



GERAÇÃO ELÉTRICA A PARTIR DE ONDAS DO MAR – MODELO COMPLETO
E ANÁLISE DO SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

Isaac Rocha Machado

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Elétrica.

Orientador: Edson Hirokazu Watanabe

Rio de Janeiro
Setembro de 2013

GERAÇÃO ELÉTRICA A PARTIR DE ONDAS DO MAR – MODELO COMPLETO
E ANÁLISE DO SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

Isaac Rocha Machado

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ
COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM
ENGENHARIA ELÉTRICA.

Examinada por:

Prof. Edson Hirokazu Watanabe, D. Eng.

Prof. Antônio Carlos Ferreira, Ph. D.

Prof. Luís Guilherme Barbosa Rolim, Dr.-Ing.

Prof. Segen Farid Estefen, Ph. D.

Prof. Fernando Luiz Marcelo Antunes, Ph. D.

Prof. Francisco de Assis dos Santos Neves, Dr.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

SETEMBRO DE 2013

Machado, Isaac Rocha

Geração Elétrica a Partir de Ondas do Mar – Modelo Completo e Análise do Sistema de Armazenamento de Energia / Isaac Rocha Machado. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2013.

VII, 146 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Edson Hirokazu Watanabe

Tese (doutorado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Elétrica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 141-146.

1. Sistema hidropneumático. 2. Gerador de indução de dupla alimentação. 3. Controle vetorial. I. Watanabe, Edson Hirokazu. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Elétrica. III. Título.

*A minha família, especialmente meu
irmão Sérgio, meu avô Bernardo e minha avó
Maria Lúcia.*

Agradecimentos

Uma grande conquista nunca é alcançada individualmente. Foram inúmeros os obstáculos que encontrei durante os anos em que estive no Rio para fazer o doutorado. Assim, deixo registrado os meus agradecimentos às pessoas que me ajudaram e que também fazem parte dessa vitória:

A Deus por ter me concedido a vida e por sempre ter me iluminado nesta longa caminhada.

Aos meus pais Sérgio e Maria de Lourdes e meus irmãos (ãs) Sérgio Filho, Luna, Themis, Maria e Gabriel, pelo amor de todos os dias. Em especial, ao meu querido irmão Sérgio, a maior prova de amor que já tive nessa vida.

Ao meu avô Bernardo que sempre foi minha referência como ser humano e pai. Sempre fui feliz escutando e praticando os seus ensinamentos da vida.

A minha avó Maria Lúcia pelo carinho e dedicação na minha educação.

A minha noiva Thamires pela compreensão e amizade. Obrigado por ter me apoiado e dado força, especialmente na reta final do doutorado.

Ao Professor Edson Watanabe pela orientação deste trabalho e sua contribuição na minha formação. Muito obrigado pela confiança e por nossas conversas técnicas e descontraídas. Aprendi muito com todas elas.

Ao CNPq e a FAPERJ pelo suporte financeiro.

Aos Professores Antônio Carlos, Rolim, Segen, Fernando Antunes e Francisco Neves pelas importantes contribuições prestadas a este trabalho. Em especial, ao Professor Segen, pela confiança em mim depositada, e ao Professor Rolim, pela ajuda no desenvolvimento da parte experimental deste trabalho.

Aos meus colegas da UFRJ pelo convívio diário e pela amizade. Em especial, ao meu amigo Júlio, Seus pais Péricles e Cristina e sua irmã Beatriz. Vocês me apoiaram nos momentos mais difíceis. Obrigado por tudo!

A todos os meus amigos que fiz durante esta jornada no Rio. Vocês foram fundamentais.

A todos os funcionários e técnicos administrativos da COPPE / UFRJ. Em especial à Márcia pela dedicação e ajuda diária.

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (D. Sc.)

GERAÇÃO ELÉTRICA A PARTIR DE ONDAS DO MAR – MODELO COMPLETO
E ANÁLISE DO SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

Isaac Rocha Machado

Setembro/2013

Orientador: Edson Hirokazu Watanabe

Programa: Engenharia Elétrica

Este trabalho apresenta a análise e otimização de um conversor de energia das ondas em energia elétrica desenvolvido por pesquisadores da COPPE/UFRJ. As principais características deste conversor são: a utilização de um sistema hidropneumático para filtrar as oscilações da potência absorvida das ondas e um gerador de indução de dupla alimentação (*DFIG*) para realizar a conversão eletromecânica. Os modelos matemáticos de todas as etapas de conversão (desde as ondas à rede elétrica) são apresentados e uma estratégia de controle integrada dos sistemas hidropneumático e eletromecânico é proposta para maximizar o aproveitamento da energia das ondas. Resultados de simulação são apresentados a fim de avaliar o desempenho dos sistemas de armazenamento de energia (compressão de gás e inércia das massas girantes) e seus impactos na qualidade da energia gerada. Resultados experimentais também são apresentados a partir da implementação de um emulador do sistema de conversão em laboratório, validando as estratégias de controle e o desempenho do gerador escolhido.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science (D. Sc.)

POWER GENERATION FROM SEA WAVES - COMPLETE MODEL AND
ANALYSIS OF ENERGY STORAGE SYSTEM

Isaac Rocha Machado

September/2013

Advisors: Edson Hirokazu Watanabe

Department: Electrical Engineering

This work presents the analysis and optimization of a wave to electrical energy converter developed by COPPE / UFRJ researchers. The main features of this converter are: the use of a hydropneumatic system for filtering the oscillations of the wave power absorbed and a Doubly Fed Induction Generator (*DFIG*) to perform electromechanical conversion. The mathematical models of all conversion steps (from the waves to power grid) are presented and an integrated control strategy of hydropneumatic and electromechanical systems is proposed to maximize the energy transfer from the waves to the grid. Simulation results are presented to evaluate the performance of the energy storage systems (compressed air and inertia of the rotating masses) and its impact on the quality of generated power. Experimental results are also presented from the implementation of a wave energy system generation emulator in the laboratory, validating the control strategies and the performance of the generator chosen.

Lista de Siglas e Abreviações

<i>AWS</i>	<i>Archimedes Wave Swing</i>
<i>CAES</i>	<i>Compressed Air Energy Storage</i>
<i>CLM</i>	Conversor do Lado da Máquina
<i>CLR</i>	Conversor do Lado da Rede
<i>DFIG</i>	<i>Doubly Fed Induction Generator</i>
<i>FT</i>	Função de Transferência
<i>LIMPET</i>	<i>Land Installed Marine Power Energy Transmitter</i>
<i>LTS</i>	Laboratório de Tecnologia Submarina
<i>LVRT</i>	<i>Low-Voltage Ride-Through</i>
<i>OPEP</i>	Organização dos Países Exportadores de Petróleo
<i>OWC</i>	<i>Oscillating Water Column</i>
<i>PCC</i>	Ponto de Conexão Comum
<i>PI</i>	Proporcional Integral
<i>PLL</i>	<i>Phase Locked Loop</i>
<i>SCIG</i>	<i>Squirrel Cage Induction Generator</i>
<i>UCP</i>	Unidade de Conversão Primária
<i>UCS</i>	Unidade de Conversão Secundária
<i>VC</i>	Volume de Contorno – Modelagem da turbine hidráulica
<i>VSC</i>	<i>Voltage Source Converter</i>

Lista de Símbolos

A	Amplitude de onda
A_1	Área da seção transversal da bomba hidráulica
A_2	Área da seção transversal do jato d'água de saída do acumulador
A_i	Amplitude do i -ésimo harmônico - Espectro de <i>Bretschneider</i>
A_o	Área da seção transversal do embolo do acumulador hidropneumático
A_w	Constante utilizada na equação do espectro de <i>Bretschneider</i>
B_w	Constante utilizada na equação do espectro de <i>Bretschneider</i>
C	Capacitância do elo CC
d_1 e d_l	Níveis de altura do líquido – Equação de <i>Bernoulli</i>
$Erro_\delta$	Erro de posição do pistão do acumulador hidropneumático
$Erro_\delta$ Filtrado	Erro de posição filtrado (pistão do acumulador hidropneumático)
E_w	Densidade de energia na superfície do mar
F_e	Força de excitação da onda
F_{e_i}	Força de excitação devido a i -ésima componente harmônica
F_{e_max}	Valor de pico da Força de excitação da onda
F_p	Força de reação do pistão sobre o flutuador
f_s	Frequência elétrica nominal da máquina de indução
g	Aceleração da gravidade
H	Altura de onda
h	Profundidade do oceano
H_r	Constante de inércia do rotor
H_s	Altura significativa de onda
i_a, i_b, i_c	Correntes de linha do <i>CLR</i>
i_d	Corrente de eixo direto do <i>CLR</i>
i_{d_ref}	Corrente de referência de eixo direto – Controle do <i>CLR</i>
I_{drede}	Corrente de eixo direto injetada na rede elétrica
I_i	Correntes de entrada do capacitor do barramento CC
i_{ms}	Corrente de magnetização da máquina de indução
I_N	Corrente nominal do estator do <i>DFIG</i>

I_{Nr}	Corrente nominal do rotor do <i>DFIG</i>
I_o	Correntes de saída do capacitor do barramento CC
i_q	Corrente de eixo em quadratura do <i>CLR</i>
i_{q_ref}	Corrente de referência de eixo em quadratura – Controle do <i>CLR</i>
I_{grede}	Corrente de eixo em quadratura injetada na rede elétrica
\vec{i}_r	Vetor especial corrente do rotor referenciado ao eixo síncrono girante <i>d</i>
i_{ra}, i_{rb}, i_{rc}	Correntes de linha do rotor
i_{rd}	Corrente do rotor de eixo direto
i_{rd_ref}	Corrente do rotor de eixo direto de referência
i_{rq}	Corrente do rotor de eixo em quadratura
i_{rq_ref}	Corrente do rotor de eixo em quadratura de referência
\vec{i}_s	Vetor especial corrente do estator referenciado ao eixo síncrono girante <i>d</i>
\vec{i}_s^s	Vetor especial corrente do estator referenciado às coordenadas do estator
$i_{sa}^s, i_{sb}^s, i_{sc}^s$	Correntes do estator referenciadas às coordenadas do estator
i_{sd}	Corrente do estator de eixo direto
i_{sq}	Corrente do estator de eixo em quadratura
J	Momento de inércia do rotor
K	Número de onda
K_e	Coefficiente de elasticidade do flutuador
k_i	Número de onda da <i>i</i> -ésima componente harmônica
k_i	Ganho integral – Controlador PI
k_p	Ganho proporcional – Controlador PI
L_{Lr}	Indutância de dispersão do rotor
L_{Ls}	Indutância de dispersão do estator
L_m	Indutância de magnetização
L_{rt}	Indutância do filtro do <i>CLM</i>
L_s	Indutância do estator
L_r	Indutância do rotor
L_{st}	Indutância do filtro do <i>CLR</i>
L_{th}	Indutância de Thévenin - Representação da rede elétrica

M	Massa do flutuador
m_l	Índice de modulação do <i>CLR</i>
M_r	Coefficiente de massa adicional do flutuador
n	Número de moles
p	Número de pares de polos da máquina de indução
P	Potência ativa do <i>CLR</i>
\tilde{p}	Parcela oscilante da potência extraída das ondas
\bar{p}	Parcela media da potência extraída das ondas
P_1	Pressão hidráulica instantânea
P_{1_otm}	Pressão hidráulica ótima
P_2	Pressão atmosférica
P_A e P_B	Pressões hidráulicas nas posições A e B do pistão do acumulador
P_h	Potência hidráulica
P_m	Potência mecânica no eixo da turbina hidráulica
P_o	Pressão hidráulica inicial
P_r	Potência ativa do rotor
P_s	Potência ativa do estator
P_{sref}	Potência ativa do estator de referência
P_w	Potência por metro de crista de onda
Q	Potência reativa do <i>CLR</i>
Q_{in}	Vazão de entrada do sistema hidráulico
Q_{out}	Vazão de saída do sistema hidráulico
Q_r	Potência reativa do rotor
Q_s	Potência reativa do estator
Q_{sref}	Potência reativa do estator de referência
R	Constante universal dos gases
R_r	Coefficiente de irradiação do flutuador
R_{rt}	Resistência do filtro do <i>CLM</i>
R_s	Resistência do estator
R_{st}	Resistência do filtro do <i>CLR</i>
R_t	Raio da turbina hidráulica
R_{th}	Resistência de Thévenin - Representação da rede elétrica

s	Escorregamento da máquina de indução
S_n	Potência do n -ésimo harmônico – Espectro de <i>Bretschneider</i>
S_N	Potência aparente nominal do <i>DFIG</i> – Valor de base (pu)
T	Período de onda
T_e	Torque elétrico do <i>DFIG</i>
T_{e_pu}	Torque elétrico do <i>DFIG</i> em pu
T_k	Temperatura
T_{m_pu}	Torque mecânico do <i>DFIG</i> em pu
T_m	Torque mecânico do <i>DFIG</i>
T_{med}	Período médio de onda
V_1	Velocidade da água na entrada do acumulador hidropneumático
V_2	Velocidade do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático
v_a, v_b, v_c	Tensões da rede elétrica
v_{a1}, v_{b1}, v_{c1}	Tensões sintetizadas pelo <i>CLR</i>
$v_{a1_ref}, v_{b1_ref}, v_{c1_ref}$	Tensões de referência em eixos abc – Modulação <i>SPWM</i> do <i>CLR</i>
v_d	Tensão de eixo direto da rede elétrica
v_{d1}	Tensão de eixo direto sintetizada pelo <i>CLR</i>
v_{d1_ref}	Tensão de eixo direto de referência – Modulação <i>SPWM</i> do <i>CLR</i>
v_{q1_ref}	Tensão de eixo em quadratura de referência – Modulação <i>SPWM</i> do <i>CLR</i>
V_{dc}	Tensão do elo CC
V_{LI}	Volume de ar (acumulador e câmara hiperbárica) instantâneo
V_{LA} e V_{LB}	Volumes de ar nas posições A e B do pistão do acumulador
V_{Lo}	Volume inicial de ar (acumulador e câmara hiperbárica)
V_N	Tensão nominal do estator do <i>DFIG</i> – Valor de base (pu)
V_{Nr}	Tensão nominal do rotor do <i>DFIG</i> – Valor de base (pu)
V_{pcc}	Tensão no Ponto de Conexão Comum
v_q	Tensão de eixo em quadratura da rede elétrica
v_{q1}	Tensão de eixo em quadratura sintetizada pelo <i>CLR</i>
\vec{v}_r	Vetor especial tensão do rotor referenciado ao eixo síncrono girante d
v_{rd}	Tensão do rotor de eixo direto

v_{rd_ref}	Tensão de eixo direto de referência - Modulação <i>SPWM</i> do <i>CLM</i>
v_{rq}	Tensão do rotor de eixo em quadratura
v_{rq_ref}	Tensão de eixo em quadratura de referência - Modulação <i>SPWM</i> do <i>CLM</i>
\vec{v}_s^s	Vetor especial tensão do estator referenciado às coordenadas do estator
\vec{v}_s	Vetor especial tensão do estator referenciado ao eixo síncrono girante <i>d</i>
$v_{sa}^s, v_{sb}^s, v_{sc}^s$	Tensões do estator referenciadas às coordenadas do estator
v_{sd}	Tensão do estator de eixo direto
v_{sq}	Tensão do estator de eixo em quadratura
$v_{s\alpha}$	Tensão do estator de eixo estacionário α
$i_{s\alpha}$	Corrente do estator de eixo estacionário α
$v_{s\beta}$	Tensão do estator de eixo estacionário β
$i_{s\beta}$	Corrente do estator de eixo estacionário β
v_w	Velocidade de propagação da onda
$W_{A \rightarrow B}$	Trabalho realizado no deslocamento do pistão de uma posição A para B
y	Posição do flutuador
Z_{th}	Impedância de Thévenin - Representação da rede elétrica
δ	Posição instantânea do êmbolo do acumulador hidropneumático
δ_{max} e δ_{min}	Posições máxima e mínima do êmbolo do acumulador hidropneumático
δ_{med}	Posição média do pistão do acumulador hidropneumático
δ_o	Posição inicial do pistão do acumulador hidropneumático
δ_{ref}	Posição de referência do pistão do acumulador hidropneumático
ΔP_1	Oscilação de pressão hidráulica em torno do seu valor médio
ΔV_2	Oscilação de velocidade do jato d'água na saída do acumulado em torno do seu valor médio
ΔV_L	Volume d'água injetado no sistema hidráulico a cada bombeada
$\Delta \omega_m$	Oscilação de velocidade mecânica em torno do seu valor médio
$\Delta \delta$	Oscilação do pistão do acumulador em torno do seu valor médio

ε	Posição do eixo α do rotor em relação ao eixo α do estator
θ	Ângulo de escape do jato d'água após se chocar com a concha da turbina
Θ_m	Posição mecânica do rotor - Encoder
Θ_{PLL}	Ângulo de saída do <i>PLL</i>
Θ_r	Posição elétrica do rotor
Θ_{sl}	Ângulo de escorregamento
λ	Comprimento de onda
μ	Ângulo entre o eixo estacionário α do estator e o eixo síncrono girante d
ρ	Massa específica da água
σ	Fator de dispersão da máquina de indução
φ_i	Fase do i -ésimo harmônico- Espectro de <i>Bretschneider</i>
$\vec{\psi}_r$	Vetor especial fluxo do rotor referenciado ao eixo síncrono girante d
ψ_{rd}	Fluxo do rotor de eixo direto
ψ_{rq}	Fluxo do rotor de eixo em quadratura
$\vec{\psi}_s^s$	Vetor especial fluxo do estator referenciado às coordenadas do estator
$\vec{\psi}_s$	Vetor especial fluxo do estator referenciado ao eixo síncrono girante d
$\psi_{sa}^s, \psi_{sb}^s, \psi_{sc}^s$	Fluxos do estator referenciados às coordenadas do estator
ψ_{sd}	Fluxo do estator de eixo direto
ψ_{sq}	Fluxo do estator de eixo em quadratura
ψ_{sa}	Fluxo do estator de eixo estacionário α
$\psi_{s\beta}$	Fluxo do estator de eixo estacionário β
ω	Frequência natural da onda
ω_i	Frequência natural do i -ésimo harmônico - Espectro de <i>Bretschneider</i>
ω_m	Velocidade mecânica do rotor
ω_{m_opt}	Velocidade mecânica ótima do rotor
ω_{m_pu}	Velocidade mecânica do rotor em pu
ω_{mref}	Velocidade mecânica do rotor de referência

ω_N	Velocidade mecânica nominal do <i>DFIG</i>
ω_s	Frequência angular do estator (rede elétrica)
ω_{sl}	Frequência angular de escorregamento

SUMÁRIO

1. Introdução	1
1.1. Classificação dos Dispositivos de Conversão da Energia das Ondas	3
1.2. Potenciais Mundial e Brasileiro Estimados	4
1.3. Topologias de Conversores de Energia das Ondas	5
1.3.1. Colunas de Água Oscilante (<i>Oscillating Water Column - OWC</i>).....	6
1.3.2. <i>Pelamis</i>	7
1.3.3. <i>Wave Dragon</i>	8
1.3.4. <i>Archimedes Wave Swing - AWS</i>	8
1.4. Conversor Desenvolvido pela COPPE/UFRJ.....	9
1.5. Revisão Bibliográfica	14
1.6. Identificação do Problema.....	19
1.7. Contribuições do Trabalho	21
2. Modelagem da Unidade de Conversão Primária	24
2.1. Conceitos Básicos em Energia das Ondas.....	26
2.2. Flutuador e Bomba Hidráulica	30
2.3. Acumulador Hidropneumático e Câmara Hiperbárica	34
2.4. Turbina Hidráulica	39
2.5. Conclusões.....	42
3. Modelagem da Unidade de Conversão Secundária e Estratégias de Controle ...	44
3.1. Gerador de Indução de Dupla Alimentação (<i>DFIG</i>).....	44
3.2. Estratégias de Controle e Modelagem dos Conversores	51
3.2.1. Conversor do Lado da Rede (<i>CLR</i>).....	53
3.2.2. Conversor do Lado da Máquina (<i>CLM</i>).....	56
3.3. Resultados Experimentais	59
3.3.1. Conversor do Lado da Rede (<i>CLR</i>).....	61
3.3.2. Conversor do Lado da Máquina (<i>CLM</i>).....	65
3.4. Conclusões.....	70
4. Análise e Otimização do Sistema de Conversão.....	72
4.1. Vazão de Saída (Q_{out}) Fixa e Mar regular	74
4.2. Proposta de Controle Integrado Entre Sistemas Hidráulico e Elétrico	86

4.2.1. Vazão de Saída (Q_{out}) Controlada e Mar Regular	88
4.2.2. Vazão de Saída (Q_{out}) Controlada e Mar Real	100
4.3. Efeito da inércia do Conjunto Turbina Gerador	106
4.4. Conclusões.....	112
5. Bancada Experimental	116
5.1. Mar regular	119
5.1.1. Volume da Câmara Hiperbárica (V_{Lo}) de 1,5 m ³	119
5.1.2. Volume da Câmara Hiperbárica (V_{Lo}) de 5,5 m ³	124
5.2. Mar Real	127
5.3. Conclusões.....	132
6. Conclusões Finais e Trabalhos Futuros	135
7. Referências Bibliográficas.....	141

1. Introdução

Atualmente, uma das principais preocupações do homem é a questão relativa à energia e as formas de geração. No Brasil, estima-se que após a passagem das turbulências geradas com a recente crise mundial, entre 2008 e 2009, a meta de crescimento do setor econômico deve estar em torno de 4 e 5%. Considerando que o setor elétrico cresça aproximadamente a mesma taxa, a capacidade de geração deveria dobrar num horizonte da ordem de 15 anos.

Na década de 70 o aumento pela procura de petróleo além da oferta ocasionou uma grave crise internacional. A Organização dos Países Exportadores de Petróleo (*OPEP*) decidiu então por sucessivos aumentos no preço do barril de petróleo, que saiu de U\$ 3 chegando a U\$ 30 no ano de 1980. Logo, esta política dos países produtores desencadeou severos problemas de inflação e altas taxas de juros nos países industrializados. Começariam então a surgir novos investimentos em fontes alternativas de energia.

Adicionalmente, as questões ambientais e energéticas também começaram a ser foco de discussões e debates. A conferência de Estocolmo (1972) foi o marco inicial destas questões, onde os países industrializados discutiram pela primeira vez as questões ambientais globais de desenvolvimento. Desde então sucessivas conferências sobre meio ambiente e desenvolvimento sustentável foram realizadas, tais como a Estocolmo+10 (1982) em Nairóbi – Quênia, a Eco 92 (1992) no Rio de Janeiro, a Sessão Especial da Assembléia das Nações Unidas (Rio+5, 1997) em Cairo – Egito, Cúpula Mundial Sobre Desenvolvimento Sustentável (Rio+10) em Johannesburgo – África do Sul e recentemente a Conferência das Nações Unidas em Desenvolvimento Sustentável (Rio+20, 2012) novamente no Rio de Janeiro. Apesar destes esforços a grande maioria dos recursos energéticos existentes ainda é de origem não renovável seja de fonte fóssil ou atômica. Assim, os investimentos em recursos menos danosos ao meio ambiente como energia eólica, solar, marés, ondas e outras vêm crescendo rapidamente. No caso da energia eólica a evolução foi bem sucedida, passando de um estágio inicial de protótipos experimentais à atual produção em escala comercial em aproximadamente 20 anos.

Pesquisadores apontam as fontes renováveis como parte da solução para o problema, uma vez que os recursos energéticos renováveis são inesgotáveis e com emissão nula de carbono (com exceção da biomassa). Nos últimos anos, pesquisadores têm destacado uma nova tendência para o futuro do setor elétrico: as microrredes inteligentes ou *smartgrids*. Trata-se de modernas e pequenas redes (isoladas ou conectadas ao sistema elétrico) caracterizadas pela geração descentralizada e compostas por vários tipos de recursos renováveis e geralmente incluindo um sistema de armazenamento. A idéia é que ocorra a geração, distribuição e regulação do fluxo de potência para os consumidores de forma local, minimizando-se os esforços e perdas com a transmissão de energia, tornando o sistema mais confiável e reduzindo as emissões de gases nocivos ao meio ambiente. Assim, esta revolução do setor elétrico traz novos desafios para pesquisadores das mais diversas áreas, principalmente controle de fontes renováveis e qualidade da energia.

Dentre as mais diversas tecnologias, a energia das ondas apresenta-se como uma forte aliada no campo de energias renováveis, visto que a grande área disponível para aplicação e a proximidade da população (consumo) dos pontos de geração são as principais vantagens. Com um alto potencial de geração, acredita-se que este recurso possa contribuir significativamente para atender parte da demanda de energia mundial. Porém, esta tecnologia se encontra em estágio de desenvolvimento com alguns protótipos em teste no mundo.

A principal característica da energia das ondas é a alta variação da potência disponível, em curta (alguns segundos – período da onda) e longa escala de tempo (um “estado de mar” tem duração média de 3 a 4 horas e também com variações ao longo do ano). Como apresentado no capítulo 2, a definição de “estado de mar real” está associada à observação dos períodos e amplitudes de ondas que mais se repetem. Desta forma, um estado de mar é caracterizado pelos parâmetros estatísticos período médio (T_{med}) e altura de onda significativa (H_s). Devido a esta intermitência de potência disponível, os protótipos já desenvolvidos geralmente empregam um sistema de armazenamento a fim de minimizar as flutuações refletidas à rede elétrica.

O presente trabalho abrange um tipo específico de conversor de energia das ondas. Trata-se do conceito desenvolvido por pesquisadores da COPPE/UFRJ, baseado no bombeamento d’água por bombas hidráulicas acionadas por flutuadores. O sistema hidráulico ainda é composto por um acumulador hidropneumático acoplado a uma

câmara hiperbárica como apresentado na seção 1.4. O Gerador de Indução de Dupla Alimentação (*Doubly Fed Induction Generator - DFIG*) é proposto para o sistema e dois conversores fonte de tensão (*Voltage Source Converter - VSC*), controlados por corrente e em topologia *back-to-back*, são utilizados para alimentar os enrolamentos do rotor. Ainda neste capítulo são apresentados e discutidos os motivos da escolha deste tipo de gerador para o protótipo de conversão. No Capítulo 3 apresenta-se a modelagem do *DFIG* e as estratégias de controle dos *VSC* utilizados.

Neste capítulo serão apresentados os principais dispositivos de conversão da energia das ondas em energia elétrica, o potencial mundial e brasileiro estimado, o princípio de funcionamento do conversor COPPE/UFRJ, revisão bibliográfica e os objetivos e contribuições da tese.

1.1. Classificação dos Dispositivos de Conversão da Energia das Ondas

Atualmente uma grande variedade de conceitos em energia das ondas está sendo investigada por empresas e instituições de pesquisa de todo o mundo. Ainda não se tem ao certo um consenso sobre a melhor topologia ou método de extração de energia das ondas. Devido a esta grande diversidade torna-se difícil criar regras para classificação dos dispositivos. Porém, na bibliografia consultada [1],[2],[3], os dispositivos de conversão de energia das ondas são classificados de acordo com o posicionamento no mar ou pelo do princípio de conversão utilizado.

Quanto ao posicionamento, os dispositivos de conversão podem ser classificados em dispositivos localizados na costa (*Onshore*), localizados próximos da costa (*Nearshore*) e localizados afastados da costa (*Offshore*).

Quanto ao princípio básico de conversão os dispositivos podem ser classificados em Colunas de Água Oscilante (*Oscillating Water Column - OWC*), dispositivos flutuantes ancorados (*Buoyant Moored Devices*), dispositivos de elevação do nível da água (*Overtopping Devices*) e dispositivos com juntas articuladas (*Hinged Contour Devices*).

1.2. Potenciais Mundial e Brasileiro Estimados

Como será apresentado no capítulo 2, para uma dada onda o seu potencial energético é proporcional ao período (T) e ao quadrado da altura de onda (H). A unidade comumente usada é o kW/m de crista de onda. O potencial mundial é algo ainda estimado e os pesquisadores não entraram num consenso sobre um valor exato. Porém, a bibliografia consultada [1][2],[3],[4], estima valores de potência entre 1 e 10 TW.

Longos períodos ($\sim 7 - 10$ s) e alturas elevadas de onda (~ 2 m) têm maior conteúdo energético excedendo 40 – 70 kW/m de crista de onda. Como a maioria dos recursos renováveis, a energia das ondas está distribuída desigualmente ao longo do globo. Observa-se um maior potencial nas latitudes localizadas entre 30 e 60° em ambos os hemisférios, induzido pelos ventos predominantes (ventos ocidentais) que circulam nestas regiões[4].

Como será percebido ao longo deste trabalho, o conhecimento das características do mar é um importante parâmetro para o dimensionamento dos sistemas de armazenamento de energia. O conhecimento do estado de mar do sítio a ser explorado também é fundamental para o dimensionamento da potência que será processada nas diversas etapas de conversão. A robustez e confiabilidade dos equipamentos também são grande desafio para os projetistas e pesquisadores da área, pois estes devem resistir aos diversos estados de mar e principalmente em tempestades (geralmente os conversores são desativados nestas situações). A Figura 1.1 apresenta o potencial da energia das ondas no litoral brasileiro.



Figura 1.1: Potencial da Energia das Ondas e Marés no Litoral Brasileiro.

Fonte: Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS), COPPE/UFRJ.

Destacado em azul, os 27 GW dos litorais do Maranhão, Pará e Amapá, compreendem ao potencial energético das marés, que também é uma tecnologia bastante promissora para a região Norte do país. Como visto, o potencial teórico do litoral brasileiro é de 114 GW sendo a região Sul a localização com maior conteúdo energético, somando um potencial de 35 GW.

1.3. Topologias de Conversores de Energia das Ondas

A alta densidade energética das ondas tem atraído à atenção de pesquisadores por mais de dois séculos. Porém, apenas no início do século XIX ocorreu a primeira geração de energia elétrica a partir de ondas e passou a ser mais difundida na década de 70 com a crise mundial do petróleo. Desde então muitos países criaram seus programas nacionais de pesquisa e desenvolvimento (*P&D*) em energia das ondas. Os maiores esforços para o desenvolvimento de novas tecnologias são observados nos Estados Unidos, Reino Unido, Noruega e Japão. Outros países como Suécia, Dinamarca, Portugal, Índia e China também se destacaram por desenvolvimento de protótipos [5].

A energia associada com as ondas de superfície do mar pode ser extraída de diferentes formas e conceitos. Como exemplos de protótipos já em fase de testes podem ser citados os dispositivos de colunas de água oscilante (*Oscillating Water Column - OWC*), protótipos baseados em elevação do nível de água (*Wave Dragon* e *Archimedes Wave Swing*), outros baseados em movimentos de articulações em torno do próprio eixo (*Pelamis*) dentre outros. A grande variedade dos sistemas de conversão de energia das ondas torna difícil ditar regras gerais para qualidade da energia produzida, porém a variação da potência de saída é um problema comum a todos os dispositivos. Nesta seção serão apresentadas as topologias clássicas em conversores de energia das ondas em energia elétrica.

