MAÍRA GRANERO CORDEIRO

Modelagem e análise de desempenho de sistema para geração de
energia elétrica através de ondas marítimas

São Paulo
2015

MAÍRA GRANERO CORDEIRO

Modelagem e análise de desempenho de sistema para geração de
energia elétrica através de ondas marítimas

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Ciências

São Paulo
2015

MAÍRA GRANERO CORDEIRO

Modelagem e análise de desempenho de sistema para geração de
energia elétrica através de ondas marítimas

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em
Ciências

Área de Concentração:
Engenharia de Controle e Automação
Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Décio Crisol Donha

São Paulo
2015

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Cordeiro, Maíra Granero

Modelagem e análise de desempenho de sistema para geração de energia elétrica através de ondas marítimas / M. G. Cordeiro -- versão corr. -- São Paulo, 2015.

106 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.CONVERSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (AVALIAÇÃO;DESEMPENHO)
2.FONTES ALTERNATIVAS DE ENERGIA 3.TURBINAS (SIMULAÇÃO)
4.ONDAS (OCEANOGRAFIA) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Dedico este trabalho aos meus sobrinhos.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador professor Décio pela orientação e constante estímulo no desenvolvimento desta dissertação.

À minha família e amigos pela paciência por minhas constantes ausências. Em especial aos meus pais pelo incentivo a minha educação; ao meu pai Fuad pelo apoio ilimitado e constante; à minha amiga Sueli que encarou este desafio comigo.

Ao professor Fleury pelos ótimos conselhos e participação em todo o processo de obtenção deste título.

Aos meus companheiros de trabalho Carl Hansing, Paulo Correa e todos os demais que me permitiram alcançar este objetivo.

Agradeço ao departamento de pós-graduação em Engenharia Mecânica e a todos que colaboraram direta ou indiretamente, na execução deste trabalho.

RESUMO

Mediante a crescente necessidade de aumento na oferta de energia elétrica devido à constante elevação na demanda mundial, esta dissertação avalia o desempenho de um sistema conversor de energia de ondas marítimas em energia elétrica. O sistema em análise é o de coluna de água oscilante com turbina de dupla ação instalado na costa. Utiliza-se um modelo regular de ondas como perturbação à dinâmica de uma câmara semi-submersa gerando fluxo de ar através de uma turbina à ar de dupla ação. O sistema final é não linear e com parâmetros variantes no tempo. A dissertação investiga possibilidades para o aumento do rendimento da turbina em diferentes condições de mar através do método de simulação numérica. Após a modelagem física e matemática do sistema escolhido, inicia-se a síntese de um controlador proporcional derivativo para controle da pressão de ar na turbina em torno da pressão ideal de trabalho da mesma. A análise inclui o comparativo entre os resultados do sistema com e sem controlador e a avaliação de robustez utilizando ondas com amplitude variável. O trabalho apresenta ainda propostas de otimização do sistema para trabalhar em condições similares a região de Pecém no Brasil. Pelos resultados obtidos nas simulações, conclui-se que o rendimento e a robustez do sistema podem melhorar utilizando um sistema controlado. O rendimento do sistema poderá ainda ser otimizado para a região de instalação.

Palavras-chave: conversor de energia de ondas, energias renováveis, turbina Wells, controlador.

ABSTRACT

Facing the growing necessity in increasing the electrical energy offer due to the constant rise in worldwide demand, this work evaluates the performance of an ocean wave energy converter into electrical energy. The system under analysis is an oscillating water column with dual action turbine installed in a shore. A regular wave model is used as disturbance to the semi-submerged air chamber dynamic generating an air flow through the dual action air turbine. The final system is nonlinear and contains time varying parameters. This work investigates, through numerical simulation, possibilities to increase the turbine efficiency under different ocean conditions. After the physical and mathematical modeling, it is synthesized a proportional derivative controller to control the air pressure in the turbine around its ideal working pressure. The analysis of results includes a comparison between results obtained for the system with and without controller and a robustness evaluation with amplitude variation in ocean waves. The work also presents optimization proposals for the system working in conditions similar to the Pecém region in Brazil. By the results obtained with simulation, it is concluded that the efficiency and robustness were improved for the controlled system. It is observed that the efficiency can be optimized for the installation area.

Keywords: ocean wave energy converter, renewable energy, Wells turbine, controller.

TABELA DE FIGURAS

Figura 1 - Oferta interna de Energia Elétrica 2014.	20
Figura 2 - Fluxograma geral da matriz das energias renováveis até 2030.....	21
Figura 3 – Estimativa de crescimento e redução de custo de energias oceânicas nos próximos 20 anos.	21
Figura 4 – Sistema atenuador. Exemplo de usina Pelamis.	26
Figura 5 - Detalhe do movimento relativo entre as juntas.....	26
Figura 6 - Detalhe interno de cada braço.	27
Figura 7 - Sistema absorvedor pontual AcquaBuoy.	27
Figura 8 – Sistema terminador tipo Salter’s duck.....	28
Figura 9 – Detalhe do dispositivo Salter’s duck.....	29
Figura 10 – À esquerda o sistema baseado no princípio de Arquimedes e suas partes móveis. À direita em detalhe o corte de um sistema com gerador linear.	29
Figura 11 - Sistema de conversor de ondas de deflexão Aquamarine Power Oyster.	30
Figura 12 – Detalhe do sistema Wavedragon (corte transversal).	31
Figura 13 – Sistema tipo WaveDragon (corte longitudinal).....	31
Figura 14 - Coluna de água oscilante.	32
Figura 15 – Sistema de pêndulo oscilante Searev.	32
Figura 16 – Detalhe interno do dispositivo Searev.	33
Figura 17- Sistema de pêndulo invertido oscilante.	34
Figura 18 - Dispositivo de conversão do tipo hidráulico tradicional.....	35
Figura 19 – Rotores de turbina do tipo Wells.	36
Figura 20 - Gerador linear tubular.	36
Figura 21 - Sinal de força eletromagnética típica de gerador linear.	37
Figura 22 - Potência de ondas teórica bruta mundial.	38
Figura 23 - Distribuição da energia disponível pelo ano na região Sul do Brasil.....	40
Figura 24 – Processo de implementação de usinas de ondas no Brasil.....	42
Figura 25 - Braços da usina de Pecém.	44
Figura 26 – Funcionamento de Pecém.	45
Figura 27 - Localização da Ilha de Pico em Portugal.....	46

Figura 28 - Câmara de pressão e a saída da turbina da Usina de Pico em Portugal.	47
Figura 29 – Modelo da dinâmica por sistema mola e amortecedor.....	48
Figura 30 – Câmara analisada pelo método das diferenças finitas.	49
Figura 31 - Sistema de coluna de água oscilante com turbina de dupla ação e válvula borboleta.....	52
Figura 32 – Fluxograma simplificado do sistema a ser construído.	52
Figura 33 - Esquema de volume de controle variável.....	54
Figura 34 – Comportamento de ondas.....	56
Figura 35 - Sistema de coluna de água oscilante.....	57
Figura 36 - Perfil de onda regular. Fonte: Autor.	59
Figura 37 - Esquema de câmara de coluna de água oscilante.	61
Figura 38 - Curva adimensional do coeficiente de vazão (Φ) por coeficiente de pressão (ψ).....	66
Figura 39 - Curva adimensional de coeficiente de potência (Π) por coeficiente de pressão (ψ).	66
Figura 40 - Curva adimensional do coeficiente de vazão (Φ) por coeficiente de pressão (ψ), para determinação do <i>fatorT</i>	67
Figura 41 – Detalhe da válvula borboleta e pontos de referência.	69
Figura 42 – Fluxograma simplificado para simulação do sistema completo com entrada, controlador e realimentação por sensor.	71
Figura 43 - Ocorrência de ondas em Pecém por amplitude e frequência.	76
Figura 44 – Fluxograma simplificado para simulação com a turbina desativada.	77
Figura 45 - Variação da pressão instantânea dentro da câmara.	78
Figura 46 - Resposta da pressão da câmara.	78
Figura 47 - À esquerda, elevação das ondas da região: modelo e medições reais. À direita, pressão medida na câmara: dados medidos na Usina de Pico em Portugal com a válvula fechada e turbina parada.	79
Figura 48 - Fator de perda de carga pela restrição da válvula borboleta. À direita, em detalhe.	80
Figura 49 - Fluxograma simplificado para simulação do sistema sem controlador (válvula travada aberta $u=100\%$).	80
Figura 50 - Simulação sem controlador para casos de baixo carregamento.	81

Figura 51 - Simulação para conversor do tipo turbina de dupla ação para mar irregular. Curvas de pressão (linha tracejada) e entropia (linha contínua) do ar dentro da câmara.	82
Figura 52 – Simulação sem controlador para casos de alto carregamento.	83
Figura 53 – Fluxograma simplificado para simulação do sistema completo com entrada, controlador e realimentação por sensor.	84
Figura 54 - Resultados em rendimento e potência para o caso de mar moderado variando o ganho proporcional.	85
Figura 55 - Rendimento e potência para o caso de mar moderado variando o ganho derivativo.	86
Figura 56 - Resultados para sistema com e sem controlador para os perfis de baixo carregamento.	87
Figura 57 - Resultados para sistema com e sem controlador para os perfis de alto carregamento.	88
Figura 58 – Variação da amplitude por tempo para casos Agitado e Alto.	90
Figura 59 - Resultados para sistema controlado para os perfis de alta carga para ondas com variação de amplitude.	90
Figura 60 – Curva característica de Pico e a proposta otimizada para a região de Pecém.	92
Figura 61 – Rendimento do sistema com a curva característica de Pico contra a proposta otimizada para a região de Pecém.	92
Figura 62 – Detalhe da região de pressão máxima na turbina.	93
Figura 63 – Resultados da avaliação de otimização do volume morto da câmara em caso frequente.	94
Figura 64 - Resultados na nova turbina para casos calmo e moderado.	95
Figura 65 - Resultados na nova turbina para casos agitado e alto.	96
Figura 66 – Fluxograma simplificado incluindo atraso na reposta do atuador da válvula.	97
Figura 67 – Resultados de pressão, potência e rendimento na turbina para nova turbina e atuador com resposta lenta para os casos de mar de calmo, moderado e frequente.	98
Figura 68 – Resultados de pressão, potência e rendimento na turbina para nova turbina e atuador com resposta lenta para os casos de mar de alto e agitado.	99

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Potência de onda média anual no Brasil.	39
Tabela 2 - Parâmetros utilizados na simulação.	75
Tabela 3 - Condições oceânicas utilizadas na simulação.....	76
Tabela 4 - Parâmetros utilizados na simulação.	101

LISTA DE SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
Coppe	Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia
CSF	Programa Ciência Sem Fronteiras
ONS	Operador Nacional do Sistema Elétrico
PAC	Programa de Aceleração do Crescimento
PD	Proporcional Derivativo
PID	Proporcional Integral Derivativo
UFRJ	Universidade Federal do Rio de Janeiro
USP	Universidade de São Paulo
VC	Volume de Controle

LISTA DE SÍMBOLOS

p_t	Pressão de ar na turbina
$\dot{m}_{ar}$	Variação da massa de ar na válvula borboleta
q	Taxa da variação de vazão por dinâmica de ondas
q_r	Taxa de variação de vazão de radiação
q_{rx}	Taxa de variação de vazão de reflexão
q_{rr}	Taxa de variação de vazão de difração
q_i	Taxa de variação de vazão de difração por onda incidente e reflexão combinados
Pot	Potência pneumática na turbina
ε	Potência de ondas oceânicas
A	Amplitude de ondas oceânicas
ω	Frequência de ondas oceânicas
η	Rendimento do sistema de conversão
u	Sinal de saída do controlador
m	Massa genérica
ρ	Densidade genérica
V	Volume genérico
t	Tempo
x	Eixo no espaço cartesiano
y	Eixo no espaço cartesiano
z	Eixo no espaço cartesiano
ζ	Elevação da superfície de ondas
k	Número de onda
θ	Defasagem da onda
h	Profundidade do oceano
g	Aceleração gravidade
G_r	Função de resposta do sistema dependente da geometria da câmara
τ	Intervalo de tempo
B	Parâmetros de resposta do sistema dependente da geometria da câmara

μ	Índice de dispersão da onda
a	Comprimento da câmara
b	Largura da câmara
$\rho_{\text{água}}$	Densidade da água salgada do mar à CNTP
E_d	Potência de onda oceânica
p	Pressão de ar dentro da câmara
ρ_{ar}'	Densidade à pressão interna da câmara
$T_{\text{câmara}}$	Temperatura do ar na câmara
p_v	Perda de carga gerada pela válvula borboleta
p_{amb}	Pressão ambiente à CNTP
T_{amb}	Temperatura ambiente à CNTP
ρ_{ar}	Densidade do ar à CNTP
R	Constante universal dos gases
V_0	Volume inicial ou volume morto
c_p	Calor específico à pressão constante
s_a	Entropia do ar
γ	Coeficiente de expansão adiabática do ar
Φ	Coeficiente adimensional de vazão
ψ	Coeficiente adimensional de pressão
Π	Coeficiente adimensional de potência
N	Velocidade angular da turbina
D	Diâmetro do rotor da turbina
f_{atorT}	Relação entre coeficiente adimensional de vazão e coeficiente adimensional de pressão
A_v	Área de passagem de ar pela válvula borboleta
ρ_{ar}''	Densidade do ar na válvula borboleta
H_p	Perda de carga entre os pontos 1 e 2
H_1	Altura manométrica no ponto 1
H_2	Altura manométrica no ponto 2
v_i	Velocidade do ar em cada ponto
K_v	Fator de perda de carga característico da válvula borboleta
x_1	Estado relativo à pressão na câmara

$H(s)$	Função de transferência para atraso de primeira ordem em frequência para sensor de pressão na turbina
s	Variável de Laplace
K_p	Ganho proporcional
K_d	Ganho derivativo
$A(s)$	Função de transferência para atraso de primeira ordem em frequência para atuador da válvula borboleta

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	OBJETIVO DO TRABALHO	18
1.2	RELEVÂNCIA E JUSTIFICATIVA.....	19
1.3	METODOLOGIA.....	22
1.4	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1	VISÃO GERAL	23
2.1.1	Localização da instalação.....	24
2.1.2	Diferentes conceitos	25
2.1.3	Tipos de conversores.....	34
2.2	ENERGIA DE ONDAS E DETERMINAÇÃO DE LOCAIS DE UTILIZAÇÃO NO BRASIL	37
2.3	PROCESSO DE IMPLEMENTAÇÃO NO BRASIL	40
2.4	IMPACTO AMBIENTAL	42
2.5	USINAS DE COLUNA DE ÁGUAS OSCILANTES INSTALADAS NO MUNDO.....	43
2.5.1	Implementação da usina de Pecém no Brasil	43
2.5.2	Implementação da usina de Pico em Portugal	45
2.6	MODELOS E CONTROLADORES PARA SISTEMAS DE COLUNA DE ÁGUA OSCILANTES	47
3	MODELAGEM E CONTROLE.....	51
3.1	DESCRIPTIVO DE FUNCIONAMENTO DOS SISTEMAS	51
3.2	BALANÇO DE MASSA	54
3.3	MODELO DE INTERAÇÕES DE CORPOS FIXOS E ONDAS OCEÂNICAS... ..	55
3.4	MODELO CONVERSOR DO TIPO TURBINA DE DUPLA AÇÃO.....	60
3.5	SÍNTESE DE CONTROLADORES	71
4	SIMULAÇÃO	74
4.1	SIMULAÇÃO DA PLANTA COM TURBINA DESATIVADA.....	77
4.2	SIMULAÇÃO DO SISTEMA SEM CONTROLADOR.....	79
4.3	COMPARATIVO DE DESEMPENHO ENTRE O SISTEMA COM E SEM CONTROLADOR	84

4.4	AVALIAÇÃO DE ROBUSTEZ DO CONTROLADOR SOB A AÇÃO DE ONDAS DE AMPLITUDE VARIÁVEL	89
4.5	AVALIAÇÃO DA RESPOSTA DO SISTEMA CONTENDO OTIMIZAÇÕES PARA INSTALAÇÃO DE UMA PLANTA NO BRASIL	91
4.6	AVALIAÇÃO DA RESPOSTA DO SISTEMA COM ATUADOR COM ATRASO DE PRIMEIRA ORDEM	97
5	CONCLUSÃO	101
5.1	RESULTADOS	101
5.2	SUGESTÃO PARA PRÓXIMOS TRABALHOS.....	102
	REFERÊNCIAS	104

1 INTRODUÇÃO

Impulsionado pelo crescente aumento da população, seu consumo e limitação dos recursos de combustíveis fósseis, o tema da geração de energia sustentável e renovável vem recebendo a atenção de muitos pesquisadores e indústrias em busca de alternativas viáveis a médio e longo prazo.

