

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Dimensionamento e Resposta Dinâmica de um Gerador de Energia das Ondas

por

Vitor Werenicz Alves

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2009



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

Dimensionamento e Resposta Dinâmica de um Gerador de Energia das Ondas

por

Vitor Werenicz Alves

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Eduardo André Perondi

Comissão de Avaliação:

Prof. Flávio José Lorini

Prof. Ivan Guerra Machado

Prof. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Porto Alegre, 30 de Novembro de 2009.

ALVES, V.W. **Dimensionamento e Resposta Dinâmica de um Gerador de Energia das Ondas**. 2009. 29 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RESUMO

O objetivo do presente trabalho foi o dimensionamento de um conversor de energia das ondas tipo corpo oscilante flutuante e obtenção da resposta dinâmica teórica do mesmo. Foram apresentadas as hipóteses simplificadoras e as equações que modelam o comportamento do sistema, bem como o dimensionamento do conversor e do seu sistema hidráulico. O equacionamento pertinente foi resolvido, utilizando o software Simulink, obtendo-se a resposta dinâmica do sistema. Finalmente, fez-se uma breve análise dos resultados, concluindo que a resposta encontrada está de acordo com o comportamento esperado, salvo da resposta para o gerador elétrico, que se acredita ter feito uma modelagem não muito precisa para o mesmo.

PALAVRAS-CHAVE: gerador de energia das ondas, sistema hidráulico, resposta dinâmica

ALVES, V.W. **Sizing and Dynamic Response of a Wave Energy Converter** 2009. 29 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ABSTRACT

The target of the present work was the sizing of an oscillating floating type wave energy converter and the obtainment of its theoretical dynamic response. It was presented the simplification hypotheses together with the equations that model the system behavior, as well as the sizing of the converter and its hydraulic system. The equations were solved, making use of the software Simulink, obtaining the system dynamic response. A brief analysis of the results were performed, concluding that the response found accords to the behavior expected, apart only from the electric generator response, which is believed to have been modeled in a not very accurate way.

KEYWORDS: wave energy converter, hydraulic system, dynamic response

ÍNDICE

	Pag
1 Introdução	1
2 Revisão Bibliográfica	2
2.1 Conversores de Energia das Ondas	2
2.1.1 Classificação	2
2.1.1.1 Segundo o Local de Instalação	2
2.1.1.2 Segundo o Princípio de Funcionamento	3
2.1.2 Tecnologias Atuais (Estado da Arte)	4
2.1.2.1 Energetech	4
2.1.2.2 Sea-Wave Slot-Cone Generator – SSG	5
2.1.2.3 Pelamis	6
2.2 Sistema Hidráulico	6
3 Apresentação do Problema	7
4 Análise do Problema	9
4.1 Modelo	9
4.2 Dimensionamento do Conversor	12
4.3 Sistema Hidráulico	13
4.3.1 Velocidade Média do Pistão	14
4.3.2 Dimensionamento do Circuito Hidráulico	15
4.3.2.1 Pistões	16
4.3.2.2 Tubulação	16
4.3.2.3 Válvulas	17
4.3.2.4 Motor Hidráulico	17
4.3.2.5 Dimensões do Sistema Hidráulico	17
4.3.3 Cálculo da Perda de Carga	17
4.3.3.1 Perda de Carga Distribuída	18
4.3.3.2 Perda de Carga Concentrada	19
4.3.3.3 Perda de Carga Total	21
4.4 Coeficientes das Equações do Modelo	21

4.4.1 Oscilação Equivalente	21
4.4.2 Resistência Hidráulica R_h	22
4.4.3 Indutância Hidráulica L_h	22
4.4.4 Rigidez K	22
4.4.5 Constante λ	24
4.4.6 Resistência do Gerador R_{ger}	25
5 Resposta Dinâmica e Resultados	26
6 Conclusões	28
7 Referências Bibliográficas	29

1. INTRODUÇÃO

O tema energias alternativas tem sido cada vez mais estudado em todos os setores da nossa sociedade. Um grande número de pesquisas tem sido desenvolvida sobre este tema, culminando com o desenvolvimento de novas tecnologias e aperfeiçoamento das já existentes. No âmbito econômico, criou-se o mercado deste tipo de energia, que vem expandindo e recebendo cada vez mais investimentos para o seu desenvolvimento. No Brasil, apenas como ilustração, os leilões de energias alternativas já se tornaram bastante comuns, atraindo grandes investimentos na área e possibilitando uma maior diversificação da matriz energética nacional. Em termos internacionais, em muitos países, a existência de fazendas de geração de energia eólica e plantas de geração de energia solar já não é novidade há alguns anos. Isto indica a tendência de esta situação se expandir para o restante dos países ainda não adeptos às fontes alternativas. Este fato tem motivado o estudo, desenvolvimento e investimento em energias alternativas que, conforme as tendência dos últimos anos, é um mercado em potencial e em expansão em todo o mundo [Cruz, 2008; Cruz e Sarmiento, 2004; Charlier e Finkl, 2009]

O interesse nas fontes alternativas foi originado durante a crise do petróleo na década de 70 [Vining, 2005]. Antes disto, com suas devidas exceções, existiam apenas conversores de fontes alternativas de baixo desempenho. Um exemplo disto são os moinhos de vento, cujo desempenho aerodinâmico é incomparável aos modernos geradores eólicos. Em um segundo momento, o interesse cresceu devido aos fatores ambientais. Considerando as formas tradicionais de geração de energia, notam-se os impactos ambientais que cada forma causa. Termoelétricas geram CO₂, o que agrava o problema de aquecimento global e efeito estufa. Já, no caso das hidrelétricas, o impacto é gerado da necessidade da inundação de grandes extensões de terra quando da construção da barragem, o que gera desmatamento que também agrava os problemas já citados. Finalmente, a possibilidade real de uma crise energética devido à taxa de crescimento da demanda por energia ser maior do que a taxa de crescimento do fornecimento da mesma, gerou um interesse ainda maior neste setor que, provavelmente será uma das soluções para este problema.

Dentre as diversas fontes alternativas, os oceanos detêm uma enorme quantidade de energia. Esta se apresenta em diferentes formas: correntes marítimas, correntes de maré, energia térmica oceânica, energia da onda, biomassa marítima e energia de gradientes de salinidade [Charlier e Finkl, 2009]. Apesar de algumas destas formas ainda se demonstrarem não viáveis tecnicamente e economicamente como, por exemplo, a energia de gradientes de salinidade e a energia das correntes marítimas [Charlier e Finkl, 2009], outras já demonstram suas potencialidades, porém, ainda permanecendo pouco difundidas. Este é o caso da energia das ondas do mar, que vem sendo alvo de um razoável número de pesquisas a nível mundial. Em alguns países, como Portugal, Inglaterra, Austrália e Dinamarca, protótipos foram testados com êxito e já estão à disposição para comercialização. Porém, apresentam um custo acima de outras fontes alternativas, o que se mostra o principal impasse que freia a utilização em larga escala deste tipo de energia.

Segundo Cruz, 2008, o recurso global de energia das ondas do mar aproxima-se de 2TW. Ainda, segundo o mesmo autor, a partir de estimativas conservadoras, foi previsto que é possível a conversão de 10 a 25% deste total. Já, Vining, 2005, compara a energia das ondas do mar com as formas alternativas mais viáveis economicamente, no caso a energia eólica e a solar, afirmando que a energia das ondas fornece 15-20 vezes mais energia por metro quadrado do que as outras formas citadas. Isto demonstra o enorme potencial que esta fonte alternativa apresenta e motiva a pesquisa e investimento em novos conversores que se utilizem desta forma de energia para uma maior diversificação da matriz energética mundial, ajudando assim, na solução de futuros problemas energéticos.

Levando-se em conta todos os fatos comentados, junto com o desejo de aplicar os conhecimentos adquiridos ao longo do Curso de Engenharia Mecânica em um estudo relacionado à energia das ondas do mar, foi proposto o presente trabalho. O interesse por este assunto se justifica pelo fato de este tipo de energia alternativa ser ainda pouco difundida frente às demais,

porém, bastante promissora [Cruz, 2008]. Dentre os tipos de conversores de energia da onda do mar existentes, foi escolhido para ser foco deste trabalho um que apresenta como dispositivo de conversão um sistema hidráulico de potência, cujo esquema é apresentado por Cruz, 2008. O objetivo do presente trabalho é o dimensionamento e análise da resposta dinâmica teórica de um conversor de energia das ondas do mar.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No âmbito da proposta deste trabalho de desenvolver um projeto relacionado à energia proveniente do oceano, mais especificamente na área de energia das ondas, uma revisão referente aos diferentes tipos de tecnologias já desenvolvidas se fez necessário.

2.1 CONVERSORES DE ENERGIA DAS ONDAS

2.1.1 CLASSIFICAÇÃO

A seguir é apresentada a classificação utilizada por Cruz e Sarmento, 2004, que, identifica os conversores de energia das ondas segundo o local de instalação e segundo o princípio de funcionamento.

2.1.1.1 SEGUNDO O LOCAL DE INSTALAÇÃO

Os conversores de energia das ondas são classificados em:

- Dispositivos costeiros (na nomenclatura inglesa: *shoreline / onshore*)

Dispositivos costeiros são dispositivos que se encontram fixos e são instalados nas orlas costeiras. Devido a isto, estão sujeitos a um regime de ondas não tão energético quanto os outros tipos. Isto se deve ao fato de a dissipação de energia das ondas, devido ao atrito com o fundo do mar, se pronunciar em profundidades menores do que 80m. Segundo Cruz e Sarmento, 2004, um dispositivo costeiro recebe entre 25 a 50% da energia que um dispositivo afastado da costa. As grandes vantagens destes sistemas são: ausência de sistema de ancoragem, facilidade na transmissão da energia devido à não necessidade de cabos submarinos e facilidade de manutenção. A grande maioria dos dispositivos tipo costeiro utiliza o princípio de funcionamento coluna de água oscilante, que será descrito posteriormente.

- Dispositivos próximos da costa (*near-shore*)

Dispositivos próximos da costa são dispositivos que se encontram instalados em profundidades de até 20m. A principal vantagem deste sistema é a exposição à um regime mais energético de ondas. Porém, mesmo que o regime seja mais adequado, é grande a influência do atrito do fundo na energia disponível na onda. Nestes dispositivos se faz necessário um sistema de ancoragem e cabos submarinos para a distribuição da energia, o que não se apresenta como um grande problema, se comparado às dificuldades presentes nos dispositivos afastados da costa.

- Dispositivos afastados da costa (*off-shore*)

Dispositivos afastados da costa são dispositivos instalados em locais cuja profundidade é maior do que 20m, o que geralmente significa mar aberto. A partir desta profundidade, a diminuição dos efeitos de atrito do fundo se mostra relevante. Assim, este tipo de dispositivo é o que está sujeito aos maiores potenciais energéticos de ondas. Há problemas relacionados à transmissão da energia e manutenção devido à distância da costa. O sistema de ancoragem também é mais complexo devido às maiores profundidades. Porém, o principal desafio é a segurança deste tipo de dispositivo que, normalmente, está completamente exposto às tempestades em mar aberto. Apesar disto, todas as desvantagens podem ser compensadas por uma maior geração de energia.