1.3.1. Colunas de Água Oscilante (*Oscillating Water Column - OWC*)

As topologias que empregam colunas de água oscilante compreendem as estruturas de concreto ou aço parcialmente submersas cheias de ar (câmaras de ar). A parte de baixo fica aberta para que as oscilações das ondas incidentes produzam diferenças de pressão entre o interior da câmara de ar e o meio externo, fazendo com que se crie um fluxo de ar na abertura da parte superior (ver Figura 1.2). Uma turbina de fluxo axial *Wells*, inventada na década de 70, geralmente é utilizada. Esta turbina tem a vantagem de manter o sentido de rotação mesmo com a inversão do fluxo de ar, causado pelas mudanças de pressão dentro da câmara. As mudanças entre pressões positivas e negativas ocorrem juntamente com o período das ondas (geralmente entre 5 e 15 s).

Altos níveis de pressão são observados no interior da câmara de ar e um sistema de válvulas de alívio deve ser utilizado para casos de pressões críticas. Alguns protótipos *Onshore* foram desenvolvidos na Europa sendo os principais localizados em Portugal (Central da ilha de *Pico*) e Escócia (Central *LIMPET – Land Installed Marine Power Energy Transmitter*). Outros protótipos também foram desenvolvidos na Noruega, Índia, Austrália e Japão[6],[7].

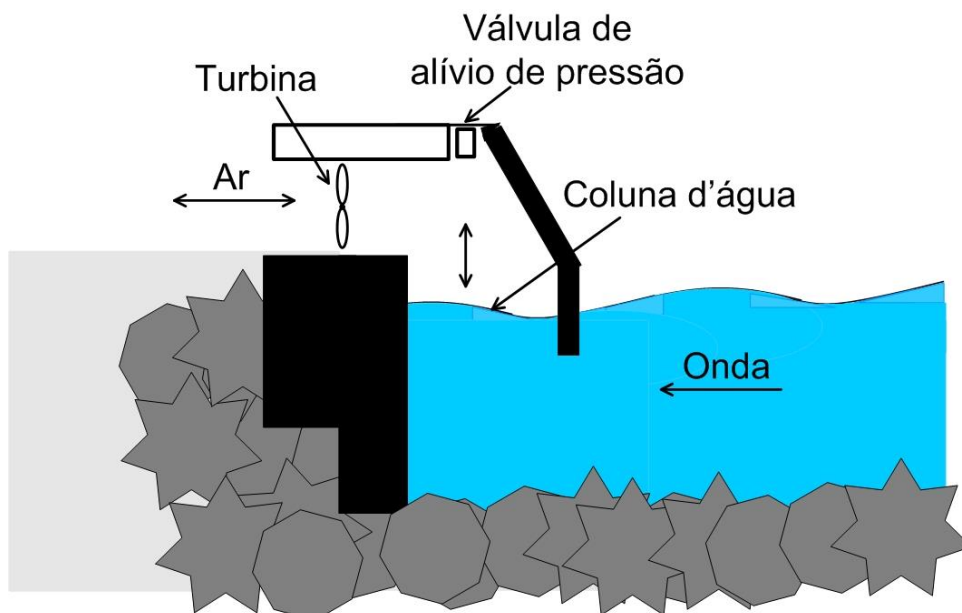


Figura 1.2: Dispositivo Baseado em Coluna de Água Oscilante.

Exemplos deste tipo de tecnologia são encontrados na ilha de Pico em Portugal, onde um gerador síncrono de 400 kW é conectado com a rede de distribuição, e na usina *LIMPET* na Escócia, onde duas câmaras de ar (cada uma equipada com uma turbina *Wells* acoplada a um gerador de indução de 250 kW) perfazem uma capacidade total de 500 kW num sistema conectado à rede elétrica.

1.3.2. *Pelamis*

O *Pelamis* é um dispositivo *Offshore* flutuante com princípio de funcionamento que consiste em vários flutuadores presos uns aos outros por meio de dobradiças. Assim, com a passagem das ondas estas juntas se movem acionando bombas hidráulicas que injetam líquido (óleo) num sistema de acumulação hidráulico (Figura 1.3). Este líquido acumulado em alta pressão é então liberado acionando geradores elétricos.

O protótipo em escala real foi desenvolvido e testado pela primeira vez no Reino Unido. Consiste em 4 longos módulos (120 m de comprimento e 3,5 m de diâmetro) interligados por juntas dobradiças com capacidade de gerar 750 kW. Foi o primeiro protótipo desenvolvido em escala comercial e conectado a uma rede elétrica. Lançado no início de 2004 e instalado pela primeira vez pela “EMEC” no mês de agosto, após uma série de testes no mar do Norte. Em 2006, o protótipo foi atualizado e fabricado pela “Enersis”, porém mantendo as mesmas especificações [8].

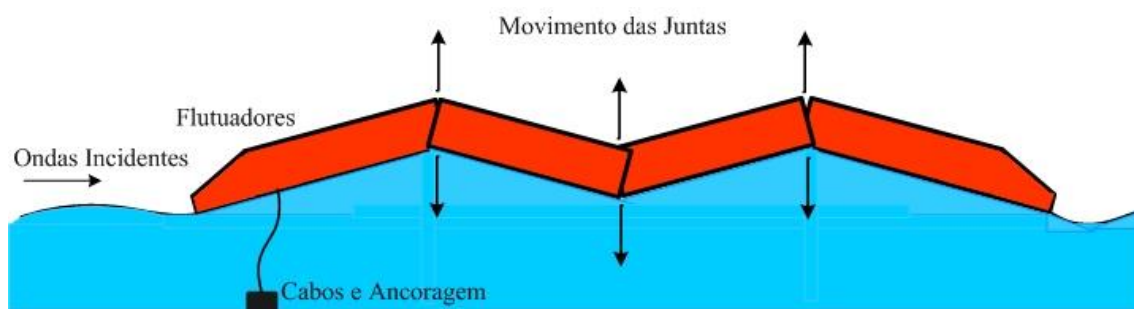


Figura 1.3: Princípio de Funcionamento do *Pelamis*.

1.3.3. *Wave Dragon*

Wave Dragon é um exemplo de dispositivo flutuante *Offshore* de elevação do nível da água (*Overtopping Device*). A energia potencial gravitacional é acumulada através de um sistema de defletores que direciona as ondas incidentes para um reservatório de elevação. A água acumulada no reservatório desce pela ação da gravidade passando por turbinas hidráulicas de baixa queda, tipo *Kaplan*, situadas na sua região central. Em 2003, um protótipo em escala 1:4,5 foi instalado no mar do Norte, costa da Dinamarca. Este acumulou mais de 20000 horas de testes conectado à rede elétrica por meio de sete turbinas para geração de 20 kW de energia elétrica [9].

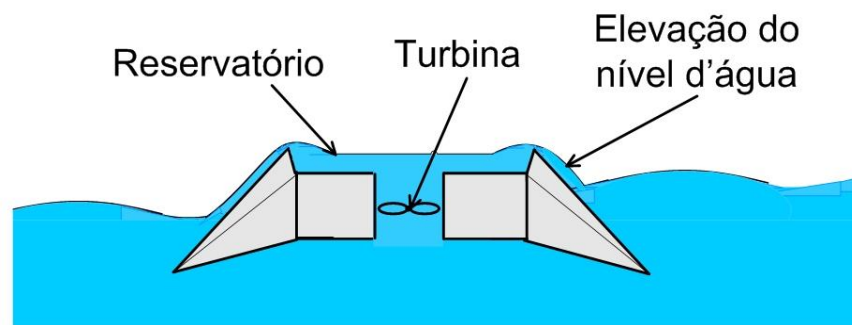


Figura 1.4: Princípio de Funcionamento do *Wave Dragon*.

1.3.4. *Archimedes Wave Swing - AWS*

Desenvolvido pela *Teamwork Technology* (Holanda) o *AWS* é um dispositivo *Offshore* de aplicação submersa. Como observado na Figura 1.5, o dispositivo é ativado pela variação da pressão interna (causada pela ação de ondas) de uma câmara, explorando a energia potencial contida nas ondas. Quando a crista de onda fica sobre o *AWS* o volume da câmara diminui e pressão interna aumenta. De forma dual, quando a crista de onda avança, o volume interno aumenta e a pressão da câmara diminui. O movimento vertical obtido com o ciclo das ondas é aproveitado por um gerador síncrono linear a ímãs permanentes.

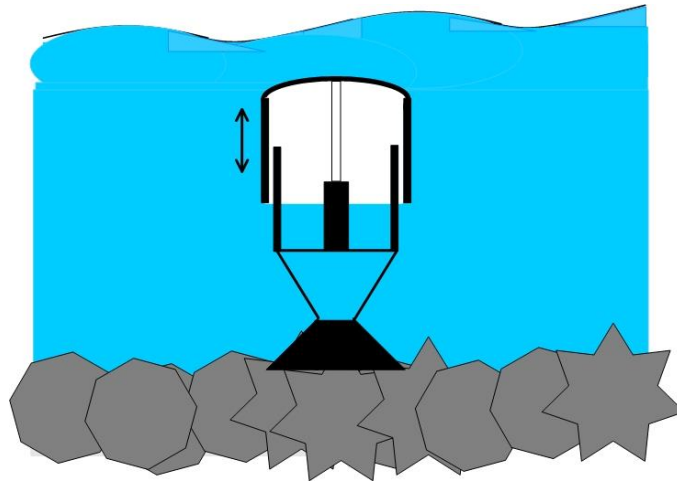


Figura 1.5: Princípio de Funcionamento do *Archimedes Wave Swing*.

Um protótipo em escala real foi conectado à rede elétrica em outubro de 2004 na costa portuguesa em águas de 40 m de profundidade. O cilindro da câmara tem 9 m de diâmetro, 38 m de altura com um curso livre de 7 m para atuação sobre o gerador linear. A velocidade máxima do dispositivo é de 2,2 m/s e o pico máximo de força atuando no gerador é 1MN. Com estas dimensões, a potência instalada é de 2 MW [10].

1.4. Conversor Desenvolvido pela COPPE/UFRJ

O projeto de geração de energia elétrica a partir das ondas do mar desenvolvido pelo Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS), COPPE/UFRJ, é baseado no bombeamento de água realizado pela ação de ondas em flutuadores. Um sistema hidráulico de armazenamento de energia associado a uma turbina hidráulica e um gerador elétrico são utilizados. O princípio de funcionamento consiste na movimentação dos flutuadores pela ação das ondas do mar, que através de braços mecânicos em forma de alavanca, acionam bombas hidráulicas. A bomba hidráulica, presa a uma base fixa, injeta água num sistema hidráulico a alta pressão, fazendo assim, o armazenamento da energia intermitente extraída das ondas. Uma válvula fixa ao sistema hidráulico controla um jato d'água com pressão e vazão suficientes para acionar uma turbina e o gerador. A Figura 1.6 mostra a topologia do sistema de geração proposto. A topologia de geração é dividida em “Unidade de Conversão Primária (*UCP*) e Unidade de Conversão Secundária (*UCS*)”. Basicamente, a *UCP* engloba os equipamentos responsáveis por extrair a energia das ondas (flutuador e bomba hidráulica), realizar o

armazenamento hidráulico (acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica) e converter a potência hidráulica em potência mecânica (turbina hidráulica). A UCS engloba os equipamentos responsáveis pela conversão eletromecânica de energia (gerador elétrico). Esta denominação das etapas de conversão é utilizada no decorrer de toda tese.

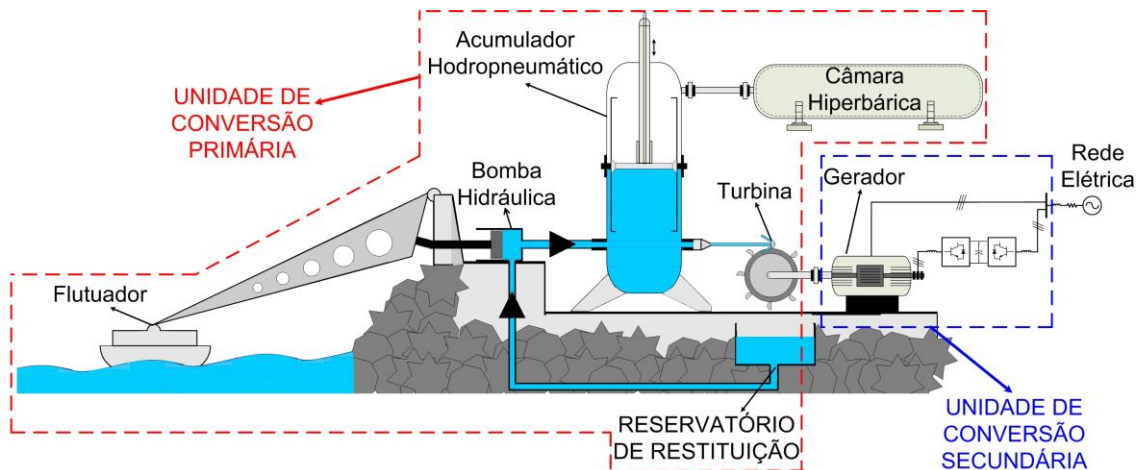


Figura 1.6: Topologia do conversor de energia das ondas desenvolvido pela COPPE/UFRJ.

O sistema hidráulico de armazenamento é composto por um acumulador hidropneumático acoplado a uma câmara hiperbárica (ver Figura 1.6). A parte interna do acumulador hidropneumático é composta por ar e água, separados por um pistão móvel que se desloca livremente num curso de poucos metros de comprimento. Assim, quando a vazão de entrada (água bombeada pela ação dos braços e flutuadores) é maior que a vazão de saída (água liberada para turbina hidráulica por ação de uma válvula reguladora) o êmbolo sobe armazenando a energia capturada em forma de ar comprimido. De forma dual, quando a vazão de saída é maior que a vazão de entrada do acumulador, o pistão deslizante desce liberando a energia que estava armazenada. Um sistema de válvulas de alívio de pressão atua quando a pressão interna excede o limite estabelecido no projeto estrutural da câmara. É importante ressaltar que a água utilizada pelo sistema hidráulico é doce e circula num circuito fechado, ou seja, utiliza-se um reservatório de restituição para que após o choque com a turbina a mesma seja reutilizada pelo módulo de bombeamento.

Um projeto de cooperação entre a COPPE/UFRJ, Tractebel Energia e Governo do Estado do Ceará implantou a primeira usina de ondas do país, instalada no

porto do Pecém no Ceará a 70 km de Fortaleza (ver Figuras 1.7, 1.8 e 1.9). O protótipo tem capacidade máxima de 100 kW e está em testes desde o final de 2012.

A Figura 1.7 apresenta um dos flutuadores instalados no pier do porto do Pécem, uma vista geral da usina (flutuadores juntamente com a sala de máquinas e de controle) e os detalhes de uma das bombas hidráulicas.



Figura 1.7: Conversor de energia das ondas desenvolvido pela COPPE/UFRJ – Flutuadores, vista geral e bomba hidráulica.

A Figura 1.8 apresenta uma vista geral do sistema hidráulico. As tubulações saem das bombas hidráulicas e são direcionadas até o acumulador hidropneumático. É possível observar um conjunto de válvulas de alívio que atuam em pressões pré-determinadas, normalmente da ordem de 25 a 30 bar (ou 250 a 300 mca). Nota-se também a conexão entre o acumulador hidropneumático e a câmara hiperbárica que atua como um “pulmão” de ar comprimido. Como será apresentado adiante, este “volume extra” de gás contido na câmara é um parâmetro que tem forte influência na capacidade de armazenamento do sistema hidráulico.



Figura 1.8: Sistema hidráulico do conversor de energia das ondas desenvolvido pela COPPE/UFRJ .

A Figura 1.9 apresenta o grupo turbina-gerador. A turbina é do tipo pelton e tem rotação nominal de 1800 rpm, funcionando a uma vazão máxima de 33 l/s (dependendo do estado energético do mar). O gerador é do tipo trifásico síncrono, 100 kVA, 380 V, 60 Hz, quatro pólos. Na mesma figura ainda é possível observar no canto esquerdo inferior o braço mecânico que ajusta a posição da agulha reguladora de vazão. O ajuste da vazão é feito no sentido de se controlar a máquina na velocidade síncrona (no caso isolado) ou controlar a potência ativa gerada (no caso conectado à rede).



Figura 1.9: Grupo turbina-gerador do conversor de energia das ondas desenvolvido pela COPPE/UFRJ.

A topologia de conversão tem como principal característica o uso de um sistema hidráulico de armazenamento para filtrar a potência oscilante extraída das ondas. Como será apresentado nos próximos capítulos, o nível de filtragem do sistema hidráulico é função do volume de ar da câmara hiperbárica. Desta forma, a principal função da câmara hiperbárica é propiciar um volume adicional de ar (além do volume já existente no acumulador hidropneumático), atuando como uma espécie de “pulmão”.

A pressão hidráulica também tem influência significativa no funcionamento do sistema de conversão proposto. Como será apresentado no capítulo 2, durante o bombeamento d’água o pistão da bomba hidráulica exerce uma força de reação sobre o flutuador. Como esta força de reação é diretamente proporcional à pressão hidráulica, o rendimento do flutuador é influenciado por este parâmetro. Logo, a pressão hidráulica deve ser um parâmetro dinâmico com as mudanças do mar local, sendo que a cada estado de mar (3 a 4 horas de duração) a pressão ótima de operação deve ser ajustada.

No caso do protótipo instalado no Pecém não existe rede elétrica local disponível (instalação no píer a 2 km da costa). Logo, para aplicação isolada da rede escolheu-se a utilização do gerador síncrono sem a utilização de conversores eletrônicos. A escolha se deu principalmente pela maior simplicidade no controle da magnitude e frequência da tensão elétrica nos terminais da máquina a um menor custo. Assim foi possível controlar a frequência elétrica (ou velocidade de rotação) a partir da regulação da vazão d’água injetada na turbina e magnitude da tensão a partir do controle da magnetização do gerador (enrolamento de campo). A utilização do gerador síncrono sem conversores eletrônicos associados também demandou um alto nível de filtragem da potência oscilante capturada, visto que nesta topologia a qualidade da energia gerada é mais “sensível” a aplicações de torques mecânicos oscilantes. Para contornar este problema aumentaram-se os níveis de filtragem da potência oscilante no sistema hidráulico (utilizou-se um grande volume de câmara hiperbárica de 8 m³) e na inércia do rotor (adicionou-se um volante de inércia no eixo do gerador).

Os estudos apresentados nesta tese apontaram que além de afetar o rendimento dos flutuadores, a pressão hidráulica tem direta influência na velocidade ótima de rotação da turbina e gerador. Ou seja, para que a turbina opere no ponto máxima eficiência é necessário que o grupo turbina-gerador tenha a capacidade de operar em velocidade variável, acompanhando as variações da pressão hidráulica e consequentemente do estado mar local. O capítulo 2 apresenta a modelagem da turbina

hidráulica e uma maior compreensão da necessidade da operação em velocidade variável será adquirida.

O estudo apresentado nesta tese contempla somente o sistemas de geração conectados à rede elétrica. Adicionalmente, a necessidade de operação em velocidade variável já comentada (maiores detalhes são apresentados no capítulo 2) levou a escolha do gerador de indução duplamente alimentado (*Doubly Fed Induction Generator - DFIG*). Obviamente, outras topologias também possibilitam a operação em velocidade variável, porém o custo reduzido dos conversores eletrônicos necessários para o acionamento da máquina foi um dos fatores determinantes para escolha. Os custos reduzidos dos conversores eletrônicos justificam-se devido à menor potência nominal dos mesmos, visto que apenas a potência que flui pelo rotor (potência de escorregamento) deve ser processada. Por exemplo, nos casos de aplicações em energia eólica, às topologias com *DFIG* utilizam conversores projetados para 30% da potência nominal da máquina.

Nos capítulos 4 e 5 serão apresentados e discutidos os resultados de simulação e experimentais. São discutidas diversas configurações dos sistemas de armazenamento envolvidos e dependendo do estado de mar local e dos níveis de armazenamento (volume de câmara e constante de inércia do rotor) a faixa de variação de velocidade é diminuída e a potência dos conversores eletrônicos utilizados pode ser reduzida a 20 ou até 15% da potência nominal do gerador.

1.5. Revisão Bibliográfica

Nesta seção é apresentada a revisão bibliográfica feita para iniciar os estudos. São apresentados os resumos dos principais trabalhos publicados em temas relacionados com o assunto, principalmente no que diz respeito ao controle do *DFIG* e geração a partir de ondas do mar em geral.

No que diz respeito ao controle vetorial clássico aplicado ao *DFIG* e projeto de controladores, destacam-se as seguintes contribuições:

PENA et al. (1996) [11] apresentaram o controle de uma máquina de indução de dupla alimentação aplicada à geração eólica conectada à rede elétrica. A topologia utiliza dois *VSC* em configuração *back-to-back* para alimentar os enrolamentos do rotor, onde o Conversor do Lado da Rede (*CLR*) tem a função de regular o elo CC e o

Conversor do Lado da Máquina (*CLM*) é responsável pelo controle vetorial orientado pelo campo aplicado ao *DFIG*. As correntes trifásicas do *CLR* foram controladas vetorialmente a partir dos eixos *dq* em sincronismo com a rede elétrica. Para tal, foi utilizado um *PLL* (*Phase Locked Loop*) para sincronização do sistema de forma que a corrente de eixo direto controla a tensão do elo CC e a corrente de eixo em quadratura controla a potência reativa. As correntes trifásicas do *CLM* foram controladas a fim de aplicar o controle vetorial orientado pelo campo. Neste controle, o eixo direto deve estar em sincronismo com o vetor fluxo do estator. Assim, a corrente de eixo direto controla a potência reativa do estator e a corrente em quadratura controla a velocidade angular ótima do gerador. Ainda neste trabalho foi apresentado o projeto dos laços de controle de corrente e tensão do elo CC para o *CLR* bem como os laços de controle de corrente e velocidade angular para o *CLM*. Resultados experimentais de um protótipo de 7,5 kW foram apresentados e discutidos.

PENA et al. (1996) [12] propuseram um sistema de geração eólica utilizando um *DFIG* alimentando uma carga resistiva isolada da rede elétrica. O esquema também utilizou um conversor *back-to-back* entre rotor e estator resultando em correntes com baixas distorções harmônicas para o funcionamento em velocidade variável (subsíncrona e supersíncrona). A tensão na carga foi mantida a uma frequência contante e sua magnitude foi regulada a partir do controle do fluxo do estator. Uma carga auxiliar foi conectada em paralelo à carga principal com o objetivo de propiciar o balanço de potência gerada e consumida frente às variações de velocidade do vento. Desta forma o sistema funciona sempre no ponto de máxima potência. Os laços de controle e projeto dos controladores do *CLR* e *CLM* também foram apresentados. Resultados experimentais de um protótipo de 7,5 kW foram apresentados e discutidos.

YAMAMOTO e MOTOYOSHI (1991) [13] descreveram um controle vetorial referenciado ao fluxo do entreferro do *DFIG*. Esta técnica permitiu o controle desacoplado e independente das potências ativa e reativa do estator. Adicionalmente, foi apresentado um desenvolvimento analítico que comprovou que o conteúdo harmônico do rotor é transmitido ao estator. Resultados experimentais de um protótipo de 20 kW confirmaram a análise harmônica desenvolvida.

TIMBUS et. al. (2009) [14] apresentaram uma ampla discussão e avaliação de diferentes controladores de corrente aplicados a sistemas de geração distribuídos conectados à rede elétrica. O *CLR* foi analisado e avaliado detalhadamente e os

desempenhos dos laços de controle foram comparados frente a defeito na rede elétrica (*Low-Voltage Ride-Through - LVRT*), conteúdo harmônico e resposta dinâmica às variações dos sinais de referência. Os tipos de controladores avaliados foram o Proporcional Integral (*PI*) clássico (em eixos *dq* síncronos), *PI* clássico (em eixos abc), *PI* ressonante (controle em eixos ortogonais estacionários) e histerese. O desenvolvimento analítico do modelo da planta e os projetos de todos os controladores foram discutidos. Os resultados experimentais foram apresentados a partir de um conversor Danfoss modelo VLT 5000, 400 V, 5 A. O controlador por histerese apresentou melhor desempenho sob condições de defeito monofásico na rede, porém com maior conteúdo harmônico que os demais. Quanto à resposta transitória às variações nos sinais de referência o controlador *PI* clássico e *PI* ressonante apresentaram melhor desempenho.

Quanto ao impacto dos sistemas de geração a partir de ondas nos sistemas de potência e interface com a eletrônica de potência, citam-se os seguintes trabalhos:

POLINDER & SCUOTTO (2005) [1] discutiram as mais variadas topologias de conversão de energia das ondas em energia elétrica. Os principais impactos que estas topologias causam nos sistemas de potência foram apontados, sendo um ponto comum entre todas as tecnologias à potência intermitente entregue à rede (potências flutuantes normalmente da ordem de 0,1 a 0,2 Hz). Vários aspectos de qualidade de energia foram discutidos, tais como capacidade de dar suporte de reativos e controle de tensão no Ponto de Conexão Comum (*PCC*), flutuações de frequência devido à potência ativa intermitente, capacidade do sistema permanecer conectado à rede durante afundamentos de tensão (*LVRT capability*), poluição harmônica e efeito de cintilação em lâmpadas incandescentes (*flicker*). Foram comparados ainda sistemas de geração com e sem armazenamento de energia e influência de vários pontos de absorção da energia das ondas (fazendas de geração a partir de ondas) na qualidade da energia gerada.

MOLINAS et al. (2007) [15] apresentaram um estudo comparativo entre três topologias de geração de energia elétrica a partir das ondas: Gerador de Indução Gaiola de Esquilo (*Squirrel Cage Induction Generator - SCIG*) conectado diretamente à rede elétrica e *STATCOM* conectado no *PCC*, gerador de indução gaiola de esquilo com conversor *back-to-back* entre o estator e o *PCC* e *DFIG*. Todas as topologias de geração tinham como acionamento primário um conversor de energia das ondas composto por um flutuador e um sistema hidráulico de armazenamento. Simulações computacionais

foram desenvolvidas apontando as vantagens e desvantagens de cada topologia. Para o gerador de indução gaiola de esquilo com *STATCOM* no *PCC*, apontou-se como principal vantagem a utilização do *STATCOM* para suporte de reativos e controle de tensão (minimização das flutuações de tensão) e como principal desvantagem o funcionamento em velocidade fixa o que inviabiliza o funcionamento em máxima potência. Com o gerador de indução gaiola de esquilo funcionando juntamente com conversor *back-to-back* a principal vantagem apontada foi o funcionamento em máxima transferência de potência visto que o torque e velocidade do gerador foram controlados. Outra vantagem é a possibilidade de se atender os critérios de *LVRT capability*. Porém, um ponto negativo é o alto custo da topologia, uma vez que o conversor deve ser projetado com potência nominal da máquina. No caso do *DFIG* a principal vantagem apontada foi à possibilidade de se controlar o torque e velocidade do gerador (operação em máxima potência) com menor custo, visto que o conversor é dimensionado apenas para potência de escorregamento. Porém, a topologia que utiliza o *DFIG* apresenta dificuldades em atender os critérios de *LVRT capability*, pois o estator da máquina é conectado diretamente à rede elétrica. Para contornar este problema geralmente utiliza-se um resistor de potência conectado ao rotor da máquina (*crowbar*) nos instantes em que ocorrem afundamentos de tensão no *PCC*.

HANSEN et. al. (2011) [16] apresentaram em seu trabalho uma técnica de seguidor de máxima potência para os flutuadores em conjunto com sistema hidráulico. A técnica consiste em vários sistemas hidráulicos em paralelo, sendo cada um destes configurados com uma pressão específica. Assim, através de um sistema de válvulas ocorrem mudanças no sistema hidráulico utilizado (mudanças discretas na pressão) a fim de manter o flutuador em ressonância com a onda incidente. Simulações apontaram que sistemas com mais de duas pressões de operação tendem a ser mais eficientes, porém se tornam mais caros e com sistemas de válvulas intertravamentos são mais complexos.

KIPRAKIS et. al. (2009) [17] apresentaram uma completa modelagem do flutuador, sistema hidráulico e sistema de geração. O gerador utilizado no sistema de geração foi o *DFIG* e as simulações computacionais foram implementadas no MATLAB/SIMULINK. As discussões foram feitas tendo como variáveis de análise o número de flutuadores, espaçamento e posicionamento dos flutuadores em relação à onda incidente. Em suma, os resultados apontaram uma menor intermitência na potência

gerada para um espaçamento de $0,25\lambda$ entre flutuadores (λ – comprimento de onda incidente). Quanto ao posicionamento dos flutuadores em relação à frente de onda incidente, concluiu-se que menores flutuações na potência gerada são observadas quando a linha de flutuadores está posicionada perpendicularmente à frente de onda. O incremento do número de flutuadores implica o aumento da potência média gerada e diminuição das flutuações refletidas à rede elétrica.

GERCES et. al. (2010) [18] mostraram uma alternativa de configuração para fazendas de geração a partir de ondas. A topologia consiste na utilização de geradores lineares conectados diretamente a flutuadores, isto é sem armazenamento hidráulico. Porém, cada gerador possui um conversor fonte de tensão (*Voltage Source Converter - VSC*) *PWM* que retifica a tensão e injeta a potência ativa gerada num barramento CC comum. Assim, outro *VSC* é utilizado para conexão à rede elétrica. Simulações são implementadas no PSIM e MATLAB para o caso de um, dois e dez flutuadores.

Tratando-se especificamente do conversor a partir de ondas desenvolvido pela COPPE/UFRJ, alguns importantes trabalhos também foram publicados:

ROSA (2008) [19] apresentou em sua dissertação de mestrado uma completa modelagem do sistema primário (ondas interagindo com o flutuador) e as técnicas de controle de máxima potência clássicas aplicadas. Para validar as técnicas de controle de máxima potência do sistema primário foram implementadas simulações computacionais no MATLAB/SIMULINK. Adicionalmente, implementou experimentalmente um sistema de geração utilizando um acumulador hidropneumático e turbina Pelton acoplada a um gerador síncrono. O sistema de geração de pequeno porte alimentou uma carga resistiva e o controle de vazão do jato d'água incidente na turbina foi implementado a fim de manter o sincronismo do gerador frente às variações de carga.

ROSA et. al. (2010) [20] publicaram um artigo que trata da modelagem completa do conversor de energia das ondas desenvolvido pela COPPE. Neste trabalho foram analisadas as influências dos níveis de pressão, vazão e volume na qualidade de energia gerada. Um gerador síncrono foi utilizado nos casos isolado e conectado à rede elétrica.

COSTA (2004) [21] detalhou o desenvolvimento estrutural e resultados experimentais de um protótipo em escala reduzida (1:10), construído no Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS) da COPPE/UFRJ. Além do LTS, os testes também foram desenvolvidos no Laboratório de Hidrodinâmica e no LabOceano, ambos da

COPPE/UFRJ. A avaliação da forma geométrica ótima dos flutuadores para maior absorção de energia, estudos relacionados à direcionalidade das ondas incidentes e arranjo dos flutuadores foram apresentados.