Diferentes sistemas sustentáveis estão em plena utilização como hidrelétricas, estações solares e usinas eólicas. Para instalações experimentais destacam-se os sistemas como os de aproveitamento da energia das ondas oceânicas. Instalações como estas já são realidade na Europa, Ásia e Américas. Portugal sedia um dos centros de pesquisas de energia de ondas na Europa e conta com uma usina de ondas do tipo coluna de água oscilante instalada na ilha de Pico. O Brasil conta com uma usina modelo do tipo braços conversores e turbina Pelton instalada em Pecém no Ceará.

A implementação da usina de Pecém alavancou a pesquisa nacional na área, porém ainda são necessárias muitas iniciativas para aumentar a produção acadêmica e industrial nesta área. A usina nasceu de uma parceria entre UFRJ, a Tractebel e o Governo do Estado do Ceará com o apoio do Ministério de Minas e Energia que incentiva o desenvolvimento de energias alternativas no Plano Nacional de Energia 2030 iniciado em 2004 (PLANO, 2006).

Os maiores desafios no desenvolvimento desses sistemas são a identificação de locais ideais para sua instalação e o projeto de um sistema de alto rendimento, reduzida necessidade de manutenção e estruturas com alta resistência ao intemperismo oceânico.

No contexto científico explorado por esta dissertação, tem-se como objetivo o aumento do rendimento dos dispositivos conversores mesmo com grande variação de energia de ondas oceânicas disponíveis ao longo do ano.

1.1 OBJETIVO DO TRABALHO

O objetivo desta pesquisa é avaliar o desempenho de um dispositivo de conversão por câmara semi-submersa fixada à costa utilizando uma turbina de dupla ação. Estes

conversores são utilizados em sistemas de coluna de água oscilante para geração de energia elétrica por ondas oceânicas.

Os sistemas de coluna de água oscilante dispõem de uma câmara semi-submersa e aberta na superfície inferior (paralela ao fundo do oceano) que utiliza a diferença de pressão causada pela elevação superfície das ondas, para mover uma turbina de dupla ação. Estes dispositivos são sensíveis às variações sazonais da energia de ondas disponível e têm frequência de acionamento igual à das ondas.

O objetivo do controlador é maximizar a potência produzida e o rendimento do sistema. O método de avaliação é a potência gerada por cada conversor com as mesmas dimensões de câmara e dinâmica de ondas oceânicas.

Nesta dissertação será apresentado o conceito, a modelagem, a simulação numérica e a avaliação do tipo de controlador a ser utilizado e os resultados obtidos em diferentes condições.

1.2 RELEVÂNCIA E JUSTIFICATIVA

O governo brasileiro investe em empresas públicas e privadas buscando desenvolver novas formas para geração de energias renováveis visando aumentar a variedade e capacidade da matriz energética nacional.

O documento Ministério (2015), encontra-se o cenário atual da oferta de energia elétrica (Figura 1) onde se observa uma ampla dependência de usinas hidrelétricas (cerca de 87,1% como hidrelétrica dos 74,6% renováveis) e apenas 3,0% em outras energias renováveis.

Figura 1 - Oferta interna de Energia Elétrica 2014.

O Ministério de Minas e Energias coordenou a criação do Plano Nacional de Energia 2030, incentivando o desenvolvimento de tecnologias para a potencialização do sistema energético do Brasil até 2030 (PLANO, 2006).

A base do plano de ampliação previsto até nas 2030, exposto Figura 2, prevê incentivo à diversificação das fontes de energias renováveis. O incentivo é disponibilizado através de investimentos à indústria, usinas experimentais previstas no Programa de Aceleração do Crescimento (PAC) e capacitação de pesquisadores brasileiros nas melhores universidades do mundo, conforme Programa Ciência Sem Fronteiras (CSF).

Desta forma, o desenvolvimento de novos conceitos, técnicas e sistemas para conversão de ondas se enquadra na estratégia nacional de crescimento do País.

Figura 2 - Fluxograma geral da matriz das energias renováveis até 2030.

Fonte: Plano (2006 - modificado).

A Figura 3 apresenta um comparativo entre o aumento da capacidade e o custo de geração de energia elétrica até 2030. Neste é possível enquadrar o cenário estimado para energia de ondas em relação à energia eólica.

Figura 3 – Estimativa de crescimento e redução de custo de energias oceânicas nos próximos 20 anos.

Fonte: Neumann (2008 - traduzida).

Vale ressaltar que os sistemas atualmente em desenvolvimento na Europa são projetados para trabalhar com ondas de alta amplitude e baixo período. O litoral brasileiro apresenta ondas com amplitudes médias menores que nestes países. Sendo assim, a importação destes dispositivos para uma aplicação no Brasil representaria alto potencial ocioso de um dispositivo mais caro e robusto que o necessário. Esta necessidade de customização incentiva o desenvolvimento de sistemas voltados à realidade e as características do Brasil, possibilitando a redução de custos com instalação, desenvolvimento técnico e aumento do rendimento.

1.3 METODOLOGIA

Este trabalho segue a metodologia de pesquisa, análise e síntese e envolve os seguintes passos:

- Pesquisa dos sistemas atuais e seus maiores desafios (estado da arte);
- Análise da planta do estado da arte;
- Simulação comparativa do sistema atual e possíveis melhorias;
- Análise e síntese de controladores.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Esta dissertação está organizada em cinco capítulos sendo que o primeiro aborda a visão geral do problema e a importância de seu estudo no cenário mundial.

No capítulo dois encontra-se a revisão bibliográfica dos principais artigos envolvidos no desenvolvimento desta tecnologia e utilizados nesta dissertação.

No capítulo três apresentam-se a modelagem utilizada para dinâmica oceânica e sistemas com turbina.

No capítulo quatro é descrita a simulação, seus parâmetros e resultados.

O capítulo cinco contempla a conclusão obtida entre os objetivos estabelecidos inicialmente e os resultados finais.

O capítulo seis contém a bibliografia utilizada neste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta dissertação, a bibliografia analisada para desenvolvimento do trabalho proposto foi organizada em grupos de informação, sendo eles:

- Visão geral dos sistemas e os principais dispositivos em desenvolvimento;
- Avaliação da energia de ondas disponível;
- Processo de implementação no Brasil;
- Impacto ambiental;
- Usinas de ondas oceânicas implementadas;
- Modelos matemáticos e controladores para sistema de coluna de água oscilante.

Os grupos são detalhados a seguir.

2.1 VISÃO GERAL

MCCormick (2007) foi um dos pioneiros a organizar uma coletânea apresentando uma visão geral sobre geração de energia de ondas e seus principais dispositivos. Seu livro conta desde a história do desenvolvimento dos primeiros sistemas, quanto técnicas de modelagem, principais tipos de conversores em estudo, possíveis ancoragens e os diferentes tipos de geradores elétricos que podem ser aplicados.

Nota-se que geração de energia elétrica por ondas marítimas não é uma ideia recente, há muitos anos questiona-se sobre possíveis métodos para utilizar ondas como fonte de energia (MCCORMICK,2007). Porém, após a crise do petróleo da década de 70, diversos conceitos de absorvedores de energia de ondas foram propostos e muitos construídos para testes e comercialização.

Em seu livro MCCormick (2007) apresenta algumas das mais de 1000 patentes registradas desde 1980 e afirma que o número não para de crescer. A patente mais antiga data de 1799 pelos Girard (pai e filho).

Em 1940 no Japão o pesquisador Yoshio Matsuda iniciou uma revolução na época através da apresentação dos sistemas de coluna de água oscilantes flutuantes que permitiam a instalação mesmo distante da costa. Seus estudos na área datam de 1940

e em 1965 seu sistema foi comercializado e instalado no Japão e nos Estados Unidos, impulsionando o desenvolvimento da tecnologia no mundo (FALCÃO, 2010).

O artigo de Drew; Plummer e Sahinkaya (2009) apresenta uma visão geral sobre tecnologias de absorção de ondas e o seu desenvolvimento no Reino Unido. O potencial britânico para absorção de energia de ondas foi apontado como entre 7 e 10GW, o que representaria cerca de 15% da demanda do Reino Unido (dados de 2009).

Conforme apresentado por Drew; Plummer e Sahinkaya (2009), um dos grandes benefícios do sistema de geração de energia de ondas é a alta densidade energética das ondas oceânicas, pois ondas geradas mesmo que por tempestades distantes percorrem rapidamente longas distâncias com pouca perda energética. Tecnologias eólicas e solares funcionam eficientemente apenas de 20-30% do dia, enquanto que os sistemas de ondas poderiam gerar energia elétrica em até 90% das horas do dia. Drew; Plummer e Sahinkaya (2009) indicam também que um dos maiores desafios envolvidos na conversão de energia elétrica é a distribuição estável às grandes redes de distribuição devido à alta variação das condições ambientais e consequente oscilação na fase disponibilizada à central. O sistema deve ainda ser eficiente em ondas de alta e baixa frequência, de alta e baixa amplitude.

Os dispositivos instalados ao redor das Ilhas Britânicas trabalham a maior parte do tempo sob ação de ondas de 30-70 kW/m, mas em condições extremas podem chegar a 2000kW/m. Esta variação do regime de trabalho demanda maior robustez da estrutura apesar da ocorrência padrão ser baixa. Outra dificuldade construtiva é a alta corrosão dos dispositivos operando em água salina.

Drew; Plummer e Sahinkaya (2009) apresentam uma visão geral dos tipos de classificação em função do local de instalação, dos diferentes conceitos de conversão e tipos de geradores elétricos empregados.

2.1.1 Localização da instalação

Quanto à localização, os dispositivos podem ser classificados em costeiros, próximos à costa ou distantes da costa.

Os costeiros apresentam baixos custos com redes de distribuição de energia elétrica (já que a energia é consumida próxima ao local de geração), sua facilidade de

manutenção, menor risco de danos quando submetidos a condições oceânicas extremas (pois há menor energia na região costeira do que instalações em “offshore¹”).

Em contrapartida, estes são mais suscetíveis aos efeitos das marés que os dispositivos localizados próximos ou distantes da costa. Vale ressaltar que a menor energia de ondas na costa também reduz a potência máxima gerada.

Os dispositivos próximos à costa, localizados em profundidade de até um quarto do comprimento de onda, em geral são ancorados, favorecendo dispositivos do tipo oscilatório. Devido à sua localização estes dispositivos estão expostos a maior energia de onda e consequentemente a maior potência disponível que os costeiros, porém estão expostos a efeitos como “quebra de ondas” e “espumas” que podem reduzir a energia disponível.

Dispositivos distantes da costa (“offshore”) são instalados em águas profundas, localizados a uma profundidade maior que um terço do comprimento de onda. Nestes casos, a energia disponível é mais alta que a de outros tipos, pois não há perdas por atrito com o solo, “quebra de ondas” ou “espumas”, porém apresentam a maior dificuldade construtiva, maior necessidade de manutenção e maior investimento na robustez da estrutura por estarem submetidos a condições mais extremas.

2.1.2 Diferentes conceitos

Os sistemas de conversão de ondas marítimas em energia elétrica podem ser classificados quanto à forma de atuação.

Os dispositivos conhecidos como atenuadores são instalados em paralelo à direção da onda predominante. Um exemplo deste tipo de dispositivo é o Pelamis Wave Power instalado em 1998, ilustrado na Figura 4.

¹ Distantes da costa.

Figura 4 – Sistema atenuador. Exemplo de usina Pelamis.

Fonte: Drew; Plummer e Sahinkaya (2009).

Estes sistemas utilizam o movimento das ondas para movimentar e absorver movimento relativo entre suas juntas, demonstrado na Figura 5.

Fonte: Expo21 (2015 - traduzida).

Conforme a onda se move as juntas se movem para cima e para baixo e de um lado ao outro. Estes deslocamentos são absorvidos por braços hidráulicos interligados a um motor hidráulico e este a um gerador rotativo, conforme detalhe na Figura 6.

Figura 6 - Detalhe interno de cada braço.

Fonte: Freaquewaves (2015 - traduzida).

Os absorvedores pontuais são dispositivos pequenos projetados para absorver o movimento vertical da superfície das ondas. Exemplos deste tipo de sistema são o Powerbuoy instalado na Escócia e o AcquaBuoy, ilustrado na Figura 7.

Figura 7 - Sistema absorvedor pontual AcquaBuoy.

Fonte: Falcão (2010).

Na Figura 7 têm-se a boia, representada pelo índice 1a, conectada ao corpo 1b. O centro denominado como corpo 2 é fixo à boia por um conjunto de amortecedores e molas, conferindo velocidades aos corpos 1 e 2. Este movimento relativo entre os corpos é absorvido por cilindros hidráulicos e em seguida convertido em energia elétrica por motores hidráulicos e conversores rotativos.

Outro tipo de dispositivo é o chamado Terminador que gera energia ao bloquear a passagem das ondas. Esse tem seu eixo principal instalado perpendicularmente à direção da onda principal de forma a interceptar a onda incidente permitindo que seu corpo gire ao redor do eixo (FALCÃO, 2010). Um exemplo deste tipo de dispositivo é o Salter's duck instalado no Escócia e ilustrado na Figura 8.

Figura 8 – Sistema terminador tipo Salter's duck.

Fonte: Falcão (2010).

Em detalhe na Figura 9, nota-se que o corpo em forma de cames gira em torno do eixo de rotação. Este eixo de rotação está conectado a geradores rotativos via caixa de transmissão ou motores hidráulicos. Estes dispositivos são ancorados ao fundo do mar e podem ser instalados em série.

Figura 9 – Detalhe do dispositivo Salter's duck.

Fonte: See (2015 - modificada).

Os sistemas de pressão diferencial semi-submersos funcionam como absorvedores pontuais. São, em geral, ancorados ao fundo do oceano e utilizam a diferença de pressão para absorver a energia. Um exemplo deste tipo de dispositivo é o projeto Archimedes e ilustrado na Figura 10.

Figura 10 – À esquerda o sistema baseado no princípio de Arquimedes e suas partes móveis. À direita em detalhe o corte de um sistema com gerador linear.