Cruz e Sarmiento, 2004, salientam que esta classificação é relacionada ao regime energético das ondas a que os dispositivos estão sujeitos. Isto depende da profundidade do local e não da distância ou posição em relação à costa.

2.1.1.2 SEGUNDO O PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

Os conversores de energia das ondas são classificados em:

- **Corpos Oscilantes**

Corpos oscilantes são dispositivos que utilizam a oscilação que a onda provoca em alguma parte móvel do mesmo. A Figura 2.1 ilustra uma bóia geradora que utiliza este princípio de funcionamento.



Figura 2.1 - Dispositivo que utiliza o princípio corpos oscilantes (Fonte: keelynet, 2009)

Os conversores de energia das ondas tipo corpos oscilantes podem ser flutuantes ou submersos.

- **Coluna de Água Oscilante**

Os dispositivos tipo coluna de água oscilante são formados por uma câmara de ar fechadas que se conectam ao mar pela parte de baixo e à atmosfera por uma abertura onde, normalmente, uma turbina tipo Wells está instalada. Com a oscilação da onda, este arranjo faz com que a pressão do ar dentro da câmara oscile, o que resulta em um fluxo de ar na turbina. A turbina tipo Wells possui a propriedade de manter o sentido de rotação independentemente do sentido de escoamento [Cruz e Sarmiento, 2004]. A figura 2.2 ilustra esquematicamente um conversor de energia que utiliza este princípio de funcionamento.

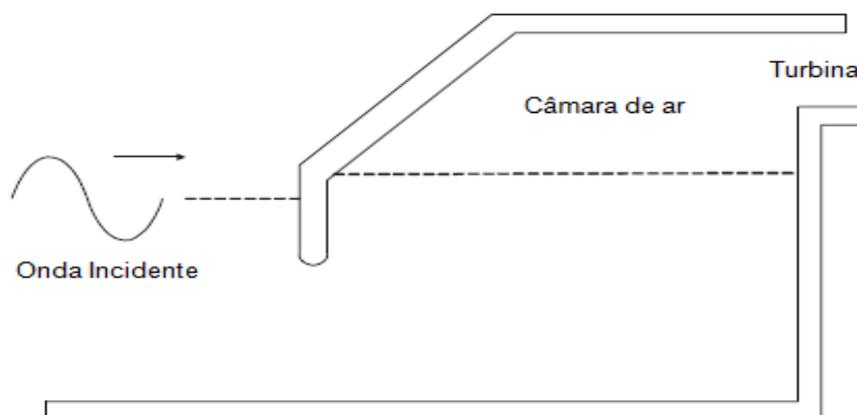


Figura 2.2 – Ilustração de um conversor tipo coluna de água oscilante (Adaptado: Cruz, 2008)

Os conversores de energia das ondas tipo coluna de água oscilante podem ser fixos ou flutuantes.

- **Galgamento**

Conversores de energia das ondas tipo galgamento funcionam de uma forma semelhante às tradicionais hidrelétricas [Vining, 2005]. Parte da onda incidente entra no reservatório do dispositivo e, por efeito gravitacional, aciona a turbina hidráulica. A figura 2.3 ilustra o funcionamento deste tipo de conversor.

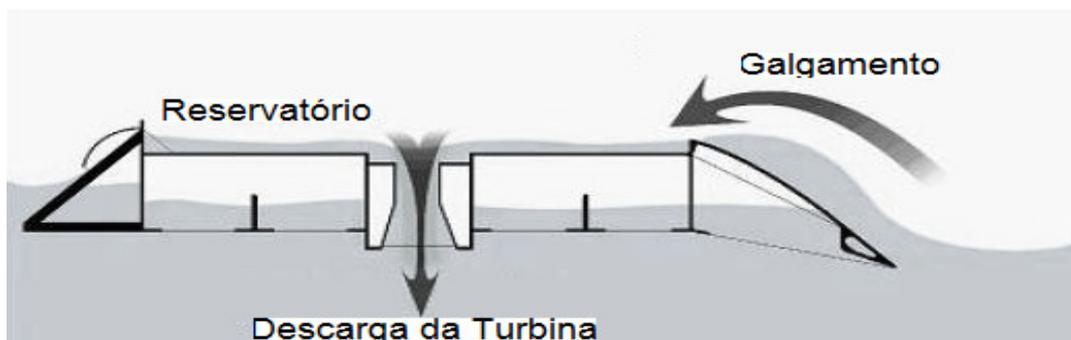


Figura 2.3 – Ilustração do funcionamento de um conversor tipo galgamento (Adaptado: Vining, 2005)

Os conversores de energia das ondas tipo galgamento podem também ser fixos ou flutuantes.

2.1.2 TECNOLOGIAS ATUAIS (ESTADO DA ARTE)

Devido aos diferentes conversores de energia das ondas já concebidos, optou-se pela análise do funcionamento e características do que se julgou a tecnologia mais moderna de cada classe da classificação segundo o princípio de funcionamento. Isto permite uma boa noção do estado da arte atual para cada tipo de conversor.

2.1.2.1 ENERGETECH

O conversor desenvolvido em parceria entre a empresa australiana Energetech e a universidade de Sydney utiliza um dispositivo de geração tipo coluna de água oscilante flutuante. Quanto ao local de instalação, o mesmo se mostra bastante versátil pela possibilidade de ser instalado na costa, próximo ou afastado da mesma.

A figura 2.4 ilustra o conversor já em funcionamento. As principais características que o diferenciam dos demais conversores baseados em tecnologias de coluna de água oscilante são a utilização da turbina tipo Denniss-Auld e a presença de um refletor parabólico de ondas.



Figura 2.4 – Conversor Energetech (Fonte: livescience, 2009)

Turbinas tipo Denniss-Auld são turbinas de ar desenvolvidas na Universidade de Sydney, que possuem um funcionamento similar às turbinas tipo Wells, exceto pelo fato de que as tipo Denniss-Auld possuem lâminas que são simétricas com relação à linha da corda e com relação à linha de máxima espessura. Isto permite que as lâminas sejam rotacionadas em torno do centro de gravidade conforme a direção do escoamento, com o intuito de otimizar o ângulo de ataque das mesmas. Desta maneira, este tipo de turbina ganha eficiência em todas as situações de escoamento [Cruz, 2008].

Já, o refletor parabólico de ondas funciona com o objetivo de otimizar a eficiência de captura das ondas. Como a câmara de ar está localizada no foco da parábola, uma concentração maior de energia atinge a câmara, o que resulta em uma maior geração de energia.

O terceiro protótipo do Energetech está em fase de teste na costa leste australiana. Uma grande vantagem deste conversor, assim como da maioria dos conversores tipo coluna de água oscilante, é o fato de a única parte móvel do sistema ser as lâminas da turbina. Isto consiste em uma grande vantagem em termos de fadiga.

2.1.2.2 SEA-WAVE SLOT-CONE GENERATOR - SSG

O conversor Sea-Wave Slot-Cone Generator (SSG) foi desenvolvido pela empresa norueguesa Wave Energy. Trata-se de um conversor que utiliza um dispositivo de geração tipo galgamento, podendo ser fixo ou flutuante. Quanto ao local de instalação, este conversor pode ser instalado em qualquer um dos três tipos de locais. Além disto, a empresa desenvolveu uma versão deste conversor que é instalado em portos e que, além de gerar eletricidade, atua como quebra-mar. A figura 2.5 ilustra o seu funcionamento.



Figura 2.5 - Conversor SSG (Fonte: Margueritini e Frigaard, 2007)

O SSG é formado por uma estrutura de concreto que contém três reservatórios de água em níveis e uma turbina de múltiplos estágios. Quando da passagem da onda, a água sobe a estrutura e é armazenada temporariamente nestes reservatórios, o que significa que a energia potencial da onda é armazenada. A partir disto, a turbina é acionada. Segundo Margueritini e Frigaard, 2007, a presença de uma turbina de múltiplos estágios é justificada pelo fato da mesma ter uma maior eficiência quando comparada a uma turbina de único estágio.

Uma grande vantagem deste conversor, além do fato de o mesmo ser extremamente robusto e também possuir apenas a turbina como parte móvel, é o fato de que a maior parte da estrutura fica submersa. Isto significa que o equipamento possui um grande nível de sobrevivência em mau tempo, já que em caso de grandes ondas as mesmas devem passar por cima do conversor, não causando estragos. Em 2008 uma planta piloto foi construída na Noruega, para a realização de testes e, a mesma possui uma produção prevista de 320 MWh/ano.

2.1.2.3 PELAMIS

O conversor Pelamis foi desenvolvido em parceria entre a empresa escocesa Pelamis Wave Power juntamente com a Universidade de Edinburgh e a Ecole Centrale de Nantes. Trata-se de um conversor tipo corpo oscilante flutuante. Embora tendo sido concebido para instalações afastadas da costa, pode também ser utilizado em locais próximos da mesma [Cruz, 2008]. A figura 2.6 ilustra o seu funcionamento.

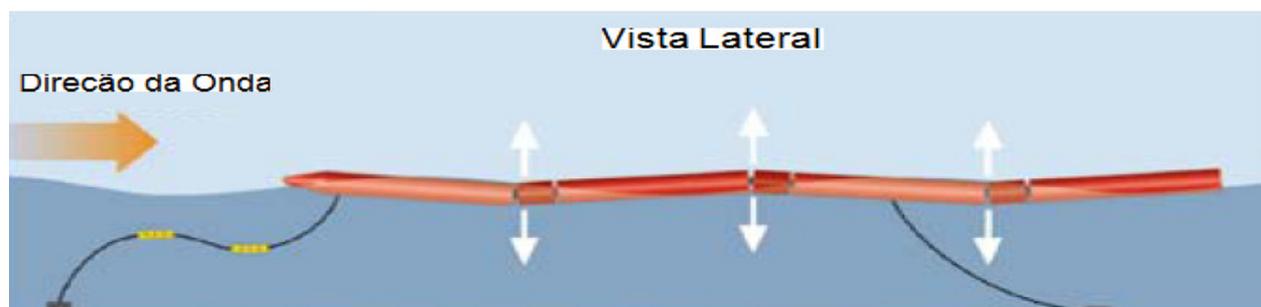


Figura 2.6 - Conversor Pelamis (Adaptado: Cruz, 2008)

O Pelamis é formado por seções cilíndricas semi-submersas unidas por juntas articuladas. O sistema de ancoragem faz com que o conversor esteja sempre alinhado com a direção de propagação das ondas. Desta maneira, quando a onda passa, a mesma faz com que exista rotação nas juntas articuladas. Este movimento é utilizado como acionador do sistema hidráulico que, através de conjuntos pistão-cilindro, transformam o movimento oscilatório dos cilindros flutuantes em bombeamento de óleo para o sistema hidráulico que, por fim, aciona um motor hidráulico ligado a um gerador elétrico.

O Pelamis já foi construído e testado e se encontra no momento em desenvolvimento comercial. Em 2008, a empresa instalou o primeiro parque de energia das ondas do mundo na costa portuguesa e há pretensões de ampliação e novos projetos. Segundo Cruz, 2008, a potência de cada conversor pode chegar a 750 kW e o mesmo foi concebido com o intuito de operar em agrupamentos, mostrando a potencialidade relacionada a este tipo de conversor.