1.6. Identificação do Problema

Como já discutido, a variedade de topologias de conversores de energia das ondas em energia elétrica já projetados no mundo é significativa. Porém, ainda não se chegou a um consenso sobre qual topologia é a mais eficiente. Especialmente no que se diz respeito aos sistemas de armazenamento utilizados, a incerteza é grande e a topologia ideal ainda não está definida. Dentre as tecnologias de armazenamento de energia já utilizadas destacam-se armazenamento de ar comprimido (*Compressed Air Energy Storage - CAES*), bombeamento d'água, supercapacitores, inércias girantes (*Flywheel*), baterias de vários tipos, dentre outras. A grande importância do sistema de armazenamento é exemplificada por MARTIN [22] onde estudos apontaram que os custos do sistema hidráulico e tubulações estão em torno de 20% do custo total do projeto.

Observa-se que o dimensionamento do sistema hidráulico de armazenamento é vital para o funcionamento global do conversor de energia das ondas e também pode influenciar significativamente o custo total de implantação dos protótipos. Neste contexto, observou-se uma grande carência de trabalhos que explorassem o impacto dos sistemas de armazenamento no funcionamento global do sistema e na qualidade da energia gerada.

Outra variável aqui exposta é o tipo de gerador e controle empregado. Novamente, uma vasta lista de tecnologias existentes é citada: gerador de indução gaiola de esquilo, gerador de indução de rotor bobinado, geradores síncronos (imã permanente, polos lisos, polos salientes, etc.). Com relação ao controle e interface com eletrônica de potência a variedade de opções também é vasta. Assim, a combinação sistema de armazenamento-gerador-controle é um problema atual enfrentado por pesquisadores da área.

Especialmente para o conversor de energia das ondas explorado neste trabalho, existe uma carência de estudos no que diz respeito ao funcionamento ótimo do sistema e das técnicas de controle que devem ser aplicadas ao sistema hidráulico e gerador. Como

será visto, para que o sistema funcione em máxima potência é fundamental que os controles do sistema hidráulico e do gerador elétrico “caminhem juntos” e seguindo as variações do estado de mar.

Com relação aos sistemas de armazenamento de energia empregados, observa-se que até o momento pouco se investigou sobre a questão do dimensionamento destas tecnologias. A necessidade de se estabelecer premissas acerca dos níveis de armazenamento requeridos na topologia de conversão proposta é fundamental e relevante. Considera-se que o primeiro estágio de armazenamento (o sistema hidropneumático) e segundo estágio de armazenamento (inércia da massa girante) são fundamentais para o funcionamento global do sistema e determinação da filosofia de controle adotada. Logo, é importante que sejam estabelecidos critérios para correta escolha e combinação das capacidades de armazenamento envolvidas.

Uma das motivações do trabalho foi a necessidade de estudos que definissem filosofias de controle que permitissem o funcionamento do sistema hidráulico (acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica) e elétrico (gerador e controle de conversores eletrônicos) de forma complementar a fim de otimizar o processo de conversão. Além do mais, a influência dos parâmetros do sistema hidráulico (pressão, vazão e volume) no sistema elétrico de potência e qualidade de energia gerada é carente de estudos específicos. Neste sentido, este trabalho pretende abordar importantes questões referentes ao armazenamento de energia no sistema hidráulico e na inércia do rotor (turbina e gerador) bem como às estratégias de controle adotadas.

É importante lembrar que muitos outros problemas ainda devem ser lembrados em sistemas de conversão de energia conectados à rede elétrica. Por exemplo, com relação ao *DFIG*, um problema intrínseco da máquina é a questão da sua sensibilidade aos afundamentos de tensão no *PCC*, visto que o estator é diretamente conectado à rede elétrica. Os critérios de *LVRT capability*, não fazem parte do escopo deste trabalho. Ainda citam-se os problemas de controlabilidade dos sistemas de geração frente à desbalanços de fase e harmônicos que devem ter uma atenção especial, mas que também não fazem parte dos estudos abordados na tese.

1.7. Contribuições do Trabalho

O estudo proposto na tese aborda a unidade de conversão primária (flutuador, bomba hidráulica, acumulador hidropneumático, câmara hiperbárica e turbina) e secundária (gerador e conversores eletrônicos). O *DFIG* foi escolhido para desempenhar a conversão eletromecânica. Como já frisado, a escolha se deu principalmente pela flexibilidade quanto à velocidade de operação a um baixo custo (conversor *back-to-back* projetado para potência de escorregamento). Devido a esta flexibilidade, este tipo de máquina deve suportar as oscilações de torque inerentes ao sistema (flutuações de pressão e vazão no sistema hidráulico são previstas) garantindo a geração com tensão e frequência nominais.

Segundo os engenheiros mecânicos do projeto do conversor de energia das ondas desenvolvido na COPPE / UFRJ, o sistema de armazenamento a ar comprimido (câmara hiperbárica) foi escolhido devido principalmente à sua robustez (resistente à severidade do ambiente marinho), longa vida útil, capacidade de armazenamento por longos períodos, pequena perda de energia e resposta dinâmica compatível com as mudanças de estado de mar [23][24]. A utilidade básica do sistema de armazenamento é a “suavização” da potência oscilante absorvida pelo flutuador, atuando como um filtro. Porém, o dimensionamento do nível de filtragem da potência oscilante é um assunto que ainda causa divergências de opiniões dentre o universo de pesquisadores da área. Neste sentido, a tese apresenta contribuições específicas que devem auxiliar os engenheiros e projetistas em futuras tomadas de decisões sobre os níveis de filtragem requeridos a fim de garantir a qualidade da energia gerada.

Ainda com relação ao sistema hidráulico de armazenamento outra variável é a pressão ideal de operação. Este problema foi evidenciado principalmente com a experiência adquirida no projeto desenvolvido no porto do Pecém, onde a pressão de operação escolhida e a velocidade mecânica de funcionamento foram incógnitas fundamentais para viabilizar o início da operação. Visto que a pressão hidráulica de operação exerce forte influência sobre características do jato d'água (especificamente na sua velocidade) que incide na turbina Pelton, o rendimento do grupo turbina-gerador também é diretamente influenciado por este parâmetro. Assim, a tese também apresenta um amplo estudo sobre a influência da pressão hidráulica no funcionamento e eficiência da turbina. O fato da otimização do funcionamento dos flutuadores requerer mudanças

contínuas na pressão hidráulica, de acordo com a dinâmica do estado mar, aponta mais um problema explorado nesta tese. Logo, uma estratégia de controle que possibilita o ajuste dinâmico da pressão hidráulica sem a utilização de compressores e outros equipamentos auxiliares é proposta.

Novamente tendo como foco os métodos de armazenamento de energia envolvidos no processo, a tese também propõe o aproveitamento das massas girantes (turbina e gerador) para incrementar o nível de filtragem da potência oscilante do sistema. Os estudos apresentados assumem ainda a inclusão de volantes de inércia com intuito de se minimizar as oscilações refletidas à rede elétrica. São apresentados estudos quanto às formas de armazenamento envolvidas e os impactos na qualidade da energia gerada.

O trabalho também apresenta o projeto de um emulador do sistema de conversão a partir de ondas proposto (similar ao visto na Figura 1.6). O emulador permitirá a reprodução de várias configurações do sistema hidráulico (especialmente o volume de câmara hiperbárica) e constantes de inércia do rotor. Com relação aos controles dos sistemas hidráulico e elétrico, o emulador também permitirá uma análise prévia dos comportamentos de diversos parâmetros (tais como influência de níveis de pressão, níveis de filtragem, etc.) em laboratório. Logo, considera-se que a emulação de plantas reais em laboratório é uma ferramenta fundamental e pré-requisito para futuros projetos em escala real.

Em suma, as principais contribuições da tese para topologias de conversão (ver figura 1.6) que funcionam conectadas à rede elétrica são:

- Proposta de controle do sistema hidráulico que permite o ajuste dinâmico da pressão hidráulica (sem utilização de compressores) de acordo com as mudanças do estado de mar, a fim de possibilitar maximização da eficiência dos flutuadores;
- Proposta do controle do sistema de conversão eletromecânico (grupo turbina-gerador) a fim de maximizar a eficiência da turbina hidráulica de acordo com a dinâmica do estado de mar (e conseqüentemente da pressão hidráulica);
- Estudo do dimensionamento do sistema armazenamento hidropneumático, incluindo análise dos níveis de filtragem da potência oscilante, influência dos volumes de câmara hiperbáricas adotados e dos níveis de pressão hidráulica;

- Estudo do armazenamento de energia na inércia das massas girantes a fim de garantir um estágio adicional de filtragem da potência oscilante (além da filtragem no sistema hidropneumático) e minimização das flutuações refletidas à rede elétrica;
- Implementação de um emulador do sistema de conversão proposto que possibilita a avaliação de diferentes configurações dos sistemas de armazenamento de energia e que auxilia no projeto de futuras plantas em escala real.

2. Modelagem da Unidade de Conversão Primária

A etapa de modelagem é um importante passo no estudo dos sistemas de geração e projetos de engenharia em geral. Consiste basicamente na formulação de expressões matemáticas que representem o comportamento do sistema real. Através das análises dos modelos é possível, por exemplo, prever o comportamento transitório ou em regime permanente da planta real. Também é possível avaliar o comportamento do sistema em situações peculiares como variações de torque, tensões e frequências, etc. Outra grande vantagem do levantamento dos modelos de plantas de geração é a possibilidade da aplicação de algoritmos de proteção contra situações anômalas ou controle e otimização do funcionamento do sistema. No caso da geração eólica, por exemplo, o conhecimento da característica da turbina é fundamental para determinação da velocidade rotórica que maximiza a extração da energia dos ventos.

No caso específico deste trabalho, o processo de modelagem permite o estudo do comportamento do *DFIG* diante de flutuações de torque (característica intrínseca de sistemas de geração a partir de ondas), determinar o impacto dos sistemas de armazenamento na qualidade da energia gerada, avaliar a eficiência e otimização do sistema, etc. Também é fundamental o estudo da influência dos parâmetros de operação do sistema hidráulico (níveis de pressões e vazões, por exemplo) na eficiência do sistema e análise do comportamento da planta frente a diferentes estados de mar (característica das ondas de entrada). Em suma, é possível se realizar estudos da qualidade da energia gerada em diversas configurações da planta, tendo como principal ferramenta de controle os conversores de eletrônica de potência envolvidos.

De forma geral, as etapas da conversão da energia das ondas em energia elétrica são ilustradas na Figura 2.1. No decorrer do texto, será denominada como “unidade de conversão primária” a parte do sistema que converte a energia contida nas ondas em energia cinética (movimento dos flutuadores), posteriormente em energia potencial através da água inserida no sistema hidráulico (bombas hidráulicas) a uma determinada pressão e vazão, e por último, a conversão de energia potencial (sistema hidráulico) em

energia cinética através da ação do jato d'água na turbina hidráulica. Finalmente, na “unidade de conversão secundária”, a energia mecânica da turbina em forma de torque e velocidade é convertida então em energia elétrica, ou seja, ocorre a conversão eletromecânica. A energia elétrica produzida poderá então alimentar uma carga isolada ou ser injetada na rede elétrica.

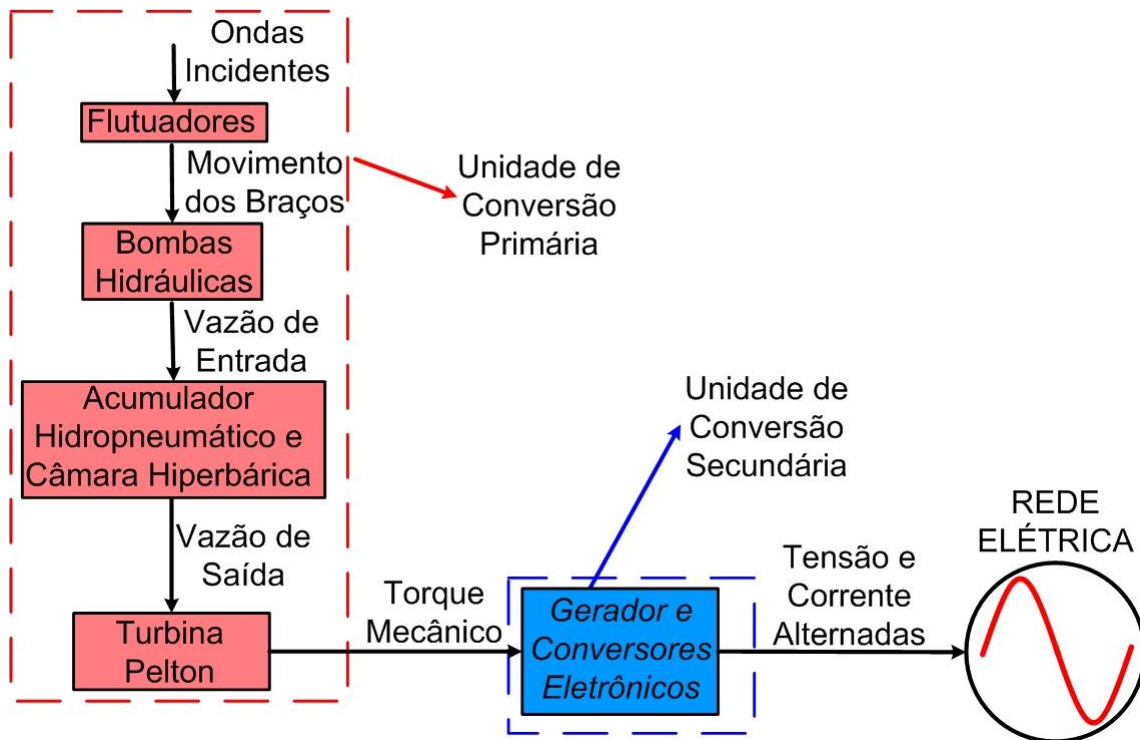


Figura 2.1: Etapas de conversão da energia das ondas em energia elétrica.

É importante ressaltar que neste trabalho todo o processo de conversão é modelado desde as ondas que incidem nos flutuadores até a rede elétrica. No que diz respeito à unidade de conversão primária, o principal objetivo dos estudos apresentados é esclarecer premissas de dimensionamento do sistema hidráulico de armazenamento, apresentando a influência dos parâmetros de operação (pressões, vazões e volumes) na qualidade da energia gerada. Ainda se referindo à unidade de conversão primária, a tese também apresenta uma estratégia de controle do sistema hidráulico (acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica) que visa à máxima transferência da potência absorvida das ondas, e, ao mesmo tempo, a filtragem da intermitência característica das ondas. Estudos sobre a turbina hidráulica, principalmente no quesito eficiência e influência da sua inércia (inclusive com adição de volantes) na qualidade da energia gerada também são apresentados. É importante frisar que neste trabalho o flutuador é representado por seu modelo simplificado de segunda ordem e não é foco de análises

detalhadas. Porém, muitos trabalhos encontrados na bibliografia consultada são direcionados a estudos da eficiência de corpos oscilantes na extração da energia das ondas[19],[25][26],[27][28]. Basicamente, temas como a eficiência hidrodinâmica das ondas interagindo com flutuador e algoritmos seguidores de máxima potência como *latching* e controle reativo são discutidos.

Neste capítulo serão apresentados exclusivamente os modelos dos equipamentos da unidade de conversão primária (desde as ondas até a turbina hidráulica). Nas primeiras seções do capítulo são apresentados os conceitos básicos em energia das ondas e os modelos matemáticos dos flutuadores e sistema hidráulico de armazenamento (acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica) baseado na equação de *Bernoulli* para líquidos incompressíveis. Na seção seguinte, o modelo da turbina hidráulica do tipo Pelton é apresentado finalizando o capítulo com as conclusões. A modelagem da unidade de conversão secundária (*DFIG*, conversores eletrônicos e estratégias de controle) é apresentada no capítulo 3.

2.1. Conceitos Básicos em Energia das Ondas

Os principais elementos de uma onda regular e monocromática, ou seja, senoidal e com frequência fixa, são apresentados na Figura 2.2. Define-se como comprimento de onda (λ) a distância entre duas cristas sucessivas, amplitude de onda (A) a distância entre a crista e o nível de referência zero, altura de onda (H) a distância entre uma crista e um vale e período (T) o intervalo de tempo entre duas cristas sucessivas.

Em mares reais as ondas não são regulares, porém para modelagem considera-se uma superposição de várias componentes monocromáticas em várias frequências. Neste sentido, modelos de mar real são determinados a partir de parâmetros estatísticos onde um determinado “estado de mar” é caracterizado por uma altura significativa (H_s) e um período médio (T_{med}). Define-se altura significativa sendo a média aritmética da terça parte (1/3) das maiores ondas observadas e período médio é a média aritmética dos períodos observados.

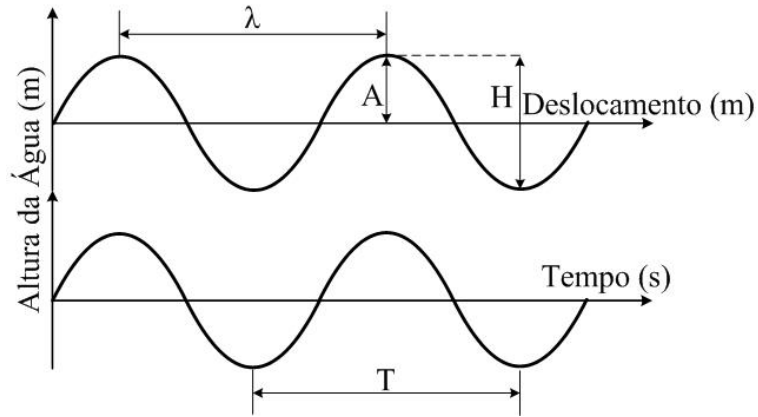


Figura 2.2: Definições básicas de uma onda regular e monocromática.

De acordo com FALNES [29], em mares reais a relação entre o comprimento de onda (λ), a profundidade do oceano (h), e o período (T) é dada por:

$$\left(\frac{2\pi}{T}\right)^2 = g \frac{2\pi}{\lambda} \tanh\left(\frac{2\pi}{\lambda} h\right), \quad (2.1)$$

que resulta em:

$$\omega^2 = gk \tanh(kh), \quad (2.2)$$

onde ω ($2\pi/T$) é a frequência natural da onda, g a aceleração da gravidade e k ($2\pi/\lambda$) o número de onda. Em águas profundas $h \gg \lambda/2$, logo:

$$\tanh(k) = 1 \quad (2.3)$$

e

$$\omega^2 = gk. \quad (2.4)$$

A energia total de uma onda é dividida em duas componentes, a energia potencial e energia cinética. A energia potencial é associada com a elevação da onda e a energia cinética associada com o deslocamento ou velocidade das partículas de água. Segundo BREGMAN *et. al.* [30], a expressão que calcula a densidade de energia total contida na superfície, em J/m², para ondas regulares é dada por:

$$E_w = \frac{(\rho g H^2)}{8}, \quad (2.5)$$

onde ρ é a massa específica da água em kg/m³. De (2.4), em águas profundas, a relação entre o período e o comprimento de onda é:

$$\lambda = \frac{gT^2}{2\pi}. \quad (2.6)$$

De acordo com a teoria linear, a transferência de energia ou fluxo de energia por unidade de crista de onda em W/m é dada por:

$$P_w = E_w \frac{v_w}{2} \rightarrow P_w = E_w \frac{\lambda}{2T}, \quad (2.7)$$

onde v_w (λ/T) é a velocidade de propagação da onda. Substituindo (2.5) e (2.6) em (2.7), obtém-se a expressão em kW/m de crista de onda:

$$P_w = \frac{\rho g^2 H^2 T}{32\pi} \approx H^2 T. \quad (2.8)$$

Como exemplo, uma onda de 2 m de altura significativa e 10 segundos de período tem aproximadamente 40 kW por metro linear de crista de onda. Obviamente, a energia não é completamente absorvida por um conversor de energia das ondas, devendo-se incluir as perdas dos sistemas intermediários (flutuadores, sistema hidráulico, turbina e gerador). Em mares reais, ou seja, com ondas irregulares, a relação aproximada é dada por:

$$P_w \approx 0,5 H_s^2 T_{med}. \quad (2.9)$$

A modelagem de mar real segue um processo estocástico, resultando na superposição de várias componentes monocromáticas (harmônicas) de diferentes frequências. Assim, considera-se que para um determinado estado de mar (duração de aproximadamente 3 a 4 horas) os parâmetros estatísticos H_s e T_{med} permanecem constantes e devem ser utilizados para determinar a densidade espectral de energia. Existem vários modelos espectrais encontrados na literatura, dentre estes o espectro de *Bretschneider* apresentado por PARSONS, W. & BADDOUR, R. E. [31] foi utilizado neste trabalho:

$$S_n = \frac{A_w}{\omega^5} \exp\left(\frac{-B_w}{\omega^4}\right), \quad (2.10)$$

onde:

$$A_w = 172,5 \frac{H_s^2}{T_m^4} \quad \text{e} \quad B_w = \frac{691}{T_m^4}. \quad (2.11)$$

A Figura 2.3 apresenta os espectros de estados de mares com alturas significativas (H_s) de 1 m e 2 m. Em ambos os gráficos as curvas foram traçadas para períodos médios de onda (T_{med}) de 6, 8 e 10 segundos.

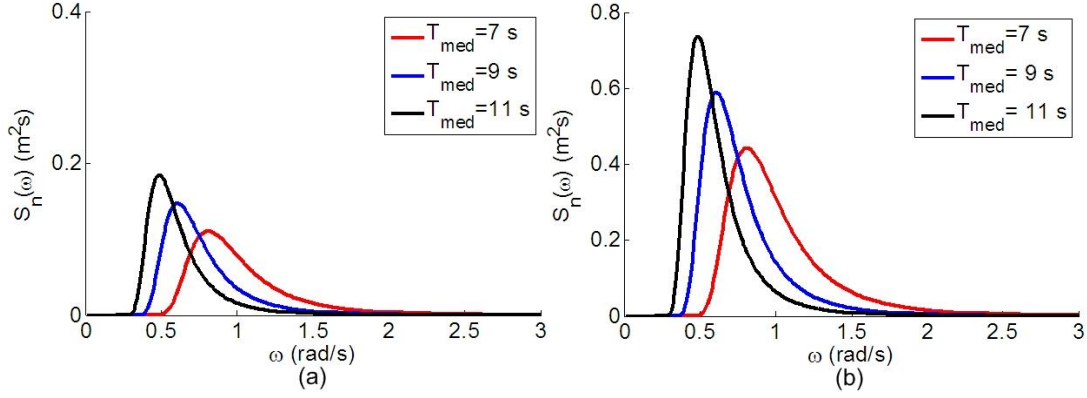


Figura 2.3: Espectros de *Bretschneider* – (a) $H_s = 1\text{m}$ e (b) $H_s = 2\text{m}$.

Para um dado estado de mar (cada curva da Figura 2.3) a maior concentração energética é observada nas componentes com frequências harmônicas próximas a ω_m ($2\pi/T_{med}$). Comparando-se as curvas que representam estados de mar de mesma altura significativa (as curvas da Figura 2.3 (a), por exemplo), observa-se o valor de pico do espectro é incrementado com o valor de T_{med} . Isto comprova que estados de mar com maiores períodos médios são mais energéticos. Comparando-se os gráficos das Figuras 2.3 (a) e (b) observa-se que estados de mar alturas significativas maiores também são mais energéticos. Assim, os espectros apresentados na Figura 2.3 validam (2.9), onde o potencial energético de um estado de mar é diretamente proporcional ao período médio (T_{med}) e ao quadrado da altura significativa (H_s).

PÉREZ *et. al.* [32] constituíram uma série temporal que determina a elevação da onda empregando a expressão:

$$A(t) = \sum_{i=1}^n A_i \cos(\omega_i t + \varphi_i), \quad (2.11)$$

onde A_i amplitude da onda e φ_i uma fase aleatória para o i -ésimo termo. A amplitude da onda para o i -ésimo termo é calculada através da seguinte expressão:

$$A_i = 0,5 \left[\frac{S(\omega_i) \omega_i}{\pi} \right]^{1/2}. \quad (2.12)$$

A Figura 2.4 apresenta o resultado do modelo descrito para dois estados de mar distintos. Na Figura 2.4 (a) apresenta-se a elevação da onda para uma altura significativa de 1 m e período médio de 6 s enquanto que na Figura 2.4(b) apresenta-se a elevação resultante de uma altura significativa de 2 m e período médio de 10 s. Na

comparação entre os dois gráficos torna-se evidente que na Figura 2.4 (b) são observadas maiores amplitudes e longos períodos, característicos de mares mais energéticos.

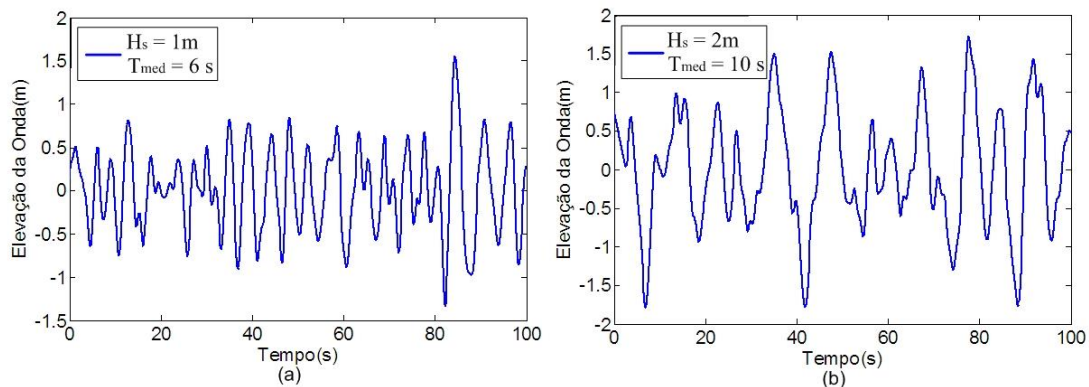


Figura 2.4: Modelo de mar real - (a) $H_s = 1$ m e $T_{med} = 6$ s e (b) $H_s = 2$ m e $T_{med} = 10$ s.

2.2. Flutuador e Bomba Hidráulica

Como já descrito, o sistema de geração de energia elétrica a partir de ondas marinhas pode ser dividido em unidade de conversão primária e unidade de conversão secundária (ver Figura 2.1). Nesta seção será apresentada a modelagem do conjunto flutuador-bomba hidráulica interagindo com as ondas. Dentro da unidade de geração primária, os equipamentos modelados nesta seção são responsáveis pela absorção direta da energia potencial das ondas (flutuador) e transformação em energia cinética através de um fluxo d'água injetado num sistema hidráulico em alta pressão (bomba hidráulica). Primeiramente, para que seja desenvolvido um modelo analítico desta parte do sistema é necessário que algumas simplificações sejam consideradas. A Figura 2.5(a) apresenta o conjunto completo, porém como demonstrado por GARCIA ROSA [20] considera-se que o flutuador seja acoplado diretamente à bomba hidráulica como mostrado na Figura 2.5(b). Para realizar a modelagem considera-se ainda que a atuação do flutuador e braço mecânico sobre a bomba seja similar à atuação sobre um sistema massa mola como mostrado na Figura 2.5(c).

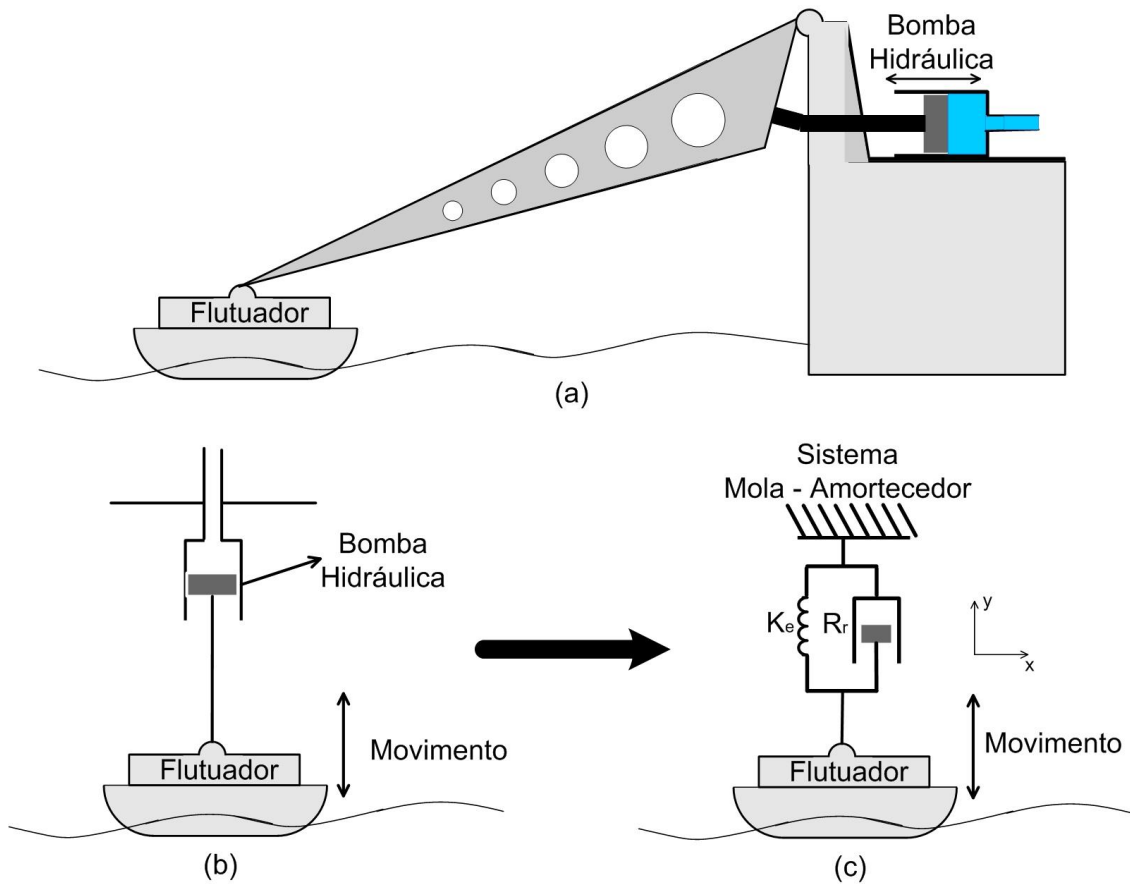


Figura 2.5: Unidade de conversão primária do conversor de energia das ondas – (a) Modelo completo, (b) Modelo simplificado e (c) Modelo equivalente.