Fonte: Peoplebath (2015 - traduzida) e Falcão (2010 - traduzida).

Neste dispositivo têm-se uma parte fixa ao fundo do mar enquanto outro elemento flutuante é conectado a um gerador linear ou cilindros hidráulicos que absorvem o movimento relativo entre as mesmas. Pela necessidade de ancoragem são geralmente instalados próximos à costa. Por serem dispositivos submersos apresentam baixo impacto visual no ambiente, por outro lado apresentam dificuldade de manutenção.

Sistemas conversores de ondas de deflexão são dispositivos do tipo terminador e apresentam defletores posicionados perpendicularmente a direção da onda principal. Utilizam osciladores que se comportam como paredes articuladas ao fundo do mar que oscilam na direção da projeção das ondas. O movimento dos osciladores atua sobre um cilindro que pressuriza a linha de transmissão hidráulica interligando o dispositivo à costa e acionando uma turbina do tipo Pelton. O Aquamarine Power Oyster conforme ilustra a Figura 11 é um exemplo deste tipo dispositivo, e foi instalado na Escócia, Irlanda e Estados Unidos da América (FALCÃO, 2010).

Figura 11 - Sistema de conversor de ondas de deflexão Aquamarine Power Oyster.

Fonte: Drew; Plummer e Sahinkaya (2009 - traduzida).

Os sistemas de canais cônicos são dispositivos que armazenam água galgada por uma rampa. A água é liberada do reservatório de volta ao mar, passando por turbinas hidráulicas. Um exemplo deste tipo de dispositivo é o Wavedragon ilustrado nas Figura 12 e Figura 13, instalado pela primeira vez na Dinamarca in 2003 (FALCÃO, 2010). Na Figura 12 o sistema Wavedragon é apresentado em corte transversal ou vista lateral.

Figura 12 – Detalhe do sistema Wavedragon (corte transversal).

Fonte: (FOCUSOLAR, 2015 - traduzida).

Na Figura 13 o sistema Wavedragon é apresentado em corte horizontal ou vista de planta. Nota-se que a instalação contém braços refletor para direcionar a água para o reservatório passando pela rampa.

Figura 13 – Sistema tipo WaveDragon (corte longitudinal).

Fonte: Falcão (2010 - traduzido).

O dispositivo de coluna de água oscilante, ilustrado na Figura 14, consiste em uma câmara semi-submersa com uma abertura na superfície submersa paralela ao solo. Uma abertura une a câmara ao ambiente permitindo a passagem do ar por uma turbina a ar. Nestes dispositivos, a variação das ondas dentro da câmara gera variação na pressão interna de ar. A variação na pressão interna em relação à pressão ambiente gera fluxo de ar pela turbina. Em geral, estes sistemas utilizam turbinas do tipo Wells, ou seja, turbinas de dupla ação que rotacionam sempre no mesmo sentido independente do sentido da vazão (entrada ou saída de ar).

Estes dispositivos podem ser montados na costa (exemplo Wavegen Limpet instalado na Ilha de Islay na Escócia em 1991 e Pico instalado em Portugal em 1999) ou

próximos à costa em dispositivos flutuantes (exemplo Oceanlinx na Austrália de 2003) (FALCÃO, 2010).

Figura 14 - Coluna de água oscilante.

Fonte: Falcão (2010 - traduzido).

O sistema de pêndulo oscilante, ilustrado na Figura 15, se desloca angularmente pela ação das ondas. Este deslocamento permite que a carcaça flutuante se movimente em relação ao pêndulo conectados aos braços. O movimento relativo aos braços acionam pistões hidráulicos. Um exemplo deste tipo de dispositivo é o Searev (FALCÃO, 2010).

Figura 15 – Sistema de pêndulo oscilante Searev.

Fonte: (FALCÃO, 2010 - traduzida).

Na Figura 16 vê-se em detalhe o mecanismo interno de conversão, indicando os braços, os cilindros hidráulicos, os acumuladores de pressão e o motor hidráulico.

Figura 16 – Detalhe interno do dispositivo Searev.

Fonte: (NNMREC, 2015).

Os sistemas de pêndulo invertido conforme ilustrado na Figura 17 são compostos por um corpo único com uma das extremidades articulada ao solo por meio de uma junta universal. Na outra extremidade há uma boia conectada a cabos fixos a cilindros hidráulicos. Os cilindros convertem a energia do movimento em energia hidráulica, conferindo movimento ao motor hidráulico conectado a um gerador elétrico rotativo.

Figura 17- Sistema de pêndulo invertido oscilante.

Fonte: Falcão (2010).

Existem diversos conceitos e mais de 1000 patentes de tipo de sistemas de conversão de ondas. Nesta dissertação foram apresentados apenas os conceitos mais tradicionais, conforme McCormick (2007).

2.1.3 Tipos de conversores

Em Drew; Plummer e Sahinkaya (2009) são apresentados os principais dispositivos de conversão em energia elétrica aplicados a sistemas de ondas marítimas. A maioria dos sistemas utilizam geradores rotativos de alta velocidade, mas já há estudos para utilização de geradores lineares em determinadas aplicações.

Apesar da maturidade tecnológica e eficiência de geradores rotativos, muitas vezes a transformação da energia do sistema de conversão mecânico para um gerador rotativo pode ser desafio ou representar perda de eficiência. A alternativa muitas vezes é a utilização de turbinas ou mecanismos hidráulicos com pistões, acumuladores de pressão e motor hidráulico associado ao gerador rotativo, como ilustrado na Figura 18, que permite bom armazenamento de energia mesmo com acionamento de baixa frequência. Um risco potencial na aplicação deste tipo de conversor é a possibilidade de contaminação do ecossistema por vazamento de fluido hidráulico. A contaminação pode ser reduzida pela utilização de fluídos hidráulicos biodegradáveis e um projeto mecânico voltado para o aumento da estanqueidade.

Figura 18 - Dispositivo de conversão do tipo hidráulico tradicional.

Fonte: Falcão (2010 - traduzida).

Vale notar que os geradores elétricos rotativos projetados para aplicações na geração de energia elétrica por ondas, têm que ser projetados para trabalhar com variação de velocidade de trabalho similar a aplicações em usinas eólicas.

No caso dos sistemas de coluna de ar oscilante, devido ao escoamento ora positivo, ora negativo, é necessária a utilização de turbinas de dupla ação conectadas ao gerador rotativo. Estas turbinas, como por exemplo, a turbina Wells ilustrada na Figura 19, permitem manter a rotação da turbina em um único sentido independente do sentido do deslocamento do ar (para dentro ou para fora da câmara). Em contrapartida, apresentam baixa eficiência em relação às turbinas convencionais, cerca de 60% a menos. Apresentam ruído e alta carga nos mancais centrais aumentando a necessidade de robustez no dimensionamento e do número de manutenções. Essa configuração permite a utilização de técnicas de controle como válvulas borboleta e de alívio, bem como o controle da turbina (variação do passo e ângulo das pás).

Figura 19 – Rotores de turbina do tipo Wells.

Fonte: Falcão (2010).

A pesquisa de geradores lineares está em âmbito experimental. A Figura 20 ilustra um gerador linear tubular. Os geradores lineares são mais pesados e bem maiores que os rotativos para uma mesma potência. A tecnologia de geradores lineares está em amplo desenvolvimento e vêm sendo aprimorada através da utilização de materiais de alta densidade energética como ímãs magnéticos (Nd-Fe-B0) e rotores sem escovas. Estas melhorias permitem a redução de peso, o aumento da eficiência, a redução de manutenções e a possibilidade de trabalho em baixa velocidade de acionamento.

Figura 20 - Gerador linear tubular.

Fonte: Pirisi; Gruosso e Zich (2009- traduzida).

Na Figura 21 um exemplo de sinal de saída típico para gerador linear antes da retificação e processamento.

Figura 21 - Sinal de força eletromagnética típica de gerador linear.

Fonte: Drew; Plummer e Sahinkaya (2009 - traduzida).

Drew; Plummer e Sahinkaya (2009) recomendam que o projeto de geradores lineares ou rotativos para aplicação em sistemas marítimos deve considerar cuidadosa avaliação de materiais de cobertura para redução da corrosão de seus mecanismos.

2.2 ENERGIA DE ONDAS E DETERMINAÇÃO DE LOCAIS DE UTILIZAÇÃO NO BRASIL

O estudo da energia de ondas em determinada região é determinante para escolha do local para implementação de sistemas de geração de energia elétrica por ondas oceânicas. A publicação de Mørk; Barstow e Kabuth (2010) apresenta uma análise teórica do potencial mundial de energia de ondas, reproduzida na Figura 22.

Figura 22 - Potência de ondas teórica bruta mundial.

Fonte: MØrk; Barstow e Kabuth (2010).

Durante a avaliação dos trabalhos na área observou-se uma grande divergência de resultados na determinação do potencial energética de cada região. De acordo com Fleming (2012) estes parâmetros em geral são obtidos por estimativas ou dados fornecidos por boias de monitoramento instaladas em cada região, sendo este o método mais preciso.

No Brasil, o número de trabalhos relacionados a este tema não é tão grande como na Europa, porém os trabalhos existentes foram calculados através de dados reais medidos por boias e dados de ondas e ventos medidos em cada região, aumentando a confiabilidade dos resultados.

O trabalho de Fleming (2012) apresenta uma visão geral sobre as diferentes tecnologias e uma coletânea sobre os trabalhos nacionais sobre energia de ondas no Brasil.

Em Carvalho (2010), os resultados para o Brasil foram obtidos através de medições de ondas e ventos considerando o período de 1997 a 2009. Posteriormente as medições alimentaram o modelo matemático no programa chamado WAVEWATCHIII². Os resultados da simulação foram divididos em 10 regiões, conforme apresentado na Tabela 1.

² Programa com modelo de predição de ondas a partir de aquisições de ventos e parâmetros do local de análise.

Tabela 1 - Potência de onda média anual no Brasil.

Região	Potência/Altura significativa
	kW/m
Rio Grande do Sul a Santa Catarina	15,14
Santa Catarina a Rio de Janeiro	12,73
Rio de Janeiro	13,90
Espírito Santo	13,10
Bahia a Sergipe	9,80
Sergipe a Rio Grande do Norte	12,20
Rio Grande do Norte a Piauí	7,50
Maranhão a Pará	8,30
Pará a Suriname	11,10

Fonte: Carvalho (2010 - modificada).

A Tabela 1 mostra que a região de Rio Grande do Sul à Santa Catarina apresenta a maior média anual do Brasil com 15,14 kW/m (potência por altura da onda significativa). A Figura 23 apresenta a distribuição da média da região em cada mês do ano. Observa-se que o mês de setembro apresentou potencial de 20kW/m, quase 25% a mais que os demais meses do ano.

Figura 23 - Distribuição da energia disponível pelo ano na região Sul do Brasil.

Fonte: Carvalho (2010).

2.3 PROCESSO DE IMPLEMENTAÇÃO NO BRASIL

Beserra (2007) apresenta uma avaliação de sítios de exploração energética de energia de ondas do mar no Brasil. Em especial para implementação da Usina de Pecém na qual o autor participou na pesquisa através da parceria da usina com a UFRJ (Universidade Federal do Rio de Janeiro).

Apesar da utilização deste tipo de energia no Brasil ainda ser menor que em outros países, no que se trata de legislação o país possui vasta experiência em regulamentação de recursos energéticos em sua costa. Isto ocorre devido à intensa exploração de petróleo em plataformas. Leis como Direitos do Mar e Mar Territorial definem os limites entre os direitos das cidades costeiras e o Governo Federal. Além disso, grande parte da legislação para regulamentação da geração de energia elétrica utilizando recursos das ondas do mar pode ser baseada nos conceitos da exploração de energia eólica já presente em estados como o Ceará.

Quanto à implementação, Beserra (2007) explora os principais tópicos a serem avaliados para aprovação da instalação. Como por exemplo:

- Localização da instalação;

- Impactos ambientais;
- Produção de energia, instalação de cabos marítimos e conexões elétricas para distribuição;
- Aquisição de seguros;
- Definição de direito do Espaço Costeiro e Marítimo;
- Decomissionamento da região de instalação.

A determinação do local de implementação de uma usina de geração de energia a partir da energia de ondas é complexa e requer a avaliação de diversos fatores oceanográficos como o comportamento de ondas em diversos períodos do ano, tempestades, possibilidade de tsunamis, exposição à arrebentação, dispersão de ondas na região, ventos, marés, erosão, depósitos no solo e impactos ambientais, econômicos e políticos.

Quanto à parte de licenciamento diversos órgãos devem ser envolvidos no processo como a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), Operador Nacional do Sistema elétrico (ONS) e organizações ambientais.

Beserra (2007) propõe ainda a criação de uma lista para certificação dos requisitos para avaliação de todos os pontos, bem como um fluxograma do processo e projeto de implementação legal deste tipo de usina no Brasil. O fluxograma é apresentado na Figura 24 e é autoexplicativo.

Figura 24 – Processo de implementação de usinas de ondas no Brasil.

Fonte: Beserra (2007).

2.4 IMPACTO AMBIENTAL

Beserra (2007) apresenta uma avaliação sobre os possíveis impactos biológicos, sociais e políticos, provenientes da implementação destas tecnologias.

Os impactos ambientais biológicos na instalação de uma usina de ondas em geral não afetam aves. O leito marinho é afetado durante a fase de construção e decomissionamento. Para os peixes, a instalação se torna um grande recife. As usinas podem afetar pescadores locais, pois impossibilita a pesca de arrastão que apesar de proibida é muito comum.

A implementação de sistemas de ondas requer estudos de impactos causados nos fluxos hidráulicos, propagação de marés e correntes marítimas da região. Visto que

estes fatores podem ser afetados negativamente ou positivamente (aumentando ou reduzindo, por exemplo, a erosão de uma área).

O ruído é sempre uma preocupação em virtude da herança negativa das antigas turbinas eólicas. Atualmente as turbinas aplicadas a sistemas de ondas são montadas com atenuadores de ruídos, silenciadores nas saídas de ar e paredes absorvedoras de som. Por outro lado, estas intervenções aumentam a perda de carga das saídas reduzindo a eficiência das instalações.

Cabe ressaltar que, para usina de ondas, entradas de válvulas, compartimentos internos, rotores e turbinas devem ser projetadas de forma a impedir a entrada de aves e outros animais em seus interiores.

Beserra (2007) ressalta a importância na avaliação da poluição visual principalmente nas instalações costeiras (pois as praias em geral são áreas recreativas) e distantes da costa (visíveis a banhistas e barcos).

Quanto a emissões de gases poluentes os dispositivos conversores de ondas não emitem gases, porém muitas vezes é necessário que se leve em conta as emissões de gases no ciclo de vida do produto. Essa análise inclui as emissões em fase de instalação, construção (máquinas, processamento de materiais, etc) e manutenção.

O decomissionamento é uma etapa severa do processo de instalação que requer a remoção das estruturas já instaladas na área de interesse, perturbando o ambiente e a população local. Por outro lado, a usina gera empregos para população local reduzindo o impacto social na região.

2.5 USINAS DE COLUNA DE ÁGUAS OSCILANTES INSTALADAS NO MUNDO

As usinas de Pico em Portugal e de Pecém no Ceará são alguns exemplos de usinas de ondas já instaladas e em funcionamento. A seguir, discorre-se sobre elas.