2.2 SISTEMA HIDRÁULICO

A partir da revisão apresentada sobre conversores de energia das ondas, optou-se, para a realização deste trabalho, por um conversor que utiliza o mesmo princípio de funcionamento e mesmo dispositivo de conversão do Pelamis. No caso, este dispositivo de conversão é o sistema hidráulico que transforma o movimento relativo entre os cilindros flutuantes em movimento rotativo de eixo, através do motor hidráulico. O principal motivo da escolha deste tipo de conversor se deve ao fato de o mesmo utilizar um sistema hidráulico, relacionado, portanto, aos objetivos de estudo do Curso de Engenharia Mecânica. Um esquema do sistema hidráulico do Pelamis está apresentado em Cruz, 2008. Este esquema está reproduzido a seguir:

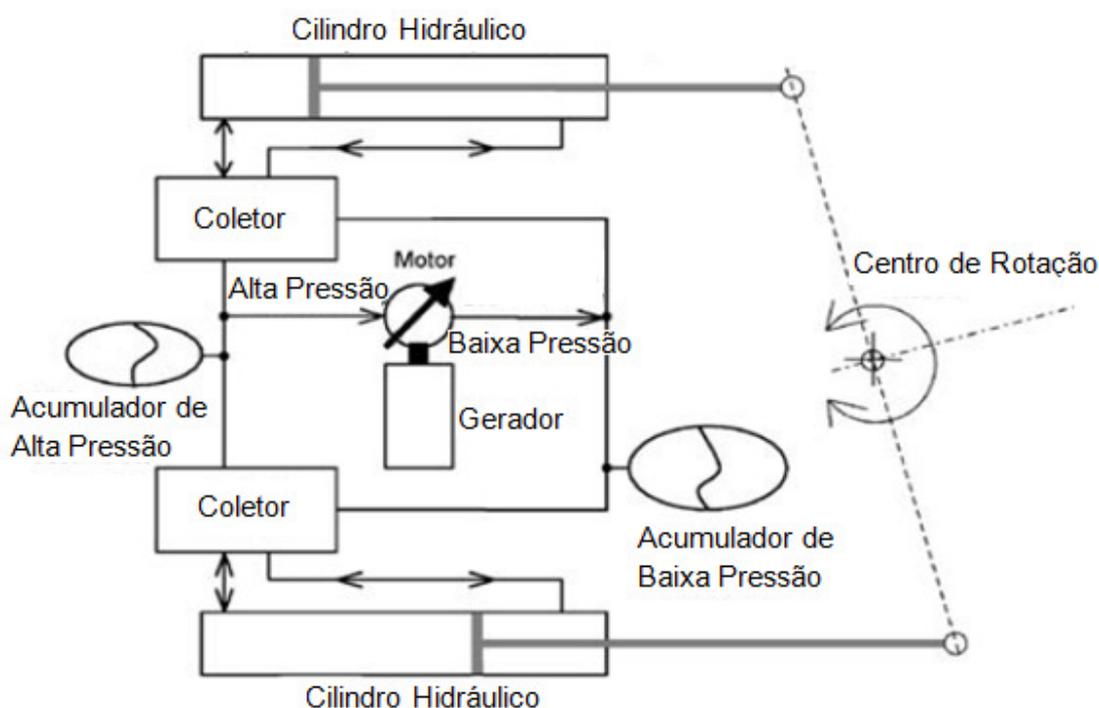


Figura 2.7 - Sistema hidráulico do conversor Pelamis (Adaptado: Cruz, 2008)

Segundo Henderson, 2005, este dispositivo de conversão consiste de dois conjuntos pistão-cilindro que bombeiam fluido, via coletores controlados, para acumuladores de alta pressão que armazenam esta energia momentaneamente. Motores hidráulicos utilizam o fornecimento contínuo de fluido em alta pressão para acionar geradores de energia. Os acumuladores funcionam como elementos de alívio de pressão entre os cilindros hidráulicos e o motor hidráulico. Assim, picos de pressão nos primeiros não geram picos no segundo devido à presença destes acumuladores. A partir disto, ainda segundo o mesmo autor, é interessante dividir o circuito hidráulico em circuito primário e circuito secundário. O circuito primário bombeia fluido para ser armazenado no acumulador e o circuito secundário aciona o motor hidráulico a partir do fornecimento contínuo de fluido pelo acumulador.

Com o intuito de obter a máxima absorção de energia, o conversor deve responder em ressonância com as ondas, o que significa que a força de excitação deve estar em fase com a resposta do conversor [Henderson, 2005], e isto para qualquer estado de mar. Isto é alcançado através do controle do momento reativo da junta articulada através do controle do sistema hidráulico. Este controle se dá através de válvulas presentes no coletor, que abrem ou fecham vias que são diretamente ligadas ao acumulador [Henderson, 2005]. Um grande momento reativo da junta significa poucas válvulas abertas no coletor e um pequeno momento reativo da junta significa um maior número de válvulas abertas no coletor. Desta maneira, a melhoria da captação de energia é alcançada.

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Neste trabalho foi considerado um conversor de corpo oscilante flutuante formado por dois cilindros flutuantes unidos por uma junta articulada. Este possui apenas um grau de liberdade que é a rotação no plano vertical. A figura 3.1 ilustra o princípio de funcionamento do conversor, que é uma simplificação do conversor Pelamis apresentado anteriormente.



Figura 3.1: Diagrama esquemático do conversor em estudo

Devido à presença de dois conjuntos pistão-cilindro, um na extremidade superior e um na extremidade inferior dos cilindros flutuantes, o movimento relativo entre os mesmos faz com que os pistões bombeiem o óleo que aciona o motor hidráulico que está conectado ao gerador de energia. A figura 3.2 ilustra o sistema hidráulico e seu acionamento.

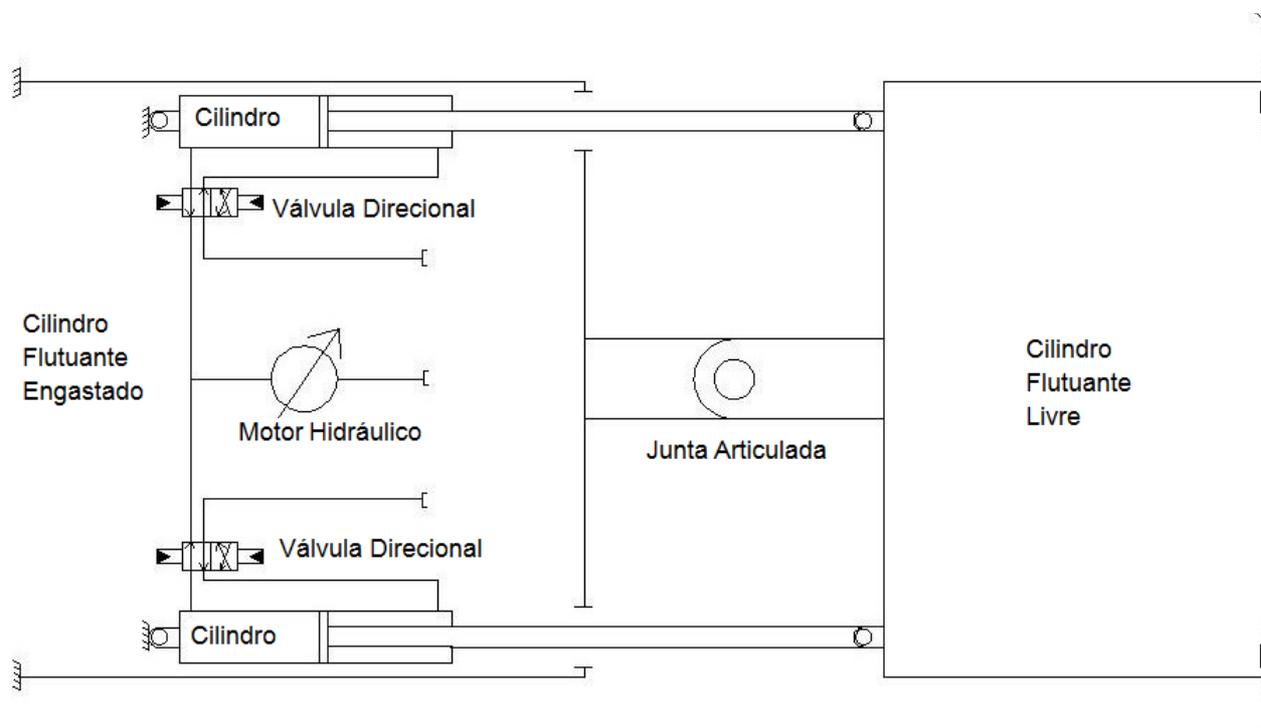


Figura 3.2 – Esquema do circuito hidráulico

O regime de ondas considerado foi o da média anual de altura de ondas e período para uma localidade ao norte de Fortaleza, com uma profundidade de 17m. Estes dados estão apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Estado do Mar (Fonte: Estefen, 2006)

Altura média anual	1,4m
Período médio anual	7,53s

O gráfico apresentado na figura 3.3 é utilizado para obter o comprimento de onda a partir do período e da profundidade da mesma.

Comprimento de Onda x Período

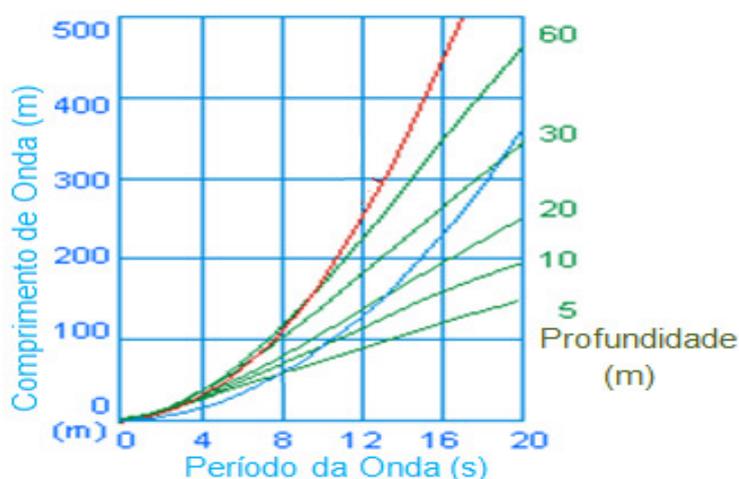


Figura 3.3 - Comprimento de onda em função do período e profundidade (Fonte: seafriends, 2009)

Considerando-se um período de 7,53s e uma profundidade de 17m, é obtido um comprimento de onda de aproximadamente 60m. Este então foi o regime de ondas considerado, que é apresentado na tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Regime de ondas considerado (Fonte: Estefen, 2006)

Período	7,53 s
Comprimento de onda	60 m

A partir disto, definiu-se o problema a ser abordado: o estudo da resposta dinâmica do conversor quando sujeito ao estado de mar descrito anteriormente. Para tanto, simplificações foram adotadas para permitir o desenvolvimento de um modelo dinâmico para o sistema. Foram utilizadas analogias entre os sistemas físicos e os sistemas elétricos para transformar o sistema em um circuito elétrico equivalente e, a partir disto, as equações diferenciais que modelam o sistema foram levantadas. As características do conversor necessárias à resolução dessas equações foram estimadas. Como o conversor Pelamis, ao qual este trabalho foi baseado, é um conversor comercial, não há dados detalhados disponíveis, salvo esquemas básicos como o esquema do sistema hidráulico apresentado na revisão bibliográfica. Devido a isto, um breve dimensionamento das partes componentes do gerador foi realizado para a obtenção dos coeficientes necessários para a resolução das equações e obtenção da resposta do sistema.