O modelo completo do sistema considera o movimento de *pitch* entre o flutuador e o braço de alavanca utilizado para acionar a bomba tipo pistão-cilindro. A utilização desse modelo completo é importante para análises de eficiência hidrodinâmica e absorção da energia contida na onda pelo flutuador como apresentado por ESPERANÇA *et. al.* [33]. Como o escopo deste trabalho está na análise dos sistemas de armazenamento e suas interações com o sistema de conversão eletromecânica, o modelo simplificado do flutuador pode ser utilizado sem grandes influências nas análises desenvolvidas. A atuação do conjunto flutuador-bomba hidráulica pode ser resumida em dois estágios:

- (a) O estágio de compressão da bomba (quando um volume d'água é injetado no sistema hidráulico) se dá no movimento de descida do flutuador. Desta forma, a pressão sobre o pistão se iguala à pressão no interior do reservatório.

(b) O estágio de admissão da bomba (quando o interior da bomba enche d'água novamente) se dá no movimento de subida do flutuador. Desta forma, a pressão sobre o pistão é praticamente igual à pressão atmosférica.

A Figura 2.6 apresenta os gráficos da posição do flutuador (y) e vazão de entrada (Q_{in}) para uma onda senoidal e monocromática. Observa-se que a cada movimento de descida do flutuador injeta-se um determinado volume d'água (ΔV_L) no sistema hidráulico. Considerando ainda que a velocidade do flutuador seja v (dy/dt) em m/s, a vazão de entrada será o produto entre esta velocidade e a área da do pistão da bomba hidráulica (A_o).

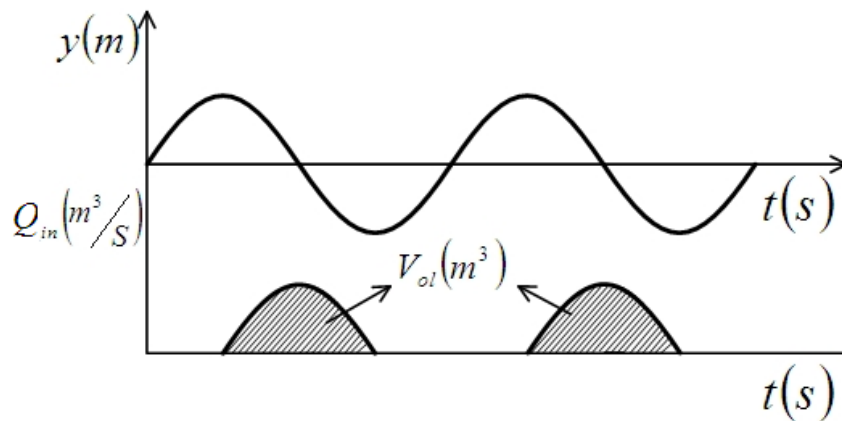


Figura 2.6: Gráficos da posição do flutuador e vazão de entrada.

A energia absorvida no movimento oscilatório é utilizada para o bombeamento d'água e a presença do amortecedor no modelo equivalente (Figura 2.5(b)) está associada à restrição mecânica imposta pela ação do pistão.

A equação que determina o movimento do flutuador é desenvolvida a partir da análise do modelo equivalente da Figura 2.5(b). Logo, o comportamento do sistema é dado por:

$$M \ddot{y}(t) + R_r \dot{y}(t) + K_e y(t) = F_e + F_p, \quad (2.13)$$

onde M é a massa do flutuador (kg), R_r é o coeficiente de amortecimento potencial ou coeficiente de radiação (kg/s), K_e o coeficiente de elasticidade do corpo oscilante (N/m). As forças externas aplicadas ao flutuador são: a força da onda F_e e do pistão F_p .

De acordo com GREENHOW & WHITE [34] e CUMMIS [35], devido ao movimento oscilatório do corpo flutuante ocorre uma irradiação de ondas na superfície livre do mar. Estas ondas irradiadas se afastam do corpo, porém ainda continuam afetando seu movimento nos instantes subsequentes devido à interação com as ondas

incidentes. A modelagem deste fenômeno proporciona um acréscimo de massa ao corpo oscilante denominada massa adicional (M_r), assim (2.13) torna-se:

$$(M + M_r)\ddot{y}(t) + R_r\dot{y}(t) + K_e y(t) = F_e + F_p. \quad (2.14)$$

Os parâmetros M_r , R_r e K_e são dependentes do tamanho e forma do flutuador e frequência das ondas incidentes.

De acordo com FALNES [29], a força de excitação (F_e) aplicada a um determinado corpo oscilante devido à ação de uma onda senoidal (monocromática) como apresentada na Figura 2.1 é dada por:

$$F_e(t) = F_{e_Max} \sin(\omega t), \quad (2.15)$$

onde,

$$F_{e_Max} = \left(\frac{2\rho g^2 A^2 R_r}{\omega k} \right)^{1/2}. \quad (2.16)$$

Para um mar real a força de excitação é calculada considerando uma soma de várias componentes, tal como apresentado em (2.11). De forma análoga:

$$F_e(t) = \sum_{i=1}^n F_{e_i}(t) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{2\rho g^2 A_i^2 R_r}{\omega_i k_i} \right) \cos(\omega_i t + \varphi_i). \quad (2.17)$$

A força que o pistão exerce sobre o corpo oscilante, F_p , é dada por:

$$F_p(t) = \begin{cases} A_1 P_1 \dot{y} & \dot{y} \geq 0 \\ 0 & \dot{y} < 0 \end{cases}, \quad (2.18)$$

onde P_1 e A_1 representam a pressão interna do sistema hidráulico e área da seção transversal da bomba hidráulica, respectivamente (ver Figura 2.8). A Figura 2.7 apresenta o diagrama de blocos do modelo matemático desenvolvido para o flutuador.

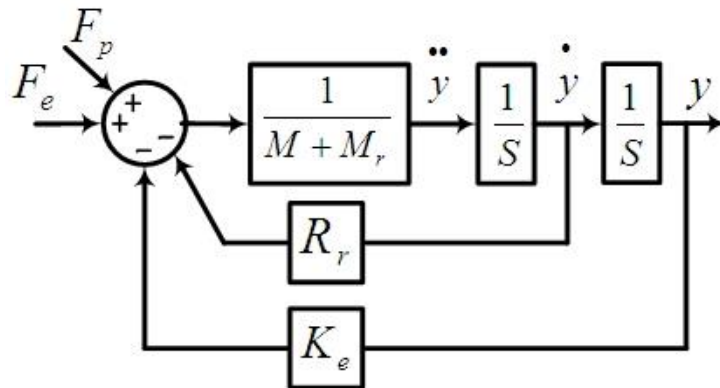


Figura 2.7: Diagrama de blocos do modelo do flutuador.

Finalmente, a vazão de entrada para o sistema hidráulico é dada por:

$$Q_{in}(t) = \begin{cases} A_1 \dot{y}, & y \geq 0 \\ 0, & \dot{y} < 0 \end{cases} \quad (2.19)$$

A vazão de entrada calculada a partir de (2.19) é, então, a variável de entrada do modelo matemático do acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica apresentado na seção 2.3.

2.3. Acumulador Hidropneumático e Câmara Hiperbárica

Esta seção descreve a modelagem desenvolvida para o sistema de armazenamento hidropneumático (acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica). Esta parte da modelagem é de suma importância no decorrer do texto, visto que os sistemas de armazenamento envolvidos são o foco das análises que serão apresentadas nos capítulos 4 e 5.

A principal função do sistema hidráulico no protótipo de extração de energia das ondas é a atuação como uma unidade de armazenamento de energia. Seu funcionamento pode ser comparado ao de um filtro passa-baixas, atuando no sentido de “suavizar” a característica intermitente da potência absorvida das ondas marinhas. A intermitência da potência absorvida é consequência do perfil de vazão de entrada apresentado na Figura 2.6. Devido à ação dos flutuadores, as bombas hidráulicas injetam “pulsos de água” no sistema hidráulico a cada movimento de descida do flutuador. Como o sistema de armazenamento faz parte da análise e estudos abordados neste trabalho, é de extrema importância o desenvolvimento de um modelo analítico que represente o sistema real, reproduzindo os comportamentos de regime permanente e transitórios do mesmo.

A Figura 2.8 apresenta a topologia do acumulador hidropneumático e as variáveis utilizadas no modelo desenvolvido. Nesta Figura a câmara hiperbárica não é mostrada, porém a função deste equipamento é de atuação como “pulmão” dando um volume adicional de ar pressurizado ao sistema. Mais adiante, será analisada a importância e a influência deste volume adicional de ar no funcionamento geral do sistema de geração.

O modelo do sistema de armazenamento é baseado na equação de *Bernoulli* para líquidos incompressíveis. Vários exemplos de modelagem de sistemas hidráulicos são apresentados por LIVI [36]. Especificamente, para este sistema, as variáveis utilizadas na modelagem são descritas abaixo:

P – Pressões em N/m^2 ;

h – Alturas de líquido em m;

V – Velocidades do líquido em m/s;

g – Aceleração da gravidade em m/s^2 ;

A – Áreas das secções transversais;

ρ – Massa específica em kg/m^3 ;

δ – Posição do pistão interno do acumulador hidropneumático em m;

Q – vazões em m^3/s .

Aplicando a equação de *Bernoulli* para os pontos 1 e 2 indicados na Figura 2.8, obtém-se:

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \rho g h_2. \quad (2.20)$$

Através da análise da posição do pistão interno do acumulador, δ , avalia-se a energia instantânea armazenada, atingindo seus níveis máximo e mínimo para as posições δ_{max} e δ_{min} , respectivamente. O funcionamento do sistema hidráulico é bastante intuitivo e pode ser entendido da seguinte maneira:

- Numa primeira situação, supõe-se que a vazão de entrada Q_{in} do sistema hidráulico é maior que a vazão de saída Q_{out} . Consequentemente, um volume de água se acomoda dentro do acumulador fazendo com que a posição do pistão interno δ aumente. Com o aumento do volume do lado do líquido, o volume de ar do outro lado deve diminuir ocorrendo então a compressão do ar e aumento da pressão interna do sistema. Neste processo ocorre o armazenamento da energia extraída das ondas na forma potencial (ar comprimido).
- De forma dual, quando a vazão de entrada Q_{in} do sistema hidráulico é menor que a vazão de saída Q_{out} , o volume de água contida no interior do acumulador hidropneumático diminui fazendo com que ocorra um

decremento na posição do pistão interno, δ . Com a descida do pistão e diminuição do volume de líquido no sistema hidráulico, ocorre a expansão do lado do ar e consequente diminuição da pressão interna. Desta forma ocorre então o “descarregamento” da energia armazenada.

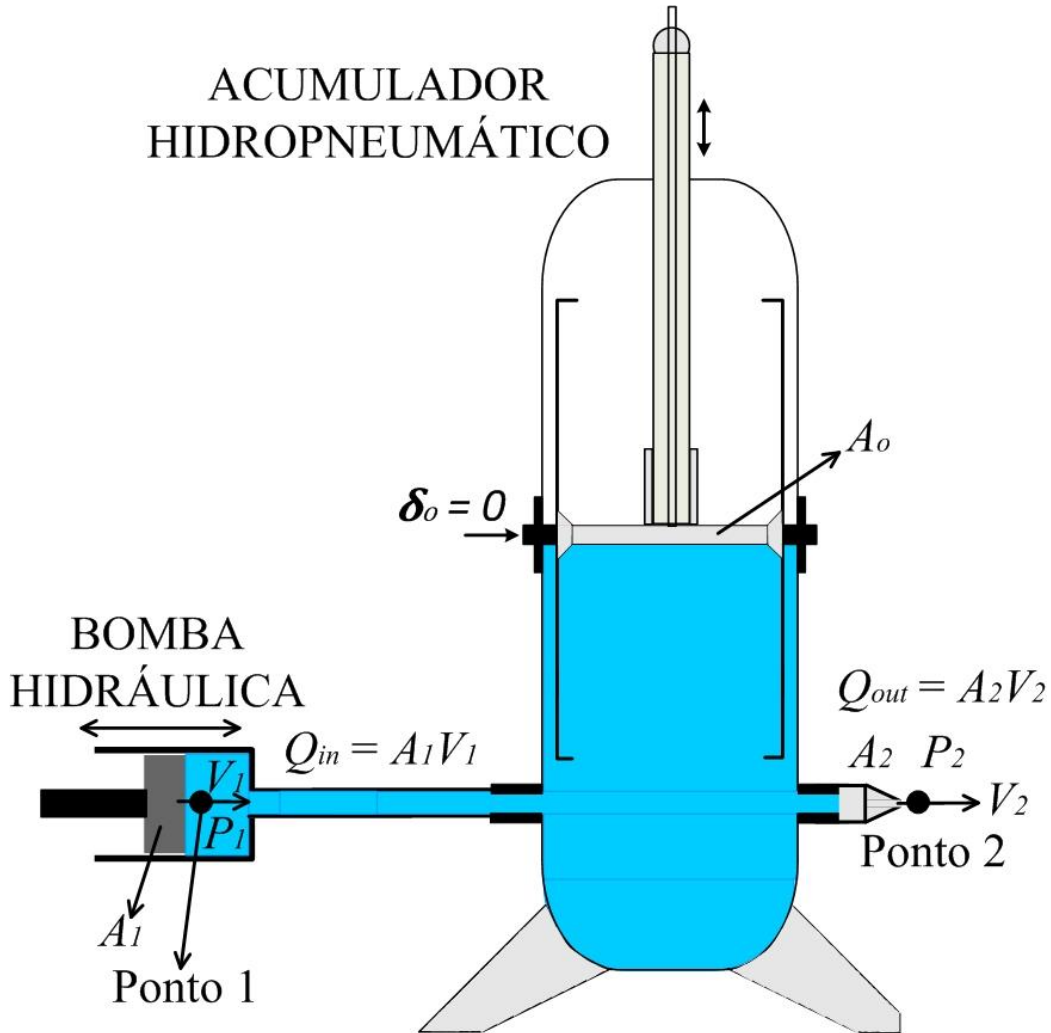


Figura 2.8: Topologia do acumulador hidropneumático e variáveis envolvidas na modelagem.

É importante ressaltar que a água utilizada no sistema é doce e circula em circuito fechado como visto na Figura 1.6. Ou seja, toda água que se choca com a turbina hidráulica é acumulada num recipiente de restituição e novamente bombeada ao sistema hidráulico formando um ciclo fechado.

Observando a Figura 2.8, os pontos 1 e 2 encontram-se num mesmo nível de referência, logo em (2.20) cancelam-se os termos relacionados com as alturas de líquido

($h_1 = h_2 = 0$). Desta forma, aplicando esta consideração, a velocidade do jato d'água na saída do acumulador (V_2) é dada por:

$$V_2(t) = \left[V_1^2(t) + \frac{2}{\rho} (P_1(t) - P_2) \right]^{1/2}. \quad (2.21)$$

Nota-se que a pressão no ponto 2 (P_2) é a pressão atmosférica (1 atm ou 10^5 N/m²) e que a pressão interna do sistema hidráulico, P_1 , é função do deslocamento do pistão. A análise de (2.21) mostra que a velocidade de saída do jato d'água, V_2 , é função da diferença das pressões interna e externa ($P_1(t) - P_2$) e da velocidade d'água na entrada do sistema hidráulico (V_1).

Considerando as compressões e expansões do gás contido na câmara hiperbárica sendo isotérmicas, $P_1(t)$ é obtido através da expressão para gases ideais, dado por:

$$P_1(t) = \frac{P_o V_{Lo}}{V_{L1}(t)} \rightarrow P_1(t) = \left(\frac{V_{Lo}}{V_{Lo} - \delta(t) A_o} \right) P_o, \quad (2.22)$$

onde, P_o e V_{Lo} representam a pressão e volume de gás iniciais, respectivamente. Note que o volume instantâneo do gás ($V_{L1}(t)$) é função do volume inicial (V_{Lo}) e posição do pistão interno do acumulador (δ).

Conclui-se então que a velocidade do jato d'água na saída do acumulador (V_2) é função da posição δ (visto que $P_1(t)$ e $h_1(t)$ também são dependentes do mesmo parâmetro) e da velocidade d'água na entrada do sistema hidráulico (ação das bombas hidráulicas). Na prática será visto que a velocidade V_2 é muito maior que V_1 , logo a velocidade do jato d'água na saída do acumulador é influenciada, majoritariamente, pela pressão interna do sistema hidráulico (P_1).

O deslocamento instantâneo do pistão, $\delta(t)$, é obtido a partir da diferença entre os volumes d'água que entra e sai do acumulador. Considerando o volume como sendo a integral da vazão:

$$\delta(t) = \frac{1}{A_o} \int Q_{in}(t) dt - \frac{1}{A_o} \int Q_{out}(t) dt + \delta_o, \quad (2.23)$$

onde Q_{in} , Q_{out} e δ_o são vazão de entrada, vazão de saída e posição inicial do pistão, respectivamente.

Considerando ainda que a vazão de saída (Q_{out}) pode ser calculada a partir do produto da velocidade do jato d'água (V_2) pela área da seção do jato d'água (A_2), (2.23) torna-se:

$$\delta(t) = \frac{1}{A_o} \int Q_{in}(t) dt - \frac{A_2}{A_o} \int V_2(t) dt + \delta_o. \quad (2.24)$$

A potência hidráulica na saída do acumulador hidropneumático é dada por:

$$Pot_2(t) = P_2 V_2(t) A_2. \quad (2.25)$$

Finalizando a modelagem do sistema hidráulico, avalia-se sua capacidade de armazenamento de energia. Neste enfoque, considera-se que o processo de expansão e compressão do ar contido na câmara seja um processo isotérmico (temperatura constante) e obedece à lei para gases ideais [37]:

$$PV_L = nRT_k, \quad (2.26)$$

onde P , V_L , n , R e T_k representam a pressão, volume, numero de moles, constante universal dos gases e temperatura, respectivamente.

Considerando que o pistão interno passa de um estado inicial “A” para o estado “B”, o trabalho necessário para compressão ou executado pela expansão será:

$$W_{A \rightarrow B} = \int_{V_A}^{V_B} P dV_L. \quad (2.27)$$

Substituindo o valor da pressão obtido a partir de (2.26) em (2.27):

$$W_{A \rightarrow B} = \int_{V_A}^{V_B} \frac{nRT_k}{V_L} dV_L = nRT_k \int_{V_A}^{V_B} \frac{1}{V_L} dV_L = nRT_k (\ln V_{LB} - \ln V_{LA}). \quad (2.28)$$

Mas para gases ideais:

$$P_A V_{LA} = P_B V_{LB} \Rightarrow \frac{V_{LB}}{V_{LA}} = \frac{P_A}{P_B}. \quad (2.29)$$

Finalmente, substituindo (2.29) em (2.28):

$$W_{A \rightarrow B} = nRT_k \ln \left(\frac{V_{LB}}{V_{LA}} \right) = nRT_k \ln \left(\frac{P_A}{P_B} \right) = P_A V_{LA} \ln \left(\frac{P_A}{P_B} \right). \quad (2.30)$$

A título de exemplo, supõe-se que em determinada situação a câmara hiperbárica opera com um volume inicial de 8 m^3 e pressão inicial de 3.10^6 N/m^2 (ou 300 mca). Posteriormente, devido ao deslocamento do pistão interno do acumulador, ocorre uma compressão de 2 m^3 ($\Delta V_L = -2 \text{ m}^3$). Consequentemente, o volume de ar e pressão interna passarão a 6 m^3 e 4.10^6 N/m^2 (ou 400 mca), respectivamente. Neste caso, a energia armazenada pela compressão do ar será de aproximadamente 6,9 MJ.

2.4. Turbina Hidráulica

A turbina hidráulica é um equipamento que tem a função de transformar a potência do jato d'água, em forma de pressão e vazão, em potência mecânica, em forma de torque e velocidade. A Figura 2.9 apresenta a topologia da turbina tipo Pelton escolhida para o protótipo de conversão de energia das ondas em energia elétrica. É constituída por uma roda com várias pás em forma de concha. A água incidente, proveniente do bico injetor (acumulador hidropneumático), ao se chocar tangencialmente com as pás provoca um torque mecânico fazendo com que a turbina ganhe velocidade. Novamente ressalta-se que todo volume d'água que se choca com a turbina cai num reservatório de restituição e novamente deverá ser bombeada para o reservatório em alta pressão, formando assim um ciclo fechado. O bico injetor é equipado com defletores de proteção para que no caso de perdas de carga não ocorram sobrevelocidades de rotação indesejáveis.

No projeto implementado no porto do Pécem – CE, a escolha desta tecnologia foi justificada pelas características técnicas de operação fornecidas pelo fabricante [38]. Normalmente a escolha de turbinas tipo pelton é adequada para operações em altas pressões e baixas vazões, como é o caso do protótipo aqui estudado. Para ter uma noção das ordens de grandeza envolvidas, o protótipo instalado no porto do Pécem - CE opera com pressões entre 200 e 300 mca (ou entre $2 \cdot 10^6$ e $3 \cdot 10^6$ N/m²) enquanto que a vazão pode chegar a 33 l/s, dependendo do estado de mar. As velocidades de operação de turbinas do tipo Pelton são elevadas quando comparadas a outras tecnologias e normalmente estão na faixa de 1200 a 3600 rpm. No protótipo instalado no Pécem a turbina especificada tem velocidade nominal de operação de 1800 rpm e foi acoplada a um gerador trifásico síncrono 380 V, 60 Hz, 4 polos.

De acordo com LIVI [36], ação de um jato d'água com certa vazão e velocidade incidente causa o aparecimento de um torque mecânico na turbina. A expressão analítica que calcula o toque mecânico pode ser desenvolvida considerando-se um volume de contorno ($V.C$) que envolve uma concha da turbina (ver detalhe na Figura 2.9).

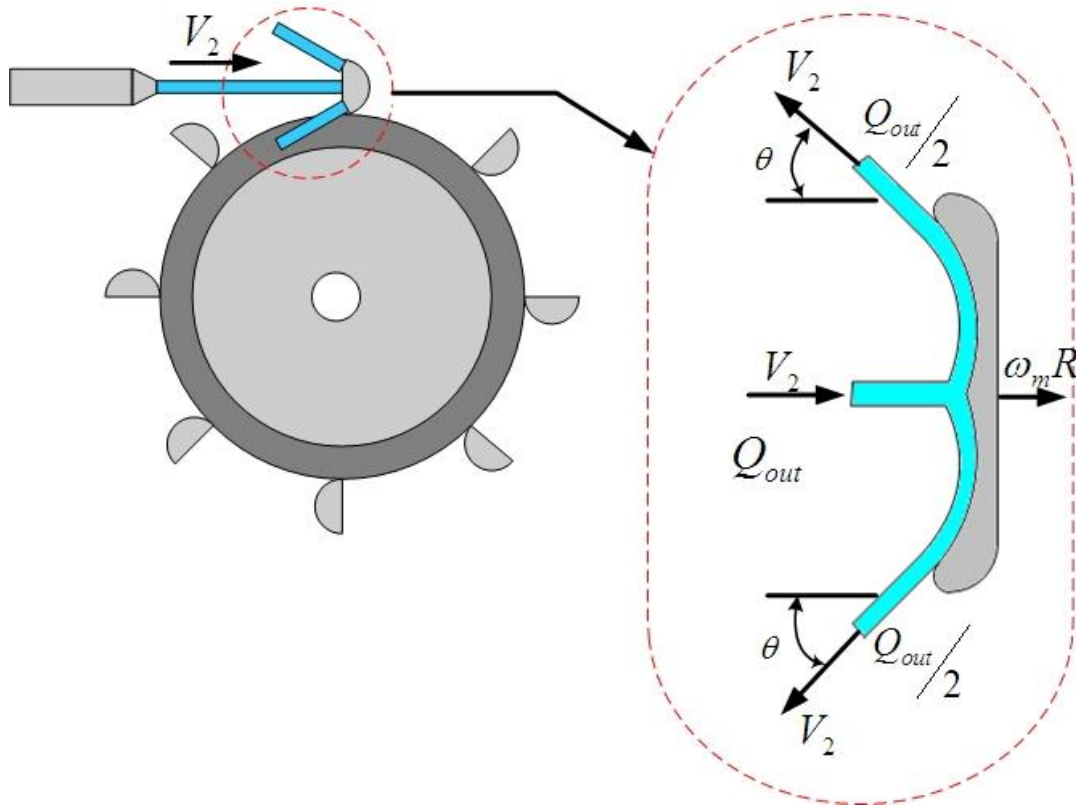


Figura 2.9: Topologia da turbina hidráulica e variáveis envolvidas na modelagem.

Considera-se ainda que após o choque com a concha, o volume d'água incidente é igualmente dividido em duas partes e saem com angulação θ em relação à horizontal. A expressão que calcula o torque mecânico da turbina é desenvolvida a partir do somatório dos momentos angulares que entram e saem do volume de contorno, dado por:

$$T_m = \left(\begin{array}{c} \text{Fluxo de momento} \\ \text{angular que entra no V.C} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Fluxo de momento} \\ \text{angular que sai no V.C} \end{array} \right). \quad (2.31)$$

Considerando os sentidos dos fluxos dos jatos d'água apresentados na Figura 2.9, (2.31) se torna:

$$T_m = R_t(V_2 - \omega_m R_t) \rho Q_{out} + R_t(V_2 - \omega_m R) \cos \theta \rho \left(-\frac{Q_{out}}{2} \right) + R_t(V_2 - \omega_m R) \cos \theta \rho \left(-\frac{Q_{out}}{2} \right) \quad (2.32)$$

que agrupando os termos semelhantes resulta em:

$$T_m = R_t(V_2 - \omega_m R)(1 - \cos \theta) \rho Q_{out}. \quad (2.33)$$

Reescrevendo (2.33) em termos da velocidade do jato d'água e da área da seção do bico injetor:

$$T_m = R_t(V_2 - \omega_m R_t)(1 - \cos \theta) \rho A_2 V_2. \quad (2.34)$$

Logo, a potência mecânica da turbina é dada pelo produto do torque pela velocidade:

$$P_m = R_t \omega_m (V_2 - \omega_m R_t)(1 - \cos \theta) \rho A_2 V_2. \quad (2.35)$$

Observando-se (2.35), percebe-se que a potência mecânica é uma função quadrática de ω_m e que o ponto de máximo é função da velocidade do jato d'água que incide na turbina, V_2 , e do raio, R_t . O perfil da variação da potência mecânica com a velocidade da turbina é apresentado na Figura 2.10.

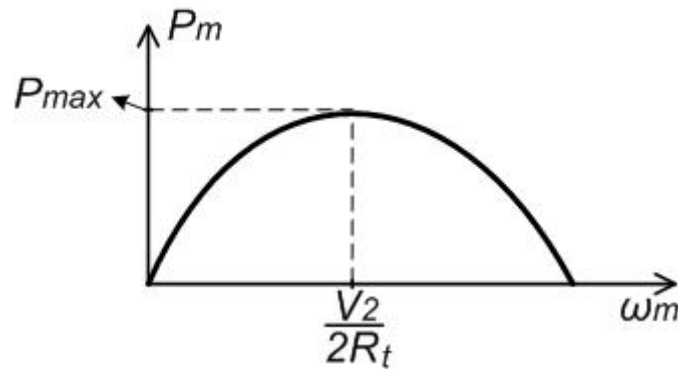


Figura 2.10: Potência mecânica da turbina em função da velocidade mecânica.

Observando (2.34) e (2.35) conclui-se que para obter um torque mecânico positivo (ou seja, potência fluindo do jato d'água para o eixo da turbina) é necessário que a velocidade do jato d'água, V_2 , seja suficientemente maior que a velocidade tangencial da turbina $\omega_m R_t$.

Analisando a Figura 2.10 chega-se a conclusão que a velocidade ótima de rotação da turbina (ω_{m_otm}) depende da velocidade do jato d'água (V_2) e do raio da turbina (R_t). Considerando que o raio é fixo, chega-se a conclusão que a velocidade da turbina deve acompanhar as variações da velocidade do jato d'água para manter seu funcionamento na máxima eficiência. Em outras palavras, o ajuste da velocidade de rotação da turbina deve seguir as mudanças na pressão hidráulica (P_f), visto que este parâmetro influencia majoritariamente a velocidade V_2 (ver Equação 2.21).

2.5. Conclusões

O presente capítulo descreveu a modelagem do sistema de conversão primário, que de acordo com a Figura 2.1 é composto pelo flutuador, acumulador hidropneumático, câmara hiperbárica e turbina Pelton. Foram apresentados conceitos básicos em energia das ondas, iniciando-se a análise para uma onda monocromática (senoidal e de frequência fixa) e posteriormente o modelo de mar real. Foi visto ainda que um mar real pode ser modelado a partir dos parâmetros estatísticos altura significativa (H_s) e período médio (T_{med}). Para tal, utiliza-se um espectro de energia (espectro de *Bretschneider*) para obter a contribuição de cada componente harmônica. Logo, o modelo de mar resultante é a soma de várias ondas monocromáticas em várias frequências. O estado energético de um mar é influenciado majoritariamente por sua altura significativa, visto que a relação de H_s com a energia contida na onda é quadrática. Porém, o período médio também tem influência no estado energético de mar de forma linear, ou diretamente proporcional.

Na seção seguinte o flutuador e bomba hidráulica foram apresentados e analisados, onde um modelo simplificado de segunda ordem foi adotado (Figura 2.7). A bomba hidráulica tem seus períodos de admissão e compressão nos movimentos de subida e descida, respectivamente. Logo, a vazão de entrada do acumulador hidropneumático tem perfil pulsado conforme apresentado na Figura 2.6. Isto explica a característica intermitente da energia capturada e justifica a utilização de sistemas de armazenamento auxiliares a fim de suavizar este perfil.

Posteriormente, a modelagem do sistema hidráulico de armazenamento (acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica) foi apresentada. O modelo não linear desenvolvido foi baseado na equação de *Bernoulli* para líquidos incompressíveis (Eq. 2.20) e na equação para transformações isotérmicas em gases ideais (Eq. 2.22). A análise de (2.21), (2.22), (2.23) e (2.24) mostra que a velocidade do jato d'água na saída do acumulador (V_2) é função do deslocamento do pistão interno do acumulador hidropneumático (δ) e da velocidade d'água na entrada do acumulador (V_1). Desta forma, o perfil de velocidade do jato que incide na turbina dependerá da diferença das vazões de entrada e saída do sistema hidráulico. Também foi constatado que a energia armazenada depende do produto pressão versus volume num determinado ponto de operação e da diferença de pressão entre dois pontos de operação. Logo, durante as

compressões e expansões isotérmicas do gás ocorre o processo de armazenamento e descarregamento da energia capturada das ondas.

Ao final do capítulo o modelo da turbina hidráulica foi apresentado. A partir da teoria de choques e momento angular foi apresentado que o torque desenvolvido pela turbina Pelton é função das características do jato d'água (V_2 e Q_{out}), do raio (R) e velocidade angular da turbina (ω_m). Deve se ressaltar que para que haja transmissão de potência no sentido jato d'água-turbina é necessário que a velocidade do jato (V_2) seja superior à velocidade de ponta da turbina ($\omega_m R$). Outra importante característica da tecnologia de turbina considerada é que a máxima potência, ou ponto ótimo de operação, ocorre numa velocidade angular específica. Como observado na Figura 2.10, esta velocidade ótima é função da velocidade do jato d'água e do raio da turbina.