2.5.1 Implementação da usina de Pecém no Brasil

A usina de Pecém foi instalada em novembro de 2012 a 66 km de Fortaleza no Brasil. O projeto do Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa em Engenharia (COPPE) localizada no Rio de Janeiro foi implementado através de uma

parceria da empresa Tractebel, com a UFRJ e o apoio do governo do Ceará. O investimento foi de cerca de 12,5 milhões de reais.

A usina foi projetada para gerar de 50-100kW através de braços mecânicos articulados instalados sobre boias flutuantes que oscilam com as ondas (Figura 25).

Figura 25 - Braços da usina de Pecém.

Fonte: COPPENARIO (2014).

A outra extremidade do braço é conectada a uma bomba hidráulica que confere pressão a acumuladores hidráulicos. Os acumuladores de pressão acionam a turbina instalada na costa. A eficiência do conversor é de aproximadamente 20% no aproveitamento da energia das ondas.

Figura 26 – Funcionamento de Pecém.

Fonte: ODIA (2014- modificado).

O sistema, apresentado na Figura 26, permite que com apenas dois braços seja possível a geração de 100kW. Esta potência pode alimentar até 60 casas da região de Pecém.

De acordo com Beserra (2007), as ondas da região apresentam baixa altura significativa (até 1,5m), porém têm constância de 40 % ao ano devido aos ventos alísios (ventos constantes), favorecendo a escolha da região para a instalação deste tipo de dispositivo.

2.5.2 Implementação da usina de Pico em Portugal

Em Cruz e Sarmiento (2004) é descrita a construção da usina de Pico concluída em 1999 na ilha de Pico no arquipélago de Açores em Portugal, como ilustra a Figura 27. A usina foi construída por uma iniciativa do Instituto Superior Técnico de Lisboa e da

Electricidade Portugal além de participações das universidades de Queen's University of Belfast (Reino Unido) e University College Cork (Irlanda).

Figura 27 - Localização da Ilha de Pico em Portugal.

Fonte: Neumann (2008 - modificado).

A região apresenta ondas com alta densidade energética devido à plataforma continental que reduz a dissipação de energia com solo. A região de Açores, em detalhe na Figura 27, apresenta pouca variação de marés permitindo a instalação de um dispositivo fixo à costa.

Figura 28 - Câmara de pressão e a saída da turbina da Usina de Pico em Portugal.

Fonte: Cruz e Sarmiento (2004).

A usina ilustrada na Figura 28, projetada para gerar 400kW, utiliza o conceito de coluna de ar oscilante com conversor do tipo turbina de dupla ação conectada a um gerador elétrico rotativo. A câmara contém área de 144 m^2 e 7m de profundidade. Em 2005 a usina conseguia gerar aproximadamente 130 kW e vem desde então resolvendo os problemas de vibração da turbina que limitavam sua rotação entre 1150 -1200 rpm.

2.6 MODELOS E CONTROLADORES PARA SISTEMAS DE COLUNA DE ÁGUA OSCILANTES

Uma das abordagens para a modelagem matemática do sistema de coluna de água oscilante é a aplicação do modelo de variação de pressão na câmara de ar conforme a variação do seu volume e sua densidade, apresentado em Falcão e Justino (1999). Nesta abordagem, a equação dinâmica é obtida a partir do balanço de massas para um volume de controle variável. Uma das entradas deste sistema é a variação da vazão de ar ocasionada pela ação das ondas oceânicas devido à interação hidrodinâmica.

A determinação da variação do volume de controle é uma das etapas mais importantes no desenvolvimento do sistema. Uma das abordagens para sua determinação é a aplicação da hipótese de que a superfície de água se comporta como um disco rígido de espessura desprezível. As componentes hidrodinâmicas são modeladas através de uma mola e um amortecedor (KARAMI; KETABDARI; AKHTARI, 2012). Para essa abordagem a equação dinâmica do disco é baseada no deslocamento, velocidade e aceleração do disco rígido, conforme ilustrado na Figura 29.

Figura 29 – Modelo da dinâmica por sistema mola e amortecedor.

Fonte: Karami; Ketabdari e Akhtari (2012- traduzido).

Os coeficientes hidrodinâmicos podem ser determinados pela avaliação da geometria da câmara, características do local de instalação e perfis de onda incidentes. Um dos métodos para determinação destes parâmetros é a modelagem matemática do sistema e simulação pelo método das diferenças finitas avaliando o escoamento do ar ponto a ponto. Um exemplo é ilustrado na Figura 30.

Figura 30 – Câmara analisada pelo método das diferenças finitas.

Fonte: Karami; Ketabdari e Akhtari (2012 - traduzida).

Outro método é a análise experimental e identificação estrutural da câmara. Aqui os parâmetros hidrodinâmicos são determinados por meio de medições em câmaras reais ou em escala, a partir da resposta do sistema a uma excitação conhecida.

Nesta dissertação, para determinação dos efeitos hidrodinâmicos na dinâmica da câmara, serão utilizadas funções conhecidas pelo método experimental, baseado nos estudos sobre a usina de Pico apresentados em Falcão e Justino (1999).

O modelo dinâmico do sistema é utilizado para avaliar o desempenho do conversor em rendimento e potência da turbina quando submetido à perturbação das ondas oceânicas.

Os modelos de turbina em muitos casos abordam o escoamento por entre suas pás, a troca de calor no processo de conversão e o projeto de rotores, conforme apresentado em Camporeale; Filianoti e Torresi (2011).

A turbina muitas vezes é modelada de forma simplificada através de coeficientes adimensionais e curvas características conforme apresentadas em Falcão e Justino (1999).

O trabalho de Renzi e Dias (2013) analisa a resposta de um sistema similar, porém instalado distante da costa em mar aberto.

Em artigos como Cashman et. al (2009), o gerador elétrico é incluído no modelo para uma avaliação mais completa da eficiência do sistema de geração.

Entre os estudos disponíveis para o desenvolvimento de sistema de coluna de água oscilante, incluem-se estudos do comportamento do escoamento de ar dentro da câmara, conforme apresentado em Conde e Gato (2008). Este tipo de estudo permite aprimorar os modelos de variação de pressão e densidade do ar na câmara, além de fornecer ferramentas para otimizações em seu projeto. Trabalhos como o de Falcão; Henriques e Cândido (2012) e Dizadji e Sajadian (2011), propõem otimizações no projeto da câmara e em flutuadores para sistemas flutuantes.

Diferentes atuadores podem ser empregados como, por exemplo, a válvula borboleta instalada antes da turbina ou a válvula de alívio de pressão, ambas apresentadas em Falcão e Justino (1999). Outra possibilidade é a variação da posição das pás, do passo e geometria da turbina, conforme exposto em Nunes et al. (2011).

O objetivo de uso de controladores no sistema de coluna de água oscilante é o controle da pressão na turbina mantendo o sistema próximo ao ponto ótimo de trabalho para uma ampla faixa de condições oceânicas.

Alternativamente, o controle do sistema pode ser feito através do controle do torque da turbina para otimizar a potência produzida, conforme apresentado em Korde (1991). Stappenbelt e Cooper (2010) utilizam o controle ótimo para a correção da frequência de oscilação para sistemas flutuantes para maximizar o rendimento da turbina.

Há ainda a aplicação de controle ótimo em combinação a modelos estocásticos para controle da velocidade angular do rotor da turbina em configuração de usina fixa a costa, como apresentada em Falcão (2002).

Nesta dissertação o controlador será projetado e testado para atuar sobre uma válvula borboleta com coluna de água oscilantes instalada na costa, devido a sua eficiência no controle da pressão na turbina. No próximo capítulo serão apresentados os modelos matemáticos e síntese dos controladores propostos.

3 MODELAGEM E CONTROLE

Neste capítulo são apresentados os modelos físicos e matemáticos empregados na simulação e análise de desempenho do sistema. Em seguida, apresenta-se o desenvolvimento do sistema de controle.

O detalhamento está organizado da seguinte forma:

- Descritivo de funcionamento do sistema;
- Equação dinâmica principal do modelo de perturbação do ar gerado pelas ondas oceânicas;
- Modelo da turbina;
- Modelo da válvula borboleta utilizada para controle do sistema;
- Demais modelos auxiliares;
- Síntese do controlador.

3.1 DESCRITIVO DE FUNCIONAMENTO DO SISTEMA

O sistema de coluna de água oscilante, conforme apresentado na Figura 31, dispõe de uma câmara semi-submersa ancorada ao solo e superfície inferior aberta (paralela ao fundo do solo). Além disso, contém uma parede traseira fechada até o solo e dianteira com abertura submersa de forma que as ondas incidentes tenham apenas uma direção de entrada na câmara.

Estes sistemas normalmente são ancorados à costa devido à facilidade de captação e distribuição de energia elétrica ao usuário final.

O princípio básico de funcionamento consiste na variação da pressão dentro da câmara em relação ao ambiente gerando fluxo de ar pela turbina.

A turbina de dupla ação utilizada no modelo consegue manter o sentido de giro do rotor independente do sentido de fluxo de ar (para dentro ou fora da câmara). O eixo da turbina é acoplado a um conversor rotativo de energia elétrica, não abordado nesta dissertação.

A pressão na turbina deve ser controlada para operar próxima à pressão ideal de trabalho, já que abaixo desta pressão o rendimento na turbina é muito baixo. Acima desse limite, o sistema confere excesso de velocidade às pás gerando queda de

densidade do ar e o deslocamento da lâmina de ar das pás da turbina, o que também reduz o rendimento do sistema. Para evitar esse fenômeno, neste trabalho será utilizada uma válvula borboleta para controle da pressão na turbina.

Figura 31 - Sistema de coluna de água oscilante com turbina de dupla ação e válvula borboleta.

Fonte: Falcão e Justino (1999 - modificada).

Para facilitar a compreensão e a concatenação dos diferentes modelos a serem apresentados, foi criado um fluxograma simplificado apresentado na Figura 32. As equações e variáveis serão apresentadas ao longo do capítulo.

Figura 32 – Fluxograma simplificado do sistema a ser construído.

Fonte: Autor.

O primeiro modelo a ser apresentado representa a dinâmica da câmara, a planta do sistema. Este modelo permite a determinação da pressão na turbina p_t conforme a variação do fluxo de ar ($\dot{m}_{ar}$) que passa pela válvula borboleta e perturbação oriunda da dinâmica de ondas (q). Conhecida a pressão na turbina é possível determinar a potência da turbina (Pot) com base nas suas equações adimensionais e curvas características, conforme será apresentado na seção 3.4.

A dinâmica das ondas regulares determina a variação da taxa de deslocamento de ar gerada pelo deslocamento de ondas e a potência de ondas (ε), ambas determinadas a partir da amplitude A e frequência da onda ω . O modelo da dinâmica de ondas regulares utilizadas neste trabalho é determinado utilizando os efeitos de radiação, incidência de ondas e difração, a serem apresentados no item 3.3.

O cálculo do rendimento (η) apresentado no item no 3.3 é determinado a partir da relação entre a potência da turbina e a potência das ondas oceânicas.

Para o sistema em malha aberta, a massa de ar passa pela turbina sem a obstrução da válvula borboleta, porém com restrição à passagem de ar gerada pela redução de área da câmara para o duto de acesso a turbina. Dessa forma, a determinação da massa de ar que passa pela turbina pode ser compreendida como a vazão e a perda de carga obtida para uma válvula fixa na posição totalmente aberta, ou seja, exclusivamente pela redução de área de passagem.

Para o sistema em malha fechada, o controlador u indica a abertura da borboleta na válvula, possibilitando a redução da área efetiva de passagem do ar e alterando a massa de ar que passa para a turbina. Assim a pressão na turbina é regulada a um valor ideal. A ação de controle é determinada pelo erro entre a pressão ideal da turbina e o sinal de realimentação do sensor de pressão na turbina. O sensor é modelado como um atraso de primeira ordem. Estes modelos serão apresentados na seção 3.4. Nas próximas seções será apresentado o detalhamento de cada um dos modelos mencionados acima.

O primeiro modelo matemático que deve ser definido é o da equação principal que governa o sistema. Neste trabalho utiliza-se o conceito de balanço de massa para sistema com variação de volume de controle, a ser apresentado na seção a seguir.

3.2 BALANÇO DE MASSA

A descrição matemática do funcionamento do sistema é obtida por meio da aplicação da lei de conservação de massa.

Brunetti (2005) mostra a importância na determinação de um método para a definição do observador para um problema em mecânica dos fluidos. Assim, a definição do observador permite analisar um sistema de regime variado como permanente se for apropriado.

Em trabalhos como o de Linsingen (2008), os sistemas hidráulicos e pneumáticos são tratados como regime permanente independente da presença de válvulas ou outras restrições.

Nesta dissertação será utilizado o método euleriano que adota a referência móvel e deformável do volume de controle, quando toda a superfície ou parte dela se move durante o processo.

Em Brunetti (2005) é utilizada a definição de volume de controle para regime permanente e a hipótese de utilização de gases ideais, obtendo a análise da conservação de massa para volume de controle variável conforme a configuração da Figura 33.

Figura 33 - Esquema de volume de controle variável.

Fonte: Autor.

Para um sistema com variação da densidade e do volume, podemos dizer que a massa de ar m , é determinada por:

$$m = \rho \cdot V \quad (1)$$

Sendo m a massa, ρ a densidade e V o volume.

Considerando que há variação da massa dentro do volume de controle, variação da densidade e de volume no tempo obtém-se:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d(\rho \cdot V)}{dt} \quad (2)$$

Sendo densidade e volume variantes no tempo, têm-se:

$$\frac{dm}{dt} = \rho \cdot \frac{dV}{dt} + V \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (3)$$

O volume de controle utilizado nesta dissertação é delimitado pelos limites físicos da câmara e da superfície onde há interface com as ondas.

A equação (3) é a base utilizada para o modelo do comportamento dinâmico do sistema e o cálculo de cada uma de suas componentes será apresentado nas próximas seções.

3.3 MODELO DE INTERAÇÕES DE CORPOS FIXOS E ONDAS OCEÂNICAS

A dinâmica de ondas regulares é baseada no modelo de interação de corpos fixos e ondas oceânicas, que tem como objetivo obter a taxa de variação na vazão de ar deslocado pela variação na elevação da superfície livre de ondas (q) que ocorre dentro da câmara.

Considerando ondas com amplitude pequena em relação ao comprimento, água do mar dada como fluido ideal, homogêneo, incompressível e definido que não há interação entre ondas; para teoria de ondas lineares a taxa de variação do ar é dada por Falcão e Justino (1999), Evans (1982) e Falcão (2002), pode-se dizer que (q) é dado por:

(4)

$$q = q_{in} + q_{rx} + q_r$$

Sendo que q_{in} é a taxa de variação na vazão de ar deslocado pelo fenômeno de difração devido à ação de ondas incidentes, q_{rx} é a taxa de variação na vazão de ar deslocado pelo fenômeno de reflexão e que q_r é a taxa de variação na vazão de ar deslocado pelo fenômeno de radiação.

A difração modela o efeito hidrodinâmico da ação de ondas incidentes dentro da câmara mantendo pressão interna igual à atmosférica. Na difração leva-se em conta o efeito de objetos imersos no fluxo de água. A reflexão modela o efeito de paredes e a sua mudança de direção ou sentido da onda ao atingir uma superfície.

A radiação modela a criação de ondas por interferências externas como a movimentação de corpos imersos ou nesse caso, devido à variação de pressão da câmara na superfície da água. Na Figura 34 são ilustrados os efeitos de onda apresentados.

