = -p\dot{V}$ e o fato da transformação ser considerada isentrópica, a equação do balanço de energia pode ser expressa da seguinte forma:

$$\dot{m}c_vT_e = -p\dot{V} + c_pT_e\dot{m} \quad (3.33)$$

Utilizando as seguintes relações termodinâmicas:

$$r = c_p - c_v \quad (3.34)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.35)$$

onde r é a constante específica do gás, obtém-se:

$$r\dot{m}T_e = (1 - \gamma)p\dot{V} + r(\gamma - 1)T_e\dot{m} \quad (3.36)$$

Em seguida se estabelece uma relação entre a vazão mássica $\dot{m}$ e o fluxo de ar Q_t através da turbina (considerado positivo quando entra na câmara e negativo quando sai), resultando nas equações:

$$\begin{cases} \dot{m} = \rho Q_t & \text{se } Q_t < 0 \\ \dot{m} = \rho_0 Q_t & \text{se } Q_t > 0 \end{cases} \quad (3.37)$$

onde ρ é a massa específica do ar dentro da câmara e ρ_0 é a massa específica do ar atmosférico. A massa de ar sendo definida por $m(t) = \rho(t)V(t)$, pode-se escrever:

$$\begin{cases} \frac{\dot{m}}{m} = \frac{Q_t}{V} & \text{se } Q_t < 0 \\ \frac{\dot{m}}{m} = \frac{\rho_0 Q_t}{\rho V} & \text{se } Q_t > 0 \end{cases} \quad (3.38)$$

definindo $\varepsilon = 0$ para $Q_t < 0$ e $\varepsilon = 1$ para $Q_t > 0$ a equação 3.38 pode ser escrita de forma mais compacta como:

$$\frac{\dot{m}}{m} = \left[\frac{Q_t}{V} \left(1 - \varepsilon \frac{\rho - \rho_0}{\rho} \right) \right] \quad (3.39)$$

A equação 3.40 é dada pela equação de estado para gás ideal em sua forma diferencial:

$$V\dot{p} + p\dot{V} = rT_e\dot{m} + rm\dot{T}_e \quad (3.40)$$

A equação 3.41 leva em conta a presença da turbina e sua relação característica:

$$Q_t = \frac{p - p_0}{K_t} \quad (3.41)$$

Com base na hipótese de transformação isentrópica, o valor da massa específica, ρ , pode ser calculado a partir da condição atmosférica:

$$p\rho^{-\gamma} = p_0\rho_0^{-\gamma} \quad (3.42)$$

Considerando as equações 3.39, 3.40, 3.41, 3.42, o modelo aerodinâmico da câmara de ar com turbina Wells se resume às equações 3.43 e 3.44 (também resultante da aplicação da hipótese transformação isentrópica como a equação 3.42):

$$\dot{p} = p\gamma \left[\frac{p - p_0}{K_t V} \left(\varepsilon \frac{\rho - \rho_0}{\rho} \right) - \frac{\dot{V}}{V} \right] \quad (3.43)$$

$$\dot{\rho} = \frac{\rho}{\gamma p} \dot{p} \quad (3.44)$$

4. METODOLOGIA

4.1 ESTUDO DE CASO

O dispositivo CAO estudado é do tipo fixo, tendo considerado um local com lâmina de água de 10 m para a sua instalação. O modelo Expedito só leva em conta as dimensões da câmara de ar: comprimento, largura e altura. A câmara de ar tem altura, h_c , de 6 m acima da superfície não deformada da água, largura, l , e comprimento, B , de 10 m, formando um pistão de 100 m² de área. A câmara é dotada de uma turbina Wells e de válvulas para limitar a diferença de pressão entre a câmara de ar e a atmosfera. A Figura 4.1 apresenta um desenho esquemático deste dispositivo CAO.

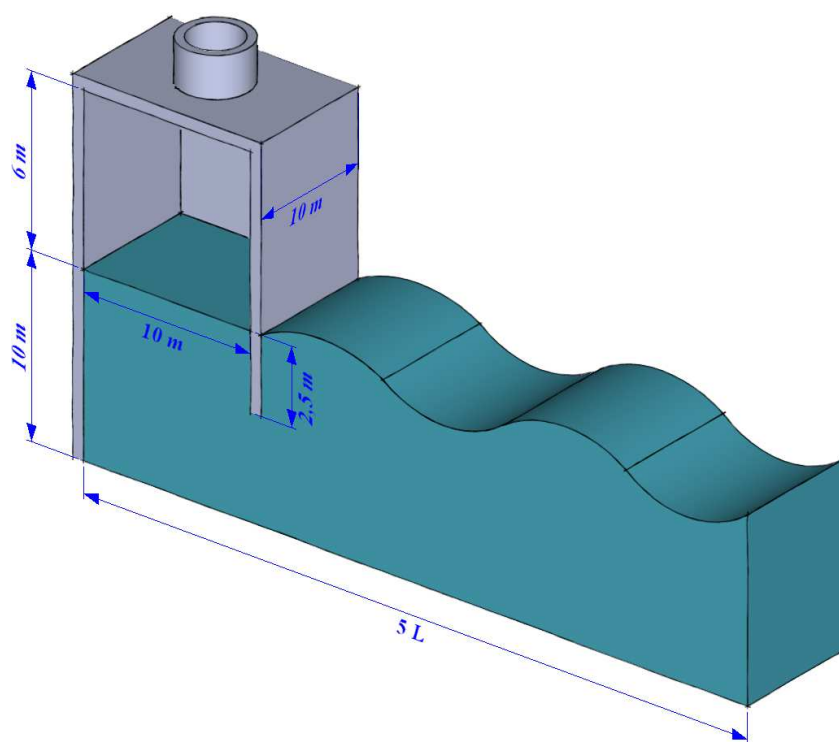


Figura 4.1 – Desenho esquemático do dispositivo CAO estudado

No modelo Fluinco o dispositivo CAO estudado tem as dimensões sugeridas por

Teixeira et al. (2013). O domínio do problema consiste em um canal de comprimento igual a cinco vezes o comprimento da onda incidente, ao final do qual existe uma câmara de 10 m de comprimento. A largura tanto do canal quanto da câmara é de 10 m, como também é de 10 m a profundidade da água no canal e na câmara. A parede frontal da câmara tem 0,5 m de espessura, estende-se até a profundidade de 2,5 m formando um defletor, interrompendo a livre propagação para dentro do dispositivo. A interação entre o canal e a câmara se dá pela hidrodinâmica da região mais profunda onde câmara e canal se comunicam.

4.2 O MODELO EXPEDITO

O modelo Expedito adota um movimento de pistão sólido para a superfície livre da água dentro da câmara do dispositivo CAO. O movimento desta superfície é considerado harmônico tal qual o da onda monocromática incidente. A elevação da superfície livre em relação à sua posição de repouso é dado por:

$$\eta_{câmara} = \frac{H_{\eta}}{2} \text{sen}(\sigma t) \quad (4.1)$$

onde H_{η} é a resposta em elevação do dispositivo CAO, $\eta_{câmara}$ é a elevação da superfície da água dentro da câmara, σ é a frequência angular da onda incidente e t é o tempo.

O deslocamento da superfície livre provoca alteração do volume de controle definido sobre a câmara do dispositivo CAO, e, conseqüentemente da pressão, conforme descrito pela equação diferencial do modelo aerodinâmico, equação 3.43, (Josset e Clement, 2007). Arbitrando um valor para H_{η} , adotando uma discretização no tempo e um esquema de atualização de primeira ordem é possível determinar a pressão na câmara a cada passo de tempo conforme as equações 4.2 e 4.3, obtidas a partir das equações 3.43 e 3.44:

$$p_{n+1} = p_n + \Delta t \left\{ \gamma p_n \left[-\frac{p_n - p_0}{K_t V_n} \left(1 - \varepsilon \frac{\rho_n - \rho_0}{\rho_n} \right) \frac{\dot{V}_n}{V_n} \right] \right\} \quad (4.2)$$

$$\rho_{n+1} = \rho_0 \left(\frac{p_0}{p_{n+1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (4.3)$$

A pressão máxima desenvolvida dentro da câmara pode ser obtida por inspeção no vetor de valores da pressão no tempo. Por conveniência do modelo é definida uma altura da resposta de pressão expressa em coluna de água:

$$H_p = \frac{2(p_{max} - p_0)}{g \rho_{\acute{a}gua}} \quad (4.4)$$

onde $p_{max} = \max |p|$, p_0 a pressão atmosférica (adotado 101.330 Pa), g (9,81 m/s²) a aceleração da gravidade e $\rho_{\acute{a}gua}$ a massa específica da água (adotado 998 kg/m³).

No modelo Expedito admite-se que a soma das respostas em elevação e pressão do dispositivo CAO para uma mesma onda monocromática incidente seja constante, independentemente da relação característica da turbina. Desta forma é possível definir uma amplitude de resposta total do dispositivo CAO sob incidência de uma onda monocromática de altura H e período T ,

$$H_c = H_\eta + H_p \quad (4.6)$$

Define-se a seguir o fator de amplificação que relaciona a amplitude da resposta total do dispositivo CAO com a altura da onda monocromática incidente:

$$F_a = \frac{H_c}{H} \quad (4.7)$$

No modelo Expedito, o fator de amplificação F_a é o único vínculo entre a resposta do dispositivo CAO e a onda incidente. Ele representa o acoplamento aerodinâmico-hidrodinâmico entre uma onda de altura H e período T , a câmara de dimensões definidas e o

amortecimento imposto pela turbina. A determinação deste fator é feita somente na etapa de aferição do modelo na qual são utilizados os resultados gerados pelo Fluinco.

Para exemplificar o conceito de resposta total da câmara, H_c , a figura 4.2 apresenta a elevação e a pressão manométrica, expressa em coluna de água, para $H_c = 2$ m, $T = 9$ s, $K_t = 20$ Pa.s/m³ e $K_t = 400$ Pa.s/m³.

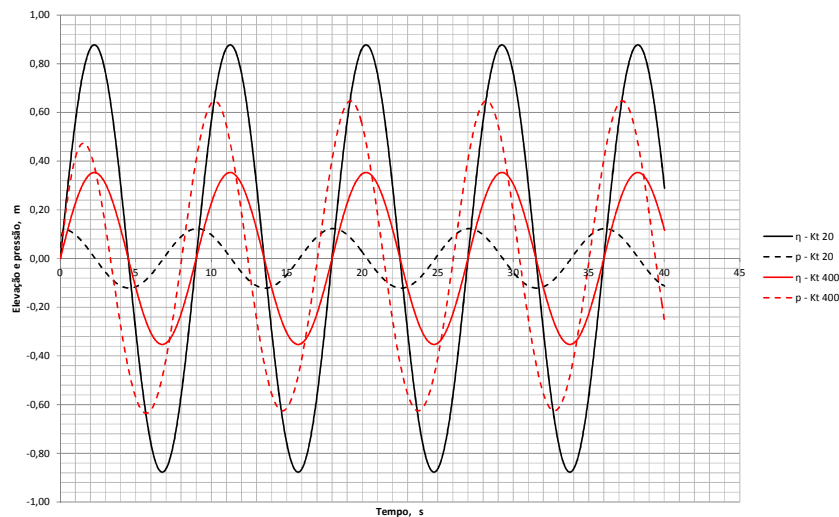


Figura 4.2 – Elevação e pressão na câmara para uma resposta total $H_c = 2$ m e período $T = 9$ s, $K_t = 20$ Pa.s/m³ e 400 Pa.s/m³

Note-se que dados H_c , $\sigma = 2\pi/T$ e K_t , só existe uma resposta em elevação, H_η , que satisfaça a condição $H_\eta + H_p = H_c$. Podem ser utilizados diferentes métodos numéricos para calcular a raiz da função expressa pela equação 4.8: bissecção, método de Newton ou método das secantes; por conveniência utilizou-se a ferramenta atingir meta disponível no aplicativo Excel 2007 que utiliza o método da Gradação Reduzida Generalizada (GRG), não linear.

$$H_c - H_\eta - H_p = 0 \quad (4.8)$$

Quando a pressão manométrica na câmara do dispositivo CAO excede a diferença de pressão de corte, Δp_{corte} , as válvulas de alívio atuam de forma a manter a pressão dentro do limite apropriado para a turbina. No modelo Exedito isto é feito diretamente no vetor de valores de pressão, simplesmente substituindo os valores de pressão e vácuo maiores em módulo que Δp_{corte} , pelo próprio valor de Δp_{corte} . A figura 4.3 ilustra a atuação do sistema de válvulas de alívio

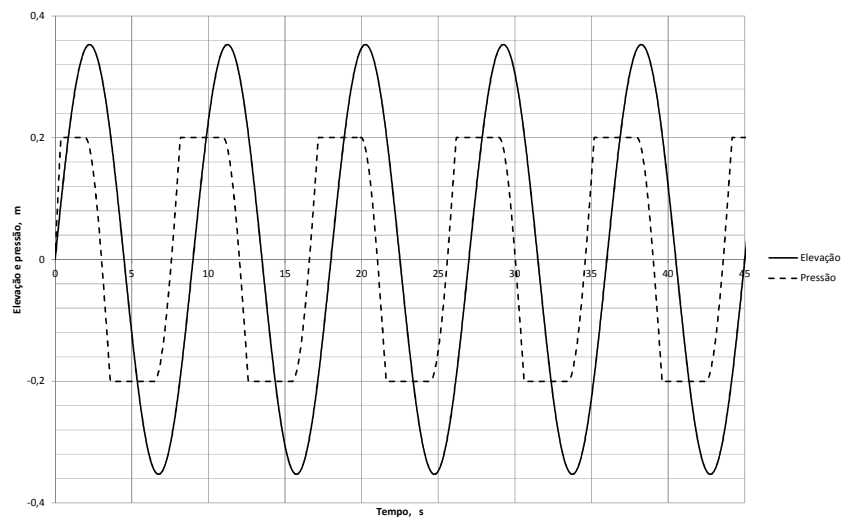


Figura 4.3 – Elevação e pressão na câmara limitada por válvulas de alívio ($H_c = 2$ m, período $T = 9$ s e $K_t 400$ Pa.s/m³)

4.3 DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA

A potência pneumática disponibilizada para a turbina a cada passo de tempo é calculada diretamente a partir dos valores de diferença de pressão da câmara em relação à pressão atmosférica, conforme a equação 4.9. A potência pneumática média é obtida tomando-se a média das potências a cada passo de tempo ao longo de um múltiplo inteiro de períodos de tempo. Esta média não deve incluir o primeiro período quando a resposta ainda não está plenamente desenvolvida.

$$P_p = \frac{(p - p_0)^2}{K_t} \quad (4.9)$$

onde P_p é a potência pneumática a cada passo de tempo, p a pressão na câmara, p_0 a pressão atmosférica e K_t a relação característica da turbina.