3. Modelagem da Unidade de Conversão Secundária e Estratégias de Controle

Este capítulo apresenta toda modelagem da unidade de conversão secundária, conforme apresentado na Figura 2.1, composto pelo gerador elétrico utilizado (*DFIG*) e os conversores eletrônicos envolvidos.

Inicialmente, o modelo clássico de 5ª ordem do *DFIG* é detalhado, apresentando-se as equações diferenciais em coordenadas *dq* síncronas. Demonstra-se analiticamente que as potências ativa e reativa do estator podem ser controladas separadamente caso a corrente do rotor seja controlada no referencial do fluxo estatórico. Para realizar esta estratégia de controle utiliza-se um conversor *back-to-back* alimentando os enrolamentos do rotor como fonte de corrente. Dois conversores fonte de tensão interligados pelo elo CC são utilizados. A topologia, conexão e controle dos conversores fonte de tensão são apresentados na seção 3.2 e ao longo do texto estes são denominados Conversor do Lado da Rede (*CLR*) e Conversor do Lado da Máquina (*CLM*).

A validação das estratégias de controle do *CLR* e *CLM* é feita a partir dos resultados experimentais apresentados ao final do capítulo. Toda a modelagem apresentada neste capítulo dará suporte ao entendimento das simulações computacionais apresentadas no capítulo 4.

3.1. Gerador de Indução de Dupla Alimentação (*DFIG*)

A performance dinâmica da máquina de indução é complexa, pois os três enrolamentos do rotor se movem com respeito aos três enrolamentos do estator. Basicamente, uma máquina girante pode ser vista como um transformador com

enrolamentos secundários girantes, onde os coeficientes de acoplamento entre estator e rotor mudam continuamente com a variação da posição do rotor ε . Logo, o modelo matemático da máquina em eixos abc pode ser descrito por equações diferenciais com indutâncias mútuas variantes no tempo tornando seu modelo ainda mais complexo. Neste contexto, R. H. Park, em 1920, propôs uma teoria que solucionaria tal problema, a transformada de Park [40].

A transformada de Park consiste na mudança das variáveis (tensões, correntes e fluxos enlaçados) associadas ao estator e rotor para um sistema de coordenadas girantes à velocidade síncrona. Como consequência da transformação, encontra-se a solução para o problema das indutâncias variáveis devido ao movimento relativo dos enrolamentos do rotor e estator.

Nesta seção é apresentada a modelagem da Máquina de Indução de Rotor Bobinado no referencial dq síncrono como demonstrado por BOSE et. al. e KRAUSE et. al. [41],[42]. A modelagem descrita considera a configuração da máquina como motor, ou seja, convencionando-se o sentido de corrente positivo entrando no enrolamento estator. O sentido de convenção no rotor também considera corrente que entra neste enrolamento sendo positiva (ver Figura 3.2). A Figura 3.1 apresenta a máquina de indução representada no referencial dq síncrono bem como os eixos do rotor e estator. Os sobrescritos utilizados nas variáveis das equações diferenciais são s e r para grandezas referenciadas aos eixos do estator (*stator*) e rotor, respectivamente. Para as grandezas referenciadas às coordenadas girantes dq não serão utilizados sobrescritos.

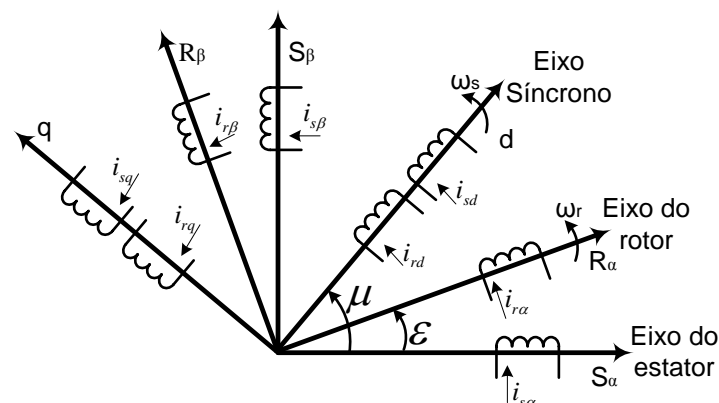


Figura 3.1: Máquina de indução representada no referencial dq síncrono.

As equações diferenciais que descrevem as tensões dos enrolamentos do estator, nas coordenadas do estator são:

$$\begin{bmatrix} v_{sa}^s \\ v_{sb}^s \\ v_{sc}^s \end{bmatrix} = R_s \begin{bmatrix} i_{sa}^s \\ i_{sb}^s \\ i_{sc}^s \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \psi_{sa}^s \\ \psi_{sb}^s \\ \psi_{sc}^s \end{bmatrix}, \quad (3.1)$$

onde v , R , i e ψ representam tensões, resistências, correntes e fluxos magnéticos enlaçados, respectivamente. Considerando-se as tensões da rede balanceadas, a componente de sequência zero pode ser desprezada. Logo, o vetor espacial tensão da rede é definido por:

$$\vec{v}_s^s = v_{sa}^s + v_{sb}^s e^{j\gamma} + v_{sc}^s e^{j2\gamma}, \quad (3.2)$$

onde γ é $2\pi/3$. O mesmo raciocínio é aplicado para definir o vetor espacial corrente e fluxo do estatórico. Logo, (3.1) pode ser reescrita como:

$$\vec{v}_s^s = R_s \vec{i}_s^s + \frac{d\vec{\psi}_s^s}{dt}. \quad (3.3)$$

Para referenciar todos os vetores espaciais de (3.3) ao sistema de eixos dq síncronos da Figura 3.1 multiplica-se a equação por $e^{j\mu}$. Isto é equivalente a girar os vetores referenciados ao eixo do estator de um ângulo μ (onde $\mu = \omega_s t$), ou seja, alterna-se a referência para os eixos dq síncronos. Após a multiplicação e manipulações algébricas, obtém-se:

$$\vec{v}_s = R_s \vec{i}_s + \frac{d\vec{\psi}_s}{dt} + j\omega_s \vec{\psi}_s. \quad (3.4)$$

A variável ω_s representa a velocidade angular do vetor espacial fluxo magnético estatórico ($\omega_s = d\mu/dt$). Finalmente, separando (3.4) em parte real e imaginária, obtém-se:

$$v_{sd} = R_s i_{sd} + \frac{d\psi_{sd}}{dt} - \omega_s \psi_{sq}; \quad (3.5)$$

e

$$v_{sq} = R_s i_{sq} + \frac{d\psi_{sq}}{dt} + \omega_s \psi_{sd}. \quad (3.6)$$

Os fluxos do estator de eixo direto e quadratura que aparecem em (3.5) e (3.6) podem ser expressos por

$$\psi_{sd} = L_{Ls} i_{sd} + L_m (i_{sd} + i_{rd}) \quad (3.7)$$

e

$$\psi_{sq} = L_{Ls} i_{sq} + L_m (i_{sq} + i_{rq}), \quad (3.8)$$

onde L_{Ls} e L_m são as indutâncias de dispersão do estator e magnetização, respectivamente. Procedendo de forma análoga, a equação diferencial do rotor nas suas próprias coordenadas é dada por:

$$\vec{v}_r^r = R_r \vec{i}_r^r + \frac{d\vec{\psi}_r^r}{dt}. \quad (3.9)$$

Novamente, para referenciar todos os vetores de (3.9) para o sistema de eixos dq síncronos multiplica-se a equação por $e^{j(\mu-\varepsilon)}$. Isto é equivalente a girar os vetores localizados no eixo do rotor de um ângulo $(\mu-\varepsilon)$. O ângulo $(\mu-\varepsilon)$ é definido como ângulo de escorregamento da máquina assíncrona. Após a multiplicação e algumas manipulações algébricas, obtém-se:

$$\vec{v}_r = R_r \vec{i}_r + \frac{d\vec{\psi}_r}{dt} + j\omega_{sl} \vec{\psi}_r. \quad (3.10)$$

A variável ω_{sl} representa a velocidade angular de escorregamento da máquina, definida por:

$$\omega_{sl} = \omega_s - P\omega_m \rightarrow \omega_{sl} = \frac{d(\mu-\varepsilon)}{dt}, \quad (3.11)$$

onde ω_m representa a velocidade mecânica do rotor e P o número de pares de polos da máquina. Separando (3.10) em parte real e imaginária, obtém-se:

$$v_{rd} = R_r i_{rd} + \frac{d\psi_{rd}}{dt} - \omega_{sl} \psi_{rq}; \quad (3.12)$$

$$v_{rq} = R_r i_{rq} + \frac{d\psi_{rq}}{dt} + \omega_{sl} \psi_{rd}. \quad (3.13)$$

Os fluxos do rotor de eixo direto e quadratura que aparecem em (3.12) e (3.13) podem ser expressos por:

$$\psi_{rd} = L_{Lr} i_{rd} + L_m (i_{sd} + i_{rd}) \quad (3.14)$$

e

$$\psi_{rq} = L_{Lr} i_{rq} + L_m (i_{sq} + i_{rq}), \quad (3.15)$$

onde L_{Lr} e L_m são as indutâncias de dispersão do rotor e magnetização, respectivamente. Finalmente, desprezando-se o atrito mecânico, a modelagem da dinâmica do rotor da máquina é dada por:

$$T_e - T_m = J \frac{d\omega_m}{dt}, \quad (3.16)$$

onde T_e e T_m são os torques elétrico e mecânico, respectivamente. J é o momento de inércia do rotor da máquina. Os circuitos elétricos equivalentes que representam (3.5), (3.6), (3.12) e (3.13) são apresentados Figura 3.2. O modelo de 5ª ordem apresentado nesta seção é utilizado na maioria dos *softwares* de simulação para representação da máquina assíncrona.

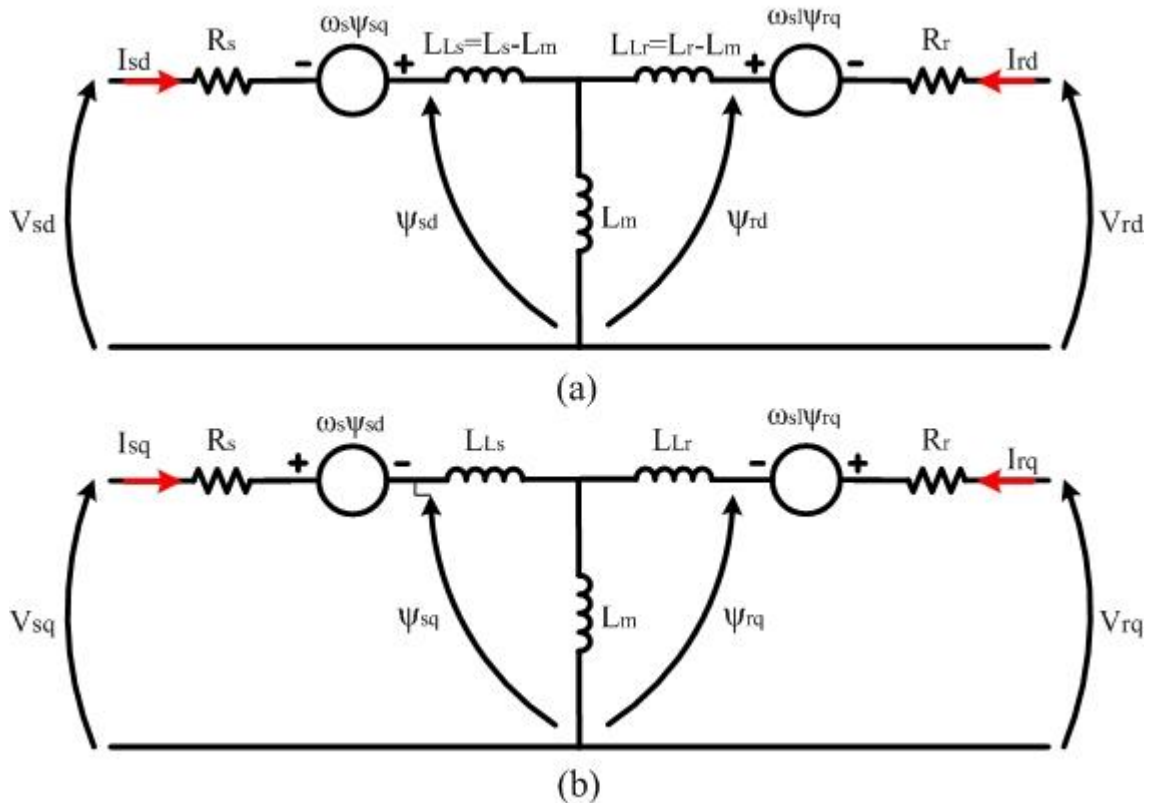


Figura 3.2: Circuitos equivalentes da máquina de indução, (a) Eixo d e (b) Eixo q.

O capítulo 4 apresenta a simulação completa do sistema de geração proposto, desde as ondas até a rede elétrica. No entanto, o modelo do *DFIG* utilizado nas simulações implementadas neste trabalho leva em consideração simplificações propostas por LIMA e WATANABE [43], [44]. Neste modelo simplificado, as características intrínsecas da máquina, tais como, baixa resistência do estator, controle vetorial orientado pelo campo magnético do estator ($V_{sd} \cong 0$) e um rápido sistema de sincronização são consideradas. Aplicando a transformada de Laplace às Equações (3.5), (3.6), (3.7) e (3.8), e explicitando as correntes do estator de eixos dq , obtém-se:

$$I_{sd}(s) = \frac{(L_s s + R_s)V_{sd}(s) + \omega_s L_s V_{sq}(s)}{(L_s^2 s^2 + 2L_s R_s s + R_s^2 + \omega_s^2 L_s^2)} - \frac{(L_s s^2 + R_s s + \omega_s^2 L_s)L_m I_{rd}(s) - R_s \omega_s L_m I_{rq}(s)}{(L_s^2 s^2 + 2L_s R_s s + R_s^2 + \omega_s^2 L_s^2)}, \quad (3.17)$$

$$I_{sq}(s) = \frac{-\omega_s L_s V_{sd}(s) + (L_s s + R_s)V_{sq}(s)}{(L_s^2 s^2 + 2L_s R_s s + R_s^2 + \omega_s^2 L_s^2)} - \frac{R_s \omega_s L_m I_{rd}(s) + (L_s s^2 + R_s s + \omega_s^2 L_s)L_m I_{rq}(s)}{(L_s^2 s^2 + 2L_s R_s s + R_s^2 + \omega_s^2 L_s^2)}. \quad (3.18)$$

Considerando que: (i) o controle vetorial aplicado posiciona o fluxo do estator sobre o eixo d ($\psi_{sq} = 0$), (ii) a tensão do estator sobre o eixo q ($v_{sd} = 0$) e que os termos $R_s^2 \approx 0$, (iii) os termos cruzados das correntes do rotor desprezados

$\left(\frac{R_s \omega_s L_s}{L_s s^2 + 2R_s s + \omega_s^2 L_s} \approx 0 \right)$ e (iv) que $\frac{L_s s^2 + R_s s + \omega_s^2 L_s}{L_s s^2 + 2R_s s + \omega_s^2 L_s} \approx 1$ obtém-se:

$$I_{sd}(s) = \frac{\omega_s V_{sq}(s)}{L_s \left(s^2 + 2 \left(\frac{R_s}{L_s} \right) s + \omega_s^2 \right)} - \frac{L_m}{L_s} I_{rd}(s), \quad (3.19)$$

$$I_{sq}(s) = \frac{\left(s + \frac{R_s}{L_s} \right) V_{sq}(s)}{L_s \left(s^2 + 2 \left(\frac{R_s}{L_s} \right) s + \omega_s^2 \right)} - \frac{L_m}{L_s} I_{rq}(s). \quad (3.20)$$

Observe que (3.19) e (3.20) apresentam um termo dependente da tensão do estator (V_{sq}), pouco amortecido devido à baixa resistência do estator. Logo, quando a tensão do estator experimenta severas mudanças (por exemplo, afundamentos) as correntes do estator devem oscilar na frequência ω_s . Neste trabalho estamos interessados em analisar a dinâmica e controle do sistema hidráulico, bem como sua integração com o sistema de conversão eletromecânico (turbina-gerador). Assumindo que a tensão da rede é aproximadamente constante e que a dinâmica do sistema hidráulico é muito mais lenta que a dinâmica do gerador (ver capítulo 4), (3.19) e (3.20) podem ser simplificadas a:

$$I_{sd}(s) = \frac{V_{sq}}{L_s \omega_s} - \frac{L_m}{L_s} I_{rd}(s), \quad (3.21)$$

$$I_{sq}(s) = \frac{R_s V_{sq}}{L_s \omega_s^2} - \frac{L_m}{L_s} I_{rq}(s). \quad (3.22)$$

Devido à baixa resistência do estator, a equação (3.22) pode ser reescrita como:

$$I_{sq}(s) = -\frac{L_m}{L_s} I_{rq}(s). \quad (3.23)$$

Observando (3.21) e (3.23), fica claro que quando o *DFIG* opera conectado a uma barra fonte de tensão e o controle vetorial orientado pelo campo é aplicado, as correntes do rotor e estator são diretamente proporcionais e o gerador opera como fonte de corrente.

O torque eletromagnético da máquina de indução é dado por:

$$T_e = \frac{3}{2} P (\psi_{sq} i_{sd} - \psi_{sd} i_{sq}), \quad (3.24)$$

onde P representa o número de pares de polos da máquina. Assumindo que o controle vetorial orientado pelo campo seja corretamente aplicado, o fluxo da máquina se encontra totalmente sobre o eixo d ($\psi_{sq} = 0$) e a expressão do torque torna-se:

$$T_e = -\frac{3}{2} P \psi_{sd} i_{sq}. \quad (3.25)$$

Aplicando a transformada de Laplace em (3.25) e substituindo (3.23):

$$T_e(s) = \frac{3}{2} P \frac{L_m}{L_s} \Psi_{sd} I_{rq}(s). \quad (3.26)$$

Em (3.26) considera-se que o fluxo da máquina (Ψ_{sd}) é constante, logo o torque elétrico da máquina pode ser controlado pela componente em quadratura da corrente do rotor.

A potência ativa do estator é dada por:

$$P_s = v_{sd} i_{sd} + v_{sq} i_{sq}. \quad (3.27)$$

Considerando que o controle vetorial orientado pelo campo seja aplicado ($v_{sd} = 0$), obtém-se:

$$P_s = v_{sq} i_{sq}. \quad (3.28)$$

Considerando a tensão da rede constante, aplicando a transformada de Laplace em (3.28) e substituindo (3.23), obtém-se:

$$P_s(s) = -\frac{L_m}{L_s} V_{sq} I_{rq}(s). \quad (3.29)$$

A análise de (3.29) mostra que a potência ativa do estator também pode ser controlada a partir da componente em quadratura da corrente do rotor.

A potência reativa do estator é dada por:

$$Q_s = v_{sd} i_{sq} - v_{sq} i_{sd}. \quad (3.30)$$

Novamente, considerando que a tensão do estator está completamente sobre o eixo q :

$$Q_s = -v_{sq} i_{sd}. \quad (3.31)$$

Considerando a tensão da rede constante, aplicando a transformada de Laplace em (3.31) e substituindo o valor de I_{sd} obtido em (3.21):

$$Q_s(s) = -\frac{V_{sq}^2}{\omega_s L_s} + \frac{L_m}{L_s} V_{sq} I_{rd}(s). \quad (3.32)$$

A análise de (3.32) mostra que a potência reativa do estator pode ser controlada a partir da componente de eixo direto da corrente do rotor. Observa-se ainda que a primeira parcela de (3.32) corresponde à potência reativa de magnetização da máquina de indução. Assim, na operação do *DFIG* a magnetização da máquina pode ser feita completamente pelo estator ($i_{rd} = 0$), completamente pelo rotor (neste caso $i_{rd} = i_{m_nominal}$) ou parcialmente pelo rotor e estator.

Na seção 3.2.2 são apresentados resultados experimentais que comprovam o controle desacoplado das potências ativa e reativa do estator. Os resultados experimentais também validam o modelo simplificado do *DFIG* apresentado, visto que a máquina se comporta como fonte de corrente (Equações (3.21) e (3.23)).

3.2. Estratégias de Controle e Modelagem dos Conversores

Nesta seção é apresentada a topologia do *DFIG* e os conversores eletrônicos associados com a finalidade de implementar o controle vetorial orientado pelo campo do estator. A Figura 3.3 apresenta a máquina de indução de rotor bobinado e o conversor *back-to-back* utilizado para alimentar os enrolamentos do rotor. Basicamente, utilizam-se dois conversores fonte de tensão aqui denominados de Conversor do Lado da Rede (*CLR*) e Conversor do Lado da Máquina (*CLM*).

O *CLR* atua no sentido de regular a tensão do elo CC independente do sentido do fluxo de potência ativa. Este conversor também pode controlar a potência reativa no Ponto de Conexão Comum (*PCC*), porém o estudo apresentado neste trabalho não utiliza o *CLR* para desempenhar esta função. A utilização *CLR* para suporte de reativos

elevaria o custo do projeto, visto que o incremento da parcela reativa de potência demanda uma elevação da corrente nominal dos IGBTs especificados. Adicionalmente, apenas topologias conectadas à rede elétrica de baixa tensão são estudadas neste trabalho. Como o controle de reativos é pouco eficaz no suporte de tensão em redes de baixa tensão, justifica-se a opção de não utilizar o *CLR* para esta finalidade. As estratégias de controle do *CLR* são detalhadas na seção 3.2.1.

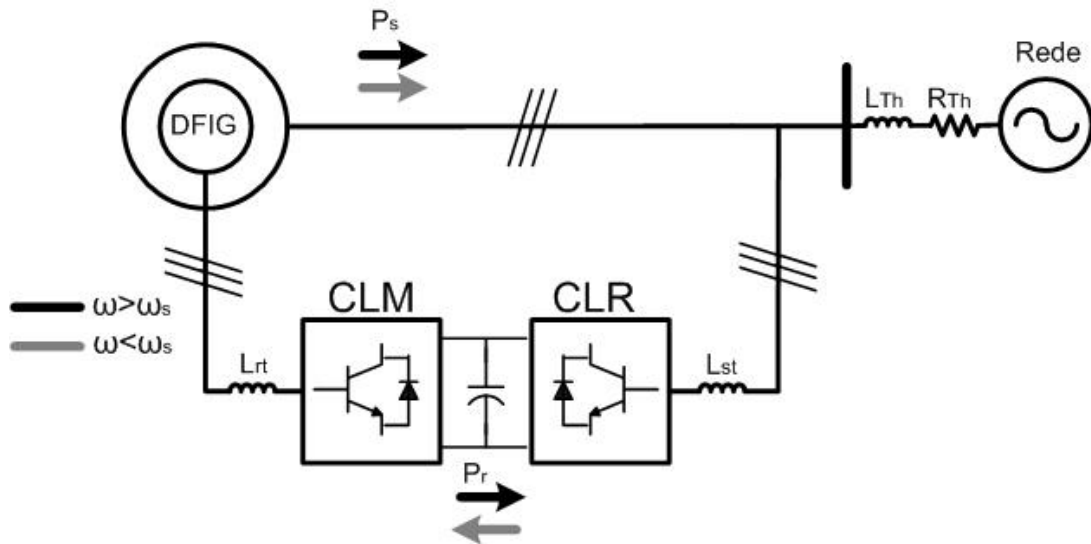


Figura 3.3: DFIG e conversor *back-to-back*.

O *CLM* é responsável pela aplicação do controle vetorial orientado pelo campo à máquina assíncrona. O controle vetorial de corrente em coordenadas *dq* referenciadas ao fluxo do estator possibilita o ajuste das potências ativa e reativa da máquina de forma desacoplada. A estratégia de controle baseada no referencial do fluxo estatórico é detalhada na seção 3.2.2.

É importante ressaltar que os conversores (*CLR* e *CLM*) devem atuar de forma simultânea e acoplada pelo controle do elo CC, fazendo com que as potências ativa dos *CLR* e *CLM* sejam iguais na média. Já a potência reativa é independente nos dois conversores. Na Figura 3.3 apresenta-se o sentido dos fluxos de potência ativa do rotor para velocidade subsíncrona ($\omega_m < \omega_s$) e supersíncrona ($\omega_m > \omega_s$). A parcela de potência ativa que circula pelo rotor é bidirecional, sendo igual a um percentual da potência do estator ($P_r = sP_s$) e proporcional ao escorregamento da máquina. Em aplicações de geração eólica, por exemplo, os conversores normalmente são projetados para 30% da potência nominal da máquina.

3.2.1. Conversor do Lado da Rede (CLR)

A Figura 3.4 apresenta o CLR e as variáveis utilizadas na estratégia de controle. A rede elétrica é representada pelo equivalente de Thévenin, ou seja, uma fonte de tensão em série com uma impedância $Z_{Th} = R_{Th} + j\omega_s L_{Th}$. O indutor do filtro é representado por sua indutância nominal L_{st} e sua resistência R_{st} .

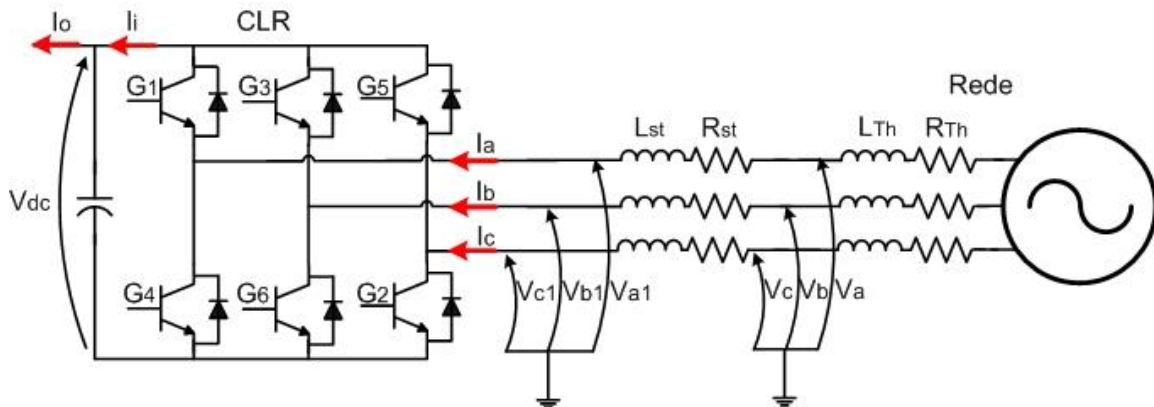


Figura 3.4: Conversor do Lado da Rede (CLR).

A estratégia de chaveamento é baseada no controle vetorial de corrente em coordenadas dq referenciado à tensão da rede elétrica. TIMBUS *et. al.* [14] analisaram o controle do CLR em coordenadas dq referenciadas à tensão da rede elétrica utilizando controlador Proporcional Integral (PI). A metodologia para determinação dos parâmetros dos controladores é discutida e uma comparação com outras estratégias de controle (controlador proporcional ressonante e histerese) é feita.

Para realizar o controle do CLR necessita-se da medição das tensões da rede (na prática apenas duas tensões de linha ou de fase, visto que a rede é balanceada e a componente de sequência zero é nula), das correntes de linha (apenas duas correntes para o caso balanceado a três fios) e da tensão do elo CC. Utiliza-se também um *Phase Locked Loop* (PLL) para rastrear a fase da tensão da rede elétrica, parâmetro necessário para aplicação da transformação de coordenadas. Com a transformação dos eixos abc para eixos dq , as grandezas (tensões e correntes) passam de um sistema de eixos estacionários para um sistema de eixos girantes à velocidade síncrona.

A partir dos parâmetros observados na Figura 3.4, aplica-se a leis das malhas para cada fase obtendo-se:

$$\begin{bmatrix} v_a \\ v_b \\ v_c \end{bmatrix} = R_{st} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + L_{st} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_{a1} \\ v_{b1} \\ v_{c1} \end{bmatrix}, \quad (3.33)$$

onde v_{a1} , v_{b1} e v_{c1} são as tensões sintetizadas pelo *CLR*. Aplicando a transformada dq em (3.33) à frequência da rede ω_s , obtém-se separadamente para os eixos d e q :

$$v_d = R_{st} i_d + L_{st} \frac{di_d}{dt} - \omega_s L_{st} i_q + v_{d1}, \quad (3.34)$$

$$v_q = R_{st} i_q + L_{st} \frac{di_q}{dt} + \omega_s L_{st} i_d + v_{q1}. \quad (3.35)$$

As potências ativa e reativa em termos das grandezas nas coordenadas dq são:

$$P = v_d i_d + v_q i_q, \quad (3.36)$$

$$Q = v_d i_q - v_q i_d. \quad (3.37)$$

O controle orientado pela tensão da rede deve ser aplicado de forma que o vetor espacial tensão da rede seja completamente alinhado sobre o eixo d como segue:

$$v_d = V_s \quad (3.38)$$

e

$$v_q = 0, \quad (3.39)$$

onde V_s representa a tensão rms de linha. Substituindo (3.39) em (3.36) e (3.37) as potências do lado CA tornam-se:

$$P = v_d i_d \quad (3.40)$$

e

$$Q = -v_d i_q. \quad (3.41)$$

A partir de (3.40) e (3.41), fica evidente que as potências ativa e reativa do *CLR* podem ser controladas através das correntes i_d e i_q , respectivamente.

A potência ativa que flui no lado CC é:

$$P = V_{dc} I_i. \quad (3.42)$$

Desprezando as perdas nas chaves, e fazendo o balanço de potência ativa:

$$v_d i_d = V_{dc} I_i. \quad (3.43)$$

Considerando os ganhos da transformação de coordenadas, a tensão da rede será:

$$v_d = \frac{\sqrt{3} m_1}{2\sqrt{2}} V_{dc}, \quad (3.44)$$

onde m_1 é o índice de modulação do *CLR*. Substituindo (3.44) em (3.43):

$$I_i = \frac{\sqrt{3} m_1}{2\sqrt{2}} i_d. \quad (3.45)$$

Finalmente, a equação que relaciona a tensão do elo CC é dada por:

$$C \frac{dV_{dc}}{dt} = I_i - I_o. \quad (3.46)$$

A partir de (3.45) e (3.46) conclui-se que a tensão do elo CC pode ser controlada por i_d , sendo I_o considerada uma perturbação.