Fonte: PBSLearningmedia (2015 - modificado).

Considerando-se as hipóteses adotadas, os efeitos dos fenômenos podem ser determinados para cada superfície da estrutura em contato com as ondas, permitindo a obtenção dos potenciais totais de radiação, difração e reflexão.

Avaliando os sistemas de coluna de água oscilante fixos à costa e cada potencial conforme Falnes (2002), Evans (1982) e Falcão e Justino (1999), obtém-se os efeitos hidrodinâmicos. A Figura 35 apresenta a denominação das superfícies utilizadas na modelagem do efeito de onda.

Figura 35 - Sistema de coluna de água oscilante.

Admitem-se as seguintes hipóteses para avaliação do sistema:

- As ondas são unidirecionais com propagação no sentido positivo de x ;
- A profundidade é admitida como constante h ao longo de toda a câmara;
- A parede traseira da câmara é considerada totalmente refletora;
- O arrasto é negligenciado na parede dianteira;
- A espessura da parede dianteira é considerada estreita o suficiente para que a difração possa ser negligenciada.

A taxa de variação de vazão de ar devido a cada fenômeno para a configuração de câmara utilizada é apresentada a seguir.

A taxa de variação do volume deslocado por radiação (q_r) é calculada pela convolução da função de transferência da resposta ao impulso g_{rr} e o sinal de pressão do ar no interior da câmara (p) (FALCÃO; JUSTINO, 1999; EVANS, 1982):

$$q_r(t) = \int_{-\infty}^t g_{rr}(t - \tau) \cdot p(\tau) \cdot d\tau \quad (5)$$

onde τ é uma unidade de tempo.

De forma que g_{rr} é dado por:

$$g_{rr}(t) = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} B(\omega) \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot d\omega \quad (6)$$

O coeficiente B foi determinado de forma empírica por Falcão e Justino (1999), para uma câmara de dimensões e forma conhecida, tem-se que:

$$B = -\frac{2 \cdot \omega \cdot \mu \cdot b}{\rho_{\text{água}} \cdot g \cdot k} \cdot \text{sen}^2(k \cdot a) \quad (7)$$

onde μ é a relação de dispersão da onda, a é o comprimento da câmara, b largura da câmara, $\rho_{\text{água}}$ é a densidade da água salgada à CNTP e k é o número de onda.

A relação de dispersão (μ) é dada por:

$$\mu = \frac{1}{1 + \sigma \cdot h \cdot \cosh^2(k \cdot h)} \quad (8)$$

onde h é a profundidade e:

$$\sigma = \frac{\omega^2}{g} \quad (9)$$

Para ondas regulares a elevação da superfície é determinada por uma senóide, conforme Figura 36.

Figura 36 - Perfil de onda regular.

Fonte: Autor.

A equação da elevação da superfície pode ser determinada por:

$$\zeta(x, t) = A \cdot \text{sen}(\omega \cdot t - k \cdot x + \theta) \quad (10)$$

onde ζ é a elevação, A é amplitude da onda, t é o tempo, x a posição e θ a defasagem da onda.

Considerando que para o cálculo da taxa de variação do volume deslocado pela difração de ondas incidentes na câmara têm-se ondas incidentes apenas na direção x e negligencia-se a difração da parede traseira, a taxa pode ser determinada pela elevação da superfície livre ao longo do comprimento da câmara. Usualmente sobrepõem-se os efeitos da difração (q_{in}) e da reflexão (q_{rx}) na parede traseira, sendo:

$$q_i = q_{in} + q_{rx} \quad (11)$$

Portanto, tem-se pela expressão de Falcão e Justino (1999):

$$q_i(t) = \frac{2 \cdot A \cdot b \cdot \omega}{k} \cdot \text{sen}(2 \cdot k \cdot a) \cdot \cos(\omega \cdot t + \theta) \quad (12)$$

Considerando a equação (4) e as determinações acima, tem-se que a taxa de variação da vazão de ar deslocado pela ação de ondas é dada por:

(13)

$$q(t) = \frac{2 \cdot A \cdot b \cdot \omega}{k} \cdot \text{sen}(2 \cdot k \cdot a) \cdot \cos(\omega \cdot t + \theta) + \int_{-\infty}^t g_{rr}(t - \tau) \cdot p(\tau) \cdot d\tau$$

Para ondas regulares obtém-se a potência de onda disponível (E_d) em função da frequência angular (ω) e amplitude (A), conforme Falcão e Justino (1999):

(14)

$$E_d = \frac{A^2 \cdot b \cdot \rho_{\text{água}} \cdot g \cdot \omega}{4 \cdot \mu \cdot k}$$

O cálculo do rendimento do sistema (η) é determinado pela relação entre a potência pneumática na turbina e a potência de ondas, e é dada por:

(15)

$$\eta = \frac{\int_{t_1}^{t_1+\theta} Pot \cdot dt}{b \cdot \int_{t_1}^{t_1+\theta} E_d(t) \cdot dt}$$

onde Pot é a potência pneumática na turbina e E_d a potência de ondas.

Na próxima seção serão apresentados os modelos para o sistema de conversão.

3.4 MODELO CONVERSOR DO TIPO TURBINA DE DUPLA AÇÃO

Falcão e Justino (1999) apresentam os principais detalhes do modelo e resultados de simulação da Usina de Pico em Portugal, para o esquema da Figura 37, este também será utilizado como base para o modelo e avaliação dos resultados obtidos nas simulações desta dissertação.

Para o sistema de coluna de água oscilante tem-se que a movimentação das ondas incidentes dentro de uma câmara semi-submersa produz variação de pressão relativa de ar dentro da câmara. Devido à diferença de pressão entre a câmara e o ambiente ocorre o deslocamento do ar e movimentação das pás da turbina.

A válvula borboleta instalada antes da turbina permite o controle da vazão de ar que passa pela turbina e desta forma o controle da pressão na turbina.

No sistema de geração de energia utilizando turbinas como conversor, a maior preocupação é com o excesso de pressão e de velocidade do ar na entrada da turbina. Quando a pressão ideal de trabalho é excedida ocorre queda da densidade do ar mesmo com aumento da pressão, e há a possibilidade de descolamento da camada de ar das pás da turbina gerando quedas consideráveis de rendimento do sistema. Em Falcão e Justino (1999) é apresentado um comparativo contendo duas formas de limitação da pressão na turbina com objetivo de aumentar a eficiência do sistema. Os componentes limitadores analisados foram a válvula borboleta antes do rotor da turbina e uma válvula de alívio de pressão localizada na câmara. Nesta dissertação optou-se pelo uso da válvula de borboleta.

Figura 37 - Esquema de câmara de coluna de água oscilante.

Fonte: Falcão e Justino (1999 - modificado).

Um esquema do sistema a ser estudado é apresentado na Figura 37, onde dentro da câmara a pressão é p , a densidade à pressão interna da câmara é ρ_{ar}' e a temperatura na câmara é $T_{câmara}$.

A massa de ar que passa pela válvula é m_{ar} e p_v representa a perda de carga na válvula borboleta. A pressão relativa na turbina é representada por p_t .

Os parâmetros externos são a pressão ambiente p_{amb} , a temperatura ambiente é T_{amb} e a densidade do ar à temperatura e pressão ambiente é ρ_{ar} .

A variação da massa de ar dentro da câmara (m) é dada por:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{ar} \quad (16)$$

A variação do volume de controle de ar na câmara é determinada a partir da variação da elevação das ondas na geometria da câmara, indicada pela taxa de variação da vazão em volume de ar deslocado pela ação das ondas oceânicas (q) apresentada na seção 3.3, sendo:

$$\frac{dV}{dt} = q \quad (17)$$

A variação do fluxo de ar $\dot{m}_{ar}$ é determinada pela diferença entre o volume de controle e a taxa de variação da superfície livre das ondas (q). Como $\dot{m}_{ar}$ é adotada como positiva no sentido de saída da câmara, nessa condição q tem que deslocar no sentido positivo da direção z tornando q positivo. Como o volume de controle requer sinal inverso a q para gerar a diferença, defini-se que o termo $V \cdot \frac{d\rho}{dt}$ é negativo para $\dot{m}_{ar}$ positiva. Desta forma, baseado na equação (3), têm-se:

$$\dot{m}_{ar} = -V \cdot \frac{d\rho}{dt} + \rho \cdot q \quad (18)$$

A equação (18) representa a equação dinâmica do sistema.

Expandindo q conforme a equação (13) e alterando as vazões de unidade de massa para volume, tem-se:

$$\frac{V}{\rho'_{ar}} \cdot \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{\rho'_{ar}} \cdot \dot{m}_{ar} - \int_{-\infty}^t g_{rr}(t - \tau) \cdot p(\tau) \cdot d\tau - \frac{2 \cdot A \cdot b \cdot \omega}{k} \cdot \text{sen}(2 \cdot k \cdot a) \cdot \cos(\omega \cdot t + \theta) = 0 \quad (19)$$

Considerando o ar como um gás ideal, a partir da lei de gases ideais a relação entre pressão, temperatura e densidade, é dada por:

(20)

$$R \cdot T_{camara} = \frac{p}{\rho'_{ar}}$$

onde R é a constante universal dos gases.

A densidade do ar dentro da câmara (ρ'_{ar}) é composta pela densidade do ar em condições incompressíveis (ρ_{ar}) mais a variação da densidade ($d\rho_{ar}$) devido à pressão no sistema compressível.

(21)

$$\rho'_{ar} = \rho_{ar} + d\rho_{ar}$$

A pressão interna da câmara (p) é composta pela pressão ambiente (p_{amb}) mais a variação de pressão do ar dentro da câmara (dp).

(22)

$$p = p_{amb} + dp$$

O volume de ar na câmara é dado em função da somatória do volume inicial ou volume morto (V_0) mais a variação do volume (dV), de forma que:

(23)

$$V = V_0 + dV$$

Supõe-se que a pressão interna é igual em todo o volume da câmara e que não há trocas de calor nos processos do sistema. Portanto, a temperatura interna (T_{camara}) pode ser considerada constante e igual a temperatura ambiente durante toda a simulação ($T_{camara} = T_{ambiente}$). Com as hipóteses adotadas têm-se a equação completa a partir da equação (19):

(24)

$$\frac{(V_0 + dV)}{(\rho_{ar} + d\rho_{ar})} \cdot \frac{1}{\gamma \cdot \frac{(p_{amb} + dp)}{(\rho_{ar} + d\rho_{ar})}} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{\dot{m}_{ar}}{(\rho_{ar} + d\rho_{ar})} - \int_{-\infty}^t g_{rr}(t - \tau) \cdot p(\tau) \cdot d\tau - q_i(t) = 0$$

A variação da densidade do ar no tempo pode ser determinada pela variação da entropia e da pressão dentro da câmara em função do tempo.

(25)

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{c_p} \cdot \frac{ds_a}{dt} + \frac{1}{\gamma \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp}{dt}$$

onde c_p é o calor específico à pressão constante, s_a é a entropia e γ é o coeficiente de expansão adiabática do ar.

A equação (25) pode ser simplificada para o cálculo da variação da densidade do ar. Negligenciando-se a variação da densidade do ar em função da variação da entropia, a variação da densidade é dada exclusivamente pela variação da pressão. O erro no modelo de pressão após a introdução desta simplificação foi de apenas 1%, segundo Falcão e Justino (1999).

Desta forma de (25), têm-se:

(26)

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{\gamma \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp}{dt}$$

Portanto da equação (21):

(27)

$$\rho'_{ar} = \rho_{ar} + \frac{1}{\gamma_{ar} \cdot R \cdot T_{amb}} \cdot dp$$

Os termos que compõem as equações (22) e (23) denominados dp e dV avaliam respectivamente os efeitos da variação da pressão e do volume no cálculo da pressão e volume de ar dentro da câmara. Conforme Falcão e Justino (1999), eles podem ser desconsiderados pois os efeitos da variação do volume e da pressão já são calculados no balanço de massa. De forma que as equações (22) e (23) passam a ser:

(28)

$$p = p_{amb}$$

(29)

$$V = V_0$$

Aplicando as hipóteses apresentadas acima, a equação principal para resposta do sistema linear, é dada por:

$$\frac{V_o}{\gamma \cdot p_{amb}} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar}} - \int_{-\infty}^t g_{rr}(t - \tau) \cdot p(\tau) \cdot d\tau - \frac{2 \cdot A \cdot b \cdot \omega}{k} \cdot \text{sen}(2 \cdot k \cdot a) \cdot \cos(\omega \cdot t + \theta) = 0 \quad (30)$$

Conhecidos todos os parâmetros e realizando o processo de integração da equação acima, obtêm-se a pressão p na câmara. A pressão na turbina p_t é determinada pela pressão na câmara menos a perda de carga na restrição de passagem pela válvula borboleta p_v , cujo cálculo será apresentado mais à frente nesta seção.

$$p_t = p - p_v \quad (31)$$

Conhecida a pressão na turbina determina-se a sua potência a partir dos coeficientes adimensionais e curvas características da teoria de turbinas (SANTOS, 2007; FALCÃO; JUSTINO, 1999). Os coeficientes adimensionais são:

$$\text{para vazão : } \Phi = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} \cdot N \cdot D^3} \quad (32)$$

$$\text{para pressão : } \psi = \frac{p_t}{\rho_{ar} \cdot N^2 \cdot D^2} \quad (33)$$

$$\text{para potência: } \Pi = \frac{Pot}{\rho_{ar} \cdot N^3 \cdot D^5} \quad (34)$$

Os coeficientes são obtidos em função da vazão em massa que passa pela turbina ($\dot{m}_{ar}$), da densidade do ar (ρ_{ar}), da velocidade angular da turbina (N), do diâmetro do rotor (D), da potência da turbina (Pot) e da pressão na turbina (p_t).

Portanto, conhecida a pressão na turbina, a velocidade angular, os parâmetros de diâmetro do rotor e a relação entre os coeficientes de pressão e potência, obtêm-se a potência da turbina. As relações entre os coeficientes são dadas pelas curvas de desempenho que são características de cada turbina.

As curvas características utilizadas em Falcão e Justino (1999) são similares às da turbina de dupla ação instalada na usina de Pico em Portugal. As mesmas curvas, ilustradas nas Figuras 38 e 39, são utilizadas nesta dissertação:

Figura 38 - Curva adimensional do coeficiente de vazão (Φ) por coeficiente de pressão (ψ).

Fonte: Falcão e Justino (1999).

Figura 39 - Curva adimensional de coeficiente de potência (Π) por coeficiente de pressão (ψ).

Fonte: Falcão e Justino (1999).

A concatenação das equações adimensionais de potência e pressão é feita pela relação entre os coeficientes ψ e Π dados nas equações (33) e (34) e a curva da Figura 39, e é dada por:

(35)

$$Pot = p_t(t).f(\psi, \Pi).N.D^3$$

A concatenação entre os coeficientes adimensionais de vazão e pressão é determinada pelas equações (32) e (33) e a curva da Figura 38, é dada em detalhe na Figura 40.

Figura 40 - Curva adimensional do coeficiente de vazão (Φ) por coeficiente de pressão (ψ), para determinação do *fatorT*.

Fonte: Falcão e Justino (1999 – modificado).