A determinação da potência mecânica da turbina, P , é feita a partir da curva de desempenho adimensional da turbina de referência. Com os valores de pressão manométrica calcula-se a pressão adimensional Ψ , utilizando o diâmetro do rotor, a rotação e a massa específica do ar, conforme a equação 3.24. Determina-se a potência adimensional Π utilizando uma função $\Pi(\Psi)$ que reproduz a curva adimensional de desempenho da turbina,

representada na figura 3.7. A potência mecânica em cada passo de tempo é obtida pela dimensionalização dos valores de Π , equação 3.25. A potência mecânica média é obtida tomando-se a média das potências a cada passo de tempo ao longo de um múltiplo inteiro de períodos de tempo. Esta média não deve incluir o primeiro período quando a resposta ainda não está plenamente desenvolvida.

As tabelas 4.1 e 4.2 apresentam uma parte da planilha com o modelo Expedito em uma rodada com $H_c = 2$ m, $T = 6$ s, $\omega = 72$ rad/s, $K_t = 50,34$ Pa.s/m³ e $D = 2,5$ m. Na tabela 4.2 η_p é a pressão manométrica na câmara ($p-p_0$), expressa em metros de coluna de água.

Tabela 4.1 – Extrato parcial do modelo Expedito

t	$\eta_{câmara}$	V	$\dot{V}$	ε	$\dot{p}/p$	$\dot{\rho}/\rho$	p	ρ
0	0	600,0					101.330	1,2100
0,03	0,041391	595,9	-137,97	0	0,3242	0,2315	102.315	1,2184
0,06	0,082741	591,7	-137,83	0	0,2798	0,1999	103.174	1,2257
0,09	0,124009	587,6	-137,56	0	0,2405	0,1718	103.919	1,2320

Tabela 4.2 – Extrato parcial do modelo Expedito (continuação)

t	$p-p_0$	η_p	ψ	Π	P	P_p
0	0	0,000	0,0000	-0,0002	-9.262	0
0,03	985	0,099	0,0251	0,0003	14.055	19.289
0,06	1.844	0,185	0,0470	0,0012	54.032	67.560
0,09	2.589	0,259	0,0660	0,0021	94.371	133.097

4.4 AFERIÇÃO DO MODELO EXPEDITO

Como já foi comentado, o fator de amplificação, F_a , é a única ligação entre a onda incidente e a resposta do dispositivo CAO no modelo Expedito. Para que o modelo funcione adequadamente é necessária a aferição do fator de amplificação para cada altura de onda e cada período de onda considerada. Para obter o máximo proveito no processo de aferição, a relação característica da turbina, K_b , de aferição deve estar próximo do ponto de máxima potência pneumática, para cada onda incidente.

O processo de aferição é realizado a partir dos resultados simulados pelo modelo Fluinco para a altura de onda, H , período, T , e coeficiente de amortecimento K_t apropriados. Salienta-se que ao modelo Fluinco foi incorporado o modelo aerodinâmico da câmara de ar com turbina. Em relação ao modelo aerodinâmico a única diferença entre o modelo Expedito e o modelo Fluinco está na forma de como o volume de controle é alterado. No modelo Expedito, a variação do volume se dá pelo movimento senoidal da superfície da água (considerada como uma superfície plana); no Fluinco pela média da componente vertical de cada nó na superfície da água dentro da câmara.

Com os valores de pressão dentro da câmara obtidos no Fluinco, calcula-se o valor da potência pneumática a cada passo de tempo, conforme a equação 4.9. Constrói-se um gráfico com os valores da potência pneumática em função do tempo, figura 4.4. Pela análise do gráfico se define uma janela de tempo sobre a qual vai ser calculada a média, tomando o cuidado de que esta seja um múltiplo inteiro do período da onda.

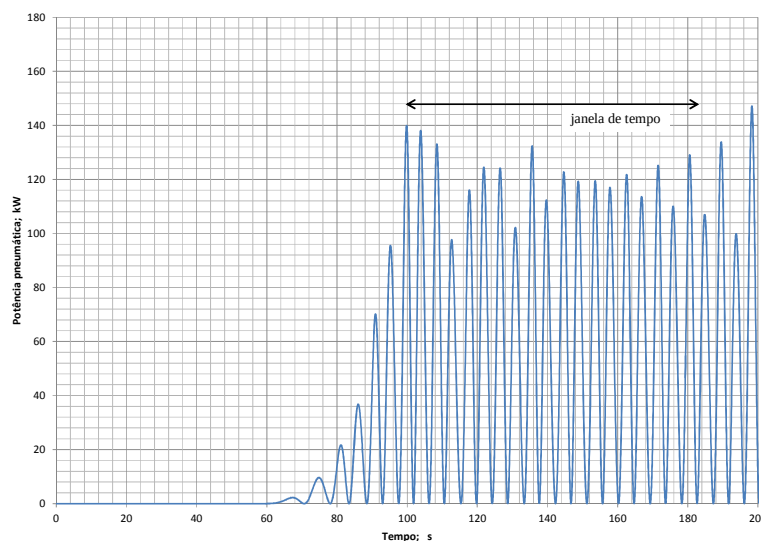


Figura 4.4 – Potência pneumática P_p com o modelo Fluinco: $H = 1,0$ m; $T = 9$ s

No modelo Expedito deve-se buscar o valor de resposta total H_c que resulte na mesma média da potência pneumática obtida no modelo Fluinco, para os mesmos K_t e período T . A média deve ser tomada em um múltiplo inteiro de períodos e não deve incluir o primeiro período quando a resposta ainda não está plenamente desenvolvida. Uma vez mais utilizou-se a ferramenta atingir meta do Excel 2007 para realizar esta tarefa.

4.5 O CÓDIGO FLUINCO

O Fluinco é um código para simulação numérica de escoamentos incompressíveis baseado nas equações de Navier-Stokes, empregando o método Semi-implícito de Taylor-Galerkin de dois passos (Teixeira, 2001). Em sua versão 2D, utilizada para aferição do modelo Expedito, adota o elemento triangular linear que tem a vantagem de adaptar-se a geometrias complexas e possui boa eficiência computacional. Usa uma formulação Arbitrária Lagrangeana Euleriana (ALE), que é adequada em problemas que envolvam movimentos de superfície livre. A distribuição da velocidade da malha é governada por um esquema de suavização que minimiza as distorções dos elementos devido aos movimentos da superfície livre.

A formulação ALE combina as vantagens das formulações euleriana e lagrangiana, onde a malha de referência movimenta-se com uma velocidade arbitrária. Consiste na introdução de um domínio de referência ($i = 1,2$), que permite que o movimento do fluido seja arbitrário e independa dos pontos materiais ou espaciais, ou seja, o domínio pode mover-se com uma velocidade arbitrária w_i , diferente da velocidade da partícula v_i . Se w_i é diferente de v_i e ambos não são nulos, tem-se caracterizada a descrição ALE, onde qualquer ponto do meio contínuo é identificado pelo vetor posição.

A conservação da massa para fluidos levemente compressíveis, assumindo entropia constante, pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \quad (i = 1,2) \quad (4.10)$$

onde ρ é a massa específica, c é a velocidade do som, $U_i = \rho v_i$ e v_i são as componentes da velocidade do fluido.

A conservação da quantidade de movimento na descrição ALE completa as equações governantes para o problema:

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial f_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \rho g_i = w_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (i = 1,2) \quad (4.11)$$

onde w_i são as componentes da velocidade da malha, e g_i são as componentes da aceleração da gravidade. $\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$ são as componentes do tensor desviador, μ e λ são os coeficientes de viscosidade de cisalhamento e de viscosidade volumétrica, respectivamente, δ_{ij} é o delta de Kroenecker e $f_{ij} = v_j (\rho v_i) = v_j U_i$.

A geração da onda é feita impondo a elevação e as componentes da velocidade de uma onda linear a cada instante no início do canal. A condição de contorno cinemática da superfície livre (interface entre ar e água), equação 4.12, complementa a definição do problema. Usando a formulação ALE esta condição é dada por, (Davyt, 2012):

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} + v_{sx} \frac{\partial \eta}{\partial x} = v_{sz} \quad (4.12)$$

onde η é a elevação da superfície livre, v_{sx} e v_{sz} são as componentes horizontal e vertical da velocidade do fluido na superfície livre, respectivamente. Tomando a pressão atmosférica por referência, a pressão imposta a superfície livre é nula ao longo do canal externo. Dentro da câmara do dispositivo CAO a pressão imposta à superfície livre equivale a pressão manométrica da câmara calculada pelo modelo aerodinâmico, (Josset e Clément, 2007).

Na discretização espacial, utilizaram-se 44 camadas na direção vertical, empregando uma maior resolução próximo à superfície livre, fundo e profundidade da parede frontal, locais de maior perturbação do fluido. Na direção horizontal, o tamanho dos elementos respeita o valor máximo de $L/50$, sendo L o comprimento da onda. Próximo da parede frontal e dentro da câmara o tamanho dos elementos é menor. Esta discretização é fruto de estudos de convergência realizados em trabalhos anteriores, (Davyt, 2012). O passo de tempo empregado é de 0,003 s, o qual satisfaz a condição de Courant. O tempo de processamento utilizando um computador com processador Intel QuadCore i7 2.80GHz, 8GB de memória e sistema operacional Windows de 64 bits, fica em torno de 1,2 h por período de onda (aproximadamente 15 h para cada simulação).

4.6 VERIFICAÇÃO DO MODELO EXPEDITO

A verificação do modelo Expedito é feita por comparação com os resultados obtidos

por simulações no modelo Fluinco. Considerou-se a incidência de ondas com altura $H = 1$ m, e períodos $T = 6$ s, 9 s e 12 s. Foi utilizada uma turbina com diâmetro $D = 2,0$ m para a onda de período $T = 6$ s e $D = 1,5$ m para períodos $T = 9$ s e 12 s. Para levantamento das curvas de potência adotou-se a faixa de velocidades angulares entre 50% e 100% da velocidade angular máxima estabelecida pela máxima velocidade periférica de 150 m/s. A comparação foi feita com e sem o controle de pressão na câmara de ar.

4.7 CURVAS DE POTÊNCIA MECÂNICA

Para turbinas com diâmetros entre 1,5 a 2,75 m, a intervalos de 0,25 m, determinou-se a potência mecânica com e sem controle de pressão, considerando as turbinas operando entre 50% e 100% de sua máxima velocidade angular. A velocidade angular máxima de cada turbina foi estabelecida pela máxima velocidade periférica de 150 m/s. Foram levantadas curvas estando o dispositivo sob incidência de ondas com altura $H = 1,0$ m, 1,75 m e 2,5 m; e períodos $T = 6$ s, 9 s e 12 s. Para as ondas com altura $H = 1,0$ m utilizou-se o fator de amplificação obtido na aferição do modelo, para as demais, utilizou-se o fator de amplificação, F_a , de mesmo período para obter a resposta total do dispositivo, H_c .

4.8 SELEÇÃO DO TAMANHO DA TURBINA

Para demonstrar a utilidade do modelo Expedito na seleção do tamanho da turbina, para o dispositivo CAO estudado, criou-se uma distribuição fictícia de estados de mar, incluindo as ondas já consideradas. Das curvas de potência das turbinas tomou-se apenas a máxima potência de cada turbina, para cada estado de mar. A média ponderada da potência ao longo do intervalo de tempo representado pela distribuição dos estados de mar, representa a potência média de cada turbina. A seleção com base na maximização de potência deve recair sobre a turbina de maior média.

5. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Neste capítulo, primeiramente, são apresentados os resultados obtidos pelo modelo Expedito não aferido. Estes resultados são utilizados para definição da relação característica, K_t , mais apropriada para aferição em cada período de onda. Em seguida são apresentados os resultados das simulações com o código Fluinco para a aferição do modelo Expedito, bem como, os valores do fator de amplificação, F_a , resultantes do processo de aferição. Em seguida são apresentados os resultados obtidos na etapa de verificação do modelo. Os valores obtidos pelo modelo Expedito já aferido são comparados com os obtidos pelo código Fluinco em condições distintas daquelas utilizadas no processo de aferição. São apresentadas então as curvas de potência estimadas pelo modelo Expedito para vários diâmetros de turbina sob incidência de ondas monocromáticas de altura $H = 1$ m e períodos $T = 6$ s, 9 s e 12 s. Utilizando os fatores de amplificação obtidos no processo de aferição para os diferentes períodos, a resposta do dispositivo CAO é extrapolada para ondas com alturas $H = 1,75$ m e 2,5 m. São então apresentados os valores da potência produzida estimados pelo modelo Expedito para estas ondas. Finalmente é apresentado um exemplo da utilização do modelo Expedito para seleção da turbina para uma distribuição anual de estados de mar fictícia.

5.1 DETERMINAÇÃO DO K_t DE AFERIÇÃO

O modelo termodinâmico da câmara de ar e da turbina utilizado no código Fluinco e no modelo Expedito é o mesmo. A diferença entre um e outro modelo reside no fato de que o modelo Expedito assume um movimento senoidal da superfície livre da água no interior do dispositivo CAO, enquanto a modelagem do CAO com o código Fluinco determina a taxa de variação do volume da câmara de ar, através da componente vertical do vetor velocidade de cada nó existente na superfície da água, a cada passo de tempo.

Em relação à turbina, o modelo termodinâmico da câmara de ar leva em conta somente o coeficiente característico K_t , com o qual é possível calcular a potência pneumática disponível para a geração de energia.

Utilizando o modelo Expedito não aferido determinou-se o K_t para maximização da potência pneumática para os períodos de onda $T = 6$ s, 9 s e 12 s. Atribuiu-se diferentes amplitudes para altura de resposta total da câmara H_c para avaliar o efeito deste parâmetro sobre o K_t que maximiza a potência pneumática. A tabela 5.1 apresenta os valores encontrados evidenciando a pequena influência que o valor de resposta total da câmara exerce sobre o K_t de máxima potência pneumática.

Tabela 5.1 – K_t para maximização da potência pneumática

T, s	$H_c = 1,0 m$	$H_c = 2,0 m$	$H_c = 4,0 m$
6	79	78	77
9	118	117	115
12	157	156	153

A figura 5.1 apresenta o comportamento da potência pneumática em função do K_t para uma resposta total da câmara $H_c = 4,0$ m e períodos de onda $T = 6$ s, 9 s e 12 s.