Aplicando a transformada de Laplace em (3.34) e (3.35) e fazendo manipulações algébricas, obtém-se a Função de Transferência (*FT*) das malhas do controle de corrente, dada por:

$$FT_i(s) = \frac{I_d(s)}{V_d'(s)} = \frac{I_q(s)}{V_q'(s)} = \frac{1}{L_{st}s + R_{st}}, \quad (3.47)$$

onde $V_d'(s)$ e $V_q'(s)$ são as saídas dos controladores *PI* de corrente. Aplicando-se as parcelas de desacoplamento, as tensões de referência em eixos *dq* que devem ser sintetizadas pelo *CLR* são:

$$V_{d1_ref}(s) = -V_d'(s) + (\omega_s L_{st} I_q(s) + V_d) \quad (3.48)$$

e

$$V_{q1_ref}(s) = -V_q'(s) - (\omega_s L_{st} I_d(s)). \quad (3.49)$$

Observe que a tensão da rede elétrica (V_d) é considerada constante em (3.48) e (3.49). Os laços de controle para i_d e i_q aplicados ao *CLR* são apresentados na Figura 3.5. No eixo *d*, tensão de referência e a tensão medida no elo CC são comparadas. O erro resultante serve como parâmetro de entrada para o controlador *PI* de tensão, que por sua vez ajusta o valor da corrente de referência do eixo *d*, i_{d_ref} . A corrente i_{d_ref} é então comparada com o valor de corrente de eixo direto (i_d , calculada a partir das correntes medidas em eixos *abc*) e o erro resultante é o parâmetro de entrada para o controlador *PI* de corrente. O valor da tensão de referência do eixo *d* (v_{d1_ref}) é encontrado após a soma da parcela de desacoplamento. Um procedimento análogo é realizado na malha de controle do eixo *q*, porém como o *CLR* não é utilizado para controle de reativo, o valor zero é atribuído à corrente de referência do eixo *q* ($i_{q_ref} = 0$). Finalmente, após a aplicação da transformada inversa de *Park* aos valores v_{d1_ref} e v_{q1_ref} , as tensões trifásicas resultantes (v_{a1_ref} , v_{b1_ref} e v_{c1_ref}) são aplicadas na modulação *SPWM* clássica.

Ainda na Figura 3.5 também é apresentada a do *PLL* utilizado. Esta topologia é chamada de *PLL* tipo *d*, caracterizada por proporcionar uma saída θ_{PLL} em fase com V_a . Basicamente a estrutura emprega um *PI* e um integrador para rastrear a fase da tensão da rede elétrica.

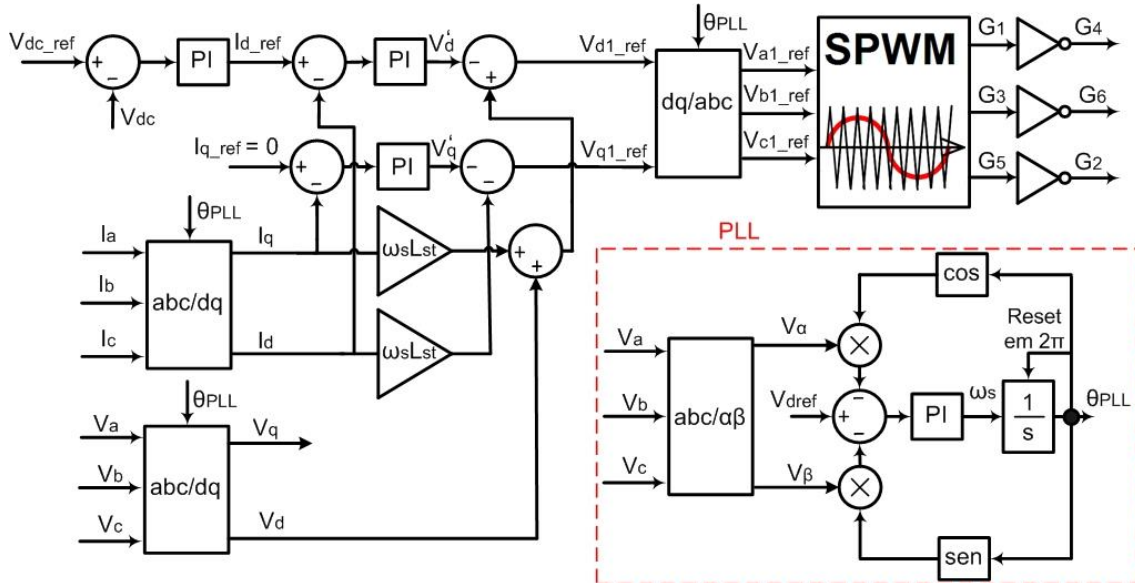


Figura 3.5: Diagrama de controle do *CLR*.

3.2.2. Conversor do Lado da Máquina (*CLM*)

A Figura 3.6 apresenta o *CLM* e as variáveis utilizadas na estratégia de controle. A rede elétrica é representada pelo equivalente de Thévenin, ou seja, uma fonte de tensão em série com uma impedância $Z_{Th} = R_{Th} + j\omega_s L_{Th}$. O indutor de comutação é representado por sua indutância nominal L_{rt} e sua resistência R_{rt} .

O *CLM* é responsável pelo controle vetorial da corrente do rotor do *DFIG*. LEONHARD [46] demonstrou analiticamente e experimentalmente que a partir do controle da corrente do rotor nos eixos *dq* em sincronismo com a posição do fluxo do estator é possível controlar as potências ativa e reativa de forma desacoplada.

O modelo desacoplado do *DFIG* será demonstrado a partir das equações das tensões e fluxos enlaçados apresentadas na seção 3.1. Considera-se que o fator de dispersão da máquina assíncrona é dado por [46]:

$$\sigma = 1 - \frac{L_m^2}{L_s L_r}. \quad (3.50)$$

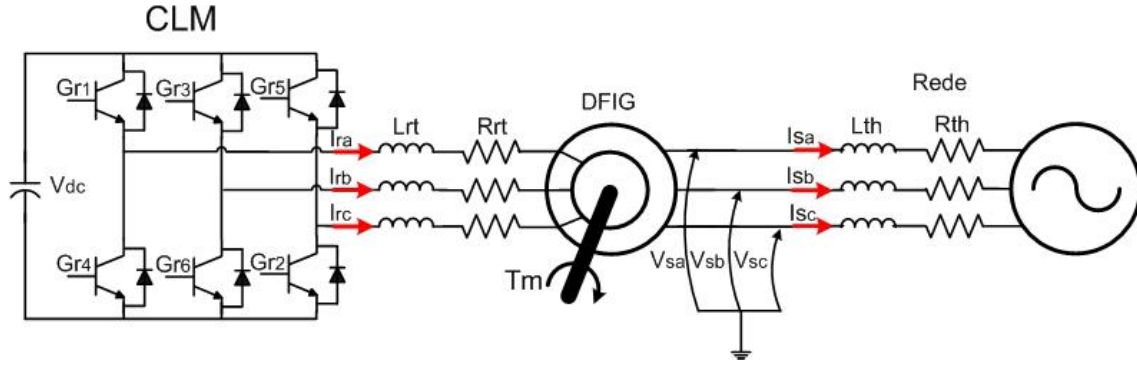


Figura 3.6: Conversor do Lado da Máquina (CLM).

Considerando que o controle vetorial orientado pelo campo seja aplicado, o fluxo do estator deve estar completamente sobre o eixo d de forma que (3.7) e (3.8), tornam-se:

$$\psi_s = \psi_{sd} = L_s i_{sd} + L_m i_{rd} \approx L_m i_{ms} \quad (3.51)$$

e

$$\psi_{sq} = L_s i_{sq} + L_m i_{rq} = 0, \quad (3.52)$$

onde i_{ms} é a corrente de magnetização da máquina (considerada constante) e as indutâncias do estator e rotor são dadas por:

$$L_s = L_{Ls} + L_m \quad (3.53)$$

e

$$L_r = L_{Lr} + L_m. \quad (3.54)$$

Manipulando algebricamente (3.51) e (3.52), as seguintes relações são encontradas:

$$i_{sd} = \frac{1}{L_s} \psi_{sd} - \frac{L_m}{L_s} i_{rd} \quad (3.55)$$

e

$$i_{sq} = -\frac{L_m}{L_s} i_{rq}. \quad (3.56)$$

Substituindo (3.55) em (3.14) obtém-se:

$$\psi_{rd} = L_{Lr} i_{rd} + L_m i_{rd} + L_m \left(\frac{1}{L_s} \psi_{sd} - \frac{L_m}{L_s} i_{rd} \right). \quad (3.57)$$

Considerando que a indutância do estator é aproximadamente igual à indutância de magnetização ($L_s \approx L_m$) e substituindo (3.50) e (3.51) em (3.57) obtém-se:

$$\psi_{rd} = \sigma L_r i_{rd} + L_m i_{ms}. \quad (3.58)$$

Considera-se ainda que a indutância do rotor é aproximadamente igual à indutância de magnetização ($L_r \approx L_m$). Substituindo-se (3.56) em (3.15):

$$\psi_{rq} = \sigma L_r i_{rq}. \quad (3.59)$$

Finalmente, substituindo (3.58) e (3.59) em (3.12) e (3.13) e aplicando a transformada de Laplace, as seguintes relações são encontradas:

$$V_{rd}(s) = (R_r + \sigma L_r) I_{rd}(s) - \omega_{sl} \sigma L_r I_{rq}(s) \quad (3.60)$$

e

$$V_{rq}(s) = (R_r + \sigma L_r) I_{rq}(s) + \omega_{sl} (\sigma L_r I_{rd}(s) + L_m I_{ms}(s)). \quad (3.61)$$

De (3.60) e (3.61), conclui-se que a *FT* da planta é dada por:

$$FT_{ri}(s) = \frac{I_{rd}(s)}{V_{rd}'(s)} = \frac{I_{rq}(s)}{V_{rq}'(s)} = \frac{1}{\sigma L_r s + R_r}, \quad (3.62)$$

onde $V_{rd}'(s)$ e $V_{rq}'(s)$ são as saídas dos controladores *PI* de corrente. Aplicando-se as parcelas de desacoplamento, as tensões de referência em eixos *dq* que devem ser sintetizadas pelo *CLM* são:

$$V_{rd_ref}(s) = V_{rd}'(s) - \omega_{sl} \sigma L_r I_{rq}(s) \quad (3.63)$$

e

$$V_{rq_ref}(s) = V_{rq}'(s) + \omega_{sl} (\sigma L_r I_{rd}(s) + L_m I_{ms}). \quad (3.64)$$

Observe que a corrente de magnetização (I_{ms}) é considerada constante em (3.63) e (3.64). A Figura 3.7 apresenta o diagrama de blocos do controle desacoplado de potência do *DFIG*. Como no caso do controle do *CLR*, a estratégia apresenta dois controladores *PIs* em cascata (controle de corrente e potência).

Para que o controle seja realizado, ainda é necessário que a posição do fluxo do estator determinada. Neste sentido é necessário que sejam medidas as tensões e correntes do estator, sendo estes parâmetros aplicados em um algoritmo de detecção do fluxo do estator conforme as seguintes equações:

$$\psi_{s\alpha} = \int (v_\alpha - R_s i_{s\alpha}) dt, \quad (3.65)$$

$$\psi_{s\beta} = \int (v_\beta - R_s i_{s\beta}) dt \quad (3.66)$$

e

$$\theta_s = \arctan\left(\frac{\psi_{s\beta}}{\psi_{s\alpha}}\right). \quad (3.67)$$

Didaticamente é importante entender como o fluxo do estator pode ser calculado. Em (3.65), (3.66) e (3.67) é possível observar este procedimento, porém na prática utilizou-se um artifício bastante usado na literatura consultada. Sabendo-se que a resistência do estator é pequena (quando comparada com a reatância indutiva) considera-se que o vetor espacial fluxo do estator esteja atrasado de 90° do vetor espacial tensão da rede. Desta forma a posição do vetor espacial fluxo do estator (θ_s) é calculada subtraindo-se 90° do parâmetro θ_{PLL} (Ver Figura 3.7). Finalmente, o ângulo de escorregamento (θ_{sl}) utilizado na transformada dq é dado por:

$$\theta_{sl} = \theta_s - \theta_r, \quad (3.68)$$

onde θ_s e θ_r são as posições elétricas do fluxo do estator (dado em (3.67)) e do rotor, respectivamente. Ressalta-se que a posição elétrica do rotor (θ_r) é função da posição mecânica do rotor (θ_m) e do número de pares de polos da máquina (P).

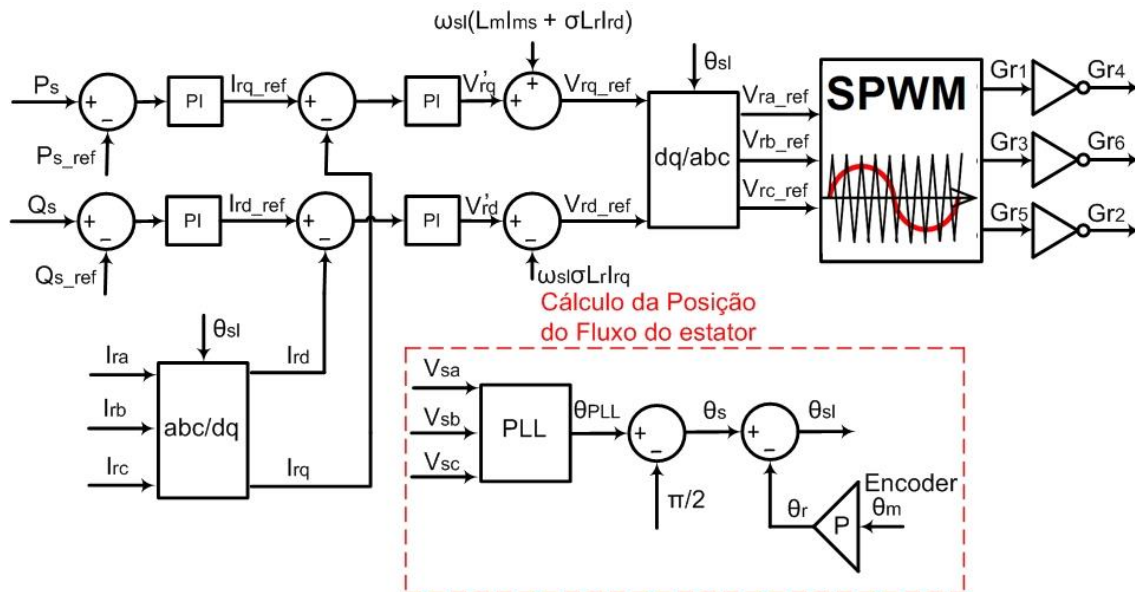


Figura 3.7: Diagrama de controle do CLM.

3.3. Resultados Experimentais

Nesta seção apresentam-se os resultados experimentais a fim de validar as estratégias de controle apresentadas na seção 3.2. Os resultados são divididos em duas seções: Conversor do Lado da Rede (CLR) e Conversor do Lado da Máquina (CLM).

Para validação do controle do *CLR* os testes experimentais foram realizados com aplicação de degraus nas potências ativa e reativa. O degrau de potência ativa foi aplicado com a conexão de um resistor em paralelo com o elo CC. Desta forma, o controle projetado deve atuar de forma a manter o nível de tensão no valor de referência mesmo após o transitório. A tensão nominal do elo CC é de 400 V.

O experimento do *CLM* foi realizado para se observar o desempenho das potências ativa e reativa do estator mediante aplicação de degraus nos parâmetros de referência. Um Motor de Indução Rotor Gaiola de Esquilo acionado a partir de um autotrafo de TAP variável (Variac) foi utilizado para impor torque mecânico ao *DFIG* (acoplamento eixo a eixo).

As Tabelas 4.1 e 4.2 apresentam os dados do *DFIG* e dos conversores eletrônicos utilizados. Para realização do controle todos os parâmetros foram transformados para o sistema por unidade (pu). Os valores de potência, tensão e corrente de base são iguais aos valores nominais de placa do *DFIG* (4,57 kVA, 220 V e 12 A, respectivamente).

Tabela 3.1: Dados do *DFIG* utilizado.

Parâmetros do <i>DFIG</i>	Valores
Potência Nominal (S_N)	4,57 kVA
Tensão Nominal do Estator (V_N)	220 V
Tensão Nominal do Rotor (V_{Nr})	110 V
Corrente Nominal do Estator (I_N)	12 A
Corrente Nominal do Rotor (I_{Nr})	15 A
Frequência Nominal (f_s)	60 Hz
Número de Pares de Polos (p)	2
Resistência do Estator	366 m Ω
Resistência do Rotor	91,6 m Ω
Indutância de Dispersão do Estator	2,66 mH
Indutância de Dispersão do Rotor	666 μ H
Indutância de Magnetização	50,8 mH

Tabela 3.2: Dados dos conversores (*CLR* e *CLM*).

<i>CLR</i>	Valores	<i>CLM</i>	Valores
Indutor de Filtro	2 mH	Indutor de Filtro	8 mH
Frequência de Chaveamento	12 kHz	Frequência de Chaveamento	12 kHz
Frequência de Amostragem	24 kHz	Frequência de Amostragem	24 kHz
PI DE CORRENTE (i_d e i_q)		PI DE CORRENTE (i_{rd} e i_{rq})	
Ganho Proporcional, K_p	6 pu	Ganho Proporcional, K_p	7,5 pu
Ganho Integral, K_i	250 pu	Ganho Integral, K_i	250 pu
PI DE TENSÃO (V_{dc})		PI DE POTÊNCIA (P_s e Q_s)	
Ganho Proporcional, K_p	30 pu	Ganho Proporcional, K_p	0,05 pu
Ganho Integral, K_i	80 pu	Ganho Integral, K_i	20 pu

3.3.1. Conversor do Lado da Rede (*CLR*)

Esta seção apresenta os resultados de testes experimentais aplicados ao *CLR*, sendo estes divididos em degrau na potência ativa e degrau na potência reativa. Todas as medições experimentais foram feitas com tempo de amostragem de 500 μ s.

- **DEGRAU NA POTÊNCIA ATIVA**

A Figura 3.8 apresenta o comportamento das potências ativa e reativa do *CLR* quando um resistor de 90 Ω é chaveado em paralelo com o elo CC. Observa-se que a potência ativa sofre um degrau de 0 a 0,4 pu (1,82 kW) enquanto que a potência reativa permanece inalterada.

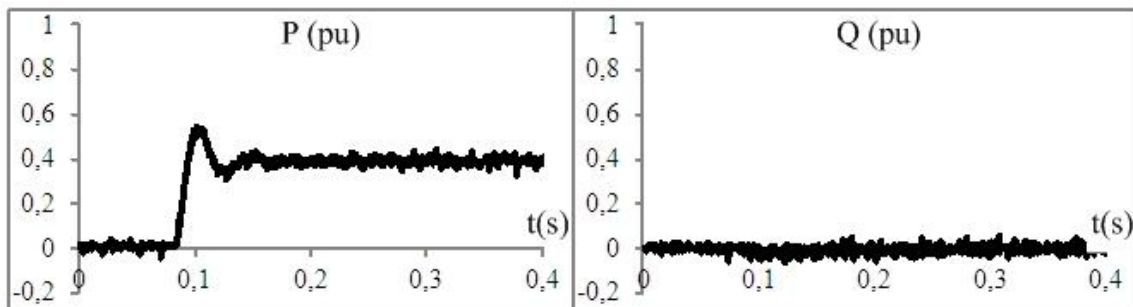


Figura 3.8: Potências ativa e reativa do *CLR* (degrau um P).

A Figura 3.9 apresenta os perfis das correntes de eixo direto de referência e calculada (a partir das correntes em eixos abc medidas) do CLR . Observa-se um comportamento similar ao da potência ativa e que a componente calculada segue sua referência.

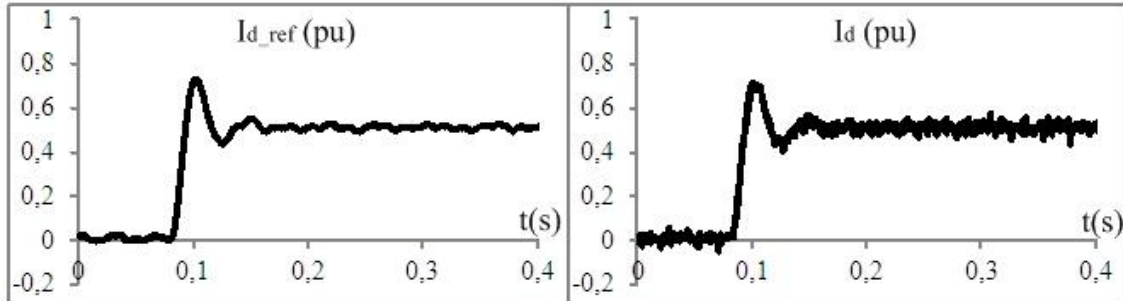


Figura 3.9: Correntes de eixo direto do CLR (degrau em P).

As correntes de eixo em quadratura do CLR são observadas na Figura 3.10. Como esperado, esta componente não sofre nenhuma variação para uma perturbação do eixo d , comprovando-se assim o desacoplamento entre os eixos.

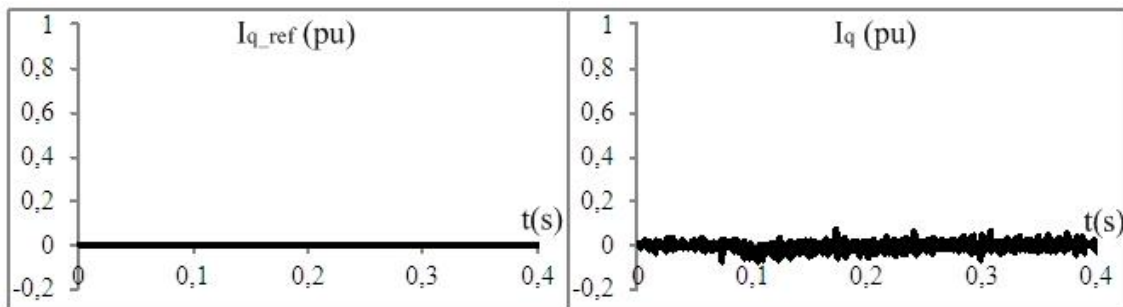


Figura 3.10: Correntes de eixo em quadratura do CLR (degrau em P).

A validação do controle da tensão do elo CC é feita a partir da Figura 3.11. Apesar da perturbação na potência ativa causada pelo chaveamento do resistor de 90Ω , a tensão do elo CC se mantém regulada em 1 pu (400 V). No mesmo gráfico é possível observar que antes da perturbação a corrente de linha “a” é praticamente zero, pois as potências ativa e reativa são nulas praticamente. Antes do transitório, apenas as perdas nas chaves absorvidas eram absorvidas da rede elétrica (pequena potência ativa).

Ainda sobre a Figura 3.11, observa-se que o controle do CLR realmente baseia-se no alinhamento do vetor tensão trifásico totalmente sobre o eixo d , como visto em (3.38) e (3.39). Desta forma é possível controlar a potência ativa e reativa do CLR de forma desacoplada.

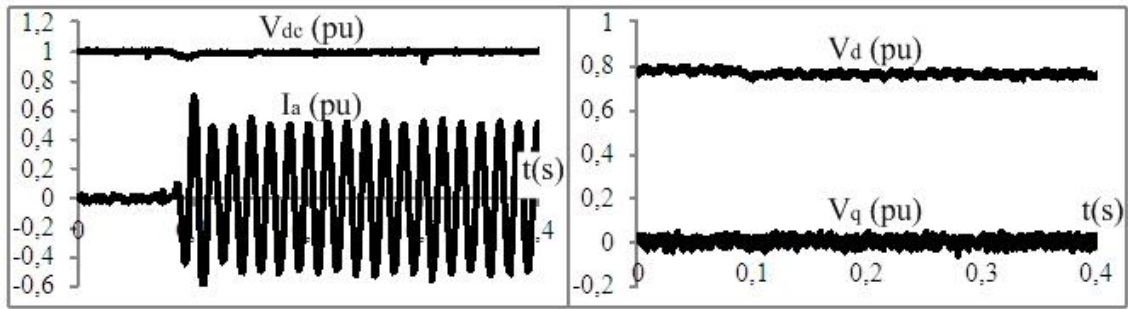


Figura 3.11: Tensão do elo CC, corrente na fase “a” e tensões V_d e V_q da rede (degrau em P).

- **DEGRAU NA POTÊNCIA REATIVA**

Para validar o controle do eixo q do *CLR* apresenta-se o comportamento dinâmico das variáveis perante um degrau na potência reativa. Para tal, a corrente de referência de eixo q (i_{q_ref}) foi variada de 0,4 a -0,4 pu, passando o fator de potência de indutivo a capacitivo abruptamente.

A Figura 3.12 apresenta o comportamento das potências ativa e reativa. Observa-se que apesar do transitório, a potência ativa volta a se estabilizar no valor zero enquanto que a potência reativa sofre variação de 0,4 a -0,4 pu (1,82 kVar indutivo a 1,82 kVar capacitivo).

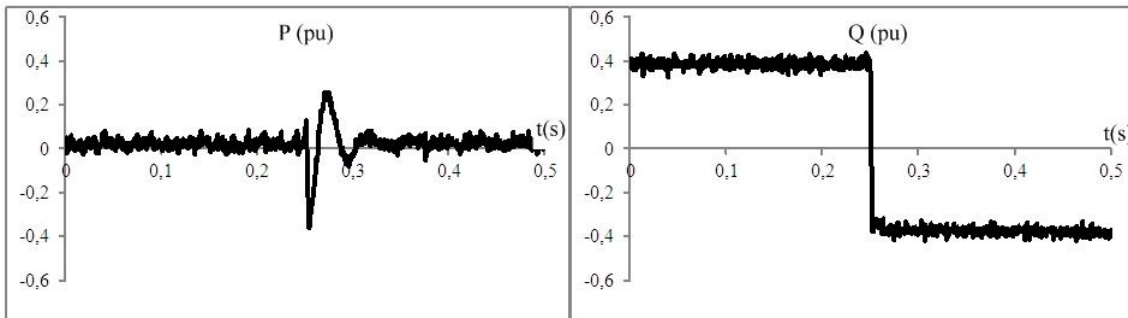


Figura 3.12: Potências ativa e reativa do *CLR* (degrau em Q).

O comportamento da corrente de eixo d é apresentado na Figura 3.13. Novamente, observa-se que o valor calculado (a partir das corrente trifásicas medidas) segue a referência e após o transitório a corrente retorna ao valor nulo, visto que não há fluxo de potência ativa.

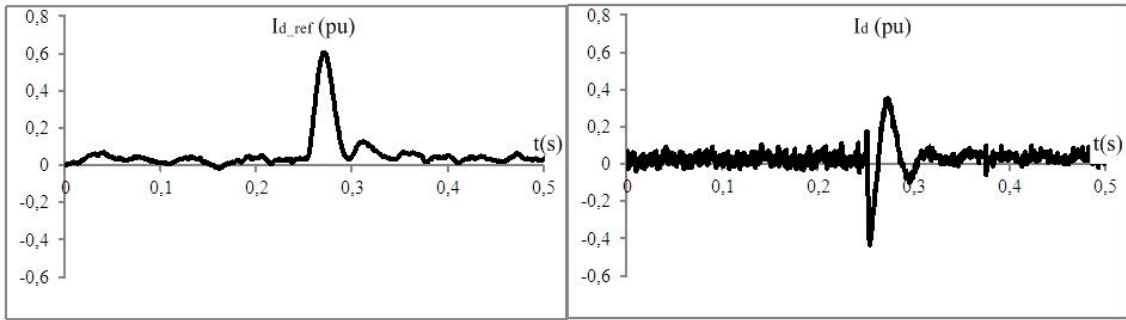


Figura 3.13: Correntes de eixo direto do *CLR* (degrau em Q).

A perturbação na corrente de eixo em quadratura é observada na Figura 3.14, onde a componente calculada (a partir das correntes trifásicas medidas) segue sua referência. A mudança no fator de potência do *CLR* se torna evidente a partir da observação da Figura 3.15, onde são apresentadas as formas de onda da tensão de fase “a” e corrente de linha “a”. A mudança abrupta no fator de potência é comprovada pela inversão de fase da corrente de linha, passando de atrasada para adiantada da tensão de fase. Comprova-se aqui a rápida resposta dinâmica de um conversor eletrônico fonte de tensão com controle vetorial de corrente.

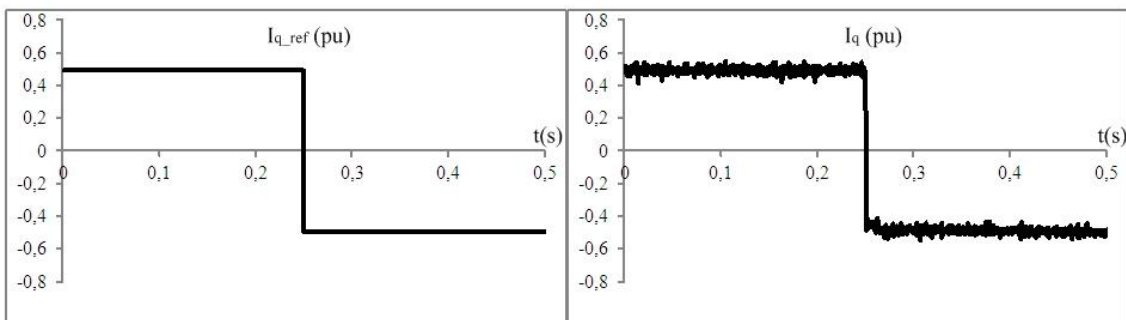


Figura 3.14: Correntes de eixo em quadratura do *CLR* (degrau em Q).

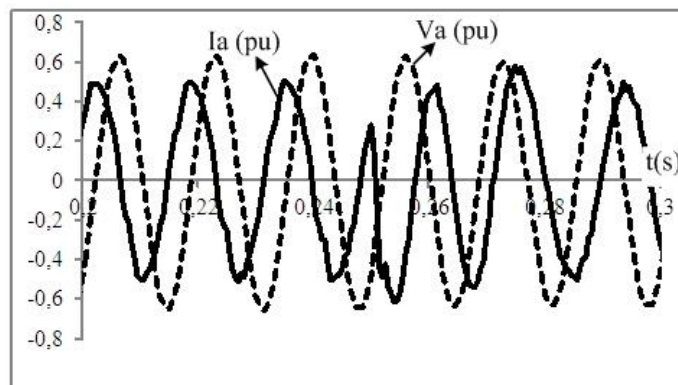


Figura 3.15: Tensão de fase “a” e corrente de linha “a” do *CLR* (degrau em Q).

Na Figura 3.16 observa-se que apesar do transitório na potência reativa do *CLR*, a tensão do elo CC se mantém regulada em um pu e a tensão da rede continua alinhada completamente sobre o eixo *d*.