Pela equação da reta, temos:

$$(\Phi - \Phi_0) = \text{fatorT} \cdot (\psi - \psi_0) \quad (36)$$

onde:

$$\text{fatorT} = f(\psi, \Phi) = \frac{(\Phi - \Phi_0)}{(\psi - \psi_0)} \quad (37)$$

A taxa de variação da massa de ar na válvula borboleta é dada por Falcão e Justino (1999):

(38)

$$\dot{m}_{ar} = u \cdot A_v \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{ar} \cdot |p_v|}$$

onde u é a variável de controle que determina a posição da borboleta, A_v é a área de passagem de ar pela válvula. O produto $(u \cdot A_v)$ determina a área efetiva de passagem conforme a variação da posição da borboleta. O parâmetro ρ_{ar} é a densidade do ar na válvula e p_v é a perda de carga na válvula. Para o sistema sem controle não há atuação da válvula e portanto o valor de u é fixo a 100% de área efetiva de passagem de ar.

Vale observar que a utilização de uma válvula borboleta adiciona não linearidades a dinâmica da planta. As não linearidades são de saturação da borboleta e a determinação da massa de ar que é calculada em função da pressão p_v que depende da pressão na câmara, ou seja, têm-se indiretamente $\sqrt{p}$.

Para o sistema em malha fechada, a posição da borboleta u é determinada pelo controlador, alterando a massa de ar que passa pela turbina através da variação da posição da borboleta. A determinação da perda de carga na válvula será apresentada no final desta seção.

Nas simulações, a densidade do ar ρ_{ar} foi igualada à densidade do ar à CNPT, devido à codependência na determinação da densidade de ar na válvula, a massa de ar e a velocidade do ar.

O erro porcentual encontrado entre a densidade do ar na válvula obtido em função da pressão na câmara e a densidade simplificada mantida fixa à CNTP foi de no máximo 0,23%.

A determinação da perda de carga da válvula é baseada na análise do comportamento do sistema nos pontos 1 e 2, conforme Figura 41.

Figura 41 – Detalhe da válvula borboleta e pontos de referência.

Fonte: Autor.

Analisando o sistema e admitindo-se as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Regime permanente;
- Não há perdas por atrito no escoamento do fluido (fluido ideal);
- Propriedades uniformes nas seções;
- Sem trocas de calor.

Tem-se que:

$$H_2 = H_1 + H_p \quad (39)$$

onde H é carga total na seção 1 e 2, H_p é a perda de carga entre os pontos 1 e 2 em metros. Pela equação de Bernoulli vem:

$$\frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 = \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + H_p \quad (40)$$

onde v é a velocidade do ar, p é a sua pressão e z é a posição vertical dos pontos considerados.

Considerando a câmara como um tanque de grandes proporções tem-se que a velocidade no ponto 1 pode ser considerada nula ($v_1 = 0$). Propõe-se também negligenciar o fenômeno da aderência e impor a hipótese de escoamento uniforme na seção.

Considerando que a diferença de altura (z) entre os pontos 1 e 2 é desprezível em relação às dimensões da câmara, obtêm-se a diferença de pressão nos pontos 1 e 2 em função da velocidade do ar no ponto 2 e da perda de carga H_p :

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = H_p - \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \quad (41)$$

Sabendo que variação de pressão entre os pontos 1 e 2 é representada pela perda de carga na válvula, escreve-se:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = p_v \quad (42)$$

Reorganizando a equação (41), vem:

$$p_v = \gamma \cdot \left(H_p - \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \right) \quad (43)$$

Desta forma, a queda de pressão na válvula borboleta é determinada se forem conhecidas a perda de carga manométrica antes e depois da válvula, e se for conhecida a velocidade do ar no ponto 2.

A determinação da perda de carga manométrica é dada pela perda de carga na singularidade da válvula e suas características construtivas. Portanto, têm-se (GOBAIN, 2015):

$$H_p = \frac{K_v \cdot v_2^2}{2 \cdot g} \quad (44)$$

onde K_v é o fator de perda de carga característico da válvula borboleta. Substituindo a equação (44) na equação (43), vem:

$$p_v = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma \cdot (K_v - 1) \quad (45)$$

Para a determinação da velocidade no ponto 2 utiliza-se a relação entre velocidade, vazão em volume e área da seção, conforme a expressão:

(46)

$$v_2 = \frac{\frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar}}}{A_v}$$

3.5 SÍNTESE DE CONTROLADORES

O controlador envia ordens de controle para o acionamento da válvula borboleta montada entre a câmara e a turbina. O objetivo do controlador é alcançar e manter a pressão no ponto ideal de trabalho maximizando a eficiência da turbina.

O erro entre a pressão ideal e o sinal do sensor que mede a pressão da turbina é enviado ao controlador que determina a posição da borboleta. O fluxograma simplificado para o sistema é apresentado Figura 42.

Figura 42 – Fluxograma simplificado para simulação do sistema completo com entrada, controlador e realimentação por sensor.

Fonte: Autor.

Para a implementação do sistema de controle conforme Figura 42, é necessário medir a pressão da turbina p_t e realimentá-la para a determinação do erro em relação à pressão ideal de trabalho. A realimentação do sistema em malha fechada será negativa e feita por um sensor de pressão montado na turbina. Este sensor será modelado por um atraso de resposta com uma constante de tempo de cinco segundos, conforme modelo:

(47)

$$h(t) = \frac{1}{5} \cdot e^{-t/5}$$

O acionamento da válvula borboleta é realizado por um motor elétrico e assume-se a hipótese de que o motor tem resposta muito mais rápida que a dinâmica da planta.

Para a definição da entrada de referência desejada, adota-se que o ponto ideal de trabalho é definido pelo pico da curva adimensional do coeficiente de potência (Π) pelo coeficiente de pressão (ψ), apresentadas na seção 3.4 desta dissertação.

Para a síntese de controladores é necessário determinar o tipo de controlador, suas características e sua sintonia.

Na aplicação em uma usina real, o período e a amplitude de onda variam constantemente, portanto procura-se um controlador rápido de alta sensibilidade e capaz de se adaptar rapidamente as alterações das ondas incidentes. Além disso, o sistema não apresenta risco ao ultrapassar a pressão ideal, há apenas breve redução de rendimento caso isso ocorra. Sendo assim o sobressinal não é um parâmetro determinante na avaliação do controlador. Outra característica importante é que o controlador está frequentemente em condição de transitório e dificilmente terá oportunidade de atenuar o erro em regime permanente. Sendo assim o erro em regime permanente é pouco determinante na definição do controlador. Considerando esta análise, nesta dissertação foi definido que o controlador a ser empregado é do tipo proporcional e derivativo (PD). O controlador PD permite atuação antes que o erro atuante atinja seu valor final, prevendo uma ação de controle. O controlador PD apresenta alta sensibilidade a sistemas altamente transitórios permitindo uma adequação rápida ao modelo com não linearidades.

O controlador $\hat{u}$ será composto pelos ganhos proporcionais (K_p) e derivativos (K_d), de forma que o controlador terá a forma:

$$u = e \cdot K_p + \dot{e} \cdot K_d \quad (48)$$

Existem diversas técnicas para a determinação dos ganhos do controlador PD, porém muitas destas não são adequadas nesta aplicação. Por exemplo, o sistema não apresenta respostas nos padrões do método de Ziegler-Nichols, o que impede seu uso.

Para a utilização da alocação de pólos é necessário que a dinâmica da planta seja bem conhecida e os polos desejados sejam conhecidos. Nesta dissertação, os polos desejados não são conhecidos e nem indicados em nenhuma literatura complementar.

Portanto não são conhecidas as especificações ou resposta do sistema que maximizem o rendimento. Sendo assim, os métodos tradicionais de sintonia não foram considerados para esta aplicação.

Outros métodos para projeto de controladores de forma analítica, geométrica ou através de parâmetros de desempenho, podem não ser precisos o suficiente devido aos diversos parâmetros variáveis no tempo e não linearidades presentes no modelo. Nesta dissertação optou-se por um procedimento de busca exaustiva para sintonia do controlador a ser apresentada junto aos resultados da simulação com controlador na seção 4.3.

4 SIMULAÇÃO

O sistema dinâmico é simulado numericamente em plataforma usando um 'software' de prateleira (Matlab) com o objetivo de avaliar a resposta dinâmica do sistema e o desempenho na conversão de energia considerando diferentes condições oceânicas e controladores alternativos.

Inicialmente, o modelo da dinâmica dentro da câmara e a resposta à perturbação das ondas foram validados comparando-se os resultados obtidos a uma aquisição efetuada nas mesmas condições apresentada em Le.Crom et. al (2009).

Na simulação seguinte, foram inseridos os modelos para determinação da potência da turbina, a válvula borboleta e o sistema de controle para comparativo de rendimento entre um sistema com controlador e outro sem. O objetivo é avaliar os benefícios no desempenho do sistema com controlador atuando na válvula borboleta.

Os resultados finais serão apresentados para ondas regulares, ondas de amplitude variável e por último serão discutidas possíveis otimizações na configuração do sistema, buscando atender as condições oceânicas disponíveis na região de Pecém no Brasil.

Por facilidade a equação (30) que modela a dinâmica da câmara é reproduzida abaixo:

$$\frac{V_o}{\gamma \cdot p_{amb}} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar}} - \int_{-\infty}^t g_r(t - \tau) \cdot p(\tau) \cdot d\tau - \frac{2 \cdot A \cdot b \cdot \omega}{k} \cdot \text{sen}(2 \cdot k \cdot a) \cdot \cos(\omega \cdot t + \theta) = 0$$

onde a pressão na câmara é dada em função dos termos invariantes no tempo ($V_o, p_{amb}, \gamma, \rho_{ar}$) e variantes no tempo (q e $\dot{m}_{ar}$).

A equação dinâmica do sistema é rearranjada e reescrita introduzindo-se o sinal de saída do controlador, denominado u :

$$\dot{p} = \left(-\frac{u \cdot \dot{m}_{ar}}{\rho_{ar}} + \int_{-\infty}^t g_r(t - \tau) \cdot p(\tau) \cdot d\tau + \frac{2 \cdot A \cdot b \cdot \omega}{k} \cdot \text{sen}(2 \cdot k \cdot a) \cdot \cos(\omega \cdot t + \theta) \right) \cdot \frac{\gamma \cdot p_{amb}}{V_o} \quad (49)$$

Na condição inicial, o volume deslocável na câmara está em sua posição inicial e com variação nula ($dV(0) = 0$) é o volume morto câmara.

O sistema completo com a equação acima e as complementares é não linear e invariante no tempo, desta forma, será simulador no tempo e não na frequência, evitando perda de informações que podem afetar a resposta dinâmica.

Os principais parâmetros de entrada ambiente estão à CNTP e os dados planta são conforme os da Usina de Pico, retirados de Falcão e Justino (1999). As principais informações foram compiladas na Tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros utilizados na simulação.

Descrição parâmetro	Variável	Valor
Frequência de ondas	f	0,086 rad/s
Amplitude de onda	A	1,5 m
Profundidade	h	8 m
Comprimento	a	12 m
Largura	b	12 m
Volume morto	V_0	1050 m ³
Diâmetro do rotor	D	2,3 m
Velocidade angular do rotor	N	157 rad/s
Pressão ambiente	P_{amb}	1013.10 ⁵ N/m ²
Temperatura ambiente	$T_{ambiente}$	23 ° C
Densidade da água	$\rho_{\text{água}}$	1,025. 10 ³ kg.m ⁻³
Densidade do ar	ρ_{ar}	1,2 kg.m ⁻³
Constante universal dos gases	R	287 m ² /K.s ²
Coeficiente do ar	γ	1,4
Fator da turbina	$fatorT$	0,7143

Fonte: Autor.

Pode-se definir diferentes condições oceânicas o que permite verificar a robustez do sistema de controle. As condições especificam valores de altura significativa de ondas oceânicas e frequência de oscilação para a onda regulares, conforme a Tabela 3.

Tabela 3 - Condições oceânicas utilizadas na simulação.

	Altura significativa	Frequência
	[m]	[rad/s]
Calmo	0,30	1,000
Moderado	1,50	0,086
Frequente	1,50	0,167
Agitado	3,25	0,050
Alto	5,00	0,050

Fonte: Autor.

As condições de oceano calmo induzem as menores amplitudes e a maior frequência de todos os casos escolhidos. A condição de mar moderado foi usada para validar o modelo. A condição de mar denominada como frequente é apresentada no trabalho de Beserra (2007) e representa o perfil de maior incidência na região de Pecém no nordeste brasileiro. O detalhe da ocorrência de ondas em amplitude e frequência para a região de Pecém é apresentado na Figura 43.

Figura 43 - Ocorrência de ondas em Pecém por amplitude e frequência.

Fonte: Beserra (2007- modificado).

As condições agitado e alto são as condições com maior altura significativa e permitem analisar o sistema com pressão superior a pressão ideal de trabalho da turbina. São nestas condições que se esperam os benefícios na utilização de um sistema em malha fechada.

4.1 SIMULAÇÃO DA PLANTA COM TURBINA DESATIVADA

Inicia-se com a validação do modelo da dinâmica do fluxo de ar e da perturbação. Neste caso considera-se o sistema com a válvula fechada e a turbina parada. Um fluxograma simplificado é apresentado na Figura 44.

Figura 44 – Fluxograma simplificado para simulação com a turbina desativada.

Fonte: Autor.

Um procedimento similar foi feito por Le.Crom et. al(2009), comparando o modelo com aquisições reais realizadas na própria planta de Pico. O comparativo foi utilizado para obtenção de um modelo de predição de ondas a partir de um sensor de pressão na câmara.

A dinâmica neste caso passa a ser baseada na equação (30), porém apenas com os efeitos da perturbação e a dinâmica de variação da pressão na câmara, de forma que têm-se:

$$\frac{V_o}{\gamma \cdot p_{amb}} \cdot \frac{dp}{dt} - \int_{-\infty}^t g_r(t - \tau) \cdot p(\tau) \cdot d\tau - q_i(t) = 0 \quad (50)$$

Utilizando os parâmetros da Tabela 2, obtêm-se a variação de pressão p no tempo, conforme apresentado na Figura 45.

Figura 45 - Variação da pressão instantânea dentro da câmara.

A pressão relativa dentro da câmara é obtida pela integração da variação da pressão instantânea e é dada na Figura 46.

Figura 46 - Resposta da pressão da câmara.

Os resultados encontrados acima podem ser comparados aos resultados obtidos em Le.Crom et. al (2009) para medições reais contra resultados do modelo. No trabalho

de Le.Crom et. al (2009) é simulado um modelo de coluna de água oscilante visando à criação de um modelo preditivo de ondas a partir da mediação de pressão na câmara. Na figura abaixo se têm os resultados obtidos ao se comparar seu modelo à medições de pressão e elevação na câmara de Pico.

Figura 47 - À esquerda, elevação das ondas da região: modelo e medições reais. À direita, pressão medida na câmara: dados medidos na Usina de Pico em Portugal com a válvula fechada e turbina parada.

Fonte: Le.Crom et. al (2009 – traduzido).

Os resultados obtidos nesta dissertação, apresentados na Figura 46, apresentam ordem de grandeza similar às medições reais da instalação, Figura 47. É importante ressaltar que um modelo simplificado e com ondas regulares é diferente do caso da usina real. Como o objetivo desta dissertação é a avaliação de possíveis controladores e o comparativo do desempenho entre eles, considera-se que o modelo apresenta resultados aceitáveis para o objetivo previsto.