4. Análise do Problema

4.1 Modelo

Da análise das figuras 3.1 e 3.2, adotou-se as seguintes hipóteses simplificativas:

- Estado do Mar

O perfil de movimentação do mar é modelado por funções harmônicas com amplitudes iguais a metade da altura da onda relativa à média anual considerada.

$$y(t) = 0,7 \operatorname{sen} \left(\frac{2\pi t}{7,53} \right) \quad (4.1)$$

Onde $y(t)$ é a amplitude da onda em função do tempo [m] e t é o tempo [s].

$$y(x) = 0,7 \operatorname{sen} \left(\frac{2\pi x}{60} \right) \quad (4.2)$$

Onde $y(x)$ é a amplitude da onda em função do deslocamento [m] e x é o deslocamento [m].

Sendo assim, é possível obter a velocidade vertical da onda:

$$\frac{dy(t)}{dt} = 0,584 \cos \left(\frac{2\pi t}{7,53} \right) \quad (4.3)$$

- Parâmetros Considerados

Os parâmetros considerados são os seguintes:

- M é a massa concentrada do cilindro flutuante livre, cujo peso é aplicado no centro de gravidade do mesmo e cuja distância da junta articulada é r . Estando esta massa presente em um sistema rotacional, a mesma será modelada como um momento de inércia rotacional I ;
- A mola de rigidez K é associada à força de empuxo gerada pela água devido à fluatibilidade do cilindro;
- A resistência R_h e indutância L_h são associadas ao sistema hidráulico;
- A resistência R_{ger} é associada ao gerador elétrico.

- Parâmetros Desconsiderados

Os parâmetros desconsiderados são os seguintes:

- Devido ao fato de a massa do pistão que aciona o sistema hidráulico ser extremamente inferior à massa do cilindro flutuante, foi desconsiderada a energia potencial e a energia cinética armazenada pelo pistão. Além disto, as perdas por atrito do pistão também foram negligenciadas;
- Para o motor hidráulico, as perdas e energias armazenadas também foram omitidas. A justificativa aqui se baseia no fato de que devido às altas potências as quais o motor hidráulico está submetido neste sistema, não foi possível encontrar dados comerciais para o mesmo, entendendo-se que qualquer estimativa feita a partir dos motores hidráulicos encontrados no mercado seria extremamente grosseira, logo, optou-se por negligenciar estes dados para este trabalho.
- No caso do gerador elétrico, uma estimativa da resistência foi feita a partir da corrente elétrica e da diferença de potencial gerada, porém, entendeu-se que uma estimativa da indutância seria também bastante grosseira, logo a mesma foi desconsiderada.

Além das hipóteses anteriores, também foi considerado que a extremidade de um dos cilindros flutuantes está engastada e a outra livre e sujeita à oscilação harmônica localizada apenas na massa concentrada M . A figura 4.1 ilustra as idéias consideradas.

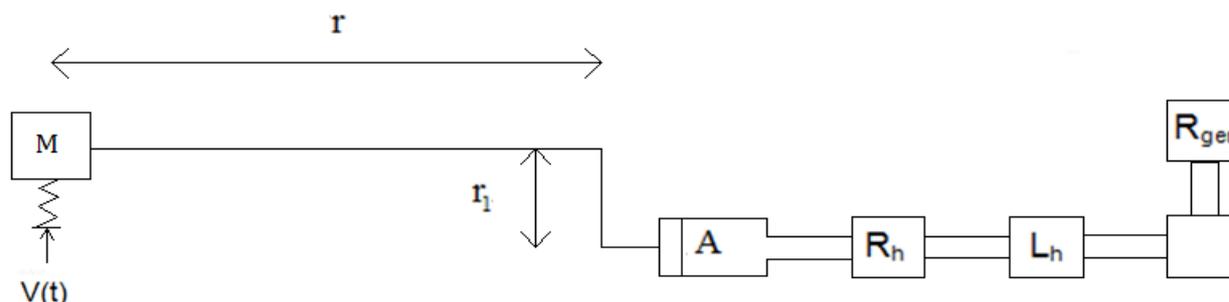


Figura 4.1 – Modelo simplificado do problema

Utilizando-se da figura 4.1, juntamente com a analogia Força-Corrente, o circuito elétrico análogo do sistema foi montado e é apresentado na figura 4.2.

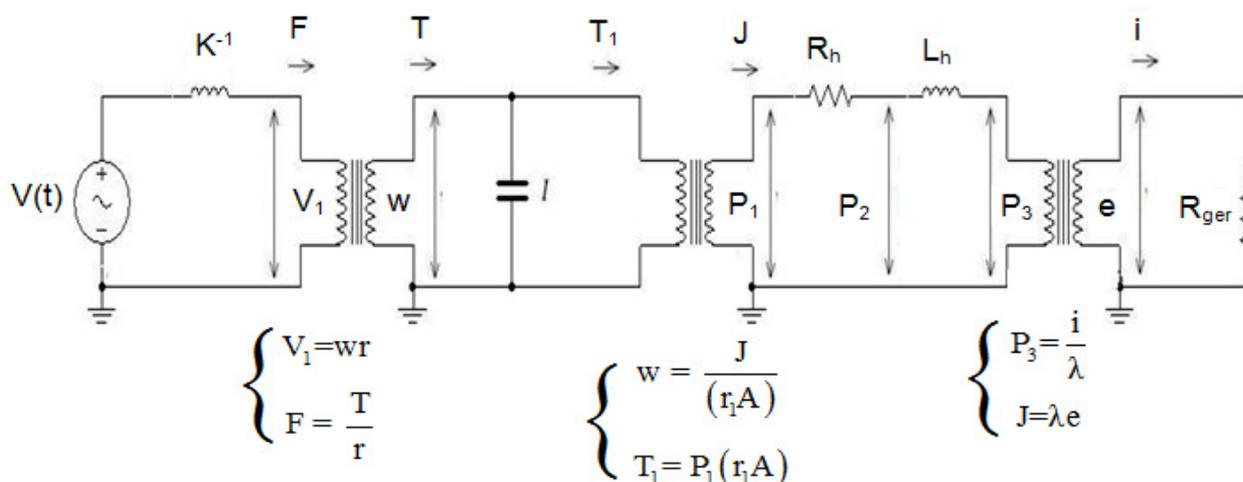


Figura 4.2 - Circuito elétrico análogo

Onde $V(t)$ é a velocidade da oscilação da onda do mar [m/s], K é a rigidez equivalente que modela a força de empuxo da água [N/m], F é a força [N], V_1 é a velocidade linear do cilindro flutuante [m/s], I é o momento de inércia do cilindro flutuante [kgm²], T é o torque gerado na junta articulada [Nm], w é a velocidade angular do cilindro livre com relação ao engastado [rad/seg], T_1 é o torque que aciona o pistão [Nm], P_1 é a pressão no cilindro hidráulico [Pa], P_2 é a pressão que aciona o motor hidráulico [Pa], P_3 é a pressão de referência [Pa], R_h é a resistência hidráulica devido as perdas de carga [Pa.s/m³], L_h é a indutância hidráulica [kg/m⁴], J é a vazão no sistema hidráulico [m³/s], R_{ger} é a resistência do gerador elétrico [Pa.s/m³], e é a diferença de potencial gerado no gerador [V], i é a corrente gerada no gerador [A], r é a distância do centro de gravidade do cilindro flutuante à junta articulada [m], r_1 é a distância da junta articulada à haste do pistão [m], A é a área do pistão [m²] e λ é a constante que acopla o motor hidráulico ao gerador.

Fazendo-se o equacionamento do circuito anterior, obtêm-se o conjunto de equações que modelam o problema, apresentadas a seguir.

$$F = K \int (V(t) - V_1) dt \quad (4.4)$$

$$T = I \frac{dw}{dt} + T_1 \quad (4.5)$$

$$P_1 = R_h J + L_h \frac{dJ}{dt} + P_3 \quad (4.6)$$

$$e = R_{ger} i \quad (4.7)$$

Os transformadores resultam nas equações que acoplam o sistema anterior. Estas são apresentadas a seguir.

$$V_1 = wr \quad (4.8)$$

$$F = \frac{T}{r} \quad (4.9)$$

$$w = \frac{J}{(r_1 A)} \quad (4.10)$$

$$T_1 = (r_1 A) P_1 \quad (4.11)$$

$$P_3 = \frac{i}{\lambda} \quad (4.12)$$

$$J = \lambda e \quad (4.13)$$

Resolvendo-se as equações para V_1 , obtêm-se a resposta do sistema. De posse destas equações, obtêm-se quais os parâmetros do conversor de energia das ondas necessários para possibilitar a resolução dessas. Assim, o dimensionamento das partes do conversor visando à obtenção destes parâmetros é apresentado a seguir.

4.2 Dimensionamento do Conversor

A geometria proposta para os cilindros é mostrada na figura 4.3.

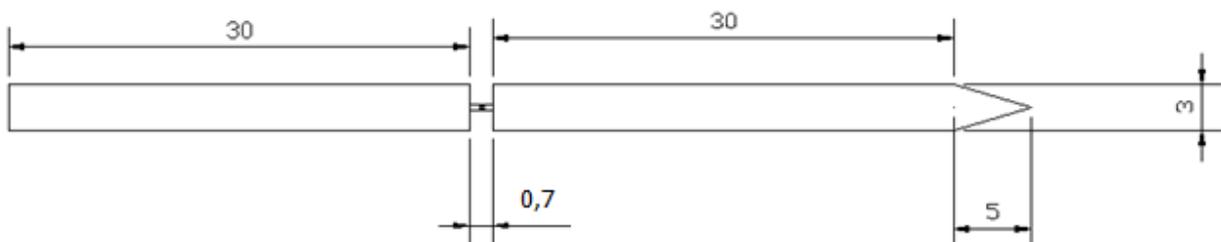


Figura 4.3 - Geometria dos cilindros flutuantes

O comprimento de cada cilindro foi estipulado como a metade do comprimento de onda para o estado de mar considerado. Isto faz com que, quando os dois extremos do cilindro estiverem aproximadamente nas cristas das ondas, a junta articulada estará na cava da onda, o que resulta em um maior ângulo de giro relativo entre os cilindros flutuantes. Esta idéia pode ser percebida através da figura 3.1.

Com relação ao diâmetro e a distância entre os cilindros, foi propostos os valores acima devido ao fato que estes possibilitam um ângulo máximo adequado entre os cilindros sem haver

interferência entre os elementos móveis. Ainda, o diâmetro dos cilindros irá afetar diretamente a velocidade dos pistões, visto que os mesmos serão posicionados próximos às extremidades superiores e inferiores dos cilindros. Assim, obviamente, dependendo do diâmetro dos pistões, um diâmetro pequeno dos cilindros irá resultar em uma baixa velocidade linear dos pistões, resultando em uma baixa vazão no sistema hidráulico e, um diâmetro grande dos cilindros irá resultar em uma maior velocidade linear do fluido nos dutos, o que pode resultar em um escoamento turbulento no sistema hidráulico, o que para este trabalho será evitado, pois todos os cálculos feitos consideram escoamento laminar. Desta maneira, os valores para o diâmetro e distância entre cilindros estipulados mostraram-se apropriados neste quesito.