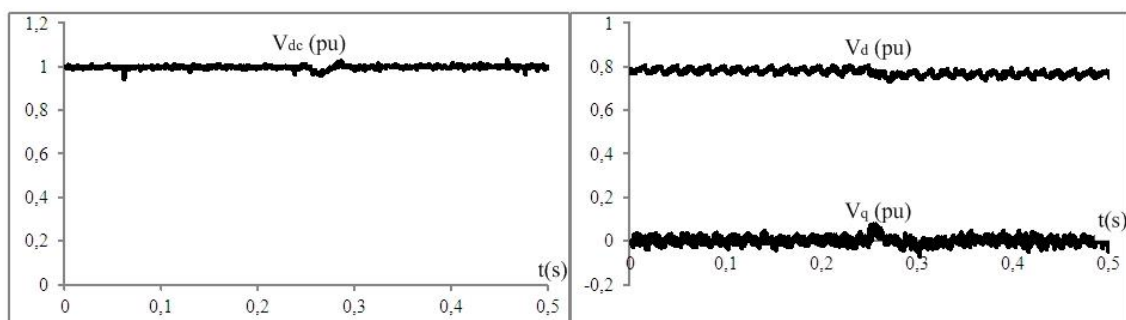


Figura 3.16: Tensão do elo CC e tensões V_{em} e $V_{\tilde{a}o}$ da rede (degrau em Q).

3.3.2. Conversor do Lado da Máquina (*CLM*)

A presente seção tem o objetivo de apresentar os resultados experimentais do sistema de geração utilizando um *DFIG*. Para validar o controle desacoplado das potências ativa e reativa do extrator apresenta-se os resultados experimentais em duas partes como segue.

- **DEGRAU NA POTÊNCIA ATIVA DO ESTATOR**

A Figura 3.17 apresenta um degrau de 0 a 0,6 pu (2,74 kW) na potência ativa do estator. É importante ressaltar que durante este experimento a máquina foi magnetizada pelo estator. Ou seja, a potência reativa de magnetização da máquina foi fornecida totalmente pelo estator. Como já frisado, no *DFIG* a magnetização pode ser feita pelo estator, pelo rotor, ou simultaneamente pelo rotor e estator. O entendimento deste processo é facilitado pela interpretação de (3.32). Se a potência reativa do rotor for controlada no valor nulo ($i_{rd} = 0$), o primeiro termo desta equação torna-se a parcela de potência reativa necessária para magnetização da máquina através do estator. Como visto na Figura 3.17, a potência reativa de magnetização é aproximadamente 0,52 pu (2,37 kVar). A escolha deste tipo de magnetização (totalmente pelo estator) foi devido à limitação de corrente nominal do conversor *back-to-back*. Como a tensão nominal do rotor do *DFIG* é baixa (metade da tensão nominal do estator), a corrente necessária para magnetizar a máquina totalmente pelo rotor é elevada. Logo, magnetizar a máquina pelo

rotor, e ao mesmo tempo, fornecer a corrente em quadratura (i_{rq}) necessária para visualizar o degrau na potência ativa no estator sobrecarregaria o *CLM*. O degrau na potência ativa pouco influenciou a potência reativa do estator, comprovando o controle desacoplado.

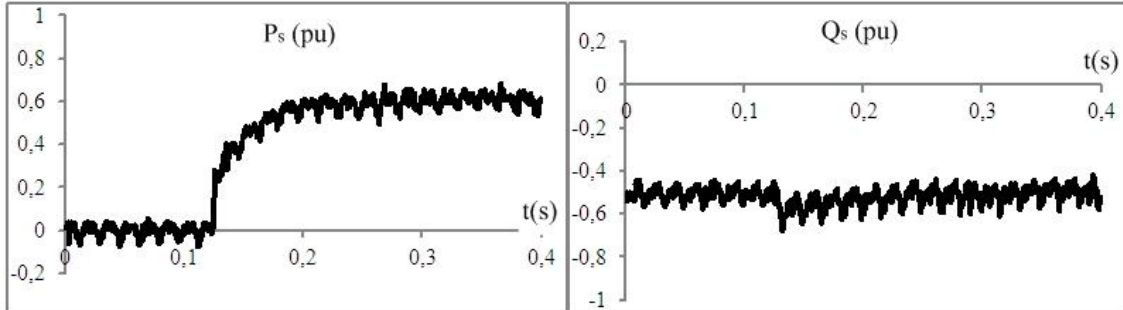


Figura 3.17: Potências ativa e reativa do estator (degrau em P_s).

As correntes de eixo direto (i_{rd_ref} e i_{rd}) e em quadratura (i_{rq_ref} e i_{rq}) são observadas nas Figuras 3.18 e 3.19, respectivamente. Como já dito, o controle vetorial orientado pelo fluxo do estator determina que a parcela de corrente de eixo d do rotor tem influência sobre a potência reativa do estator (ou magnetização da máquina) enquanto que a corrente de eixo q tem influência sobre a potência ativa do estator (ou torque elétrico da máquina). A corrente i_{rq} sofre uma variação significativa (0 a 0,9 pu) enquanto i_{rd} tem uma menor variação (0 a 0,08 pu).

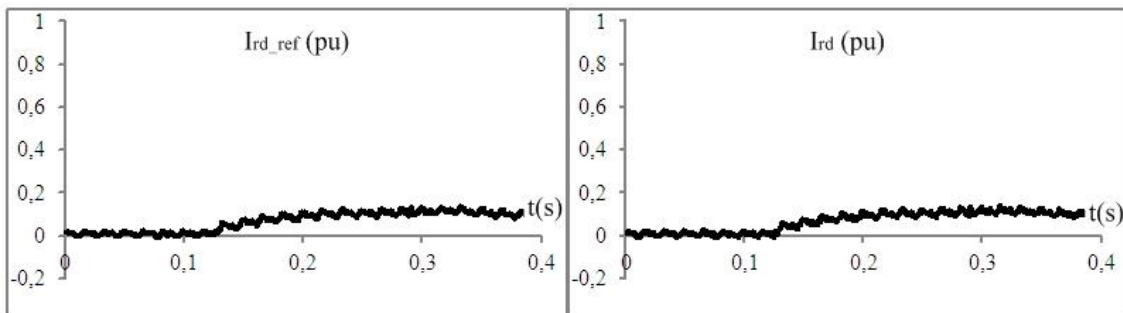


Figura 3.18: Correntes de eixo direto do *CLM* (degrau em P_s).

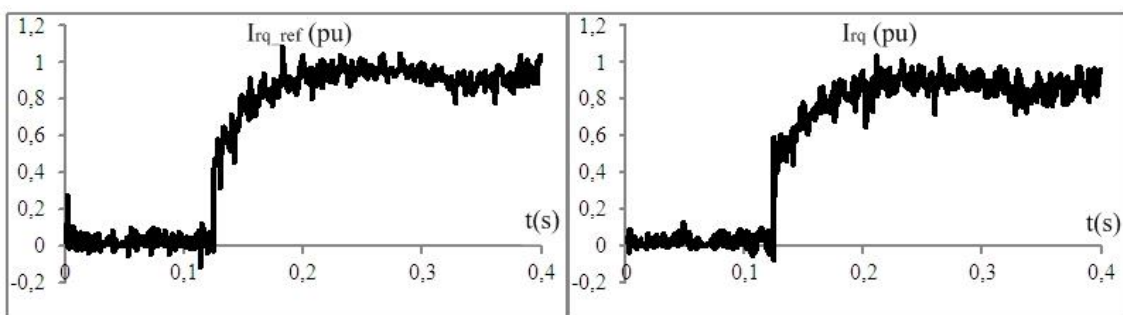


Figura 3.19: Correntes de eixo em quadratura do *CLM* (degrau em P_s).

A Figura 3.20 apresenta as correntes medidas de eixos direto e em quadratura do estator (i_{sd} e i_{sq}). A análise destes parâmetros comprova a característica de fonte de corrente do *DFIG*, pois as mesmas variações de corrente (em pu) observadas no rotor são refletidas ao estator. A corrente de eixo direto praticamente não sofre variação enquanto a corrente em quadratura sofre variação de 0 a 0,9 pu. Obviamente, as variações de corrente do rotor e estator em termos de valores absolutos não são iguais, pois a máquina utilizada no experimento tem relação de tensão do estator para o rotor de 2:1. Logo, correntes mais elevadas são esperadas no rotor quando comparadas às correntes que circulam no estator.

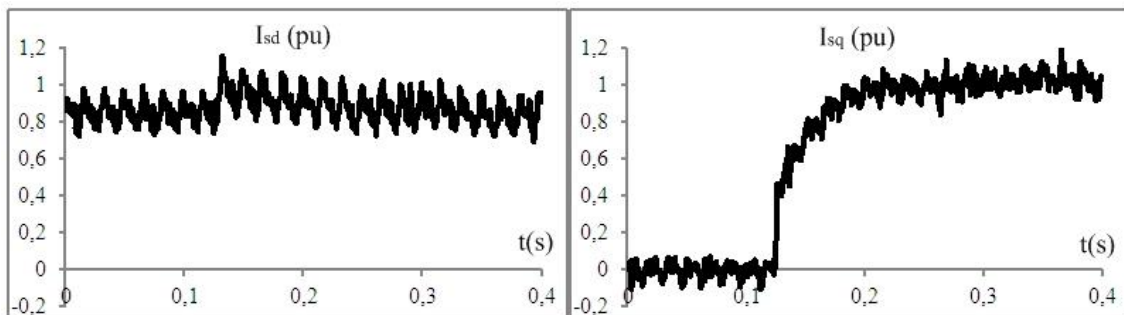


Figura 3.20: Correntes medidas de eixo direto (i_{sd}) e em quadratura (i_{sq}) do estator (degrau em P_s).

A tensão de fase “a” do estator (v_a) e a corrente de linha “a” do estator (i_{sa}) são observadas na Figura 3.21. Após o degrau na potência do estator a corrente de linha aumenta sua amplitude, porém continua atrasada da tensão. O fator de potência da máquina é aumentado, visto que a parcela de potência ativa é aumentada enquanto que a potência reativa permanece praticamente constante.

A corrente de linha “a” do rotor (i_{ra}) também é mostrada na Figura 3.21. Antes da perturbação nenhuma corrente circulava pelo rotor ($i_{rd} = i_{rq} = 0$). Após o degrau de potência ativa uma corrente passa a circular no rotor (pois $i_{rd} \approx 0$ e $i_{rq} \neq 0$) e a máquina desacelera. Como consequência o escorregamento da máquina aumenta e uma corrente em baixa frequência aparece nos enrolamentos do rotor.

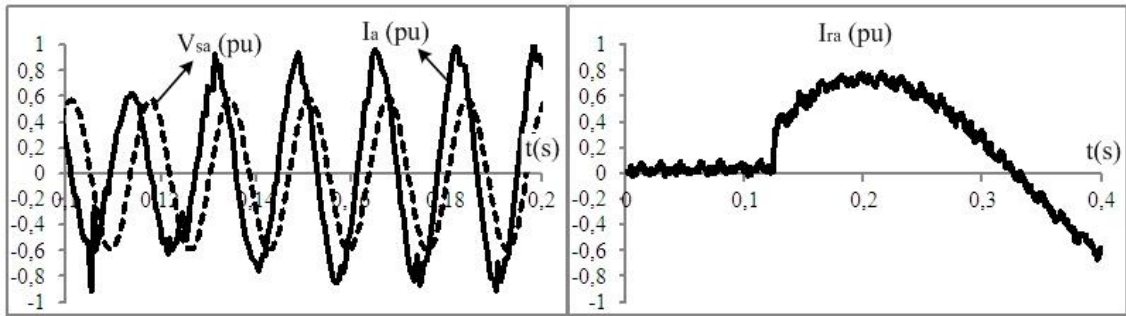


Figura 3.21: Tensão de fase do estator “a” (v_a), corrente de linha do estator “a” (i_{sa}) e corrente de linha do rotor “a” (i_{ra}) do estator (degrau em P_s).

- **DEGRAU NA POTÊNCIA REATIVA DO ESTATOR**

A validação da malha de controle do eixo d do CLM é feita pela aplicação de um degrau na potência reativa do estator. A Figura 3.22 apresenta o comportamento das potências do estator durante um degrau na potência reativa de 0 a 0,6 pu indutivo (2,74 kVar). O controle desacoplado é mantido, pois apesar do degrau na parcela reativa a potência ativa manteve-se controlada em 0 pu.

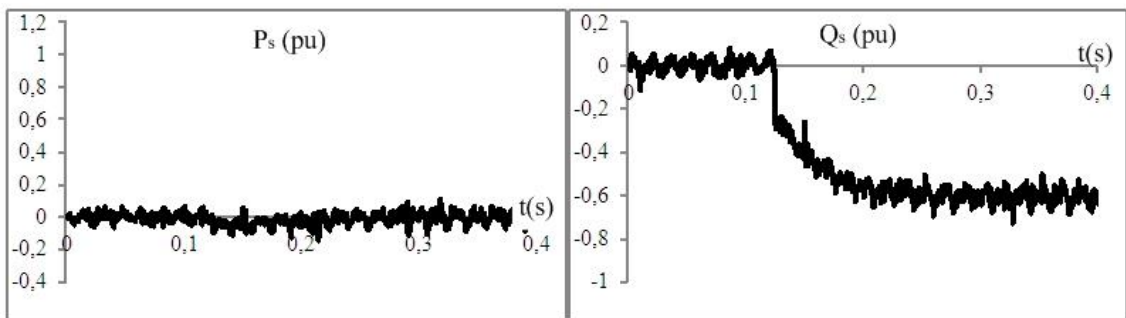


Figura 3.22: Potências ativa e reativa do estator (degrau um Q_s).

As Figuras 3.23 e 3.24 apresentam as correntes do rotor de eixo direto (i_{rd_ref} e i_{rd}) e em quadratura (i_{rq_ref} e i_{rq}), respectivamente. As correntes calculadas (a partir das correntes medidas em eixos abc) seguem as referências, sendo que a corrente de eixo direto sofre uma variação de 0,95 a -0,15 pu. A corrente de eixo em quadratura praticamente não sofre variação validando a atuação do controle desacoplado entre eixos.

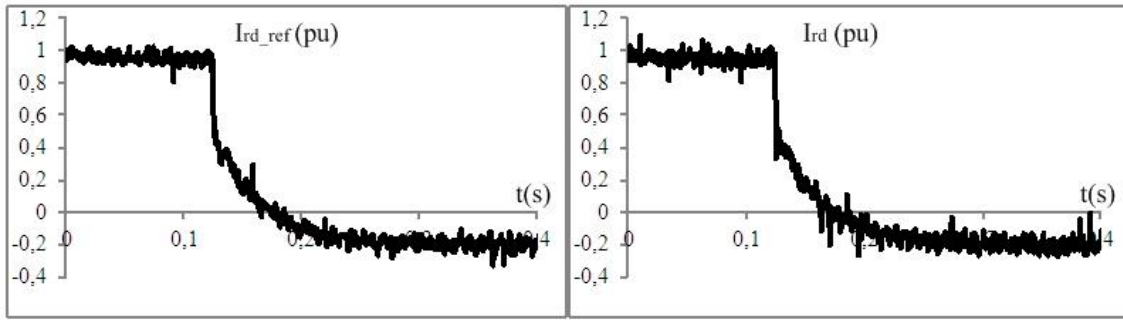


Figura 3.23: Correntes de eixo direto (referência e medida) do *CLM* (degrau em Q_s).

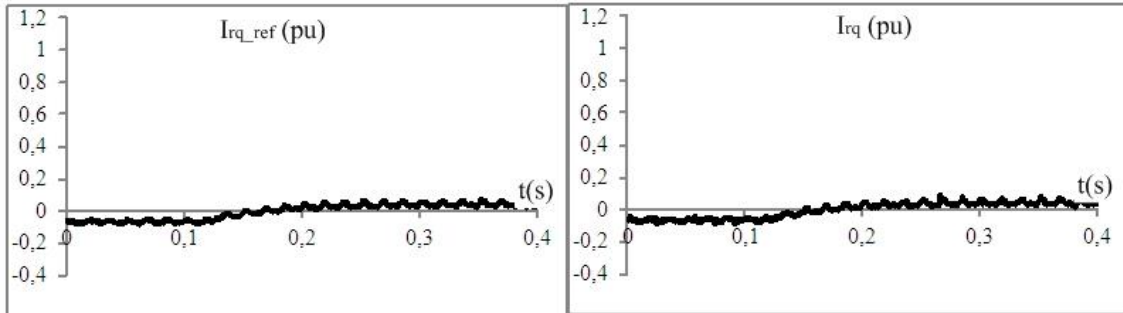


Figura 3.24: Correntes de eixo em quadratura do *CLM* (degrau em Q_s).

As correntes de eixo direto e em quadratura do estator são visualizadas na Figura 3.25. A corrente de eixo direto (i_{sd}) sofre uma variação de 0 a 1,05 pu, praticamente a mesma variação (em módulo) observada na corrente do rotor i_{rd} na Figura 3.23. A corrente i_{sq} praticamente não sofre variação. O comportamento das correntes do rotor e estator validam a característica de fonte de corrente apontada no modelo analítico do *DFIG*.

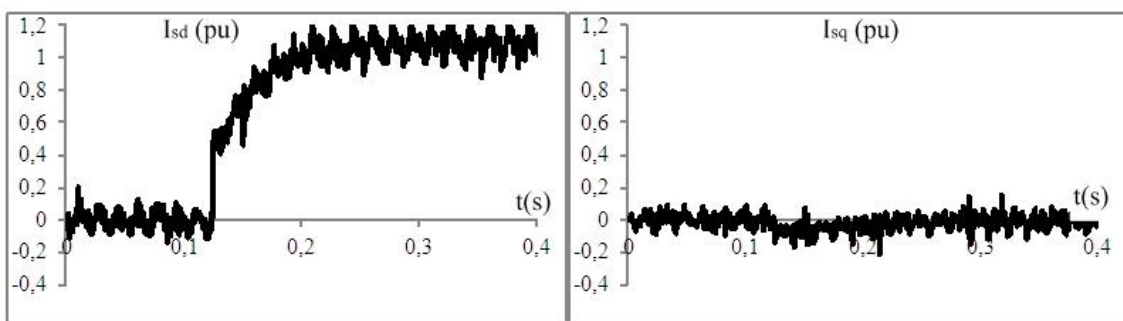


Figura 3.25: Correntes medidas de eixo direto (i_{sd}) e em quadratura (i_{sq}) do estator (degrau em P_s).

A Figura 3.26 apresenta a tensão de fase “a” e corrente de linha “a” do estator. Antes do transitório nenhuma corrente circulava nos enrolamentos do estator, porém com a ordem de potência reativa indutiva uma corrente atrasada de 90° da tensão passa a

circular. Obviamente, esta defasagem entre tensão e corrente se deve ao fato de somente existir potência reativa no estator ($P_s = 0$).

A corrente de linha “a” do rotor também é observada na Figura 3.26. Antes do transitório a máquina era magnetizada totalmente pelo rotor e uma corrente de baixa frequência circulava neste enrolamento. Porém, após a ordem de potência reativa a magnetização da máquina passou a ser feita pelo estator e a corrente do rotor se aproximou de zero.

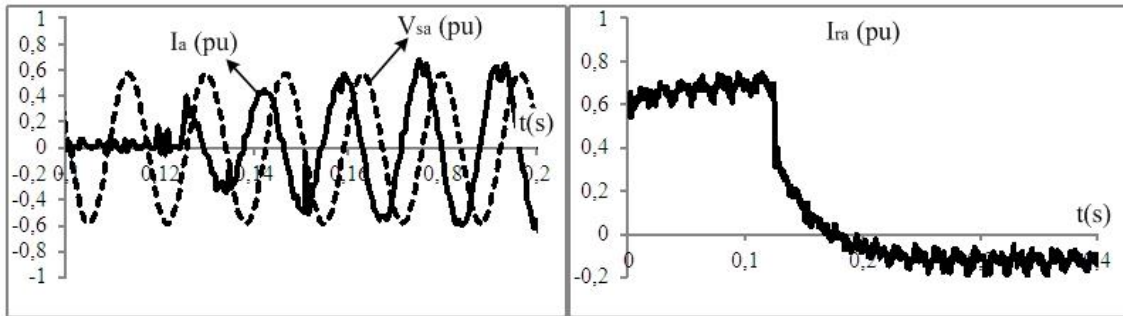


Figura 3.26: Tensão de fase do estator “a” (v_{sa}), corrente de linha do estator “a” (i_{sa}) e corrente de linha do rotor “a” (i_{ra}) do estator (degrau em P_s).

3.4. Conclusões

O presente capítulo apresentou a modelagem e estratégias controle da unidade de conversão secundária do sistema de geração a partir de ondas. Especificamente, trata-se do sistema de conversão eletromecânico, sendo o gerador utilizado do tipo indução de dupla alimentação ou como denominado ao longo do texto *DFIG*.

O capítulo iniciou-se com a apresentação do modelo clássico de 5ª ordem da máquina assíncrona em coordenadas girantes dq , demonstrando-se as equações de tensões e fluxos enlaçados. Com o modelo apresentado, chegou-se a um circuito equivalente apresentado na Figura 3.2. Porém, o controle das correntes do rotor *DFIG* a partir do referencial do fluxo estatórico juntamente com as características intrínsecas da máquina possibilitaram uma grande simplificação no modelo clássico. Desta forma, chegou-se a (3.21) e (3.23) que evidenciam a proporcionalidade entre as correntes do rotor e estator. Esta é uma importante característica da máquina de dupla alimentação, o comportamento de fonte de corrente. Especificamente falando, quando o *DFIG* é conectado a uma barra fonte de tensão e controlado a partir do referencial do fluxo

estatórico como proposto em [46], este se comporta como uma fonte de corrente controlada por corrente. No caso, as correntes do estator controladas a partir das correntes do rotor. Visto que esta importante característica foi apresentada analiticamente, restava a validação experimental. Para tal, a topologia do *DFIG* associado com o conversor *back-to-back* foi utilizada.

Uma bancada experimental foi montada utilizando um motor de indução rotor geiola de esquilo para impor torque ao *DFIG* (conectados eixo a eixo). Os controles do *CLR* e *CLM* foram implementados digitalmente com auxílio de um DSP modelo TMS320F2812, da Texas Instrumens. A frequência de chaveamento (para os dois conversores) implementada foi de 12 kHz com amostragem de 24 kHz. O método de integração utilizado foi o de *Backward Euler*. Os resultados experimentais validaram os laços de controle do *CLR* e *CLM* apresentados. Outra importante comprovação foi o controle das potências ativa e reativa do estator de forma desacoplada, ou seja, sem a influência cruzada entre eixo *d* e *q*.

Entende-se que o presente capítulo é de suma importância para os estudos que serão apresentados nos próximos capítulos, pois como será visto, o controle do *DFIG* tem papel fundamental no funcionamento global do protótipo de geração a partir de ondas.

4. Análise e Otimização do Sistema de Conversão

Este capítulo apresenta uma análise da geração de energia elétrica a partir de ondas do mar considerando a interação entre o sistema hidráulico e elétrico. Para que a conversão da energia desde as ondas até a rede elétrica ocorra de forma otimizada é fundamental que as estratégias de controle do sistema hidráulico (acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica) e do gerador (*DFIG*) atuem de forma integrada garantindo a máxima transferência de energia em qualquer estado de mar.

De acordo com ROSA [19][47], para que a absorção da energia no primeiro estágio, feita pela interação do flutuador com as ondas, seja feita de forma otimizada (ponto de máxima potência) é necessário que as condições de fase e amplitude ótimas sejam satisfeitas simultaneamente. A condição de fase ótima determina que a velocidade do corpo oscilante (flutuador) deve estar em fase com a onda incidente, ou de forma análoga, que a velocidade do flutuador esteja em ressonância com a onda resultando numa diferença de fase nula. Por outro lado, a condição de amplitude ótima determina que além de estar em fase com a onda incidente, a velocidade do corpo oscilante deve ter uma amplitude (ou valor máximo) ótima. Como a velocidade depende do somatório das forças que atuam no corpo oscilante (ver Figura 2.7) a força exercida pelo pistão F_p tem influência significativa na eficiência do flutuador.

Como visto em (2.18), a força exercida pelo pistão sobre o flutuador (F_p) está diretamente relacionada com a pressão hidráulica (P_l). Esta força tem influência direta na interação hidrodinâmica entre o corpo oscilante e as ondas, sendo parâmetro a ser controlado a fim de se possibilitar que o flutuador entre em ressonância com a onda incidente (condição de maximização da eficiência). Logo, para cada estado de mar deve existir uma força ótima do pistão (atrelada a uma pressão hidráulica ótima) que maximiza a eficiência hidrodinâmica do flutuador. No decorrer do capítulo, será considerada real a necessidade da pressão do sistema hidráulico P_l ser variável em período de poucas horas (mudança do estado de mar) ou meses (de acordo com a

sazonalidade do clima de mar local). De fato a mudança do clima de mar acarreta uma série de mudanças nos pontos de operação do sistema hidráulico, turbina e gerador.

Outra abordagem é a questão da qualidade da energia gerada, principalmente no que diz respeito ao nível de oscilação da potência intermitente extraída das ondas. Dependendo da característica da rede elétrica conectada, a potência oscilante das ondas refletida ao sistema elétrico pode causar sérios problemas como oscilações de tensão em baixa frequência e sobretensões indesejadas. As oscilações de potência em baixa frequência em redes elétricas de baixa tensão (principalmente em redes fracas, onde a relação de curto circuito é menor que 20) são causas do efeito de cintilação em lâmpadas incandescentes (*Flicker*), podendo causar náuseas e mal estar nas pessoas. Outro problema crítico em redes elétricas fracas que apresentam flutuações de tensão é o mau funcionamento de determinados aparelhos e equipamentos. Por exemplo, os motores de indução utilizados em indústrias que podem apresentar indesejadas oscilações de torque e velocidade. A Figura 4.1 apresenta os níveis de percepção do olho humano às flutuações senoidais em função da frequência das oscilações. Os dados do gráfico foram retirados da norma do IEEE que trata da medição e avaliação da intensidade do efeito *Flicker* [48].

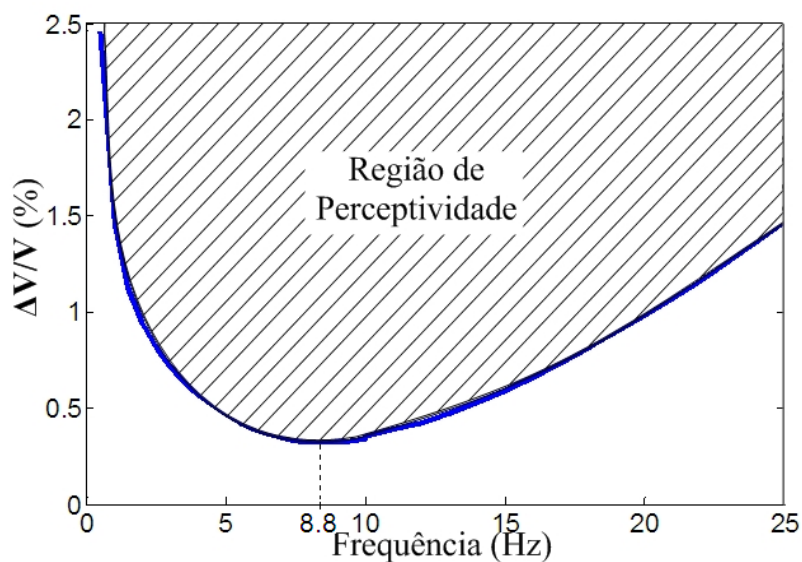


Figura 4.1: Perceptividade do olho humano a oscilações senoidais na tensão rms.

A análise da Figura 4.1 torna evidente que existe perceptividade do olho humano às flutuações senoidais de tensão numa faixa de 0 a 25 Hz, sendo mais crítico na frequência 8,8 Hz. Nesta frequência crítica flutuações de 0,321% na tensão rms são

perceptíveis em lâmpadas incandescentes de 120 V / 60 Hz e flutuações de 0,25% são perceptíveis em lâmpadas de 230 V / 50 Hz.

O capítulo é fundamentado na modelagem apresentada nos capítulos 2 e 3. Os modelos desenvolvidos foram implementados no software MATLAB/SIMULINK. São apresentados os resultados de simulações computacionais implementadas em dois casos (seções 4.1 e 4.2): mantendo a vazão de saída do acumulador, Q_{out} , fixa (área do jato d'água, A_2 , fixa) e controlando-se a vazão de saída (área do jato d'água, A_2 , controlada). Na seção 4.3 apresentam-se os resultados de simulações que permitem analisar o efeito da inércia do rotor na qualidade da energia gerada. As características de operação e influência de diversos parâmetros, tais como os níveis de pressão, volume e vazão, na filtragem da potência oscilante das ondas são discutidas. Também é apresentada uma proposta de controle integrado dos sistemas hidráulico e elétrico a fim de maximizar a eficiência da turbina hidráulica, e, ao mesmo tempo, permitir o controle da pressão hidráulica. As simulações apresentadas evidenciam as características de operação para ondas regulares (mar ideal) e irregulares (mar real).

4.1. Vazão de Saída (Q_{out}) Fixa e Mar regular

O principal objetivo das simulações desenvolvidas é analisar o comportamento do sistema completo, incluindo a dinâmica do flutuador, sistema hidráulico, turbina Pelton e *DFIG* conectado à rede elétrica. Como será apresentada, a dinâmica do sistema hidráulico é muito lenta quando comparada com a dinâmica do controle vetorial orientado pelo campo aplicado ao *DFIG*. Para comparar as ordens de grandezas envolvidas, enquanto a resposta transitória do controle de potência do *DFIG* (ver no capítulo 3) é da ordem de dezenas de milésimos de segundos, a resposta transitória do controle aplicado ao sistema hidráulico (ver seção 4.2) é da ordem de dezenas de segundos. Devido à característica lenta, simulações de longos períodos de tempo são necessárias para uma completa observação da dinâmica do sistema hidráulico. Desta forma, a fim de evitar longas e demoradas simulações decidiu-se desprezar a dinâmica do conversor *back-to-back*, pois a inclusão de conversores chaveados implicaria a utilização de pequenos passos de simulação (da ordem de μ s). Em outras palavras, a simplificação significa que dada uma ordem de corrente ao conversor eletrônico, a referida corrente é sintetizada de forma mais rápida que a dinâmica do sistema

hidráulico. Logo, a desconsideração da dinâmica do conversor não altera a análise do sistema completo apresentada.

Todos os parâmetros da unidade de conversão secundária são representados em notação por unidade (pu). Neste contexto é normal que o leitor tenha dificuldades em ter a noção física do momento de inércia do rotor em pu. Para contornar este problema manipula-se algebricamente (3.16). Primeiramente, considera-se que a constante de inércia rotórica, em segundos, seja dada por:

$$H_r = \frac{\frac{1}{2} J \omega_n^2}{S_n}, \quad (4.1)$$

onde ω_n e S_n são velocidade mecânica nominal e potência aparente nominal do *DFIG*. Isolando o momento de inércia (J) em (4.1) e substituindo na equação do movimento do rotor (para funcionamento como gerador) visto em (3.16), obtém-se:

$$T_m - T_e = \frac{2H_r S_n}{\omega_n^2} \frac{d\omega_m}{dt}. \quad (4.2)$$

Agrupando os termos em (4.2), obtém-se:

$$T_m - T_e = 2H_r \frac{S_n}{\omega_n} \frac{d\omega_m / \omega_n}{dt}. \quad (4.3)$$

Considerando que a razão S_n/ω_n é o torque de base (T_b) e ω_n é a velocidade de base, (4.3) torna-se:

$$T_{m_pu} - T_{e_pu} = 2H_r \frac{d\omega_{m_pu}}{dt}. \quad (4.4)$$

Finalmente, multiplicando (4.4) por ω_{m_pu} , obtém-se:

$$P_{m_pu} - P_{e_pu} = 2H_r \omega_{m_pu} \frac{d\omega_{m_pu}}{dt}. \quad (4.5)$$

Observa-se que o armazenamento de energia na massa girante pode então ser avaliado pela constante de inércia H_r . No restante do texto o termo constante de inércia será repetidamente citado e o leitor deve estar familiarizado.