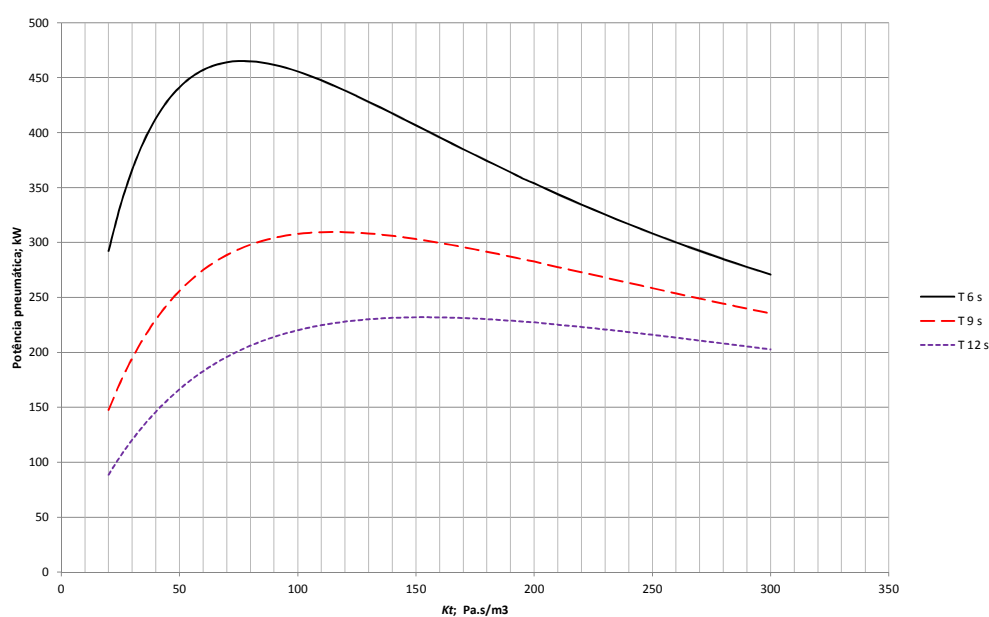


Figura 5.1 – Potência pneumática P_p versus relação característica da turbina K_t , $H_c = 4,0$ m, $T = 6$ s, 9 s e 12 s

5.2 AFERIÇÃO DO MODELO EXPEDITO

Para as ondas monocromáticas com altura $H = 1$ m e períodos $T = 6$ s, 9 s e 12 s, foram feitas simulações no modelo Fluinco para relações características da turbina $K_t = 78,0 \text{ Pa.s/m}^3$; $117,2 \text{ Pa.s/m}^3$ e $156,2 \text{ Pa.s/m}^3$, respectivamente. Os valores obtidos para a potência pneumática foram graficados. Para cada período de onda definiu-se uma janela de tempo contemplando um número inteiro de períodos de onda. A potência pneumática média dentro da janela de tempo é a base para aferição do modelo Expedito. É necessário que a janela de tempo seja um múltiplo inteiro do período de onda considerado. O processo de calibração do modelo Expedito consiste em encontrar uma altura total de resposta da câmara H_c que reproduza a mesma potência pneumática média encontrada com o modelo Fluinco.

A tabela 5.2 apresenta os valores das janelas de tempo, potência pneumática média obtida com o Fluinco, altura total de resposta H_c de aferição, fator de amplificação F_a e potência pneumática média obtida com o modelo Expedito. Para o cálculo da potência média dentro do modelo Expedito deve-se desprezar o primeiro período de onda.

Tabela 5.2 – Valores de aferição: F_a e H_c

T (s)	K_t (Pa.s/m ³)	Janela de tempo (s)	Fluinco P_p (kW)	Expedito P_p (kW)	H_c (m)	F_a
6	78,0	90 a 120	53,14	53,14	1,330	1,330
9	117,2	100 a 181	59,50	59,57	1,730	1,730
12	156,2	110 a 146	52,18	52,15	1,872	1,872

5.3 VERIFICAÇÃO DO MODELO EXPEDITO

Para a verificação do modelo Expedito após a aferição, foram utilizados resultados de simulações no modelo Fluinco para diferentes valores de K_t . Para os períodos de 9 s e 12 s a verificação foi feita para uma turbina de 1,5 m de diâmetro e para o período de 6 s foi considerada a turbina de 2 m de diâmetro. O cálculo da potência mecânica produzida sem o controle de pressão na câmara é feito a partir da diferença entre a pressão da câmara e a pressão atmosférica em cada passo de tempo. Com os valores de Δp , D , ω e ρ^* determina-se o fator de pressão adimensional Ψ e com este o fator de potência Π . O valor da potência produzida, P , a cada passo de tempo é feito pela equação 3.25. O valor médio da potência produzida na mesma janela de tempo definida para aferição do modelo é utilizado como base para comparação com o modelo Expedito. No modelo Expedito é utilizada a média dentro de um número inteiro de períodos, a partir do segundo ciclo.

No modelo Expedito a implementação do controle de pressão é feita somente ao final da simulação, substituindo o valor da pressão manométrica da câmara, quando o módulo deste valor exceder a pressão de corte, pela própria pressão de corte. No modelo Fluinco o limite de pressão na câmara é estabelecido previamente e atua durante toda a simulação com efeito sobre o acoplamento hidráulico e aerodinâmico.

A comparação de resultados para potência produzida é apresentados nas tabelas 5.3 a 5.5 e nas figuras 5.2 a 5.4. Considerou-se velocidades angulares entre 50% e 100% da velocidade angular máxima estabelecida pela máxima velocidade periférica de 150 m/s. A comparação foi feita com e sem o controle de pressão na câmara de ar.

Nos 33 pontos de verificação a diferença máxima encontrada entre a potência mecânica estimada pelo Fluinco e pelo modelo Expedito foi de 11,1%, porém em um ponto de baixa potência e portanto sem relevância para a definição do tamanho ou parâmetros de operação da turbina. Nos pontos de máxima potência as diferenças para os períodos de 6 s, 9 s e 12 s foram de, respectivamente, -1,6%, 5,9% e 3,1%, confirmando a possibilidade de utilização do modelo Expedito como uma ferramenta no ante-projeto de um dispositivo CAO.

Para cada um dos 33 pontos de verificação, o tempo de aproximado de simulação no modelo Fluinco é de 15 h, enquanto no modelo Expedito, 15 s.

Tabela 5.3 –Fluinco x Expedito: P (kW), com e sem controle de pressão, $H = 1$ m, $T = 6$ s, $D = 2$ m.

ω rad/s	K_t Pa.s/m ³	ΔP_{corte} Pa	s/corte			c/corte		
			Fluinco kW	Exp. kW	Dif. %	Fluinco kW	Exp. kW	Dif. %
75,1	65,6	1827	11,72	11,18	-4,6	24,30	24,08	-0,9
89,2	78,0	2583	30,19	30,32	0,4	34,90	34,80	-0,3
111,7	97,6	4044	40,45	39,82	-1,6	40,45	39,82	-1,6
114,4	100,0	4245	39,79	39,56	-0,6			
134,0	117,1	5821	36,82	35,93	-2,4			
156,3	136,6	7921	30,91	28,68	-7,2			
178,7	156,2	10357	23,01	20,46	-11,1			

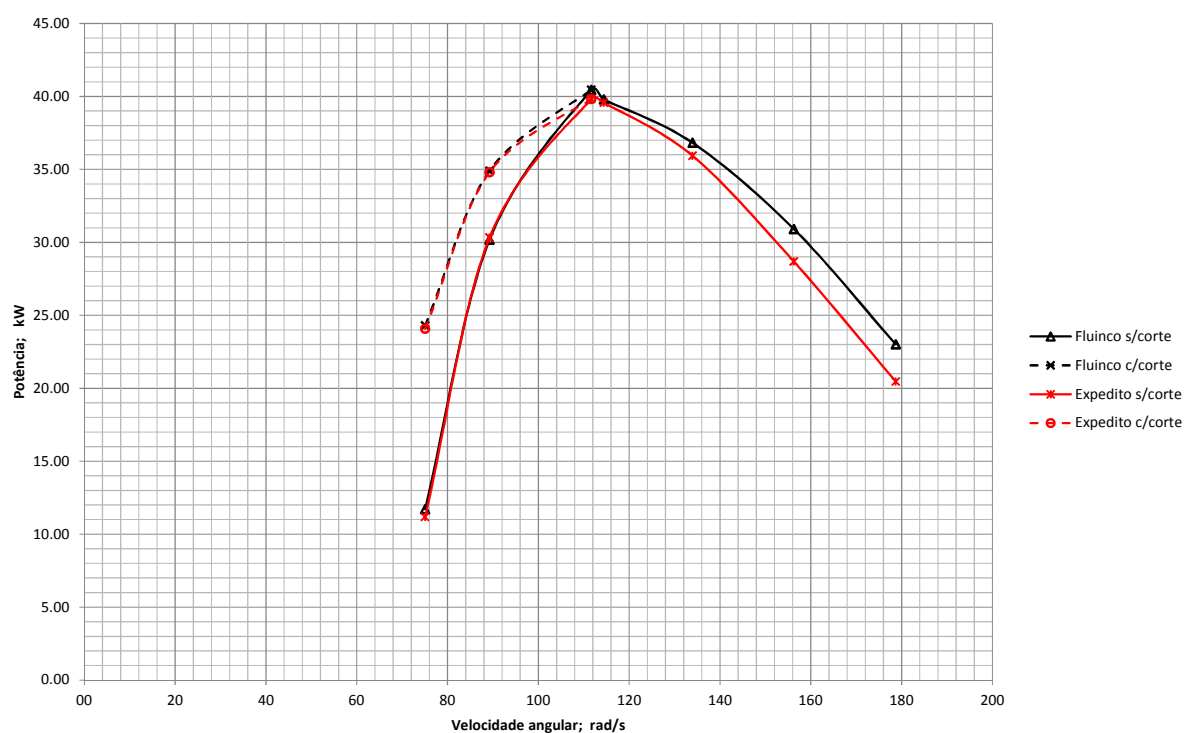


Figura 5.2 – Potência mecânica, Fluinco x Expedito, com e sem controle de pressão:
 $H = 1,0$ m; $T = 6$ s; $D = 2,0$ m

Tabela 5.4 – Fluinco x Expedito: P (kW), com e sem controle de pressão, $H = 1$ m, $T = 9$ s, $D = 1,5$ m.

ω	K_t	ΔP_{corte}	s/corte			c/corte		
			Fluinco	Exp.	Dif.	Fluinco	Exp.	Dif.
rad/s	Pa.s/m ³	Pa	kW	kW	%	kW	kW	%
83,8	97,6	1279	1,82	1,87	2,7	9,69	9,40	-3,0
100,5	117,1	1842	4,09	4,19	2,4	15,71	15,21	-3,2
117,3	136,6	2508	8,70	8,92	2,5	23,00	22,29	-3,1
134,0	156,2	3275	19,33	20,06	3,8	30,90	30,10	-2,6
150,8	175,7	4145	35,65	37,07	4,0	37,64	38,46	2,2
167,5	195,2	5118	39,32	41,64	5,9	39,32	41,64	5,9

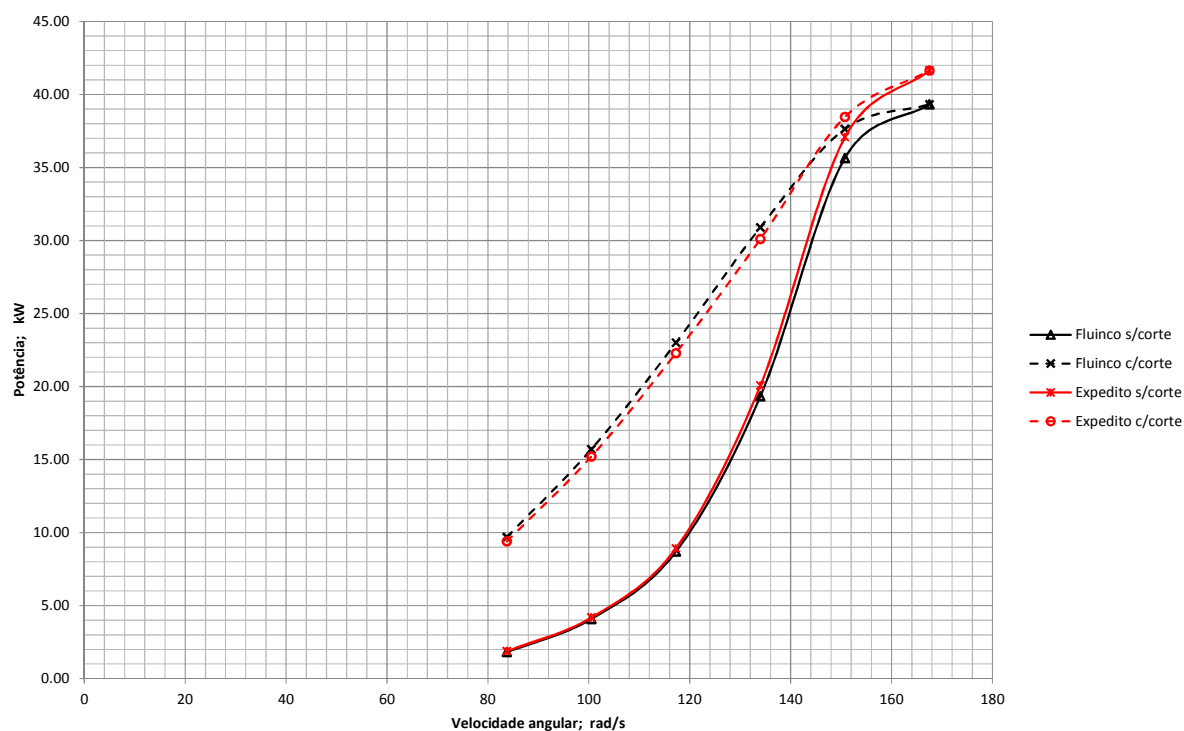


Figura 5.3 – Potência mecânica, Fluinco x Expedito, com e sem controle de pressão:
 $H = 1,0$ m; $T = 9$ s $D = 1,5$ m.

Tabela 5.5 – Fluinco x Expedito: P (kW), com e sem controle de pressão, $H = 1$ m, $T = 12$ s, $D = 1,5$ m.