Uma estimativa do peso da estrutura também se fez necessária. Para isto, considerou-se apenas o cilindro livre, estando o outro engastado. Todo o sistema hidráulico foi considerado como estando no cilindro engastado. Os cilindros foram considerados com estrutura de aço ($\rho=7860 \text{ kg/m}^3$) e 5 mm de espessura. Utilizando as medidas apresentadas, é fácil chegar a uma massa aproximada da estrutura de 11.741kg. Esta é apenas a massa do cilindro flutuante livre com as extremidades fechadas por tampas de mesma espessura. Assim, será considerado um erro de 30% para a estrutura, o que resulta em uma massa de 15.263 kg. Há ainda a massa do lastro, que visa estabilizar o conversor longitudinalmente. Esta, foi estimada em 2500 kg para cada cilindro flutuante. Além disto, existe a massa dos equipamentos, que foi estimada também em 2500 kg. Assim, a massa total M do cilindro flutuante livre foi estimada em:

$$M = 1,3(\text{PesoEstrutura}) + \text{Lastro} + \text{Equipamentos} = 20.263\text{kg} \quad (4.14)$$

Para efeitos de cálculo de inércia do cilindro flutuante considerado, a massa foi tomada como concentrada no centro de massa do cilindro, que foi calculado utilizando a seguinte equação:

$$r = \frac{\sum m_i r_i}{M} \quad (4.15)$$

Onde r é a posição do centro de massa [m], m_i é a massa do componente i [kg] e r_i é o centro de massa do componente i [m].

Utilizando-se a Eq. (4.15),

$$r = 15,86\text{m} \quad (4.16)$$

sendo que este valor tem como referência a junta articulada. Assim, foi possível o cálculo do momento de inércia rotacional I do cilindro flutuante livre.

$$I = Mr^2 = 20.263(15,86)^2 = 5.096.947\text{kgm}^2 \quad (4.17)$$

4.3 Sistema Hidráulico

Os cálculos referentes ao sistema hidráulico foram baseados na velocidade média estimada do pistão. Isto se deve ao fato de que todas as características do mesmo, como, por exemplo, a perda de carga, variam com a velocidade do fluido que depende da velocidade do pistão. Assim, o primeiro passo para o dimensionamento do sistema hidráulico foi a estimativa da velocidade média do pistão.

4.3.1 Velocidade Média do Pistão

Lembrando que o objetivo do presente trabalho é a obtenção da resposta dinâmica do conversor sujeito a oscilação considerada, um cálculo exato da velocidade média do pistão não é possível, visto que esta velocidade depende justamente da resposta dinâmica do sistema. Cabe lembrar também que a resposta dinâmica do sistema é obtida após a resolução do sistema de equações apresentado, que depende de todos os coeficientes que estão sendo buscados. Desta maneira, a velocidade média foi estimada para a seguinte situação:

- o fator de amplificação é unitário, ou seja, não há amplificação do movimento;
- a resposta tem ângulo de fase 0° , ou seja, o conversor acompanha a oscilação sem atraso;
- quando a junta articulada está posicionada na cava da onda, os cilindros flutuantes tangenciam a onda em um ponto (x,y) .

A figura 4.4 ilustra estas hipóteses.

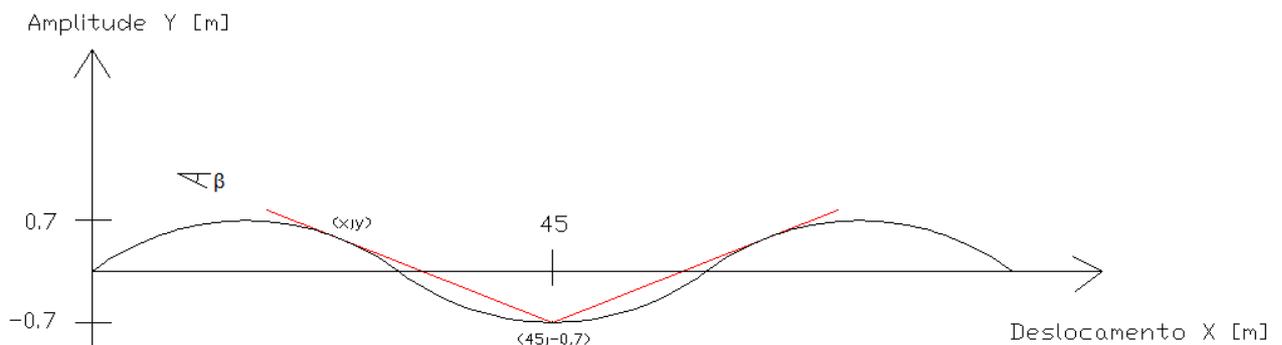


Figura 4.4: Geometria considerada para estimativa da velocidade média (conversor em vermelho)

Necessita-se então achar o ângulo β entre os cilindros flutuantes e adireção horizontal. Este ângulo é o que iguala a derivada da função $Y(x)$ no ponto (x,y) à derivada da reta que passa pelos pontos (x,y) e $(45;-0,7)$. O equacionamento do problema fica então:

$$\frac{-0,7 - \left[0,7 \operatorname{sen}\left(\frac{2\pi x}{60}\right) \right]}{45 - x} = \frac{1,4}{60} \cos\left(\frac{2\pi x}{60}\right) \quad (4.18)$$

Utilizando o Teorema do Valor Médio [Anton, 1999], obtém-se $x=23\text{m}$. Assim, a derivada neste ponto possui mesmo ângulo β com a horizontal que os cilindros flutuantes, logo:

$$\beta = \operatorname{arctg}\left[\frac{dy(23)}{dx}\right] = 0,055\text{rad} \quad (4.19)$$

Considerando,

$$\theta = 2\beta \quad (4.20)$$

Onde θ é o ângulo formado entre o cilindro engastado e o cilindro livre [rad].

Chega-se a $\theta(t)$, sabendo que o período é o mesmo da Eq. (4.1)

$$\theta(t) = 0,11 \operatorname{sen}\left(\frac{2\pi t}{7,53}\right) [\text{rad}] \quad (4.21)$$

Isto permite o cálculo da velocidade angular w .

$$w = \frac{d\theta}{dt} = 0,092 \cos\left(\frac{2\pi t}{7,53}\right) [\text{rad} / \text{s}] \quad (4.22)$$

Com a obtenção de θ , foi feita uma análise gráfica do mecanismo de interação da junta articulada com o pistão, de onde se obteve o curso do pistão L .

$$L = 0,32 \text{m} \quad (4.23)$$

Devido à amplitude do ângulo θ ser pequena, juntamente com o fato de que o ângulo entre a posição central (em verde) e a haste do pistão ser próxima de 90° , a seguinte simplificação foi considerada:

$$V_p = wb \quad (4.24)$$

Onde V_p é a velocidade do pistão [m/s] e b é a distância entre o centro de rotação da junta articulada e o ponto onde a haste do pistão é presa no cilindro flutuante livre [m].

$$b = 1,35 \text{m}$$

Esta simplificação se mostrou razoável, visto que ela gera uma diferença de pouco mais de 5% no curso do pistão e isto se refletirá em um erro também pequeno na velocidade do pistão. Assim:

$$V_p = 1,35 \times 0,092 \cos\left(\frac{2\pi t}{7,53}\right) = 0,1242 \cos\left(\frac{2\pi t}{7,53}\right) [\text{m} / \text{s}] \quad (4.25)$$

Finalmente, a velocidade média V_m do pistão é calculada utilizando a seguinte equação:

$$V_m = \frac{2}{T} \int_{\frac{T}{4}}^{\frac{3T}{4}} V_p dt = 0,078 \text{m} / \text{s} \quad (4.26)$$

4.3.2 Dimensionamento do Circuito Hidráulico

Um esquema do sistema hidráulico do conversor Pelamis foi apresentado na figura 2.7. A partir deste, alguns componentes foram modificados, visando à simplificação, resultando então no sistema hidráulico utilizado para este trabalho, apresentado na figura 3.2. O dimensionamento tem como alvo apenas os componentes que têm influência na resposta dinâmica do sistema.

Após uma revisão sobre os componentes comerciais que poderiam vir a ser utilizados, chegou-se a conclusão de que componentes comerciais usuais não se aplicam a este sistema, principalmente devido à alta potência envolvida. Assim, o sistema será dimensionado com componentes especiais, que poderiam vir a ser produzidos exclusivamente para esta aplicação e seus dados e características estimados a partir de componentes comerciais de menor escala.

4.3.2.1 Pistões

Primeiramente, foi realizado o dimensionamento dos pistões, uma vez que estes irão determinar a vazão do sistema hidráulico. Optou-se por um cilindro de ação simples e haste única, com um curso de 0,32m, conforme Eq. (4.23). O óleo utilizado foi um padrão SAE30 com uma viscosidade cinemática $\nu=10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ [White, 1998]. O dimensionamento do diâmetro do pistão foi baseado no número de Reynolds máximo para que o escoamento laminar fosse sempre garantido. O número de Reynolds máximo Re_{max} é calculado através da velocidade máxima V_{max} do pistão. Esta por sua vez pode ser deduzida obtida da Eq. (4.25):

$$V_{max} = 0,1242 \text{ m/s} \quad (4.27)$$

Então,

$$Re_{max} = \frac{V_{max} D_1}{\nu} \quad (4.28)$$

$$2000 > \frac{0,1242 D_1}{10^{-4}} \quad (4.29)$$

$$D_1 < 1,61 \text{ m} \quad (4.30)$$

Logo, foi escolhido um diâmetro $D_1 = 0,2 \text{ m}$ para o pistão, o que está dentro do critério apresentado, resultando em uma vazão média Q_1 de:

$$Q_1 = V_m \frac{\pi D_1^2}{4} = 0,002418 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.31)$$

A justificativa para a escolha deste diâmetro baseia-se justamente na vazão calculada, que tentou atingir valores próximos da vazão para motores hidráulicos comerciais, com o intuito de estimar o deslocamento volumétrico do mesmo.

4.3.2.2 Tubulação

Toda a tubulação foi considerada de mesmo diâmetro D_2 e utilizou-se a mesma metodologia anterior para o dimensionamento. Segundo Merrit, 1967:

$$Re_{max} = \frac{4Q_1}{\pi D_2 \nu} \quad (4.32)$$

$$2000 > \frac{4 \times (0,002418)}{\pi D_2 \times 10^{-4}} \quad (4.33)$$

$$D_2 > 0,015 \text{ m} \quad (4.34)$$

Resultando $D_2 = 0,04 \text{ m}$.

4.3.2.3 Válvulas

As válvulas propostas para utilização são do tipo direcionais 3/2 vias pilotadas pela pressão do óleo e retorno por mola. O diâmetro dos dutos internos às válvulas foram considerados igual a D_2 e o piloto hidráulico será desconsiderado, visto que para a análise dinâmica, as válvulas são consideradas como totalmente abertas, para fins de simplificação.