4.2 SIMULAÇÃO DO SISTEMA SEM CONTROLADOR

Uma vez validado o modelo da simulação da perturbação e a dinâmica do ar, avaliam-se as dinâmicas da turbina e o modelo de restrição para a válvula borboleta utilizada pelo controlador.

Nesta dissertação foi utilizada a curva de fator de perda de carga da válvula (adimensional) por ângulo de abertura da borboleta, conforme Figura 48.

Figura 48 - Fator de perda de carga pela restrição da válvula borboleta. À direita, em detalhe.

Fonte: Autor.

O sistema acima é simulado considerando os dados da Tabela 3 e parâmetros da Tabela 2. A simulação do sistema sem controlador com restrição de área de passagem de ar (devido ao duto de acesso à turbina), será realizada utilizando o modelo de válvula, porém com a borboleta travada aberta ($u=100\%$). A ilustração simplificada do sistema é apresentada na Figura 49.

Figura 49 - Fluxograma simplificado para simulação do sistema sem controlador (válvula travada aberta $u=100\%$).

Fonte: Autor.

Para a avaliação de desempenho do sistema, os valores de rendimento e potência são considerados os parâmetros de saída relevantes. Através do comparativo destes nas diferentes condições é possível avaliar a resposta do sistema a cada alteração. A

determinação da potência e do rendimento são baseadas na resposta da turbina e a potência de onda de entrada, conforme apresentado no capítulo 3.

Os resultados desta simulação foram separados para o sistema com baixo carregamento, que são representados pelos perfis de onda oceânica para mar calmo, moderado e frequente, e para alto carregamento pelos perfis agitado e alto.

Os resultados do primeiro grupo são disponibilizados na Figura 50.

Figura 50 - Simulação sem controlador para casos de baixo carregamento.

Fonte: Autor.

Os resultados, apresentados na Figura 50 e simulados para o caso de mar calmo, indicam resposta em pressão com baixa magnitude e alta frequência. Nos casos frequente e moderado, foram obtidos picos de pressão acima de 7 kPa e 6 kPa, respectivamente. O rendimento para o caso de mar moderado ultrapassa 25% e em seguida mantém um valor médio entre 20 e 25%. O caso de mar frequente tem rendimento que ultrapassa 15% e mantém média entre 10 e 15%. O caso de mar calmo tem rendimento mantido sempre abaixo de 10%. Em termos de potência, foram obtidos picos de 400 kW para o caso frequente e aproximadamente 300kW para o caso de mar moderado.

Observa-se que a energia convertida é baseada não apenas no pico de potência, mas especialmente pela área da curva da potência instantânea e respectiva frequência de saída.

A Figura 51 apresenta resultados de Falcão e Justino (1999) para o caso de mar moderado. Nesta figura a ordenada à esquerda indica a variação da entropia (s_a) e à direita a pressão na turbina (p_t) por tempo de simulação.

Figura 51 - Simulação para conversor do tipo turbina de dupla ação para mar irregular. Curvas de pressão (linha tracejada) e entropia (linha contínua) do ar dentro da câmara.

Fonte: Falcão e Justino (1999 - traduzida).

Observa-se que a diferença de resultados entre as Figura 51 e Figura 50 pode ser atribuída principalmente ao fato de que os resultados obtidos na simulação da Figura 51 foram obtidos utilizando-se ondas irregulares com espectro de ondas da região de Pico em Portugal, enquanto que na simulação da Figura 50 foram utilizadas ondas regulares. Observa-se, porém, que a relação nos resultados entre os picos máximos, mínimos e a tendência de comportamento da pressão é similar. Para os casos de alto carregamento, os resultados são apresentados na Figura 52.

Figura 52 – Simulação sem controlador para casos de alto carregamento.

Fonte: Autor.

Nos casos de alto carregamento a pressão na turbina atinge valores próximos a 15 kPa para o caso de mar agitado e acima de 20kPa para o caso de mar alto.

Usando as curvas características da turbina, apresentadas na seção 3.4, observa-se que o pico de potência é obtido à pressão ideal de trabalho de 10,17 kPa, ou seja, em ambos os casos de alto carregamento a pressão de trabalho é excedida e há queda de rendimento.

O rendimento no caso agitado tem média próxima a 12% com pico de potência acima de 600 kW, enquanto que no caso alto têm-se pico de 5% com média próxima a 1% e potência acima de 600 kW.

Na próxima seção será avaliado o desempenho do sistema utilizando o controle da abertura da válvula borboleta para controle da pressão na turbina.

4.3 COMPARATIVO DE DESEMPENHO ENTRE O SISTEMA COM E SEM CONTROLADOR

Nesta seção serão apresentados os resultados do sistema com controle em comparação ao sistema sem controle apresentado anteriormente. Conforme apresentado na seção 3.5, esta aplicação requer a inclusão do sistema em malha fechada com sistema de controle para o ângulo da válvula borboleta, realimentação por sensor de pressão e a pressão ideal como entrada de referência.

O comparativo entre o sinal do sensor e a pressão de trabalho determina o erro a ser utilizado pelo controlador no cálculo da posição da borboleta. O fluxograma simplificado para o sistema é apresentado na Figura 53.

Figura 53 – Fluxograma simplificado para simulação do sistema completo com entrada, controlador e realimentação por sensor.

Fonte: Autor.

Para configuração do sistema PD é necessário definir a sintonia dos ganhos das parcelas proporcionais e derivativas.

Conforme definido, o método escolhido para o projeto dos ganhos do controlador no sistema é a sintonia dos parâmetros observando-se seu efeito na potência e

rendimento (busca exaustiva). Para a definição de cada ganho o outro ganho foi mantido fixo determinando a variação da resposta apenas em função do ganho modificado. Inicialmente foram simuladas variações no ganho proporcional com diferentes valores múltiplos de 10 (0,0001, 0,001....10000). Obtida a região com valores de ganho que geram o maior rendimento, iniciou-se o ajuste fino variando de forma unitária e decimal até que o melhor ganho fosse obtido. Definido o ganho proporcional iniciou-se a variação do ganho derivativo da mesma forma.

Na Figura 54 é apresentado um exemplo do processo de sintonia do ganho proporcional e derivativo com base no melhor desempenho para caso de mar moderado.

Figura 54 - Resultados em rendimento e potência para o caso de mar moderado variando o ganho proporcional.

Fonte: Autor.

Os ganhos de controle foram sintonizados observando a resposta do rendimento. Observa-se pela Figura 54, que a redução do ganho proporcional gera maior potência instantânea, porém com grande oscilação. Nesta condição, o rendimento na saída é menor que nos demais casos, todos estando sujeitos ao mesmo estado de mar. O aumento do ganho proporcional não trouxe melhoria no rendimento. As oscilações encontradas na potência são originadas pela alteração na dinâmica do sistema por

ganhos que podem ou não gerar aumento no rendimento, porém indicam que o atuador está reagindo de forma rápida, variando a pressão e potência de forma abrupta.

Figura 55 - Rendimento e potência para o caso de mar moderado variando o ganho derivativo.

Fonte: Autor.

Figura 55, ganhos derivativos baixos não melhoram o desempenho. O aumento do ganho derivativo aumentou a potência instantânea, porém a oscilação gerou queda no rendimento em relação às demais condições.

Após um ajuste fino, os melhores resultados em potência e rendimento foram os seguintes:

(51)

$$u = e.1,2 + \dot{e}.5$$

Definidos os valores para os coeficientes conforme a resposta do sistema, o próximo passo é avaliar o desempenho do sistema com controlador para cada tipo de perfil de ondas incidentes.

Os resultados serão apresentados em duas partes, a primeira contém o desempenho para os perfis de baixo carregamento (casos de mar calmo, frequente, moderado). Na segunda etapa, serão apresentados os resultados para alto carregamento (casos alto e agitado).

Figura 56 - Resultados para sistema com e sem controlador para os perfis de baixo carregamento.

Fonte: Autor.

Conforme apresentado na Figura 56, a melhora nos resultados de potência e rendimento para os casos de baixo carregamento é mínima. Nesta condição, o controlador mantém a válvula sempre aberta de forma a permitir o aumento da pressão na turbina, procurando levar a turbina ao limiar da pressão ideal (melhor ponto de trabalho da turbina).

É interessante observar que para estes casos, o rendimento do sistema é exclusivamente dependente da geometria da câmara e das características da turbina e não do controlador.

Para os casos de alto carregamento compostos pelos perfis de onda oceânicos altos e agitado, o sistema de controle é ativado sempre que a pressão ultrapassa o limiar crítico do ponto ideal de trabalho. Os resultados obtidos para estes casos podem ser observados na Figura 57.

Figura 57 - Resultados para sistema com e sem controlador para os perfis de alto carregamento.

Fonte: Autor.

Os resultados acima indicam a melhoria do rendimento em 7% nos pontos entre 100 e 150 segundos do caso de mar agitado e em 6,8% no caso alto, obtidos exclusivamente pela a ação do controlador. Apresentam também, uma curva de rendimento mais plana e constante que a dos sistemas sem controlador para ambos os casos de mar. Os valores de potência apresentam variação com picos em torno de 600 kW e 700 kW para agitado e alto, respectivamente. A oscilação nos resultados de alto carregamento é ocasionada pela ação da válvula borboleta que fecha para reduzir a pressão na turbina quando a pressão ideal é excedida. Quando a pressão na turbina cai abaixo da ideal, o controlador abre novamente a válvula borboleta aumentando a pressão. A velocidade com que essa ação ocorre é determinada pela velocidade do atuador, que neste caso foi assumido, para simplificação, com resposta imediata. Analisando os resultados e o aumento no rendimento, considera-se que o controlador PD melhorou o rendimento do sistema nestes dois casos.

Como as condições de carregamento são muito diferentes, foi analisada a possibilidade de utilização de ganhos escalonados³ no controlador de acordo com o perfil de ondas em vigor e escalonados a partir da pressão média na turbina. Os ganhos ideais obtidos por busca exaustiva foram pesquisados e determinados para cada um dos perfis de onda. Porém, não foram encontradas melhorias significativas no rendimento.

4.4 AVALIAÇÃO DE ROBUSTEZ DO CONTROLADOR SOB A AÇÃO DE ONDAS DE AMPLITUDE VARIÁVEL

Nesta seção propõe-se a avaliação da robustez do controlador linear em condições mais próximas as reais que as anteriores. Para tanto, foi adicionado um gerador aleatório de amplitude de ondas para os casos de alto carregamento (agitado e alto). Neste caso, a amplitude de ondas na entrada do sistema é alterada de forma aleatória dentro de uma faixa de valores de mais ou menos um metro em relação à amplitude de referência de cada caso. As amplitudes são alteradas após a finalização de um período de onda mantendo a forma de onda senóide até retornar a origem. Na Figura 58 é apresentado um demonstrativo da variação da amplitude na simulação.

³ Método conhecido em inglês como Gain Schedule.

Figura 58 – Variação da amplitude por tempo para casos Agitado e Alto. **Fonte: Autor.**

Os resultados serão apresentados Figura 59 para os casos de alto carregamento.

Figura 59 - Resultados para sistema controlado para os perfis de alta carga para ondas com variação de amplitude. **Fonte: Autor.**

Analisando os resultados, verifica-se que para o caso de mar agitado ocorreu redução do rendimento enquanto que no caso alto ocorreu aumento no rendimento. Nesta avaliação, mesmo com a nova condição de entrada, o rendimento não foi afetado significativamente mostrando robustez do sistema de controle e seu uso se prova como uma boa alternativa para usinas de ondas por coluna de água oscilantes e turbina de dupla ação. Sugere-se para trabalhos futuros que mais hipóteses simplificadoras sejam removidas e o comportamento do sistema seja aproximado cada vez mais à aplicação real.

4.5 AVALIAÇÃO DA RESPOSTA DO SISTEMA CONTENDO OTIMIZAÇÕES PARA INSTALAÇÃO DE UMA PLANTA NO BRASIL

Conforme observado nos resultados apresentados até o presente momento, o sistema com controlador linear tipo PD apresentou aumento no rendimento e melhora no desempenho para os casos onde a pressão na turbina é próxima da ideal e a atuação da borboleta é efetiva. Isto ocorre pois o sistema foi projetado para trabalhar na maior parte do tempo com uma configuração que favorece os casos alto e agitado, ou seja, pressão na turbina próxima a 10,17kPa.

Observando os diagramas que indicam a distribuição da ocorrência da amplitude e da frequência mais comuns à região de Pecém (Figura 43), nota-se que os perfis de onda tipo alto e moderado não são casos comuns na costa do Brasil, sendo o caso de ondas oceânicas mais comuns na região de Pecém o frequente com $A = 1,5m$ e $\omega = 0,167 Hz$. Nesta seção será analisada a possibilidade de alterações nas características do sistema buscando melhora no rendimento para a faixa de trabalho do caso frequente mantendo o mesmo controlador das seções anteriores.

A primeira proposta consiste em alterar a curva característica da turbina para operação em pressão ideal adequada a condição de mar frequente. Esta adequação deu origem à curva apresentada na Figura 60, comparada à curva característica de Pico apresentada na seção 3.4.

Figura 60 – Curva característica de Pico e a proposta otimizada para a região de Pecém.

Fonte: Autor.

Aplicando estas alterações no sistema com controlador PD para ondas regulares, conforme seção 4.3, apresenta-se o comparativo de resultados na Figura 61.

Figura 61 – Rendimento do sistema com a curva característica de Pico contra a proposta otimizada para a região de Pecém.

Fonte: Autor.

A pressão máxima na turbina é mostrada em detalhe na Figura 62. Observa-se que com a nova turbina a pressão ideal de trabalho é reduzida e alcançada facilmente pela instalação. Desta forma há ação do controlador gerando oscilação na pressão na turbina.

Figura 62 – Detalhe da região de pressão máxima na turbina.

Fonte: Autor.

Os resultados apontam que para a mesma pressão na turbina haverá um aumento no rendimento da nova turbina entre 18% e 35%. Desta forma, conclui-se que esta alteração na configuração do sistema para trabalhar em condições próximas à Pecém no Brasil pode acarretar em melhoria significativa de desempenho.

Outra possibilidade de alteração de configuração é a alteração do volume morto da câmara. Serão analisados os resultados da simulação com redução e aumento de dez por cento em volume no volume morto. Tomando como base o sistema já com a nova configuração de turbina, os resultados do sistema com variação no volume morto podem ser observados na Figura 63.

Figura 63 – Resultados da avaliação de otimização do volume morto da câmara em caso frequente.

Fonte: Autor.

O aumento do volume morto em 10% provocou redução do rendimento em comparação com a simulação da nova turbina e a câmara original de Pico.

Conclui-se que para aplicação próxima a região de Pecém no Brasil, a otimização apenas do ponto de trabalho da turbina apresenta resultados mais significativos que alterações no volume morto da câmara.

Utilizando a nova curva característica da turbina para os demais perfis de onda e mantendo o volume morto original, foram obtidos os resultados apresentados na Figura 64.

Figura 64 - Resultados na nova turbina para casos calmo e moderado.

Fonte: Autor.

Observa-se que para os casos de baixo carregamento (calmo e moderado) foi obtido aumento na potência e rendimento para a mesma pressão de trabalho. No caso moderado a simulação indica aumento de mais de 30% e no caso calmo de aproximadamente 20%.

Figura 65 - Resultados na nova turbina para casos agitado e alto.

Fonte: Autor.