ω	K_t	ΔP_{corte}	s/corte			c/corte		
			Fluinco	Exp.	Dif.	Fluinco	Exp.	Dif.
rad/s	Pa.s/m ³	Pa	kW	kW	%	kW	kW	%
83,8	97,6	1279	1,96	1,98	1,0	9,53	9,37	-1,7
100,5	117,1	1842	4,35	4,42	-0,3	15,42	15,15	-1,8
117,3	136,6	2508	9,20	9,42	2,4	22,58	22,18	-1,8
134,0	156,2	3275	20,72	20,82	0,5	30,33	29,95	-1,3
150,8	175,7	4145	36,60	37,19	1,6	36,68	37,19	1,4
167,5	195,2	5118	37,85	39,03	3,1			

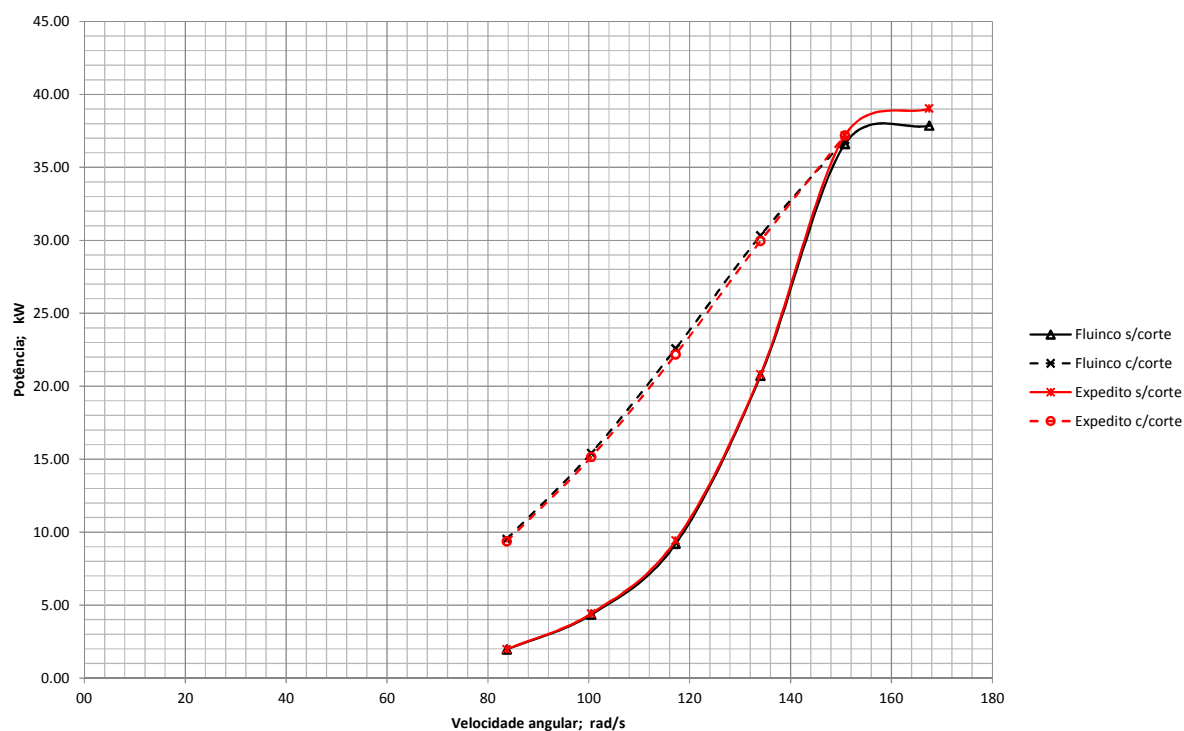


Figura 5.4 – Potência mecânica, Fluinco x Expedito com e sem controle de pressão:
 $H = 1,0$ m; $T = 12$ s; $D = 1,5$ m.

5.4 CURVAS DE POTÊNCIA MECÂNICA

Para turbinas com diâmetros entre 1,5 a 2,75 m, a intervalos de 0,25 m, determinou-se a potência mecânica com e sem controle de pressão, considerando as turbinas operando entre 50% e 100% de sua máxima velocidade angular. A velocidade angular máxima de cada turbina foi estabelecida pela máxima velocidade periférica de 150 m/s. As figuras 5.5 a 5.10 apresentam as curvas de potência para estas turbinas tanto em relação ao coeficiente K_t quanto em relação à velocidade angular ω , para ondas com altura H de 1 m e período T de 6, 9 e 12 s. Nas curvas da potência mecânica em relação ao K_t também é apresentada a potência pneumática servindo como uma referência visual à eficiência da turbina. Nas curvas de potência em função da velocidade angular ω é possível determinar o valor ótimo para o controle da rotação da turbina.

As figuras 5.11 a 5.22 apresentam as curvas de potência mecânica para as mesmas turbinas, estando o dispositivo CAO sob incidência de ondas de altura H de 1,75 e 2,5 m com períodos T de 6, 9 e 12 s. Sob incidência destas ondas fica mais evidente a utilidade do controle de pressão na câmara do dispositivo CAO. A altura de reposta total H_c , foi estimada multiplicando o fator de amplificação para onda de altura 1 m, tabela 5.2, pela nova altura de onda 1,75 e 2,5 m, nos respectivos períodos. Esta extrapolação dos valores obtidos na calibração do modelo Expedito para ondas de pequena altura, é feita apenas para possibilitar o desenvolvimento do exemplo de aplicação do modelo na seleção do diâmetro da turbina, apresentado ao final deste capítulo.

A análise das curvas de potência das turbinas suporta as seguintes observações:

- Para ondas com menor energia, figuras 5.5 a 5.10, o benefício do sistema de alívio de pressão não é necessário, bastando a utilização correta do controle de rotação da turbina;
- Turbinas muito grandes, super-dimensionadas em relação à onda incidente, convertem menos energia do que turbinas de tamanho apropriado, mesmo com utilização da rotação mais adequada;
- Para as ondas de altura $H = 1,75$ m, para os diâmetros de turbina maiores, ainda foi possível, apenas com o controle de rotação, aproveitar a energia da onda de maneira eficiente. Para as turbinas com $D = 1,5$ m e 1,75 m, o alívio de pressão da câmara já traz benefícios, (ver figuras 5.14 e 5.16);

- Para ondas de maior altura e enregia, figuras 5.17 a 5.22, o aumento de conversão de energia pela utilização do sistema de válvulas de alívio é muito relevante. Tomando para exemplo a turbina de $D = 1,5$ m, para a onda de altura $H = 2,5$ m e $T = 9$ s, na figura 5.20 pode-se verificar que a potência mecânica sem o controle de pressão fica em torno de 40 kW. Já com o controle de pressão esta potência sobe para 115 kW, um aumento de quase 187%.
- Para turbinas pequenas em relação à energia da onda, quanto maior a rotação, maior é a potência mecânica.
- Para turbinas adequadas ou grandes em relação à energia da onda, a máxima conversão de energia não se dá necessariamente na máxima rotação;
- Como as turbinas devem operar em uma grande variedade de estados de mar a escolha da turbina deve considerar uma distribuição temporal de estados de mar. Por exemplo, se a escolha da turbina fosse feita somente para ondas de altura $H = 2,5$ m e período $T = 12$ s, a escolha recairia sobre a turbina de 2,5 m de diâmetro, que com velocidade angular $\omega = 120$ rad/s, converteria uma potência média de 215 kW, sem necessidade de sistema de alívio de pressão. Sabe-se porém que esta turbina em estados de mar de menor energia apresenta desempenho inferior que turbinas de menor tamanho.
- O sistema de alívio de pressão pode ser visto como uma forma de aumentar a amplitude da faixa de aplicação da turbina, permitindo a seleção de turbinas de tamanho intermediário. Estas turbinas não perdem tanta energia em estados de mar pouco energéticos, bem como, convertem com boa eficiência energia de ondas maiores, limitando a pressão na câmara do CAO.

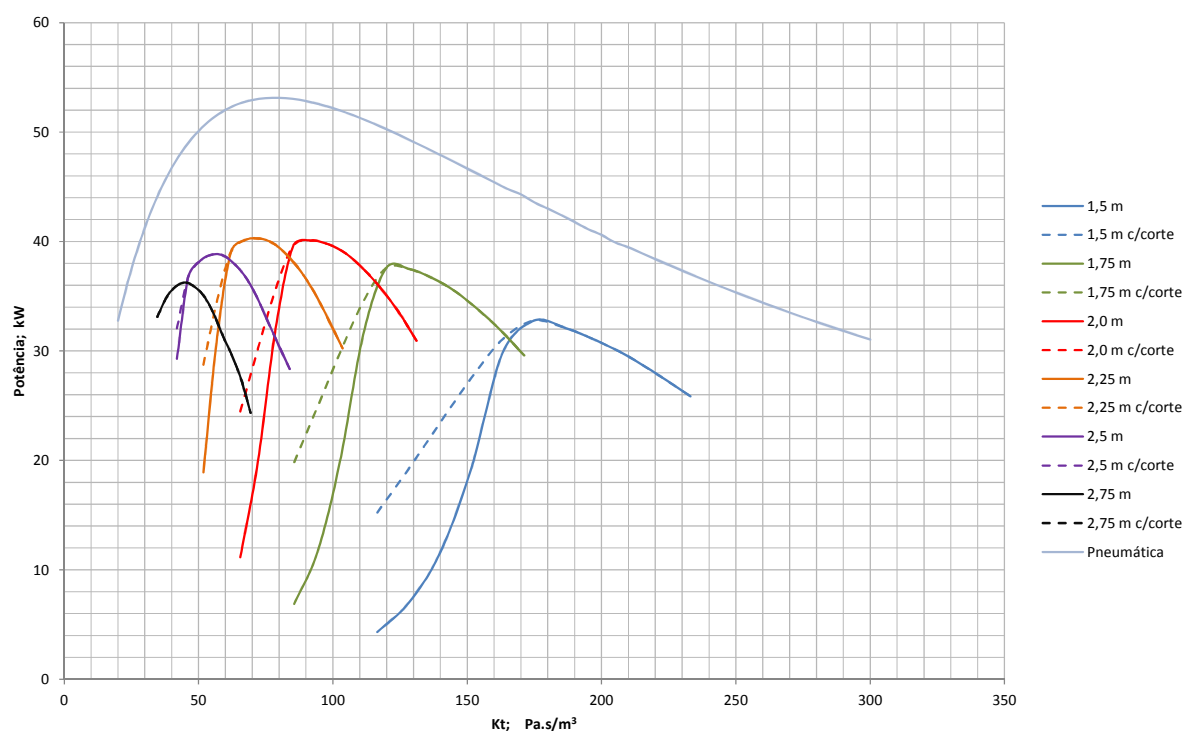


Figura 5.5 – Potência mecânica P x K_t : $H = 1,0$ m; $T = 6$ s

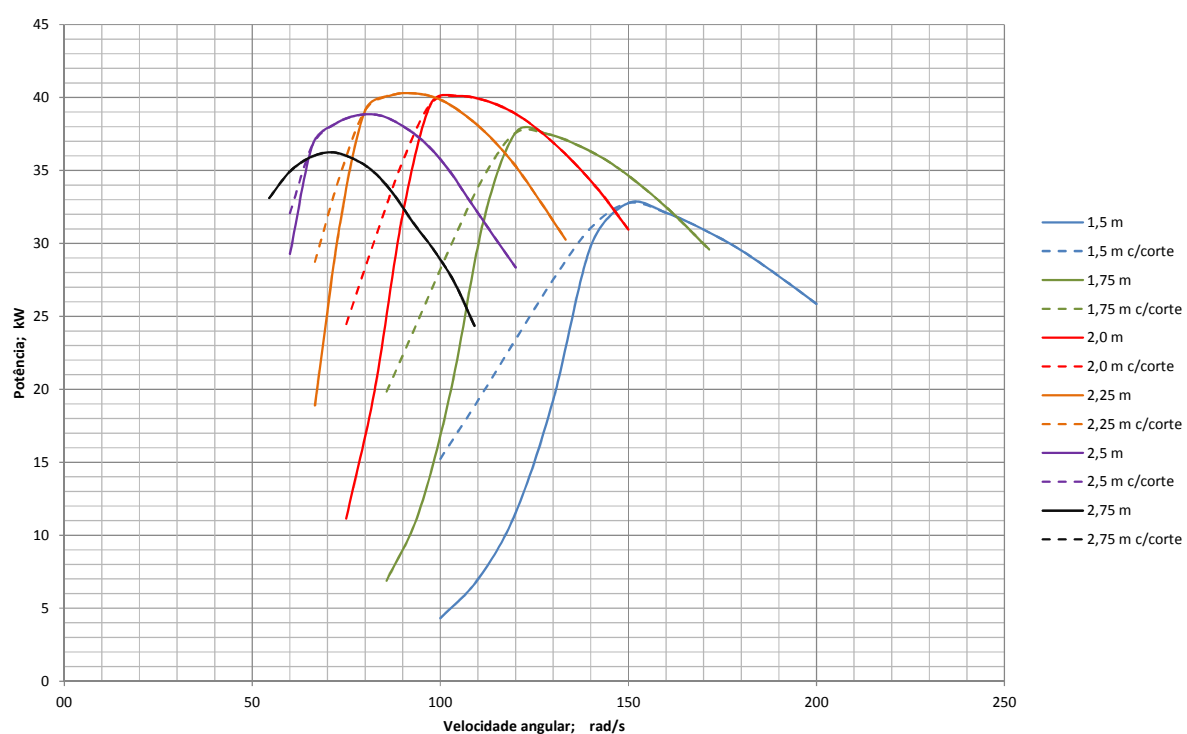


Figura 5.6 – Potência mecânica P x ω : $H = 1,0$ m; $T = 6$ s

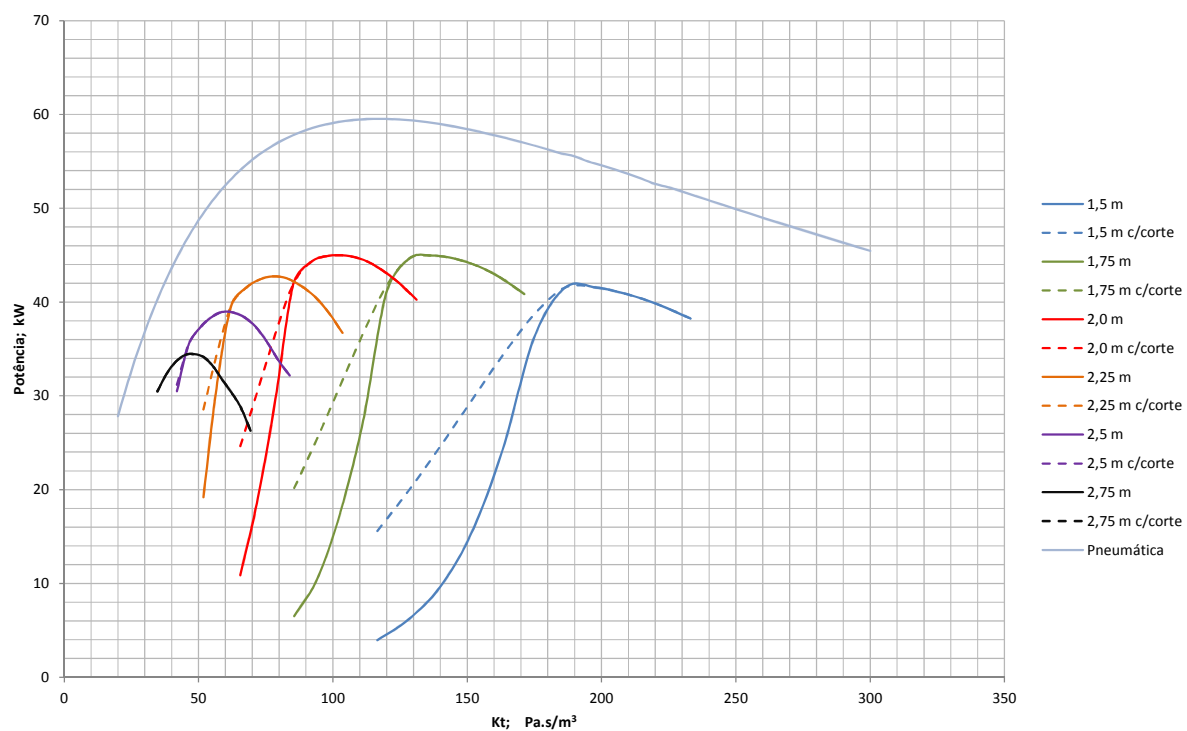


Figura 5.7 – Potência mecânica $P \times K_t$: $H = 1,0 \text{ m}$; $T = 9 \text{ s}$