4.3.2.4 Motor Hidráulico

O motor utilizado foi de tipo palhetas e deslocamento volumétrico fixo $D_m = 2,56 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rad}$. Este deslocamento volumétrico permite, dada a vazão Q_1 , obter uma rotação média de cerca de 900rpm, que é a rotação de operação do gerador. Obviamente, este é um cálculo aproximado, pois não se levou em conta a pressão necessária para vencer o torque reativo do gerador. É interessante notar que este valor para D_m está próximo do comercial.

4.3.2.5 Dimensões do Sistema Hidráulico

Assim, considerando-se as medidas adotadas juntamente com as dimensões do cilindro flutuante, chegou-se as dimensões para o sistema hidráulico, apresentadas na figura 4.5.

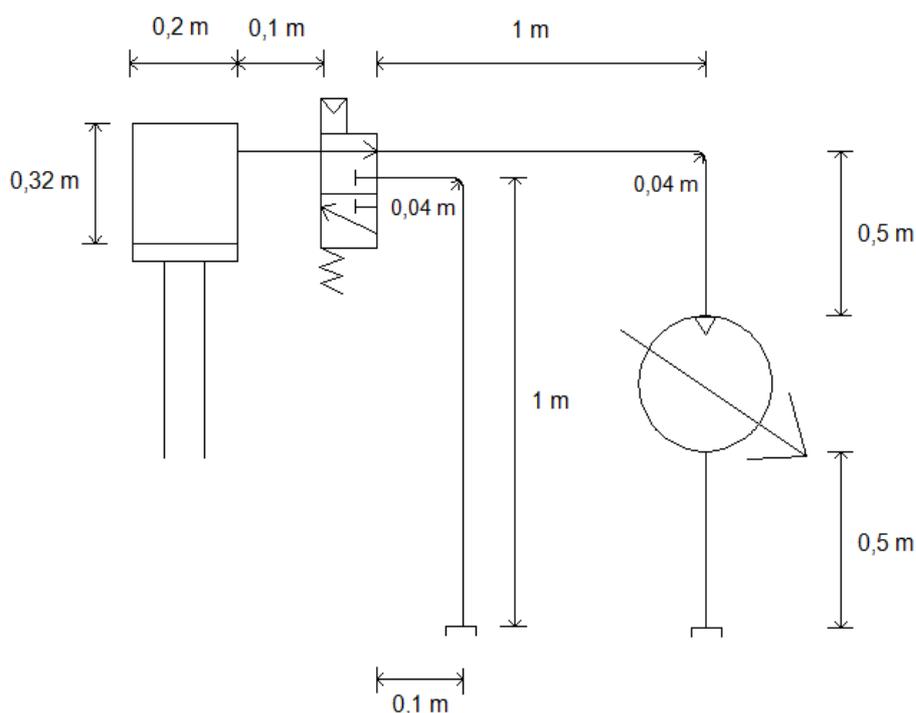


Figura 4.5 – Dimensões do Sistema Hidráulico

4.3.3 Cálculo da Perda de Carga

A seguir, são apresentados os cálculos para a perda de carga distribuída e concentrada, respectivamente. Para estes cálculos, foi utilizada a metodologia a seguir [White, 1998].

4.3.3.1 Perda de Carga Distribuída

A seguinte equação representa a perda de carga distribuída:

$$h = \frac{flv^2}{2gD} \quad (4.35)$$

Onde h é a perda de carga distribuída [m], f é o fator de atrito, l é o comprimento da tubulação considerada [m], v é a velocidade do escoamento [m/s], g é a aceleração da gravidade [m/s^2] e D é o diâmetro da tubulação considerada [m].

Analisando o esquema hidráulico, percebe-se que é possível dividir a vazão do circuito em duas: escoamento no pistão e escoamento na tubulação. Isto, pois em toda a tubulação, o duto tem o mesmo diâmetro e o escoamento tem a mesma velocidade. Logo, para o pistão:

$$Re = \frac{V_m D_1}{\nu} = \frac{0,078 \times 0,2}{10^{-4}} = 156 \quad (4.36)$$

Foi utilizada a velocidade média V_m , pois este cálculo visa à obtenção de uma perda de carga média. Assim, sendo o escoamento laminar,

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{156} = 0,41 \quad (4.37)$$

Levando-se a Eq. (4.37) na Eq.(4.35), obtém-se a perda de carga distribuída no pistão.

$$h_1 = \frac{0,41 \times 0,32 \times (0,078)^2}{2 \times 9,8 \times 0,2} = 2.10^{-4} m \quad (4.38)$$

Para a tubulação:

$$Re = \frac{4Q_1}{\pi D_2 \nu} = \frac{4 \times 0,002418}{\pi \times 0,04 \times 10^{-4}} = 770 \quad (4.39)$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{770} = 0,08 \quad (4.40)$$

Para a tubulação, o comprimento total da tubulação l_{tot} leva em conta todo o circuito, ou seja, o circuito de baixa e o de alta.

$$l_{tot} = 2(0,32) + 2(0,1) + 0,1 + 1 + 1 + 0,5 + 0,5 + 2 \left(0,04 \times \frac{\pi}{2} \right) = 4,06 m \quad (4.41)$$

É importante salientar que toda a extensão da tubulação é considerada, e não apenas um lado do sistema como mostrado na figura, pois o circuito é simétrico. Este é o motivo de a soma incluir duas vezes a distância da saída do cilindro à válvula direcional e duas vezes o curso do pistão. Em termos de resistência hidráulica, isto significa que quando o cilindro flutuante oscila, um dos pistões age como um amortecedor, pois o mesmo está sujeito a uma perda de carga gerada

no circuito de alta (circuito que alimenta o motor) e o outro age como um amortecedor, pois o mesmo está sujeito a uma perda de carga gerada no circuito de baixa (circuito que alimenta o conjunto pistão-cilindro). No presente trabalho, somou-se as perdas de carga e se considerou apenas um cilindro para este efeito. Assim, chegamos à velocidade V do escoamento para a tubulação.

$$V = \frac{Q_1}{A_2} = \frac{0,002418}{\pi(0,02)^2} = 1,92 \text{ m/s} \quad (4.42)$$

Finalmente, a perda de carga distribuída na tubulação é obtida e expressa por:

$$h_2 = \frac{0,08 \times 4,06 \times (1,92)^2}{2 \times 9,8 \times 0,04} = 1,52 \text{ m} \quad (4.43)$$

4.3.3.2 Perda de Carga Concentrada

Analisando o sistema hidráulico, é possível identificar as seguintes perdas de carga concentradas:

- Transição do pistão de $D_1 = 0,2 \text{ m}$ para a tubulação de $D_2 = 0,04 \text{ m}$
- Curva 90° na transição do pistão para a tubulação
- Válvula direcional considerada completamente aberta
- Curvas de 90°
- Saída e entrada para o reservatório

Transição do Pistão para a Tubulação

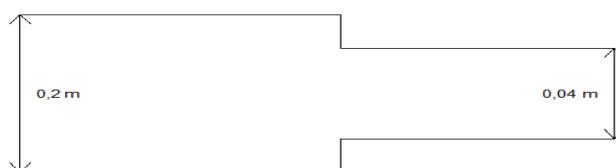


Figura 4.6 – Transição do Pistão para a Tubulação

A perda de carga h_3 é dada por:

$$h_3 = \frac{Kv^2}{2g} \quad (4.44)$$

Sendo k o coeficiente de perda e v a velocidade média do escoamento na tubulação [m]. Utilizando-se o gráfico da figura 4.7, pode-se calcular k como aproximadamente $k = 0,4$.

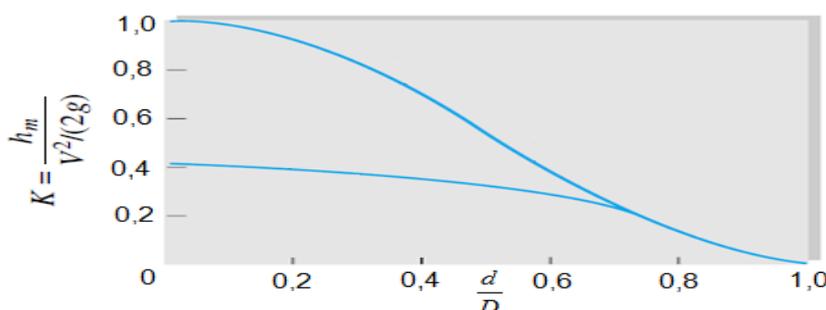


Figura 4.7 – Fator k (Adaptado: White, 1998)

Assim,

$$h_3 = \frac{0,04 \times (1,92)^2}{2 \times 9,8} = 7,5 \cdot 10^{-3} m \quad (4.45)$$

Curva 90° na transição do pistão para a tubulação

Para as curvas de 90°, a perda de carga pode ser expressa por:

$$h_4 = \frac{Kv^2}{2g} \quad (4.46)$$

Aqui, fez-se uma estimativa de perda de carga na transição do cilindro para a tubulação como sendo um estreitamento (calculado acima) e uma curva de raio pequeno. Então, utilizou-se o coeficiente $K = 1,5$ proposto por Macintyre, 1997, para curva de raio curto, portanto:

$$h_4 = \frac{1,5 \times (1,92)^2}{2 \times 9,8} = 0,28 m \quad (4.47)$$

Válvula direcional considerada completamente aberta

Para as válvulas direcionais, utilizou-se a equação e o coeficiente $Cd = 0,62$ propostos por Akers, 2006.

$$h_5 = \frac{v^2}{2gC_d^2} = \frac{(1,92)^2}{2 \times 9,8 \times (0,62)^2} = 0,49 m \quad (4.48)$$

Curvas de 90°

Estão presentes no circuito duas curvas de 90° de raio $r = 0,04m$. Estimou-se por, Macintyre, 1997, uma rugosidade relativa de $\frac{\varepsilon}{d} = 0,0005$, considerando-se a rugosidade equivalente dos dutos como similar ao aço revestido. Fazendo-se uso do gráfico da figura 4.8 é possível estimar k como aproximadamente $k = 0,3$.

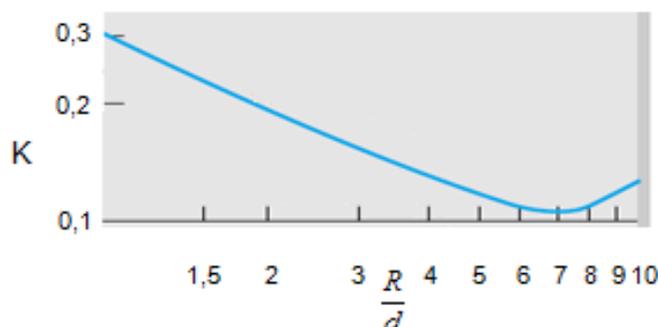


Figura 4.8 – Fator de perda K (Adaptado: White, 1998)

Assim, a perda fica:

$$h_6 = 2 \times \frac{Kv^2}{2g} = 2 \times \frac{0,3 \times (1,92)^2}{2 \times 9,8} = 0,11m \quad (4.49)$$

Saída e entrada para o reservatório

Neste caso, a perda pode ser expressa por:

$$h_7 = \frac{Kv^2}{2g} \quad (4.50)$$

Segundo White, 1998, o Coeficiente K para saída ou entrada para um reservatório com cantos perpendiculares vale $K = 0,5$. Então, como se está considerando apenas um lado do circuito, existem uma saída e uma entrada para o reservatório, logo:

$$h_7 = 2 \times \frac{0,5 \times (1,92)^2}{2 \times 9,8} = 0,18m \quad (4.51)$$

4.3.3.3 Perda de Carga Total

A perda de carga total do sistema hidráulico é expressa por:

$$h_{tot} = \sum_1^7 h_i = 2,1m \quad (4.52)$$

4.4 Coeficientes das Equações do Modelo

Após o dimensionamento dos componentes do conversor de energia das ondas, foi feito o cálculo dos coeficientes das equações apresentadas que modelam o sistema considerado, que são apresentados a seguir.