Na Figura 65, observa-se que para os casos de alto carregamento (alto e agitado) foi obtido aumento de rendimento em potência para ambas as aplicações. O aumento rendimento no caso Agitado foi de aproximadamente 2% e no caso Alto um pico de até 1%.

Conclui-se que a alteração da curva característica da turbina melhorou o desempenho em baixo carregamento de forma acentuada, enquanto que nos casos de alto carregamento o resultado foi menos expressivo. É importante destacar que uma melhoria de 1% na potência nos casos de alto carregamento pode significar um ganho significativo do sistema.

AVALIAÇÃO DA RESPOSTA DO SISTEMA COM ATUADOR COM ATRASO DE RESPOSTA

Por último avalia-se a resposta removendo a hipótese de válvula borboleta atuada por motor de resposta mais rápida que a planta. O principal objetivo é aproximar a resposta do sistema simulado a de um sistema real, pois a válvula e seu atuador não tem resposta imediata conforme admitido na simplificação anterior. Partindo do controlador já predefinido, propõe-se a adição de um atraso de resposta com função de tempo de sete segundos, ou seja, mais lento que o sensor, conforme modelo:

(52)

$$a(t) = \frac{1}{7} \cdot e^{-t/7}$$

O fluxograma simplificado é apresentado na Figura 66.

Figura 66 – Fluxograma simplificado incluindo atraso na resposta do atuador da válvula.

Fonte: Autor.

A resposta do sistema para os casos de mar de baixo carregamento é apresentada na Figura 67.

Figura 67 – Resultados de pressão, potência e rendimento na turbina para nova turbina e atuador com resposta lenta para os casos de mar de calmo, moderado e frequente.

Fonte: Autor.

Observa-se queda de rendimento entre a simulação com atuador com resposta rápida e o atuador com atraso de resposta. No caso de mar calmo a queda em regime

permanente foi de 34,44% no pico para 29,25%, no moderado de 64,82% para 63,56% e no caso frequente de 35,34% para 31,43%. Observou-se expressiva diferença no transitório, porém nesta simulação, o transitório representa a inicialização do sistema, partindo de câmara e turbina com pressão ambiente.

Para o de caso mar de alto carregamento têm-se a resposta conforme apresentada na Figura 68.

Figura 68 – Resultados de pressão, potência e rendimento na turbina para nova turbina e atuador com resposta lenta para os casos de mar de alto e agitado.

Fonte: Autor

Nesta simulação observou-se queda de rendimento em relação à condição da nova curva característica. Para o caso de mar alto observou-se pico de rendimento de 15,83% enquanto que a simulação com a nova curva característica e atuador rápido apresentou pico de rendimento de 23,19%. Por outro lado, o rendimento do sistema sem controlador apresentava rendimento de apenas 13,57%.

Para o caso de mar agitado observou-se rendimento de 5,94%, sendo que a simulação com atuador rápido e nova curva característica apresentou rendimento máximo de 8,27%. Por outro lado, o rendimento do sistema sem controlador apresentava rendimento de apenas 0,61%.

A conclusão é que a remoção da hipótese alterou a resposta do sistema nas condições de alta atuação do controlador. Para trabalhos futuros, sugere-se o aprimoramento dos modelos de sensores e atuadores e a reavaliação da sintonia dos ganhos de controle, avaliando se o rendimento pode ser aprimorado nestas condições mais próximas às condições reais.

5 CONCLUSÃO

5.1 RESULTADOS

Os resultados obtidos indicam que o desempenho do sistema pode ser melhorado pela implantação de um sistema de controle em malha fechada.

O controlador PD foi escolhido devido a sua velocidade de resposta, estabilidade e robustez.

O método da busca exaustiva para determinação dos ganhos proporcionais e derivativos permitiu a determinação de ganhos que conferiram aumento de rendimento do sistema não linear e invariante no tempo.

O controlador PD utilizado foi capaz de controlar diferentes entradas, tanto ondas regulares constantes quanto ondas regulares com amplitude variável, obtendo respostas plausíveis.

A modificação da turbina, para trabalhar em seu ponto ideal de trabalho no perfil de ondas frequente, apresentou melhorias significativas não apenas para o caso de mar frequente como nos demais. Desta forma, o sistema proposto poderia apresentar bons resultados se instalado na região de Pecém no Nordeste brasileiro.

A remoção da hipótese de atuador com resposta mais rápida que a planta para um atuador com atraso na resposta, alterou a dinâmica da planta, mas o rendimento médio ainda é superior aos casos sem controlador.

Os principais resultados de rendimento e potência máxima são apresentados na Tabela 4 para cada perfil de onda.

Tabela 4 - Parâmetros utilizados na simulação.

	Calmo		Frequente		Moderado		Agitado		Alto	
	Rendimento máximo	Potência máxima	Rendimento máximo	Potência máxima	Rendimento máximo	Potência máxima	Rendimento máximo	Potência máxima	Rendimento máximo	Potência máxima
	%	kW	%	kW	%	kW	%	kW	%	kW
Planta sem controlador	9,71	45	17,54	400	27,07	300	14	670	5	620
Planta controlador PD	10	50	17	410	28	670	20,37	700	7,7	670
Planta controlador PD e Nova Turbina	33,74	120	35,34	680	63,56	620	23,19	680	8,27	680
Planta controlador PD, Nova Turbina e atraso no	34,44	120	35,34	680	64,82	650	5,94	650	15,63	650

Fonte: Autor.

A conclusão final é que a implementação de um sistema de controle por válvula borboleta para atuação na planta aumentou o rendimento da instalação em até 37% no caso moderado entre o sistema sem controle e o sistema com controle PD e nova curva característica.

O sistema de geração de energia por coluna de água oscilante e turbina de dupla ação controlada pode ser uma boa opção para o caso brasileiro. Apesar de o litoral brasileiro apresentar perfis de ondas de baixa amplitude e frequência, as configurações do sistema de conversão de energia podem ser alteradas de forma a obter resultados interessantes.

A expectativa é que este seja um dos diversos trabalhos relacionados a este assunto, pois a conversão de energias de ondas pode apresentar baixo impacto ambiental, baixo investimento inicial e potencial para suprir cidades costeiras com facilidade, quando comparadas a outros conceitos de conversão de energia de ondas oceânicas.

5.2 SUGESTÃO PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Segue como sugestão uma lista de pontos que ainda podem ser explorados em aplicações de dispositivos de coluna de água oscilantes.

- Modelo para predição de ondas oceânicas permitindo a ação do controlador preditivo;
- Projeto e modelagem do gerador elétrico;
- Aprimoramento da modelagem do motor atuador na válvula borboleta e do sensor de pressão na turbina;
- Avaliação de outros controladores e outras formas de controle como pás variáveis, rotação de turbina variável, válvulas de alívio e gerador elétrico com regulação.
- Projeto de acumuladores de energia que possam suprir os casos de baixa energia além de possibilitar a redução da oscilação da resposta em potência a ser convertida pelo gerador elétrico.

Em resumo o tema é interessante e pode ser estendido de diversas maneiras. Apesar do assunto ainda ser novo no Brasil, diversos países já estão desenvolvendo

tecnologias similares. Conforme apresentado acima, ainda existe espaço para pesquisa e necessidade de melhorias nos projetos para tornar o uso desta tecnologia uma realidade próxima.

REFERÊNCIAS⁴

ANDERSEN, B.W. **The Analysis and Design of Pneumatic Systems**, 1th Edição, Califórnia, John Wiley and Sons INC, 1967. ISBN 13 - 978-1575241647.

AQUABUOY, Disponível em <<http://www.spiegel.de/fotostrecke/photo-gallery-energy-from-the-sea-fotostrecke-50507-4.html>>. Acesso em 04.11.2012.

BESERRA, E. R. **Avaliação de sítios para aproveitamento dos recursos energéticos das ondas do mar**, 2007, f. 34-125, Tese doutorado - COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro.

BRUNETTI, F., **Mecânica dos Fluidos**, 1º Edição, São Paulo, Editora Pearson Prentice Hall, 2005. ISBN 85-87918-99-0.

CAMPOREALE, S. M.; FILIANOTI, P.; TORRESI, M., Performance of a Wells Turbine in an OWC Device in Comparison to Laboratory Tests, 9th EWTEC Congress, 2011.

CARVALHO, J. T. **Simulação de distribuição de energia das ondas oceânicas ao largo do litoral do Brasil**. Curso de Pós-graduação em Meteorologia, São José dos Campos, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE, 2010.

CASHMAN, D. P.; O' SULLIVAN, D. L.; EGAN, M. G.; HAYES, J. G., Modelling and Analysis of an Offshore Oscillating Water Column Wave Energy Converter, 8th European Wave and Tidal Energy Conference, pp. 924-933, 2009

CENTINKUNT, S., **Mecatrônica**, 1º Edição, Chicago, Editora LTC, 2008. ISBN 978-85-216-1627-6.

CONDE, J.M.P.; GATO, L.M.C., Numerical study of the air-flow in an oscillating water column wave energy converter, **Renewable Energy** **33 (2008)**, p2637– 2644, 2008

COPPENARIO, Disponível em <<http://www.coppenario20.coppe.ufrj.br/?p=805>>. Acessado em 20.02.2014.

CRUZ, J.M.B.P.; SARMENTO, A.J.N.A. **Energia de ondas**: Introdução aos Aspectos Tecnológicos, Econômicos e Ambientais, 1º Edição, Alfragide, Instituto do Ambiente, 2004. ISBN 972-8577-11-7.

DIZADJI, N; SAJADIAN, S.E., Modeling and optimization of the chamber of OWC system, **Energy** **36 (2011)**, p2360-2366, 2011

DREW, B. PLUMMER, A.R., SAHINKAYA. M. N. A review of wave energy converter technology, **Proc. IMechE J. Power and Energy**, JPE782 Vol. 223 Part A, 2009.

⁴ NORMA ABNT NBR 10520 (2002).

EVANS, D.V. Wave-power absorption by systems of oscillating surface pressure distribution, **Journal of Fluid Mechanics**, v.114, pp 481-499, 1982.

EXPO21, Disponível em http://expo21xx.com/renewable_energy/19446_st3_wave_power/default.htm. Acesso em 23.07.2015.

FALCÃO, A. Control Techniques for wave energy converters, In: **7thSupergen Marine**, 2010, Lisboa.

FALCÃO, A. F. O. Wave energy utilization: A review of the technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** v.14, n.3, pp.899-918, 2010.

FALCÃO, A. F. O.; Control of an oscillating-water-column wave power plant for maximum energy production, **Applied Ocean Research**, 24 (2002) p.73-82, 2002.

FALCÃO, A.F.O.; JUSTINO, P.A.P. OWC wave energy devices with airflow control, **Ocean Engineering**, 26 (1999) 1275-1295, 1999.

FALCÃO, A.F.O; HENRIQUES, J.C.C.; CÂNDIDO, J. J., Dynamics and optimization of the OWC spar buoy wave energy converter, **Renewable Energy** **48 (2012)**, 369 – 381, 2012.

FALNES, J. **Ocean waves and oscillating systems**, 1º Edição, Port Chester, Cambridge University Press, 2002. ISBN 978-85-111-5718-9.

FLEMING, F. **Avaliação do potencial de energias oceânicas no Brasil**, 2012, f.4-65, Dissertação Mestrado - COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro.

FOCUSOLAR, Disponível em <http://focusolar.com.br/energia-oceanica/>. Acesso em 23.07.2015.

FREAQUEWAVES, Disponível em <http://freaquewaves.blogspot.com.br/2008/09/wave-power-in-action.html>. Acesso em 23.07.2015.

GOBAIN, S. Gobain Canalizações homepage. Disponível em http://www.saint-gobain-canalizacao.com.br/ln_valvulas/vlb08.asp>. Acesso em 10.02.2015.

KARAMI, V.; KETABDARI, M.J.; AKHTARI, A.K., Numerical Modeling of Oscillating Water Column Wave Energy Convertor, **International Journal of Advanced Renewable Energy Research**, vol. I, Issue 4, p196-206, 2012.

LE.CROM, I.; BRITO-MELO, A., NEUMANN; F., SARMENTO, A. Numerical Estimation of Incident Wave Parameters Based on the Air Pressure Measurements in Pico OWC Plant, **EWTEC**, p17, 2009.

LINSINGEN, I.v., **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**, 3º Edição, Florianópolis, Editora UFSC, 2008. ISBN 978-85-328-0398-6.

MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY (MIT), Ocean Hydrodynamics (13.012), Notas de aula, MITOPENCOURSEWARE, 2005.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIAS, **Resenha energética brasileira**, Edição 2015, 2015, Brasília.

MCCORMICK, M. E., **Ocean Wave Energy Conversion**, 2nd Edição, Mineola, Dover Publications Inc., 2007. ISBN 13- 978-0-486-46245-5.

MØRK, G.; BARSTOW, S.; KABUTH, A. Assessing the global wave energy potential, **29th International Conference on Ocean, Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, pp. 8, Shanghai, China. 6-11 Junho 2010.

NEUMANN, F., Potencialidades da Energia de Ondas, **In: TECNOMAR 2008**, Açores, 2008.

NNMREC, Disponível em <http://nnmrec.oregonstate.edu/searev-point-absorber>. Acesso em 23.07.2015.

NOLAN, G., RINGWOOD, J., Design and Control considerations for a wave energy converter, **ISSC 2004**, Belfast, 2004.

ODIA, Disponível em <<http://odia.ig.com.br/portal/cienciaesaude/vidaemeio/ambiente/brasil-inova-em-tecnologia-para-tirar-energia-do-mar-1.455469>>. Acesso em 20.02.2014.

OGATA, K., **Engenharia de Controle de Moderno**, 5ª Edição, São Paulo, Person, 2011. ISBN 978-85-7605-810-6.

PBSLEARNINGMEDIA, Disponível em www.pbslearningmedia.org/resource/npe11.sci.phys.energy.emvisible/tour-of-the-electromagnetic-spectrum-visible-light/. Acesso em 27.07.2015.

PEOPLEBATH, Disponível em http://people.bath.ac.uk/al338/index_files/Page613.htm. Acesso em 23.07.2015.

PIRISI, A.; GRUOSSO, G.; ZICH, R.E. Novel modeling design of three phase tubular permanent magnet linear generator for marine applications, **Power Engineering, Energy and Electrical Drives**, Renewable Energy 31 (2006), p1279–1298 2009, 2009.

PLANO NACIONAL DE ENERGIA 2030, EPE - Ministério de Minas e energia, 2006, Brasília.

RENZI, E.; DIAS, F. , Hydrodynamics of the oscillating wave surge converter in the open ocean, **European Journal of Mechanics B/Fluids**, 10.1016, 2013.01.007, 2013

SANTOS, S.L., **Bombas e instalações hidráulicas**, 1ª Edição, São Paulo, LTC Editora, 2007. ISBN 978-85-98257-56-3.

SARMENTO, A.J.N.A; FALCÃO, A.F.de O. Wave Generation by oscillating surface-pressure and its applications in wave-energy extraction, **Journal of Fluid Mechanics**, v.150, pp 467-485, 1985.

SEE, Disponível em <http://www.see.murdoch.edu.au/resources/info/Tech/wave/>. Acesso em 23.07.2015.

STAPPENBELT, B.; COOPER, P., Mechanical Model of a Floating Oscillating Water Column Wave Energy Conversion Device, **2009 Annual Bulletin of the Australian Institute of High Energetic Materials**, vol 1, 34-45, 2009.