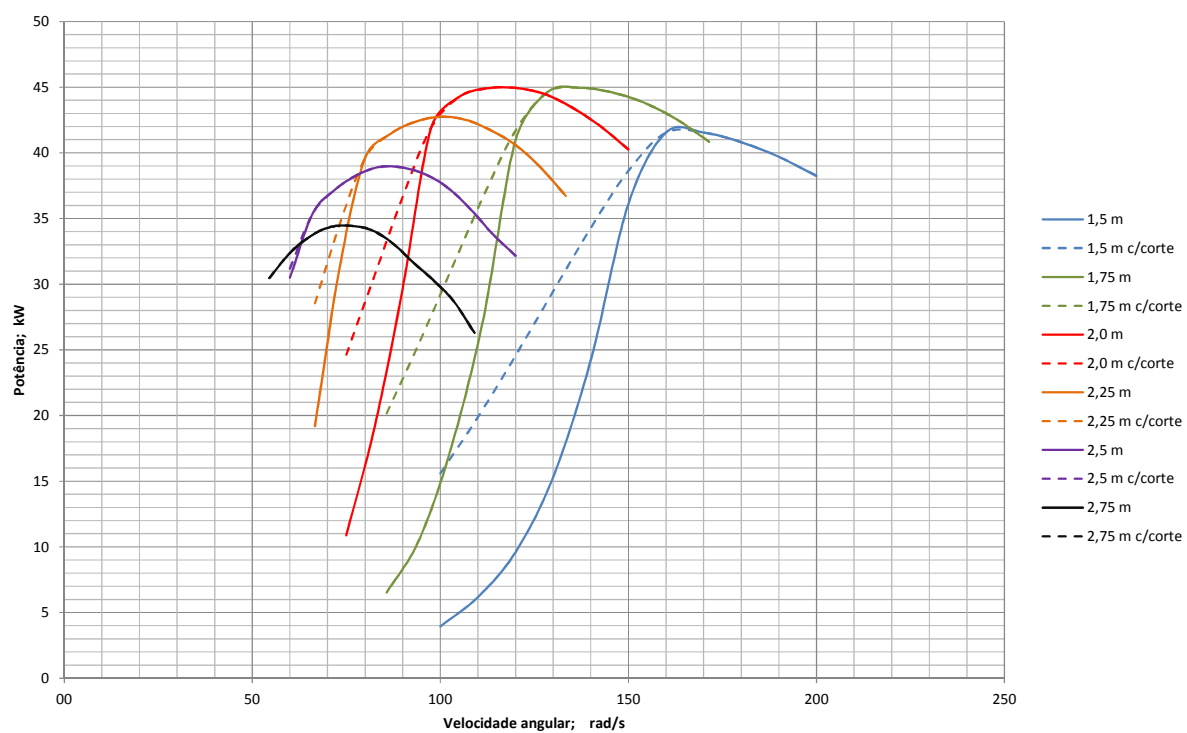


Figura 5.8 – Potência mecânica $P \times \omega$: $H = 1,0 \text{ m}$; $T = 9 \text{ s}$