4.4.1 Oscilação Equivalente

Devido ao fato de que o problema foi modelado considerando uma oscilação na massa concentrada, deve-se estimar uma oscilação equivalente que, aplicada à massa concentrada, cause o mesmo ângulo no cilindro flutuante que a oscilação original no corpo inteiro do cilindro flutuante. Da Eq.(4.21) é obtido θ_{max} , que é o maior ângulo possível entre os cilindros flutuantes, considerando-se que o fator de amplificação é 1. Assim, a oscilação equivalente $y_{eq}(t)$ será a harmônica de mesmo período da oscilação da onda do mar que causa θ_{max} quando aplicada à massa concentrada que dista 15,86m da junta articulada.

$$y_{eq} = 15,86 \text{sen}(0,11) \text{sen}\left(\frac{2\pi t}{7,53}\right) = 1,74 \text{sen}\left(\frac{2\pi t}{7,53}\right) [m] \quad (4.53)$$

Derivando-se $y_{eq}(t)$ chega-se à excitação do circuito elétrico equivalente considerado. Apresentada a seguir:

$$V(t) = \frac{dy_{eq}(t)}{dt} = 1,44 \text{sen}\left(\frac{2\pi t}{7,53}\right) [m/s] \quad (4.54)$$

4.4.2 Resistência Hidráulica R_h

Para o cálculo da resistência hidráulica R_h para escoamentos laminares, Akers, 2006, propõem a seguinte expressão:

$$R_h = \frac{\Delta P}{Q} = \frac{\rho g h_{tot}}{Q} \quad (4.55)$$

Onde R_h é a resistência hidráulica [$\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^3$], ΔP é a Diferença de Pressão [Pa] e Q é a vazão [m^3/s].

Então, considerando-se a densidade do óleo SAE30 $\rho=880\text{kg}/\text{m}^3$, juntamente com as características do escoamento, tem-se:

$$R_h = \frac{880 \times 9,8 \times 2,1}{0,002418} = 7.489.826 [m^3 s^{-1} Pa] \quad (4.56)$$

4.4.3 Indutância Hidráulica L_h

A indutância hidráulica L_h é dada pela seguinte equação [Perondi, 2005]:

$$L_h = \frac{\rho l_{tot}}{A_2} = \frac{800 \times 4,06}{0,00125} = 2.598.400 \text{kg} / \text{m}^4 \quad (4.57)$$

4.4.4 Rigidez K

Segundo o modelo adotado, a força de empuxo gerada pela água foi modelada como um sistema equivalente de rigidez K que age na massa concentrada do flutuador. O cálculo de K foi baseado nas figuras 4.9(a) e 4.9(b).

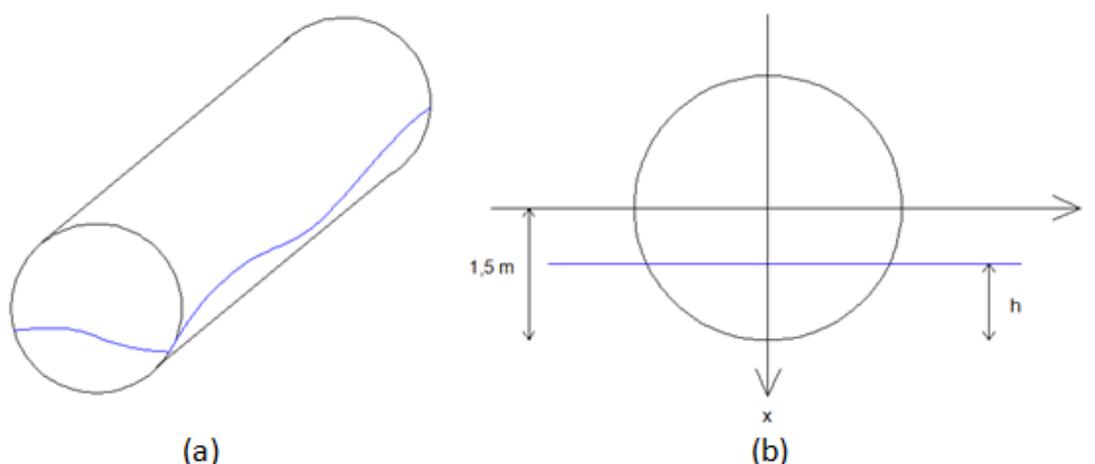


Figura 4.9 – Modelo dos cilindros flutuantes para o cálculo da rigidez K

Na figura 4.9(a) está representado o cilindro flutuando, onde a linha em azul representa a linha da água no cilindro. A figura 4.9(b) apresenta o modelo deste cilindro flutuante. Como simplificação, será considerado que a linha da água é uniforme em relação ao corte transversal do cilindro, como mostrado na figura 4.9 (b), e também em toda a extensão do cilindro. Assim, a força de empuxo F_{emp} é dada pela seguinte expressão [White, 1998]:

$$F_{emp} = \rho g V \quad (4.58)$$

Onde F_{emp} é a força de empuxo devido ao volume deslocado V [N], ρ é a densidade da água [kg/m^3] e V é o volume deslocado [m^3].

Sendo ρ e g valores conhecidos, o volume deslocado V permite calcular a força de empuxo F_{emp} . A hipótese de que a linha da água é uniforme em relação ao corte transversal resulta na seguinte expressão para F_{emp} :

$$F_{emp} = \rho g c A(h) \quad (4.59)$$

Sendo c o comprimento do cilindro flutuante [m] e

$$A(h) = 2 \int_{r-h}^r \sqrt{r_{cil}^2 - x^2} dx = 2r_{cil}^2 \left[\frac{\cos^{-1}\left(\frac{r-h}{r}\right)}{2} - \frac{\text{sen}^{-1}\left[2\cos^{-1}\left(\frac{r-h}{r}\right)\right]}{4} \right] \quad (4.60)$$

Onde R_{cil} é o raio do cilindro flutuante [m] e h é a distância da linha da água até o fundo do cilindro (afundamento) [m]

Substituindo a Eq. (4.57) na Eq. (4.56), obtém-se:

$$F_{emp} = 2\rho g c \int_{r-h}^r \sqrt{r_{cil}^2 - x^2} dx = 2r_{cil}^2 \left[\frac{\cos^{-1}\left(\frac{r-h}{r}\right)}{2} - \frac{\text{sen}^{-1}\left[2\cos^{-1}\left(\frac{r-h}{r}\right)\right]}{4} \right] \quad (4.61)$$

Assim, com $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$, $g=9,8 \text{ m/s}^2$, $c=30 \text{ m}$ e $F_{emp}=198577$, referente ao peso do cilindro flutuante, resolve-se a equação para h , através do Teorema do Valor Médio [Anton, 1999], obtendo-se:

$$h_{eq} = 0,455m \quad (4.62)$$

Esta profundidade encontrada é a de equilíbrio h_{eq} , que iguala a força de empuxo com o peso dos cilindros. Este foi o ponto de operação utilizado para a linearização da força de empuxo, com o intuito de encontrar a rigidez K da mola equivalente que modela o empuxo do mar. A linearização resultou em:

$$K = 436.433N / m \quad (4.63)$$

4.4.5 Constante λ

A constante λ é o parâmetro que modela a transformação da vazão, no sistema hidráulico, em diferença de potencial, no gerador elétrico, e modela a transformação da diferença de pressão, no sistema hidráulico, em corrente elétrica, no gerador elétrico. Esta transformação ocorre diretamente, pois foram desconsideradas as perdas e energias potencial e cinética armazenadas pelo motor hidráulico. Assim, o torque T_m no motor hidráulico é dado pela seguinte equação [Merrit, 1967]:

$$T_m = D_m \Delta P \quad (4.64)$$

Sendo T_m o torque gerado no motor hidráulico [Nm], D_m o deslocamento volumétrico do motor hidráulico [m³/rad] e ΔP a pressão aplicada no motor hidráulico [Pa].

Já o torque T_{ger} no gerador é apresentado a seguir [Doebelin, 1998]:

$$T_{ger} = K_{ger} i \quad (4.65)$$

Onde T_{ger} é o torque fornecido ao gerador elétrico [Nm], K_{ger} é a constante característica do gerador elétrico [Nm/A] e i é a corrente gerada no gerador elétrico [A].

Sabe-se que o gerador elétrico está diretamente ligado no motor hidráulico, logo:

$$T_m = T_{ger} \quad (4.66)$$

Assim, chega-se a seguinte expressão:

$$\Delta P = \frac{K_{ger}}{D_m} i \quad (4.67)$$

Sendo K_{ger} e D_m constantes características do gerador elétrico e do motor hidráulico respectivamente, é possível reescrever a equação anterior utilizando apenas uma constante λ .

$$\Delta P = \frac{i}{\lambda} \quad (4.68)$$

Onde:

$$\lambda = \frac{D_m}{K_{ger}} \quad (4.69)$$

A velocidade angular do motor hidráulico é dada pela seguinte equação [Merrit, 1967]:

$$w_m = \frac{J}{D_m} \quad (4.70)$$

Onde w_m é a velocidade angular do motor hidráulico [rad/s], J é a vazão no motor hidráulico [m³/s] e D_m é o deslocamento volumétrico do motor hidráulico [m³/rad].

Já, a velocidade angular do gerador elétrico é dada pela equação a seguir [Doebelin,1998].

$$w_{ger} = \frac{e}{K_{ger}} \quad (4.71)$$

Sabe-se que:

$$w_m = w_{ger} \quad (4.72)$$

Logo:

$$J = \lambda e \quad (4.73)$$

É importante salientar que Doebelin, 1998, apresenta a Eq. (4.65) e a Eq.(4.71) considerando duas constantes características distintas do gerador elétrico. Devido aos valores numéricos das mesmas serem próximos, para o caso do gerador no presente trabalho, foi considerado apenas uma constante K_{ger} para as equações. Esta constante foi estimada isolando o termo K_{ger} na Eq.(4.65) e na Eq. (4.71). Da análise de catálogos comerciais de geradores de cerca de 350 kW, que é a potência mecânica estimada do conversor de energia das ondas, foi obtido os outros valores das equações, no caso, T_{ger} , i , w_{ger} e e . Assim, K_{ger} foi estimado em $K_{ger}=2,5[N/A]$ e, lembrando que $D_m=2,56.10^{-5}m^3/rad$ e utilizando a Eq.(4.69), chegou-se a λ :

$$\lambda = 1,024.10^{-5} m^3 A / radN \quad (4.74)$$

4.4.6 Resistência do Gerador R_{ger}

A resistência R_{ger} do gerador também foi estimada dos catálogos comerciais referentes aos geradores de cerca de 350kW mencionados anteriormente. Para isto, utilizou-se da seguinte equação [Alexander e Sadiku, 2001]:

$$R_{ger} = \frac{e}{i} \quad (4.75)$$

Obteve-se o valor da diferença de potencial e e da corrente i para tais geradores e, utilizando a Eq.(4.75), obteve-se uma estimativa de R_{ger} .

$$R_{ger} = 0,2V / A \quad (4.76)$$

Integrando-se a excitação $v(t)$ e a resposta $v_I(t)$, chega-se as posições verticais da onda $y(t)$ e posições verticais do cilindro flutuante livre $y_I(t)$. Estas são apresentadas na figura 5.3. As mesmas características de atraso da resposta com relação à excitação e amplificação da excitação, visualizadas na figura anterior, são notadas aqui.