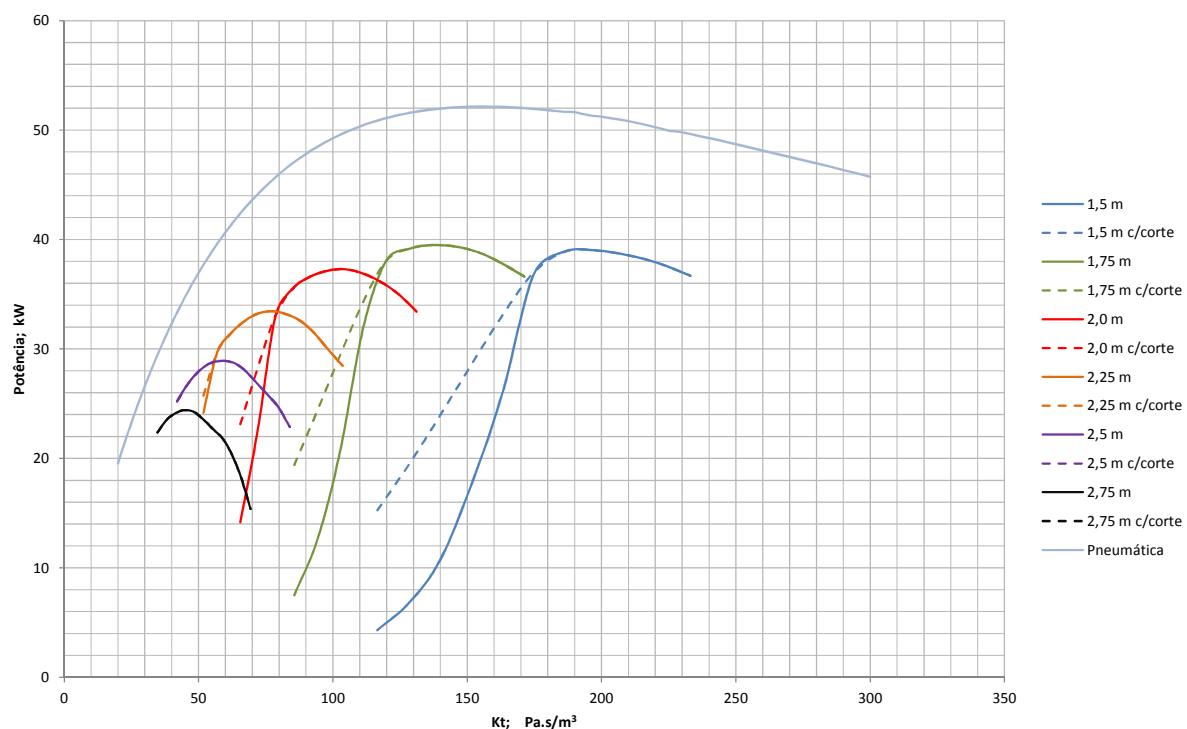


Figura 5.9 – Potência mecânica $P \times K_t$; $H = 1,0$ m; $T = 12$ s

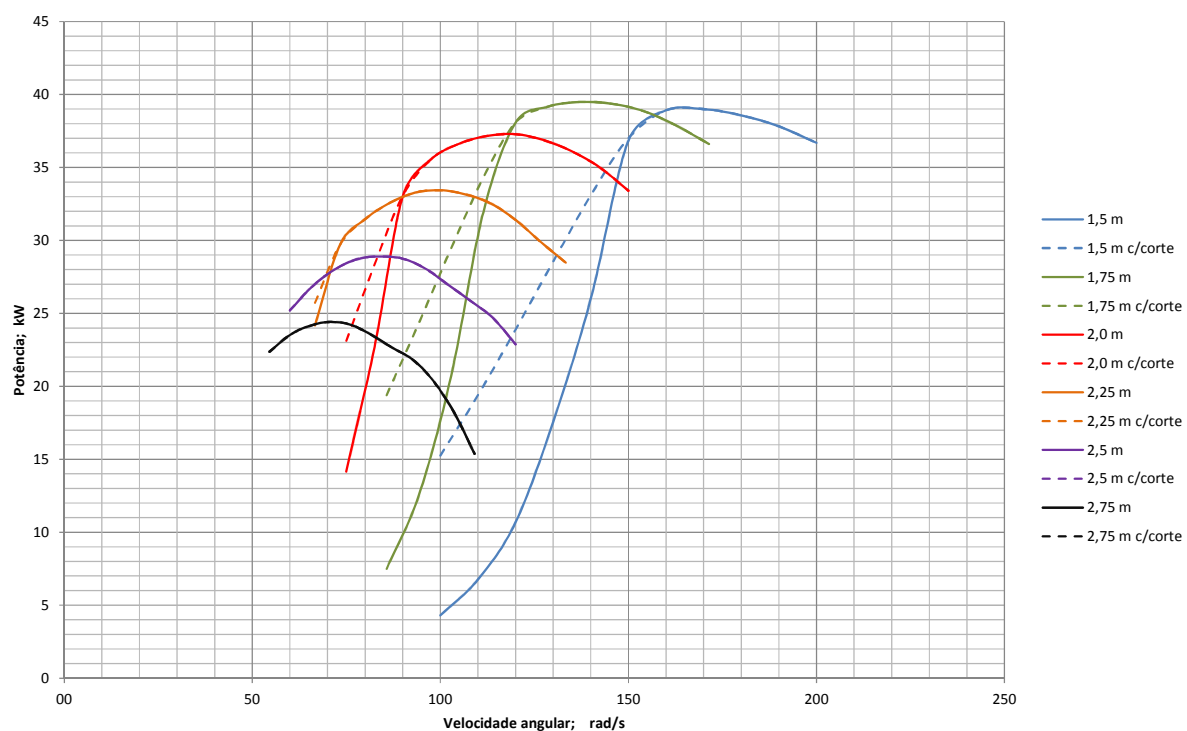


Figura 5.10 – Potência mecânica $P \times \omega$; $H = 1,0$ m; $T = 12$ s

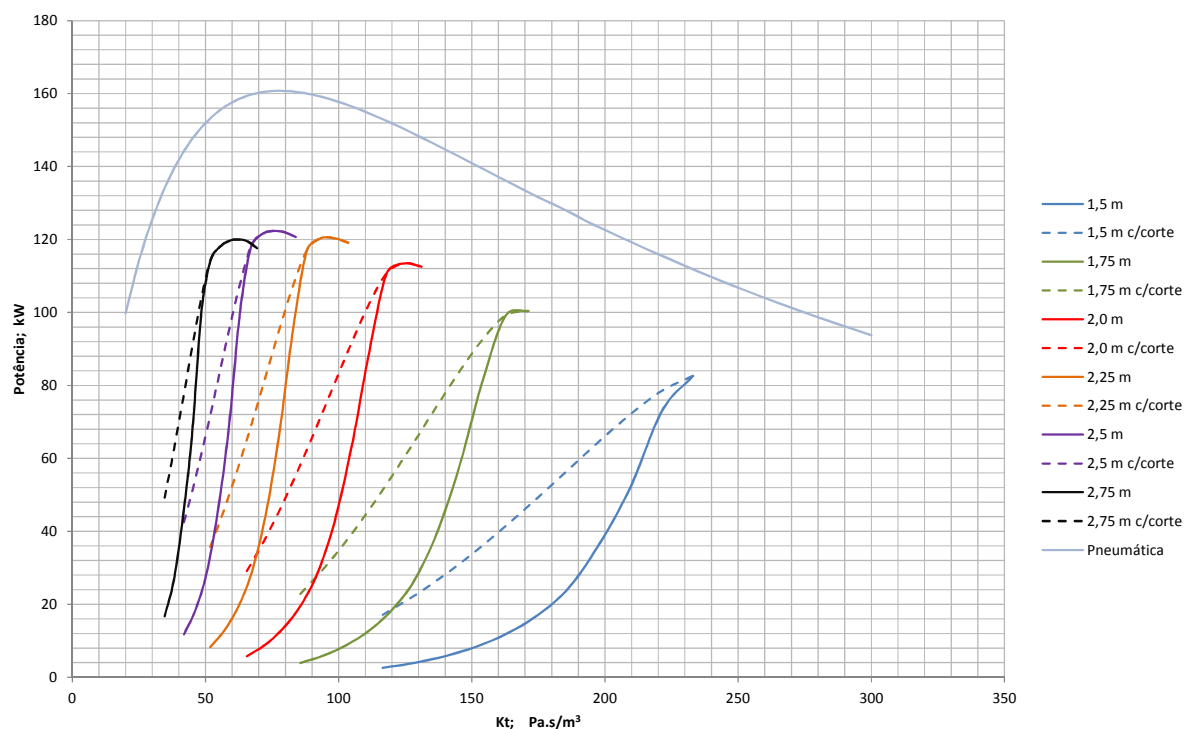


Figura 5.11 – Potência mecânica P x K_t : $H = 1,75$ m; $T = 6$ s

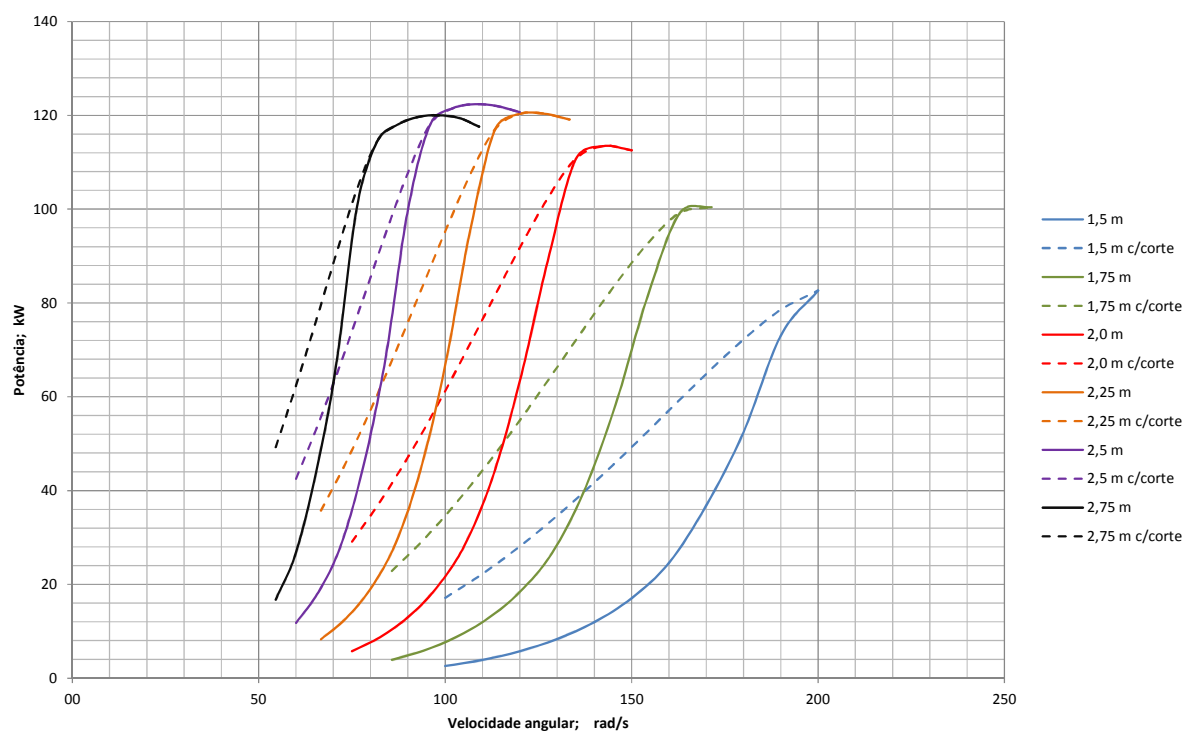


Figura 5.12 – Potência mecânica P x ω : $H = 1,75$ m; $T = 6$ s

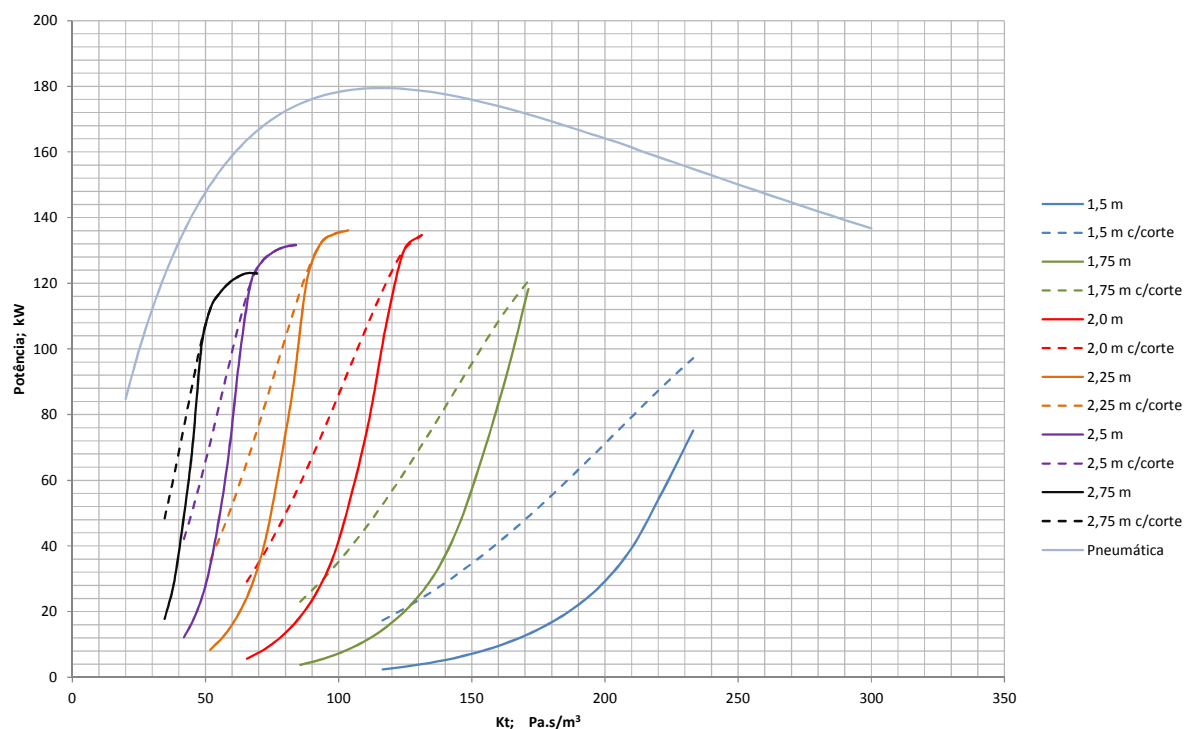


Figura 5.13 – Potência mecânica $P \times K_t$: $H = 1,75$ m; $T = 9$ s

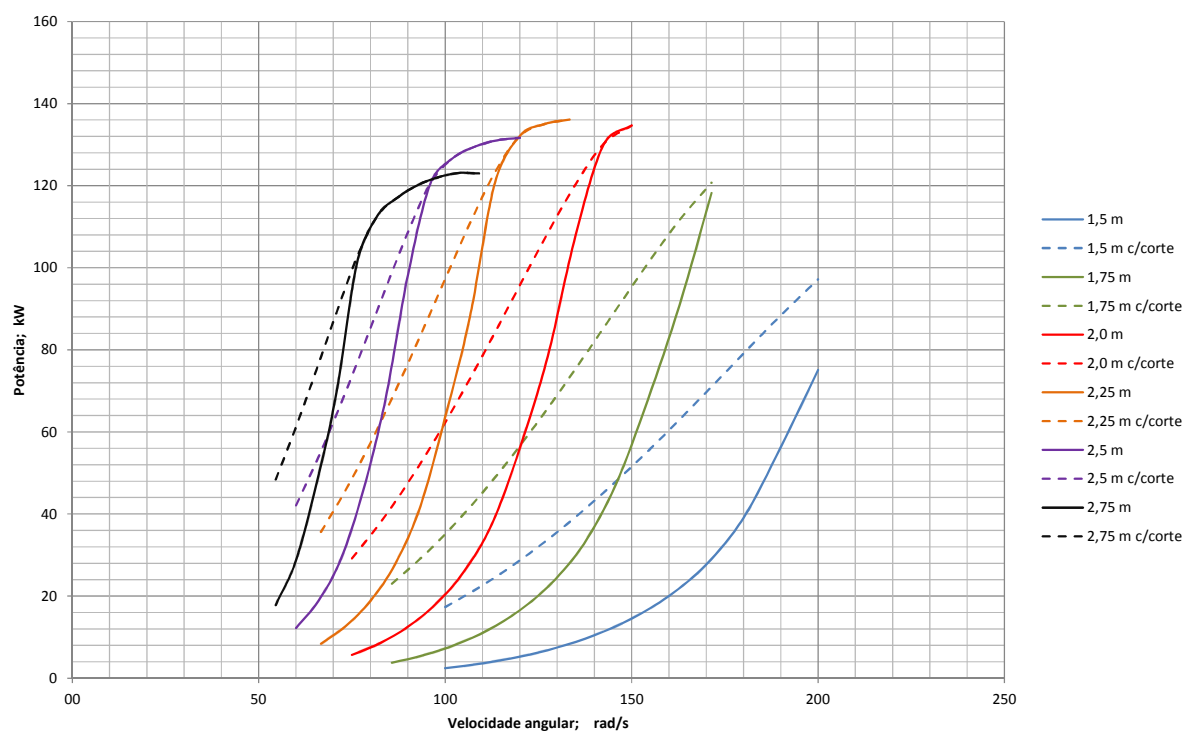


Figura 5.14 – Potência mecânica $P \times \omega$: $H = 1,75$ m; $T = 9$ s

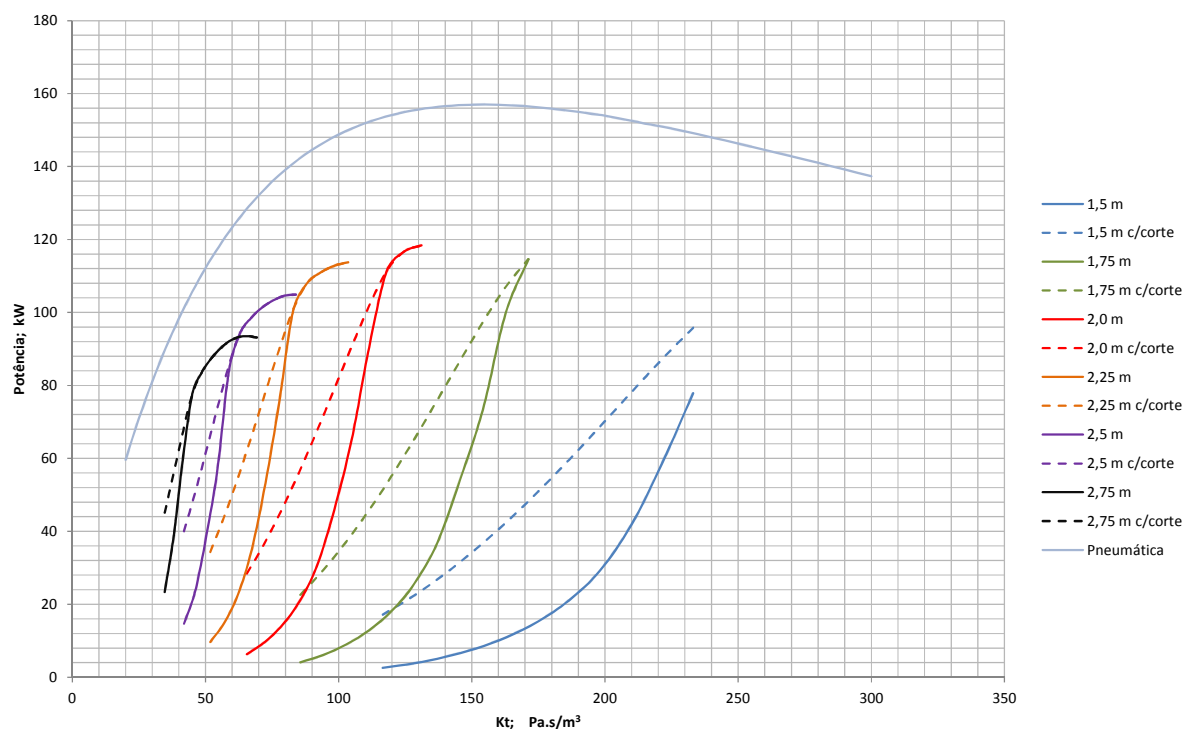


Figura 5.15 – Potência mecânica $P \times K_t$; $H = 1,75$ m; $T = 12$ s

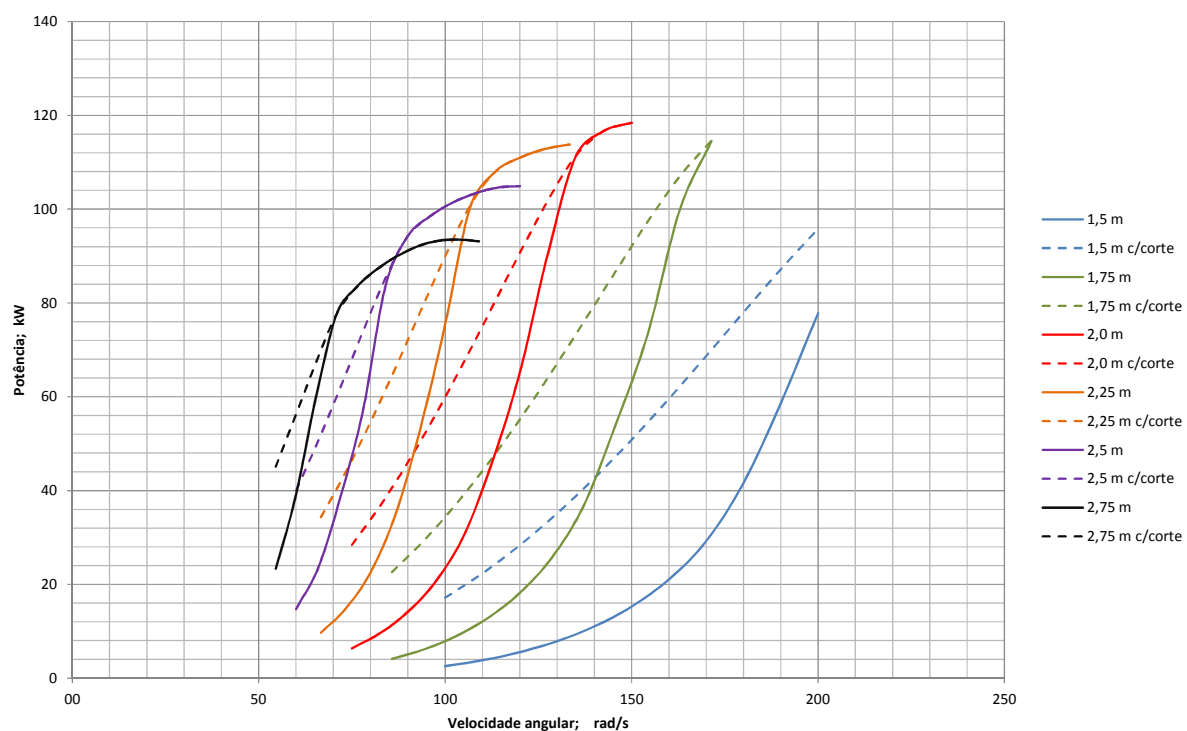


Figura 5.16 – Potência mecânica $P \times \omega$; $H = 1,75$ m; $T = 12$ s

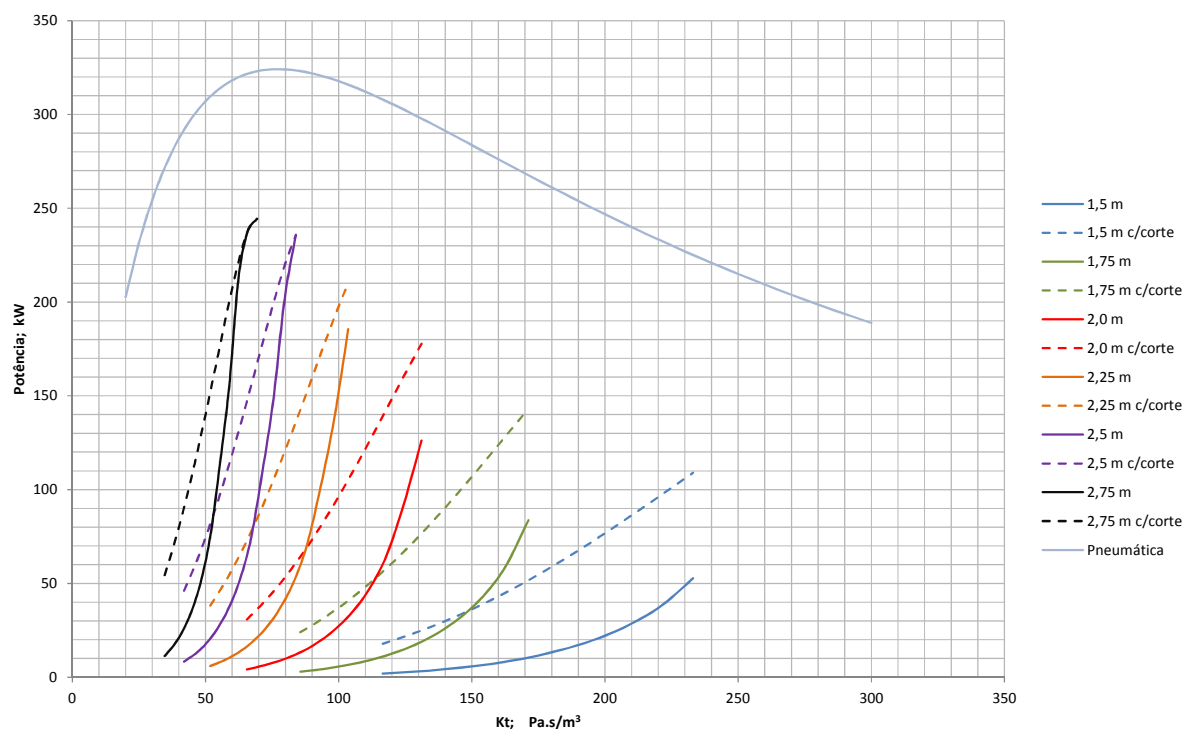


Figura 5.17 – Potência mecânica P K_t ; $H = 2,5$ m; $T = 6$ s

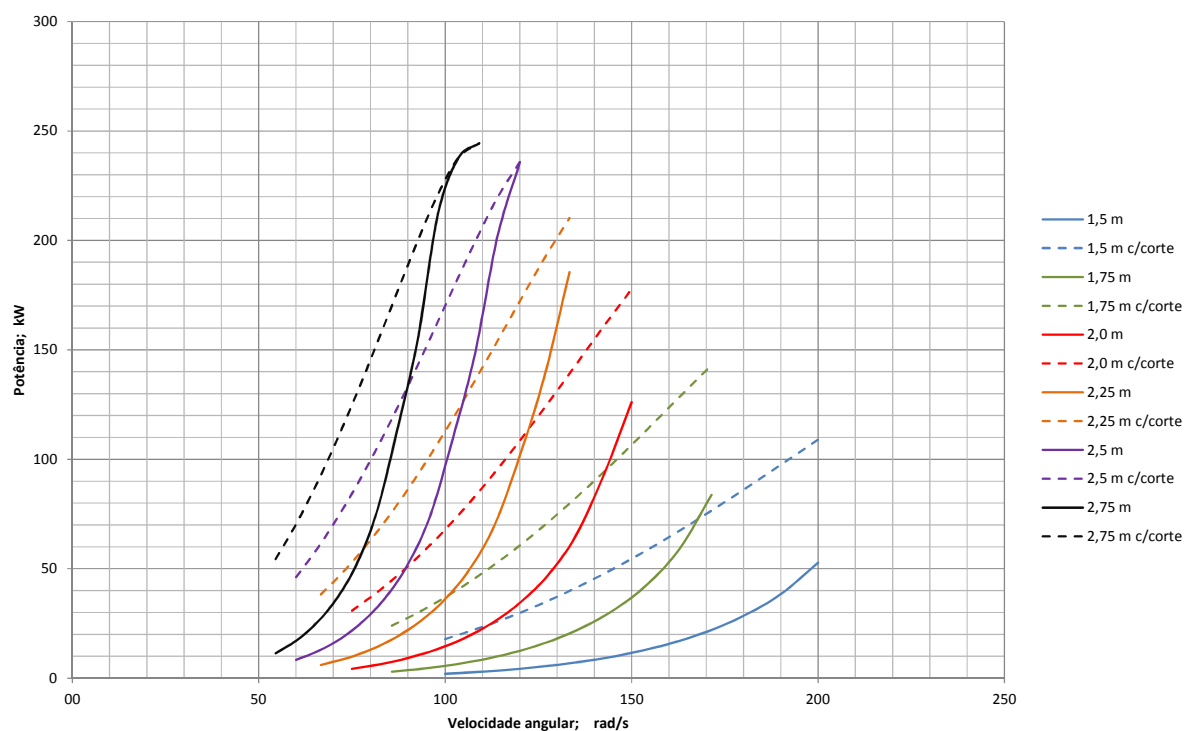


Figura 5.18 – Potência mecânica $P \times \omega$; $H = 2,5$ m; $T = 6$ s

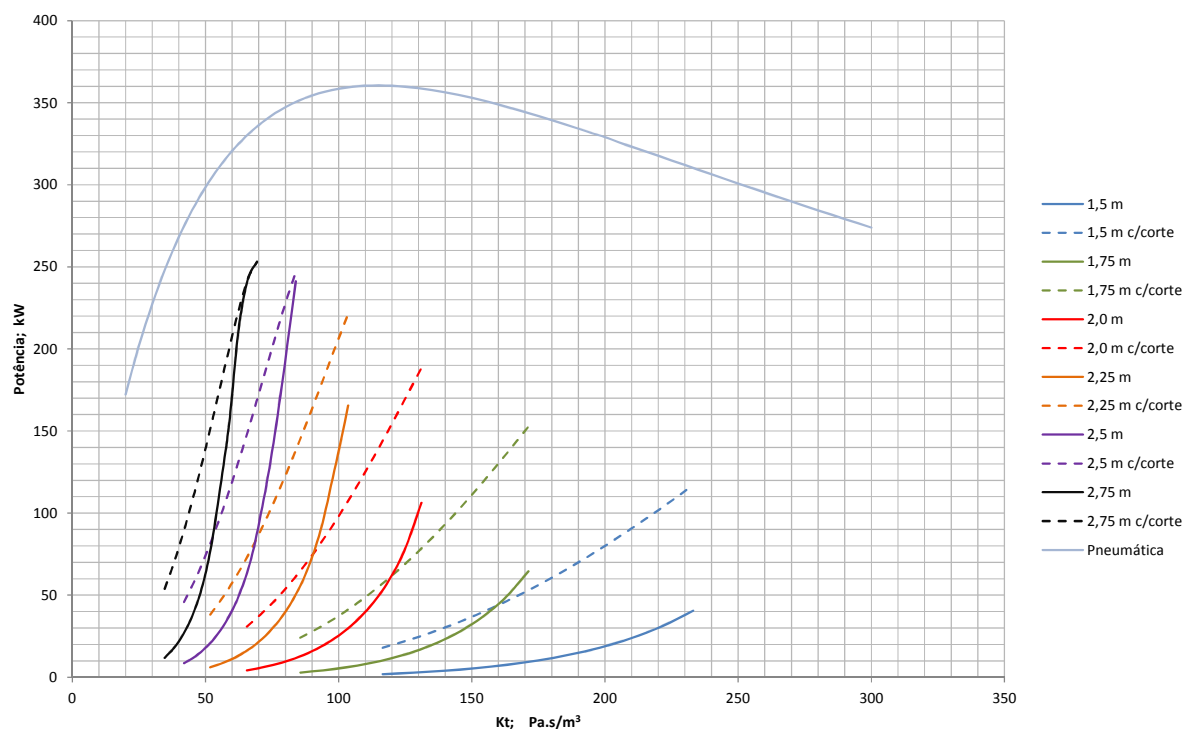


Figura 5.19 – Potência mecânica $P \times K_t$; $H = 2,5$ m; $T = 9$ s

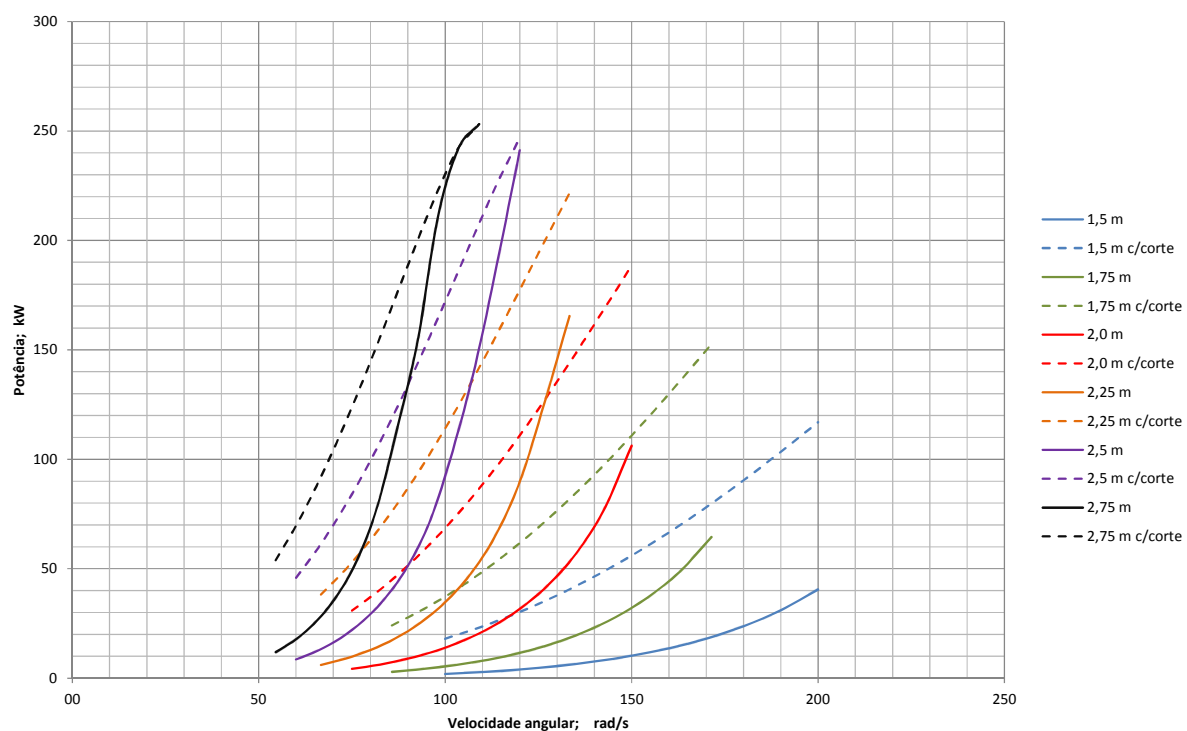


Figura 5.20 – Potência mecânica $P \times \omega$; $H = 2,5$ m; $T = 9$ s

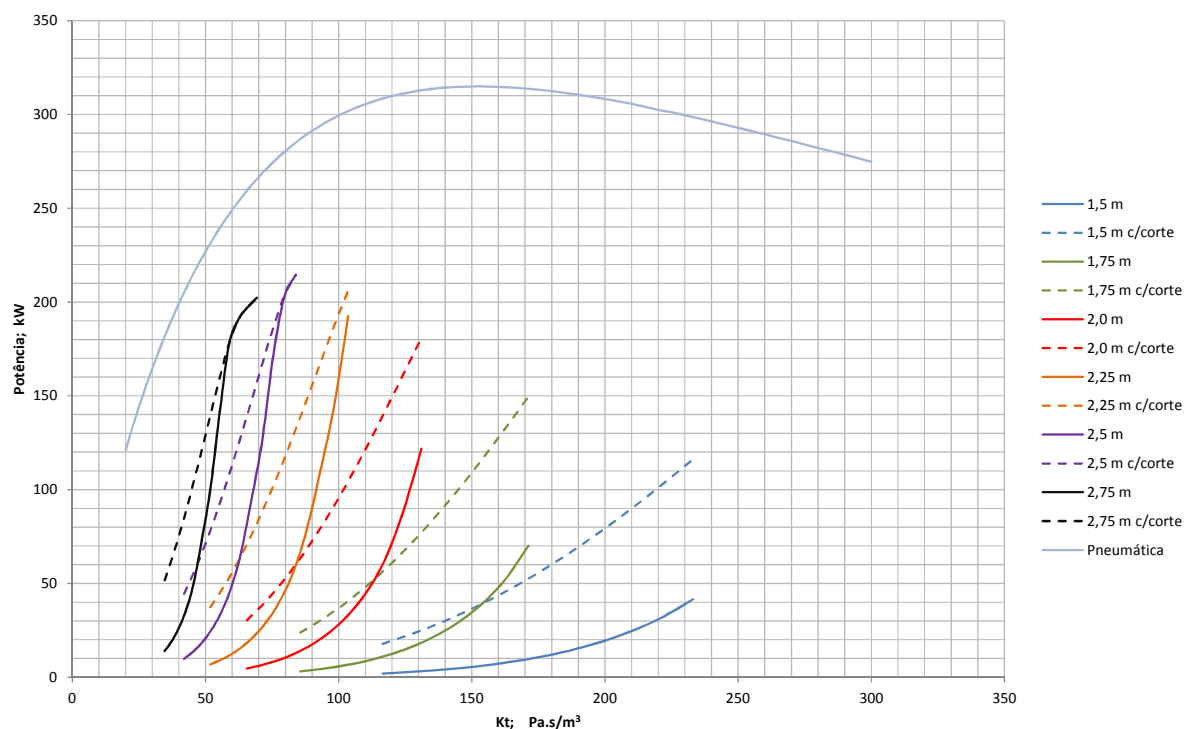


Figura 5.21 – Potência mecânica $P \times K_t$: $H = 2,5$ m; $T = 12$ s

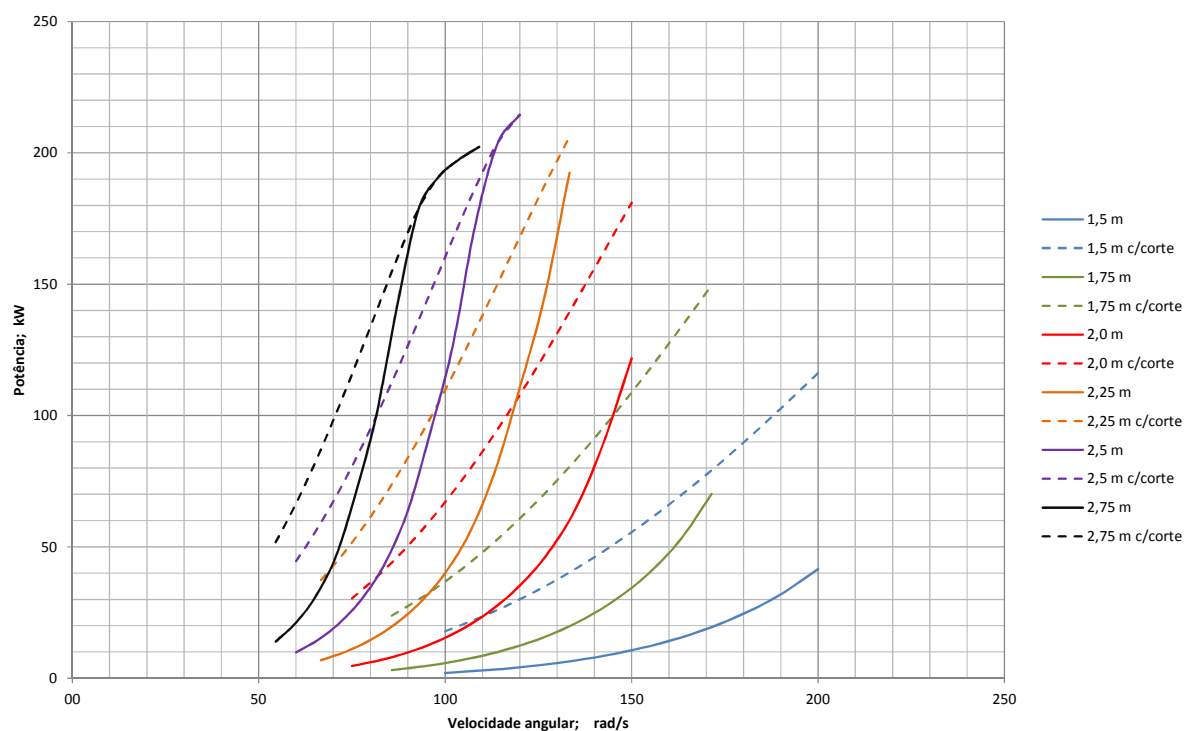


Figura 5.22 – Potência mecânica $P \times \omega$: $H = 2,5$ m; $T = 12$ s

5.5 EXEMPLO DE SELEÇÃO DA TURBINA

Para exemplificar a utilização do modelo Expedito na seleção do tamanho da turbina definiu-se uma distribuição de estados de mar anual fictícia. A distribuição utilizada neste exemplo contempla apenas ondas monocromáticas com períodos T de 6, 9 e 12 s e altura H de 1 m, 1,75 m e 2,5 m. A tabela 5.6 apresenta a frequência esperada para cada uma destas ondas ao longo de um ano. Neste exemplo, foram consideradas turbinas com diâmetro variando entre 1,5 e 3 m em intervalos de 0,5 m.