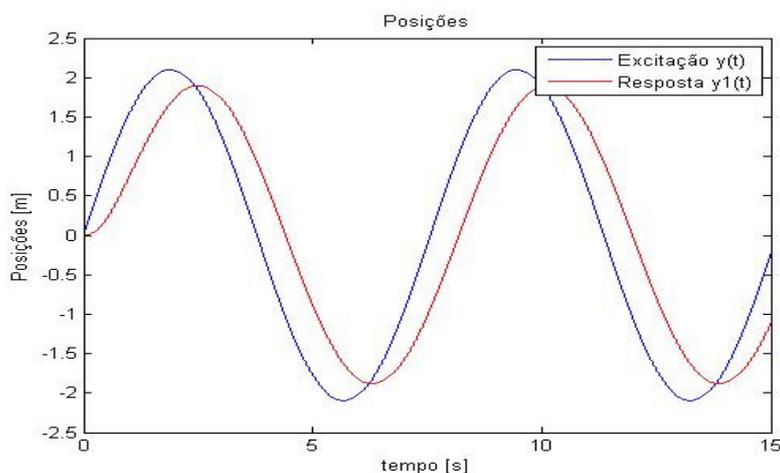


Figura 5.3 – Resposta do sistema (Posição)

Com o intuito de conferir se os cálculos apresentavam problemas, foram obtidas as respostas para outras partes do sistema. Assim, foram comparadas as respostas obtidas pelo modelo utilizado no software Simulink com as respostas obtidas utilizando a velocidade média do pistão, apresentada na seção 4.3.1. Uma das partes analisadas foi a vazão no sistema hidráulico. A vazão basicamente depende da velocidade do pistão que bombeia o óleo para o sistema hidráulico. Obviamente esta velocidade irá depender das perdas e energias cinética e potencial, armazenadas ao longo dos diversos sistemas que formam o conversor como um todo. A figura 5.4 apresenta a vazão no sistema em função do tempo.

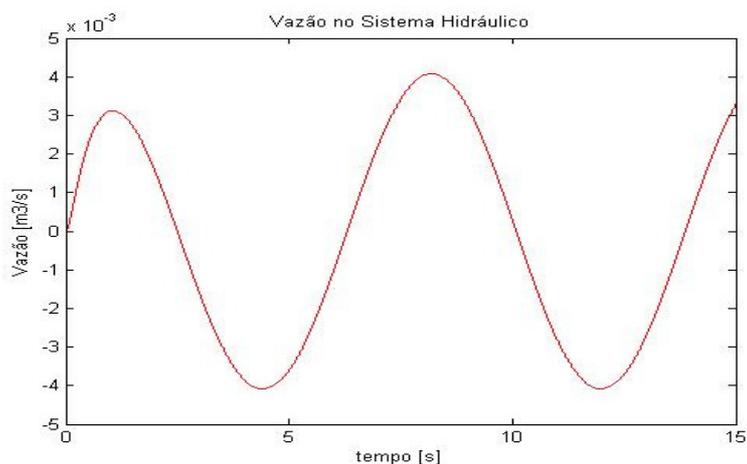


Figura 5.4 – Vazão no Sistema Hidráulico

A outra parte do sistema analisada foi a tensão gerada no gerador elétrico. Esta, conforme a Eq. (4.13), é proporcional à vazão no sistema hidráulico e à constante λ , que depende das características do motor hidráulico e do gerador elétrico. A figura 5.5 apresenta a tensão no gerador elétrico.

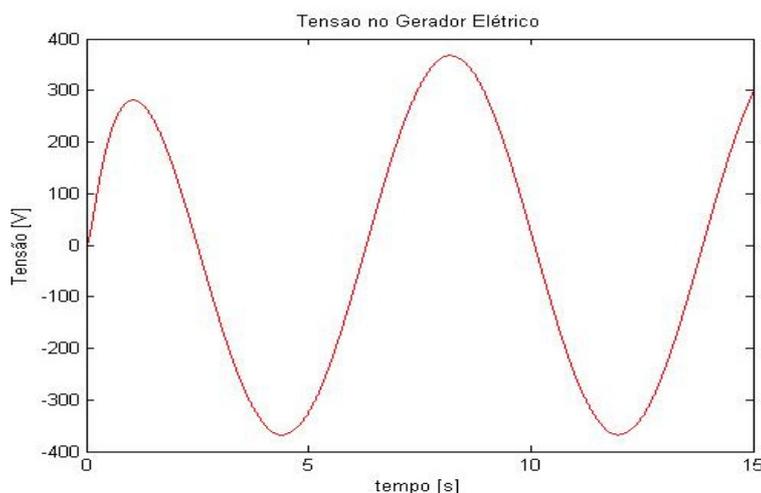


Figura 5.5 – Tensão no gerador elétrico

6 Conclusões

As hipóteses simplificativas iniciais se mostraram adequadas em termos da complexidade do sistema que, através delas, foi evitado. Porém, estas hipóteses distanciaram as respostas obtidas das respostas para um sistema real. A hipótese que mais se destaca neste sentido é a do engastamento de um dos cilindros flutuantes. Isto está trazendo um referencial fixo para o sistema que, na realidade, não se aplica, pois os dois cilindros estão flutuando livremente na água. Assim, a resposta de cada cilindro irá depender da velocidade e posição do outro cilindro, pois disto irá depender a velocidade do pistão no sistema hidráulico e conseqüentemente o amortecimento do sistema. Entretanto, o modelo utilizado é bastante válido para um estudo inicial do assunto, que é o caso do presente trabalho.

A estimativa de peso feita foi considerada imprecisa, porém, apropriada. Isto se deve ao fato de que um melhoramento nesta estimativa seria alcançado através de um estudo dos componentes e equipamentos que seriam necessários para o total funcionamento de um conversor deste tipo. Isto não reflete os objetivos deste trabalho.

Devido às altas potências envolvidas em um sistema como este, houve dificuldades relativas a dados comerciais de componentes hidráulicos que poderiam vir a compor o conversor. Aplicações fora do comum, como a deste conversor de energia das ondas, utilizariam componentes também fora do comum, estimados e dimensionados de maneira semelhante a este trabalho. No caso do projeto de um sistema similar, o trabalho em conjunto com empresas que desenvolvem componentes hidráulicos seria imprescindível para o desenvolvimento do mesmo.

As respostas obtidas estão de acordo com o comportamento esperado para o sistema. Levou-se em conta a velocidade média V_m , sendo possível obter um valor aproximado para as mesmas. Isto considerando a hipótese de que a resposta está em fase e não há amplificação do movimento. Assim, foi possível ter certeza de que as simulações estavam corretas, segundo o modelo utilizado. A única resposta que apresentou divergência com o esperado foi a tensão no gerador elétrico. Apesar da ordem de grandeza estar correta, a mesma apresentou aproximadamente o dobro da tensão esperada. Acredita-se que isto se deve à modelagem utilizada para o gerador elétrico e, também, às estimativas das constantes do gerador elétrico. Destas, nas equações, depende o transformador que liga o sistema hidráulico com o gerador elétrico, como apresentado anteriormente. Apesar disto, considera-se que a modelagem utilizada satisfaz os objetivos do presente trabalho.

Diante da proposta do trabalho e dos resultados obtidos, conclui-se que o trabalho atingiu seus objetivos. Fica como proposta para futuros trabalhos, a modelagem de conversores de energia das ondas semelhantes, porém, desconsiderando o engastamento de um dos cilindros flutuantes e um maior aprofundamento da modelagem do gerador elétrico.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Akers, A.; Gassman, M.; Smith, R.; **"Hydraulic Power System Analysis"**. CRC Press, 2006.
- Alexander, C. K.; Sadiku, M. N. O.; **"Fundamentals of Electric Circuits"**. Mcgraw-Hill, 2001.
- Anton, H.; **"Calculus: a new horizon"**. John Wiley & Sons, 6th Edition, 1999.
- Charlier, R.H.; Finkl, C.W.; **"Ocean Energy: Tide and Tidal Power"**. IE-Springer-Verlag, 2009.
- Cruz, J.; **"Ocean Wave Energy: Current Status and Future Perspectives"**. IE-Springer-Verlag, 1st Edition, 2008.
- Cruz, J.M.B.P; Sarmiento, A.J.N.A; **"Energia das Ondas"**. Instituto Superior Técnico, 2004.
- Doebelin, E. O.; **"System Dynamics: Modeling, Analysis, Simulation, Design"**. CRC, 1998.
- Estefen, S.; **"Geração de Energia Elétrica pelas Ondas do Mar"**. www.planeta.coppe.ufrj.br, 2006, acessado em 27/08/2009.
- Falnes, J; **"A Review of Wave- Energy Extraction"**. Norwegian University of Science and Technology, 2007
- Henderson, R; **"Design, Simulation and Testing of a Novel Hydraulic Power take-off System for the Pelamis Wave Energy Converter"**. Ocean Power Delivery Ltd (Scotland),2005.
- Keelynet; **"Buoy Energy Converter"**. www.keelynet.com, acessado em 15/09/2009.
- Livescience; **"Making Waves: Power Plant Would Create False Shoreline"**. www.livescience.com, acessado em: 20/10/2009.
- Macintyre, A.J.; **"Bombas e Instalações de Bombeamento"**. LTC, 2^a Edição, 1997.
- Margueritini, L.; Frigaard, P.; **"The SSG Wave Energy Converter and Application on The Breakwater of the New Liseleje Harbour"**. Aalborg University, 2007.
- Merrit, H.E.; **"Hydraulic Control Systems"**. John Wiley,1967.
- Ogata, K; **"Engenharia de Controle Moderno"**. Prentice Hall Brasil, 4a Edição, 2003.
- Perondi, E.A.; **"Introdução à Teoria de Controle Clássico"**. Caderno Técnico de Engenharia Mecânica, 2005.
- Pinches, M. J.; Ashby, J.G.; **"Power Hydraulics"**. Prentice Hall, 1st Edtion, 1989.
- Seafriends; **"Oceanography: Waves"**. www.seafriends.org.nz, acessado em 27/08/2009.
- Vining, J; **"Ocean Wave Energy Conversion"**. University of Wisconsin, 2005.
- White, F.M.; **"Fluid Mechanics"**. Mcgraw-Hill, 4a edição, 1998.