Tabela 5.6 – Distribuição anual de estados de mar

H (m)	T (s)		
	6	9	12
1,00	20%	25%	5%
1,75	10%	18%	12%
2,50	1%	3%	6%

Das curvas de potência, para cada altura e cada período de onda presente na distribuição de estados de mar, tomou-se o valor máximo de potência mecânica para cada turbina. Estes valores são utilizados para estimar a produção de energia ao longo do tempo. A potência média para uma distribuição esperada de estados de mar é obtida pela média ponderada da produção ao longo do tempo. A turbina com maior média de produção anual é a mais adequada para a distribuição anual considerada. A tabela 5.7 apresenta a potência incidente sobre o dispositivo CAO para cada onda monocromática. A partir da potência incidente, $P_i = F_E l$, é possível determinar a eficiência de conversão da energia das ondas em energia mecânica. Foram considerados: massa específica da água $\rho_{\text{água}} = 998 \text{ kg/m}^3$, aceleração da gravidade $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, largura do dispositivo $l = 10 \text{ m}$.

A tabela 5.8 apresenta a potência média e a eficiência média de cada turbina para a distribuição de estados de mar avaliada. Sem considerar aspectos econômicos como custos de instalação e operação, a melhor turbina é aquela que apresenta a maior média para a potência mecânica, no caso, a turbina com $D = 2,5 \text{ m}$ com eficiência média de 41,9%. É importante destacar que a eficiência mecânica, em torno de 2% segundo Corvelo (2011), não está incluída.

Embora calculados em condições completamente diferentes, a potência média anual encontrada para a turbina de 2,5 m de diâmetro, com controle de rotação e sistema de alívio de pressão, está na mesma ordem de grandeza da eficiência anual de 40% encontrada por Falcão e Rodrigues (2002), para uma turbina de 3,1 m de diâmetro, para uma distribuição de estados de mar de maior energia.

Tabela 5.7 – Potência incidente P_i kW.

H (m)	T (s)	ω (rad/s)	L (m)	k (rad/s)	P_i (kW)
1,00	6	1,047	48,41	0,1298	68,59
1,75	6	1,047	48,41	0,1298	210,07
2,50	6	1,047	48,41	0,1298	428,71
1,00	9	0,698	81,72	0,0769	94,05
1,75	9	0,698	81,72	0,0769	288,04
2,50	9	0,698	81,72	0,0769	587,83
1,00	12	0,524	113,3	0,0555	105,21
1,75	12	0,524	113,3	0,0555	322,19
2,50	12	0,524	113,3	0,0555	657,54

Tabela 5.8 – Seleção do tamanho da turbina

H (m)	T (s)	P_i (kW)	Freq.	P (kW) x D (m)				
				1	1,5	2	2,5	3
1,00	6	68,6	20%	17,8	32,1	40,1	38,2	32,9
1,75	6	210,1	10%	39,6	82,7	112,6	122,4	114,5
2,50	6	428,7	1%	47,0	103,0	173,0	235,6	241,2
1,00	9	94,1	25%	25,2	41,5	44,9	38,9	29,6
1,75	9	288,0	18%	44,8	94,6	134,7	131,7	112,1
2,50	9	587,8	3%	50,4	110,9	184,5	246,6	241,7
1,00	12	105,2	5%	27,0	39,5	37,5	33,0	20,3
1,75	12	322,2	12%	45,7	94,0	118,4	104,9	81,6
2,50	12	657,5	6%	51,2	111,5	178,9	214,5	185,6
P média (kW)				33,8	66,4	88,8	90,2	77,2
P_i média (kW)				215,38				
Eficiência %				15,7%	30,8%	41,2%	41,9%	35,8%

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho desenvolveu-se um modelo para estimar a potência produzida por uma turbina Wells instalada em um dispositivo CAO costeiro. O modelo proposto utiliza um conceito próprio, a altura de resposta total H_c . A altura total de resposta contempla tanto a resposta em elevação, H_η , quanto a resposta em pressão, H_p , estando o dispositivo sob incidência de ondas monocromáticas de altura H e período T . A relação entre a resposta total do dispositivo e a altura de onda incidente representa o acoplamento hidro-pneumático entre a onda e o dispositivo, definido como fator de amplificação F_a .

Para aferição do modelo utilizou-se resultados de simulações numéricas realizadas com o código Fluinco, (Teixeira, 2001), acoplado ao modelo termodinâmico da câmara do CAO com turbina e válvulas para controle da pressão, (Teixeira et al., 2013). A verificação do modelo Expedito após a aferição também foi feita por comparação com resultados obtidos com o código Fluinco em condições distintas das utilizadas na aferição. A concordância entre os resultados foi considerada muito boa com uma diferença máxima de 11,1%.

Foi estudada a resposta de um dispositivo CAO sob incidência de ondas monocromáticas de altura H 1 m e períodos de 6, 9 e 12 s. A resposta do dispositivo sob incidência de ondas de 1,75 e 2,5 m com períodos de 6, 9 e 12 s foi obtida pela extrapolação da resposta às ondas de altura H 1 m.

A rapidez do método permitiu o levantamento de curvas de potência. Os resultados apresentados na forma de curvas facilitaram sobremaneira a percepção dos efeitos dos controles de rotação e pressão da câmara, bem como do tamanho de turbina sobre a potência produzida em cada estado de mar.

A rotação máxima foi estabelecida como aquela que produz uma velocidade periférica de 150 m/s e a faixa de rotações foi limitada entre 50% e 100% da rotação máxima. O efeito da variação do tamanho e da rotação sobre o coeficiente característico da turbina, K_t , com consequente efeito sobre o acoplamento hidro-pneumático do dispositivo CAO, foi considerado em todas as análises.

Os valores máximos de potência mecânica para cada tamanho de turbina e cada estado de mar, foram utilizados para a seleção do tamanho da turbina para um cenário fictício

de distribuição de estados de mar. O exemplo ressaltou a influência da distribuição dos estados de mar sobre a escolha do tamanho da turbina para o dispositivo CAO.

O modelo desenvolvido tem aplicação no ante-projeto de dispositivos CAO sendo sua utilização facilmente adaptada para turbinas Wells não similares às da Ilha de Pico, Açores, desde que conhecidas suas curvas de desempenho. O modelo também é facilmente adaptável para outros tamanhos de câmara. Idealmente a aferição do modelo deve ser feita para cada estado de mar existente na distribuição de estados de mar considerada.

Com a visão de futuramente ter-se quebra-mares com grupos de dispositivos CAO instalados na costa do Rio Grande do Sul, projeta-se como extensão natural deste trabalho, a utilização do modelo Expedito para estimar a produção de energia em distribuições de estados de mar reais; a aferição do modelo para cada estado de mar existente na distribuição real e a realização de uma análise de viabilidade econômica da instalação deste sistema de aproveitamento da energia das ondas. A inclusão de turbinas com características não lineares, conforme o modelo apresentado por Sheng et al. (2014), também pode ser avaliada.

Finalmente, lembrando as considerações a respeito das diferentes abordagens da engenharia para a solução de problemas; a dificuldade da solução analítica, o custo da experimentação e o esforço computacional para a realização de estudos paramétricos em modelos numéricos complexos; a utilização de um modelo simplificado aferido por um modelo mais complexo e acurado, mostrou-se adequada para o problema estudado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AMUNDARAIN, M.; ABERDI, M.; GARRIDO, A.J.; GARRIDO, I.; MASEDA, J. Wave energy plants: Control strategies for avoiding the stalling behaviour in the Wells turbine. **Renewable Energy**, v.35, p. 2639-2648, 2010.
2. BARSTOW, S.; MORSE, G.; LONSETH, L.; MATHISEN, J.P. World wave energy resource assessment from the deep ocean to the coast. **Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference**, Uppsala, Suécia, 2009.
3. BRITO-MELO, A.; GATO, L. M. C.; SARMENTO, A. J. N. A. Analyses of Wells turbine design parameters by numerical simulation of OWC performance. **Ocean Engineering**, v.29, p. 1463-1477, 2002.
4. CAMPOREALE, S.M.; FILIANOTI, P. Behaviour of a small Wells turbine under randomly varying oscillating flow. **Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference**, Uppsala, Suécia, 2009.
5. CARIJA, Z.; KRANJCEVIC, L.; BANIC, V.; CAVRAK, M. Numerical analysis of Wells turbine for wave power conversion. **Engineering Review**, v.32, n.3, p.141-146, 2012.
6. CORVELO, E.C.V. 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. Lisboa, 2011. Dissertação de mestrado. IST de Lisboa.
7. CRUZ, J. Ocean wave energy current status and future perspective. Springer: Berlim, 2008. 431p. ISBN 978-3-540-74894-6.
8. CRUZ, J.; SARMENTO, J.N.A. Energia das ondas introdução aos aspectos tecnológicos, económicos e ambientais. Instituto do Ambiente, Portugal, 2004. 61p. ISBN 972-8577-11-7.
9. DAVYT, D.P. Análise numérica de um dispositivo de extração de energia das ondas do tipo coluna de água oscilante através de um modelo baseado nas equações de Navier-Stokes. Rio Grande, 2012. Dissertação de mestrado, PPGEQ-FURG.
10. DEAN, R.G.; DALRYMPLE, R.A. Water Wave Mechanics for Engineers and Scientists. In: Advanced Series on Ocean Engineering, v.2. World Scientific Publishing Co. Ltd., 1994.
11. DIAS, G.C.; SANTOS, S.M., SANTOS, E.D., ROCHA, L.A.O.; OLINTO, C.R. Análise teórica da influência de perfis sobre a potência de uma turbina Wells empregada em dispositivos de conversão de energia. **Vetor**, Rio Grande, v.23, n.1, p. 44-56, 2013.

12. EVANS, D. V.; PORTER, R. Hydrodynamic characteristics of a oscillating water column device. In: CRUZ, J. ed. **Applied Ocean Research**. Great Britain, v.17, p. 155-164, 1995.
13. FALCÃO, A.F.O. Control of an oscillating-water-column wave power plant for maximum energy production. **Applied Ocean Research**, v.24, p.73-82, 2002.
14. FALCÃO, A.F.O. Stochastic modelling in wave power-equipment optimization: maximum energy production versus maximum profit. **Ocean Engineering**, v.31, p.1407-1421, 2004.
15. FALCÃO, A.F.O. Wave energy utilization: A review of the technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.14, p. 899-918, 2010.
16. FALCÃO, A.F.O.; JUSTINO, P.A.P. OWC wave energy devices with air flow control. **Ocean Engineering**, v.26, p. 1275-1295, 1999.
17. FALCÃO, A.F.O.; RODRIGUES, R.J.A. Stochastic modelling of OWC wave power plant performance. **Applied Ocean Research**, v.24, p. 59-71, 2002.
18. FLUENT; Fluent 6.3 User's Guide, Fluent Inc., USA, 2006.
19. GATO, L.M.C.; FALCÃO, A.F.O. Aerodynamics of the Wells turbine. **International Journal of Mechanical Science**. Great Britain, v.30, n.6, p. 383-395, 1988.
20. HENN, E.A.L. Máquinas de fluido. Brasil: UFSM, Santa Maria, 2001. 474p. ISBN 2002.
21. HONG, Y.; WATERS, R.; BOSTRÖM, C.; ERIKSON, M.; ENGSTRÖM, J.; LEIJON, M. Review on electrical control strategies for wave energy converting systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.31, p. 329-342, 2014.
22. INOUE, M.; KANEKO, K.; SETOGUCHI, T.; SARUWATARI, T. Studies on the Wells turbine for wave power generator (Turbine characteristics and design parameter for irregular waves). **JSME International Journal**, s.II, v.31, n.4, 1988.
23. JOSSET, C.; CLÉMENT, A.H. A time-domain numerical simulator for oscillating water column power plants . **Renewable Energy**, v.32, p.1379-1402, 2007.
24. LÓPEZ, I.; PEREIRAS, B. CASTRO, F. IGLESIAS, G. Optimisation of turbine-induced damping for an OWC wave energy converter using a RANS-VOF numerical model. **Applied Energy**, v.127, p.105-114, 2014.
25. RAGHUNATHAN, S. The Wells air turbine for wave energy conversion. **Progress Aerospace Science**. Great Britain, v.31, p. 335-386, 1995.
26. SETOGUCHI, T.; TAKAO, M. Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion. **Energy Conversion and Management**, v.47, p. 2382-2396, 2006.

27. SHENG, W.; ALCORN, R.; LEWIS, A. Assesment of primary energy conversions of oscillating water columns. II. Power take-off and validations. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, 6, 053114, 2014.
28. SILVA, P.E.D. Caracterização do padrão de ondas na costa do Brasil por meio de modelagem numérica. São José dos Campos, 2013. Dissertação de mestrado. INPE – São José dos Campos.
29. SORENSEN, M.S. Basic Coastal Engineering. USA: Springer, 2006, 324 p. ISBN-10: 0-387-23332-6.
30. STAR CCM+; Star CCM+ User Guide, v.8.06, CD-Adapco, 2013
31. TEASE, W.K.; LESS, J.; HALL, A. Advances in oscillating water column air turbines development. **Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference**, Porto, Portugal, 2007.
32. TEIXEIRA, P.R.F. Simulação numérica da interação de escoamentos tridimensionais de fluídos compressíveis e incompressíveis e estruturas deformáveis usando o método de elementos finitos. Porto Alegre, 2001. Tese de doutorado, PPGEU-UFRGS.
33. TEIXEIRA, P.R.F.; DAVYT, D.P.; DIDIER, E.; RAMALHAIS, R. Numerical simulation of a oscillating water column device using a code based on the Navier-Stokes equations, **Energy**, v.61, p.513-530, 2013.
34. TOLMASQUIM, M.T. Fontes renováveis de energia no Brasil. Brasil: Interciência, 2003. 515p. ISBN 85-7193-095-3.
35. WAMIT; Wamit User's Manual v.6.4, Wamit Inc., USA, 2006.
36. WEBER, J.W.; THOMAS, G.P. An investigation into the importance of the air chamber of an oscillating water column wave energy device, **Proceedings of the 11th International Offshore and Polar Engineering Conference**, Stavanger, Suécia, 2001.