Considera-se ainda que as correntes do rotor do *DFIG* conectado à rede elétrica (barra fonte de tensão) são controladas vetorialmente com referencial no fluxo estático. Assim, o gerador assume a característica de fonte de corrente e (3.21) e (3.23) podem ser utilizadas para se obter as correntes do estator a partir das correntes do rotor. A rede elétrica conectada é de baixa tensão (380 V), a Razão de Curto Circuito

(RCC) é igual a 20 e razão R/L é igual a 4. A Figura 4.2 apresenta o diagrama de blocos do controle do *DFIG*.

Em todos os casos de simulação, a magnetização do gerador é feita completamente pelo rotor. Isto significa que o Conversor do Lado da Máquina (*CLM*) é utilizado para magnetizar o gerador de forma que a potência reativa do estator seja nula ($I_{sd} = 0$). Como a potência reativa do Conversor do Lado da Rede (*CLR*) também é nula, somente a potência ativa gerada é fornecida à rede elétrica, sendo esta a diferença entre as potências ativas do estator e rotor. Como já comentado, a potência do rotor é um percentual da potência do estator, a depender da frequência de escorregamento da máquina ($P_r = sP_s$).

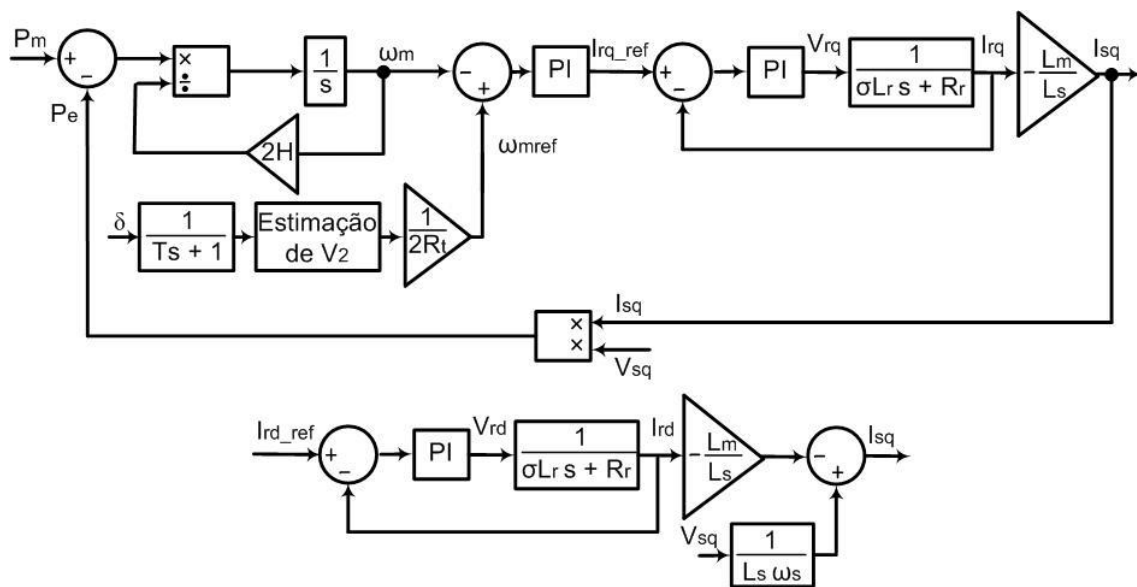


Figura 4.2: Diagrama de blocos do controle vetorial orientado pelo fluxo do estator aplicado ao *DFIG*.

Outro ponto a se ressaltar é que o controle de velocidade do gerador deve ser feito com o objetivo de manter o funcionamento da turbina hidráulica sempre no ponto de máxima eficiência. Como sugere a Figura 2.10, para que isso ocorra à velocidade mecânica do gerador (ω_m) deve ser proporcional à velocidade do jato d'água (V_2), em termos de valores médios. O leitor deve entender que neste trabalho os valores médios são calculados em intervalos de tempo correspondentes a poucos períodos da onda incidente. Por exemplo, para este caso de simulação a média do parâmetro δ foi calculada em 12 segundos, visto que o período da onda incidente era de 6 segundos. Da análise de (2.21) conclui-se que a velocidade V_2 é influenciada pela velocidade do

líquido na entrada do sistema hidráulico (V_1) e pela pressão interna do sistema hidráulico (P_1). Porém, sabe-se que a velocidade V_1 é muito pequena e pode ser desprezada quando comparada a V_2 . Conseqüentemente, V_2 pode ser estimada conhecendo-se a pressão P_1 . Como observado em (2.22), a pressão P_1 pode ser calculada a partir da posição do pistão interno do acumulador (δ). Na Figura 4.2 a velocidade mecânica de referência (ω_{mref}) é obtida a partir da estimação da velocidade V_2 com as simplificações citadas. Um filtro passa baixas com constante de tempo de 12 segundos é utilizado no cálculo da média do parâmetro δ . A Tabela 4.1 apresenta os parâmetros do modelo e os valores utilizados.

Na simulação apresentada nesta seção considerou-se a atuação de um único flutuador interagindo com uma onda regular de altura significativa de 1,5 m e período de 6 segundos. A força de excitação (F_e), também senoidal, tem amplitude de 70 kN e o perfil de vazão de entrada resultante é apresentado na Figura 4.3. Neste caso, considerou-se que o conjunto flutuador-bomba hidráulica atua como uma fonte de vazão constante, independente da pressão do sistema hidráulico (P_1). Os pulsos de água injetados no sistema hidráulico são resultado da atuação da bomba somente no movimento de descida. A vazão de entrada (Q_{in}) alcança picos de 0,12 m³/s (120 l/s) e valor seu médio é aproximadamente 0,038 m³/s (38 l/s).

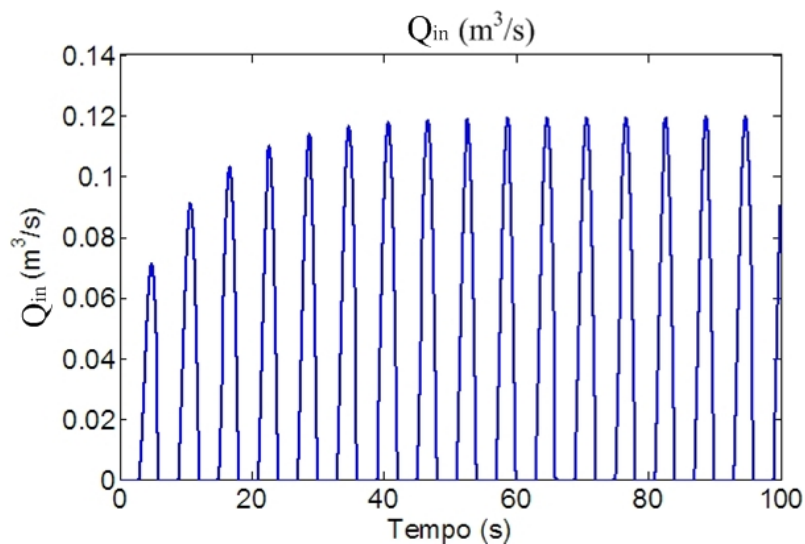


Figura 4.3: Vazão de entrada do sistema hidráulico, $Q_{in} - A_2$ fixo.

Tabela 4.1: Parâmetros utilizados na modelagem.

Parâmetro	Descrição	Unidade	Valor
Flutuador			
K_e	Coefficiente de elasticidade	N/m	32587
M	Massa	kg	17000
M_r	Massa adicional	kg	12716
R_r	Coefficiente de radiação	kg/s	5379
Turbina Hidráulica			
R	Raio	m	0,182
θ	Ângulo de escape do jato	Graus	60
Sistema Hidráulico			
A_I	Área da bomba hidráulica	m ²	0,5
A_o	Área do pistão do acumulador	m ²	2
g	Aceleração da gravidade	m / s ²	9,81
P_o	Pressão inicial sist. hidráulico	N / m ²	2,5.10 ⁶
P_2	Pressão atmosférica	N / m ²	1,0.10 ⁵
V_{Lo}	Volume da câmara	m ³	1,5 e 5
ρ	Massa específica H ₂ O	Kg / m ³	1025
Gerador Elétrico – DFIG			
S_N	Potência Aparente (base)	kVA	125
V_N	Tensão (base)	V	380
I_N	Corrente	A	189,9
p	Pares de polos	-	2
H_r	Constante de inércia	s	0,75
R_s	Resistência estator	pu	0,0054
R_r	Resistência rotor	pu	0,0060
L_{Ls}	Indutância dispersão do estator	pu	0,1
L_{Lr}	Indutância dispersão do estator	pu	0,11
L_m	Indutância de magnetização	pu	4.5

Alguns comentários devem ser feitos com relação à consideração do módulo de bombeamento (flutuador e bomba hidráulica) funcionar como fonte de vazão constante. O objetivo desta consideração foi puramente didático, a fim de dar elementos para compreensão inicial da influência dos níveis de volume da câmara hiperbárica no funcionamento do sistema hidráulico. Contudo, é bem verdade que a pressão do sistema hidráulico tem forte influência no funcionamento geral do sistema, tanto nas primeiras etapas de conversão da energia das ondas (flutuadores e bombas hidráulicas) como nas etapas finais (turbina e gerador) até a rede elétrica. Como resultado desta consideração, o perfil da potência oscilante de entrada, neste caso, representada pela vazão (Q_{in}), é mantido mesmo com a operação do sistema hidráulico em diferentes pressões hidráulicas (P_I). Com o mesmo perfil de potência oscilante de entrada, a análise comparativa dos níveis de filtragem para cada caso volume de câmara é facilitada.

A Figura 4.4 apresenta a posição do pistão interno do acumulador hidropneumático (δ) para volumes da câmara hiperbárica (V_{Lo}) de 1,5 e 5 m³. Para os dois volumes da câmara considerados o pistão se acomoda aproximadamente na mesma posição média (-0,14 m e -0,13 m para 1,5 m³ e 5 m³, respectivamente) e possuem a mesma oscilação em torno do valor médio ($\Delta\delta = 0,06$ m). A posição inicial do pistão ($\delta_o = 0$) pode ser observada na Figura 2.8. Observe que a oscilação em torno do valor médio ($\Delta\delta$) depende exclusivamente da potência oscilante (\tilde{p}) de entrada e independe do volume da câmara hiperbárica considerado.

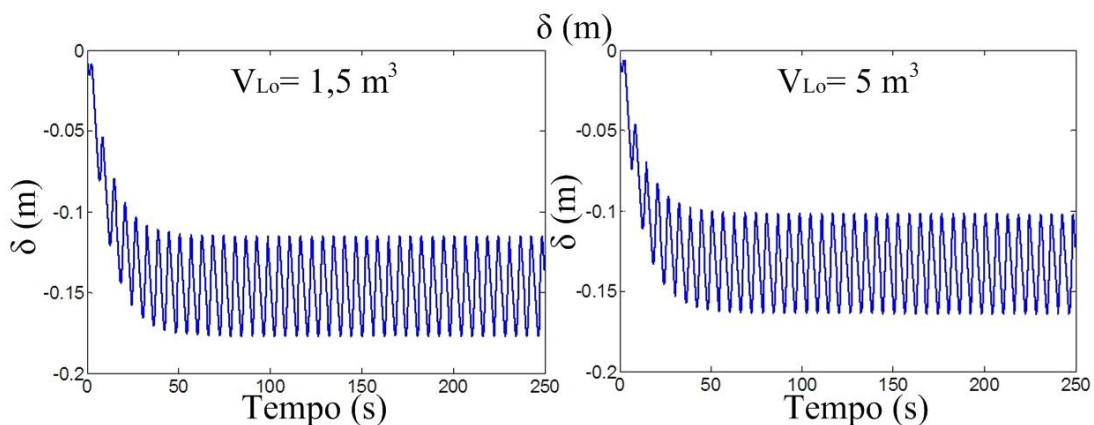


Figura 4.4: Posição do pistão do acumulador hidropneumático, $\delta - A_2$ fixo.

A Figura 4.5 apresenta a pressão interna do sistema hidráulico (P_I) para os dois volumes de câmara considerados. Comparando os dois casos ($V_{Lo} = 1,5 \text{ m}^3$ e $V_{Lo} = 5 \text{ m}^3$) conclui-se que de fato existe uma diferença considerável na sensibilidade do sistema hidráulico às variações da posição do pistão δ . Como observado na Figura 4.4, para os dois volumes de câmara considerados o pistão do acumulador se acomoda praticamente na mesma posição média, porém as pressões internas (P_I) assumem valores médios bastante distintos ($2,11 \text{ MN/m}^2$ e $2,38 \text{ MN/m}^2$ para volumes de $1,5 \text{ m}^3$ e 5 m^3 , respectivamente). As oscilações de pressão (ΔP_I) também são distintas e os valores observados são $0,13 \text{ MN/m}^2$ e $0,05 \text{ MN/m}^2$, para os volumes de $1,5 \text{ m}^3$ e 5 m^3 , respectivamente.

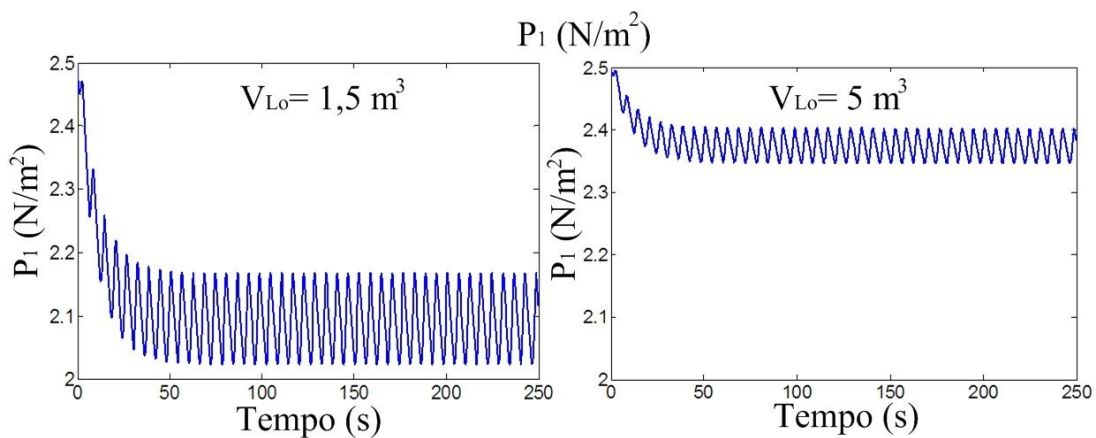


Figura 4.5: Pressão do sistema hidráulico, $P_I - A_2$ fixo.

Um comportamento similar ao apresentado na Figura 4.5 (pressão hidráulica) é observado na velocidade do jato d'água na saída do acumulador (V_2). Como já discutido, isto já era previsto, visto que a velocidade V_2 é influenciada principalmente pela pressão P_I . Na Figura 4.6, os valores médios da velocidade V_2 são $62,5 \text{ m/s}$ e $67,5 \text{ m/s}$ e as oscilações em torno do valor médio (ΔV_2) 2 m/s e 1 m/s para os volumes de $1,5 \text{ m}^3$ e 5 m^3 , respectivamente.

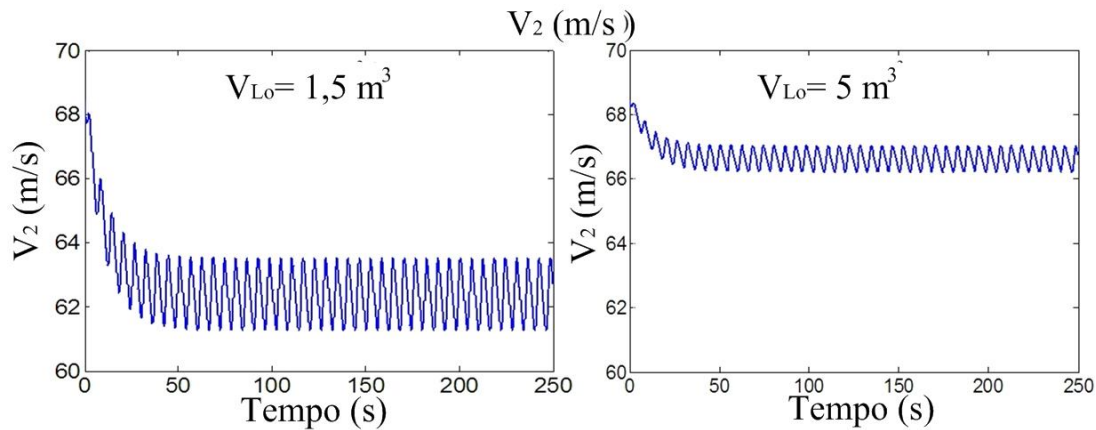


Figura 4.6: Velocidade do jato d'água na saída do acumulador, $V_2 - A_2$ fixo.

A Figura 4.7 apresenta as vazões de saída do sistema hidráulico (Q_{out}) para os volumes de câmara considerados. Novamente para o menor volume de câmara maiores oscilações são observadas. A área do jato d'água na saída do acumulador (A_2) é fixa e seu valor foi escolhido de forma que as vazões médias de entrada e saída fossem iguais ($0,038 \text{ m}^3/\text{s}$ ou 38 l/s), mantendo fixa a posição média do pistão interno do acumulador. Realmente, as vazões médias de saída são idênticas, porém as oscilações (ΔQ_{out}) observadas foram $0,0013 \text{ m}^3/\text{s}$ e $0,0005 \text{ m}^3/\text{s}$ (ou $1,3 \text{ l/s}$ e $0,5 \text{ l/s}$) para os volumes de $1,5 \text{ m}^3$ e 5 m^3 , respectivamente.

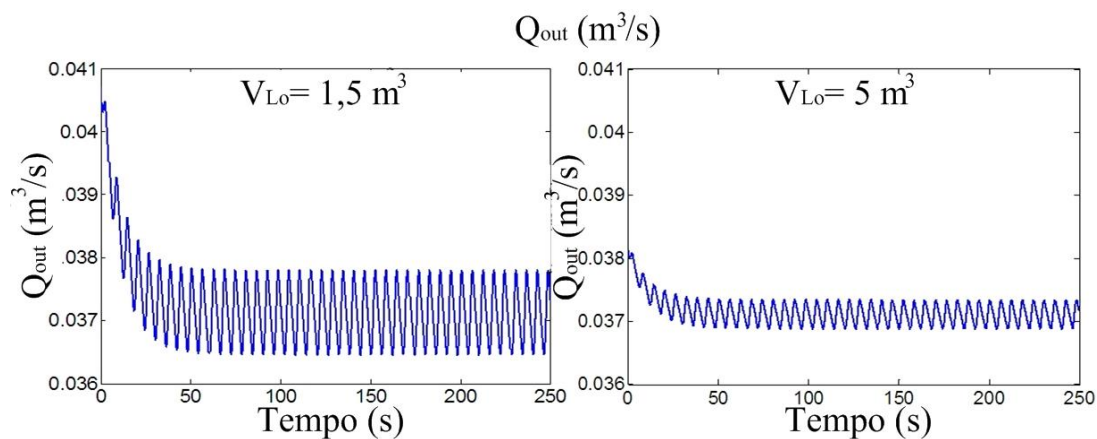


Figura 4.7: Vazão de saída do acumulador hidropneumático, $Q_{out} - A_2$ fixo.

A Figura 4.8 apresenta as potências mecânicas no eixo da turbina (P_m) para os volumes de câmara considerados. Observa-se que sistemas hidráulicos com maiores volumes de câmara hiperbárica aumentam significativamente o nível de filtragem da potência oscilante (\tilde{p}). Para o volume de câmara de $1,5 \text{ m}^3$ a oscilação de potência

mecânica (ΔP_m) observada foi de 6% e para o volume de 5 m^3 a variação foi menor que 2%. Observa-se ainda que a potência mecânica média é maior para o caso de volume de câmara de 5 m^3 . Isto se deve à maior potência hidráulica do jato d'água na saída do acumulador. Ressalta-se que a potência hidráulica do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático é o produto da pressão (P_I) pela vazão (Q_{out}). No caso de simulação com volume de câmara de 5 m^3 , a pressão P_I se manteve num valor médio superior, o que justifica a maior potência mecânica disponível.

Ainda que diferentes níveis de pressão hidráulica média (P_I) tenham sido observados, para os dois volumes de câmara simulados, os perfis de vazões de entrada (Q_{in}) se mantiveram idênticos ao da Figura 4.3. Isto é, o módulo de bombeamento é considerado similar a uma fonte de vazão constante, mantendo seu perfil independente da pressão hidráulica de operação.

Na seção 4.2.1 será visto que quando o modelo real do flutuador (apresentado na seção 2.2) é utilizado, a pressão hidráulica exerce forte influência no funcionamento deste equipamento e a consideração de similaridade com uma fonte de vazão constante não é válida. Logicamente, a pressão hidráulica (P_I) não pode ser aumentada indefinidamente a fim de se obter uma maior potência hidráulica na saída do acumulador. Na prática, o incremento de P_I causa um respectivo incremento na força de reação F_p aplicada ao flutuador. Como consequência, o flutuador encontra uma maior resistência mecânica no seu movimento de descida (quando as bombas são acionadas) e um menor volume d'água é injetado no sistema hidráulico. No caso extremo, uma elevada pressão hidráulica poderia “travar” o flutuador, impedindo o mesmo de efetuar o movimento de descida. Neste caso o peso do flutuador se torna insuficiente para vencer a força de resistência mecânica F_p .

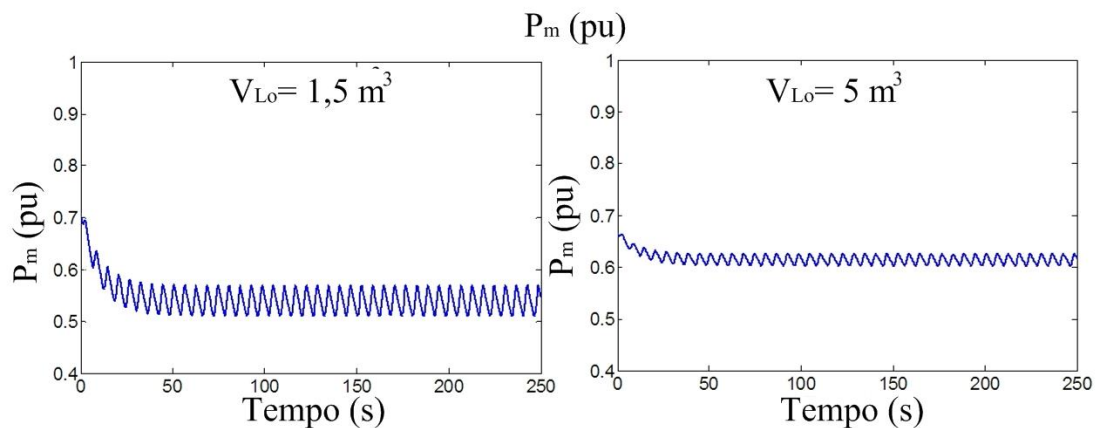


Figura 4.8: Potência mecânica desenvolvida no eixo da turbina, $P_m - A_2$ fixo.

Como discutido no início da seção, para que a turbina hidráulica funcione no ponto de máxima eficiência é necessário que a velocidade mecânica do rotor (ω_m) siga a velocidade do jato (V_2) em termos de valores médios. Nas simulações implementadas, o gerador parte com uma referência de velocidade (ω_{mref}) fixa diferente da velocidade ótima. Somente aos 40 segundos de simulação ω_{mref} passa a ser calculada como apresentado na Figura 4.2. Isto é feito para que a saída do filtro passa-baixa utilizado na medição da posição δ tenha chegado próximo ao seu valor de regime permanente. A Figura 4.9 apresenta o comportamento das velocidades mecânicas para os dois casos de volumes de câmara simulados. Comparando-se os dois casos de simulação apresentados nesta seção, observa-se que a velocidade do jato d'água (V_2) e velocidade mecânica (ω_m) são maiores no caso volume de câmara de 5 m^3 . Logo, conclui-se que diferentes níveis de pressões hidráulicas de operação (P_1) determinam diferentes valores de velocidades do jato d'água (V_2) e velocidades mecânicas (ω_m) de operação. Assim, com possíveis variações de P_1 , é fundamental que V_2 e ω_m permaneçam “atrelados” a fim de manter a turbina em sua máxima eficiência.

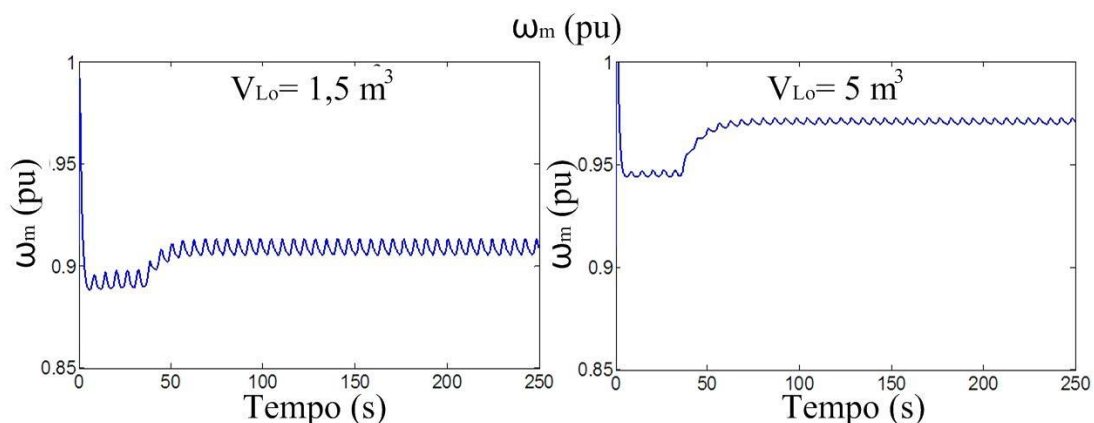


Figura 4.9: Velocidade mecânica do gerador *DFIG*, $\omega_m - A_2$ fixo.

As Figuras 4.10 e 4.11 apresentam as correntes de eixo direto e em quadratura injetadas na rede elétrica, respectivamente. O gerador é magnetizado pelo rotor ($Q_s = 0$) e o *CLR* não atua para dar suporte de reativos à rede elétrica, logo a corrente de eixo d injetada na rede elétrica (I_{drede}) é nula. A corrente de eixo q injetada na rede elétrica (I_{qrede}) apresenta maior oscilação para o caso de volume de câmara de $1,5 \text{ m}^3$ devido ao menor nível de filtragem desta configuração. Com relação ao valor médio de I_{qrede} ,

observa-se que um maior patamar é alcançado para o caso de volume de câmara de 5 m^3 , visto que uma maior potência hidráulica é processada neste caso de simulação.

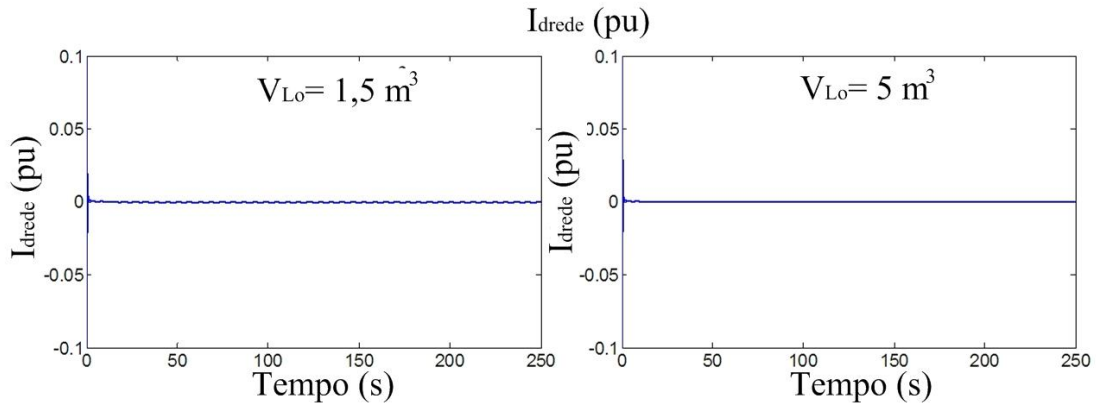


Figura 4.10: Corrente de eixo direto injetada na rede elétrica, $i_{drede} - A_2$ fixo.

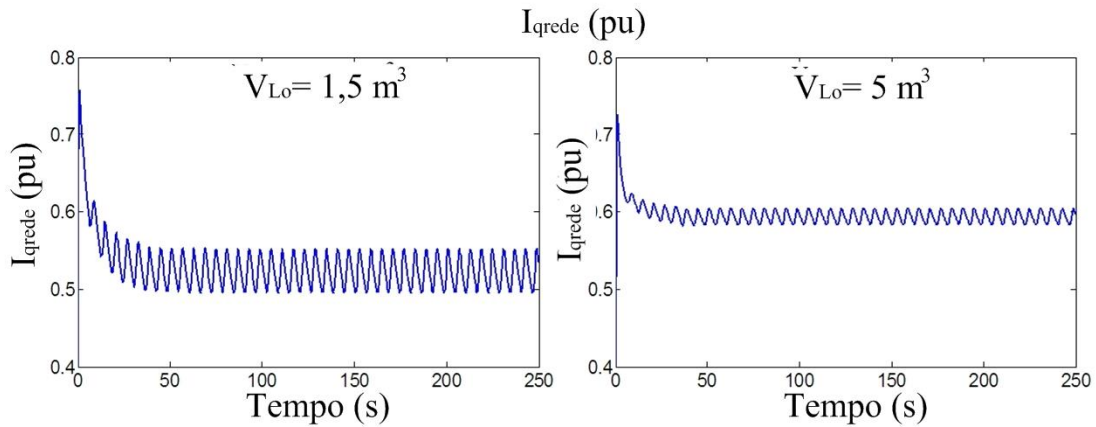


Figura 4.11: Corrente de eixo em quadratura injetada na rede elétrica, $i_{qrede} - A_2$ fixo.

A Figura 4.12 apresenta a tensão no Ponto de Conexão Comum (PCC) para os casos de volumes de câmara representados. Claramente as oscilações refletidas à rede elétrica são maiores para o volume de $1,5 \text{ m}^3$. Como pode ser visto, as flutuações nas tensões eficazes observadas foram de 0,35% e 0,12% para os volumes de $1,5 \text{ m}^3$ e 5 m^3 , respectivamente.

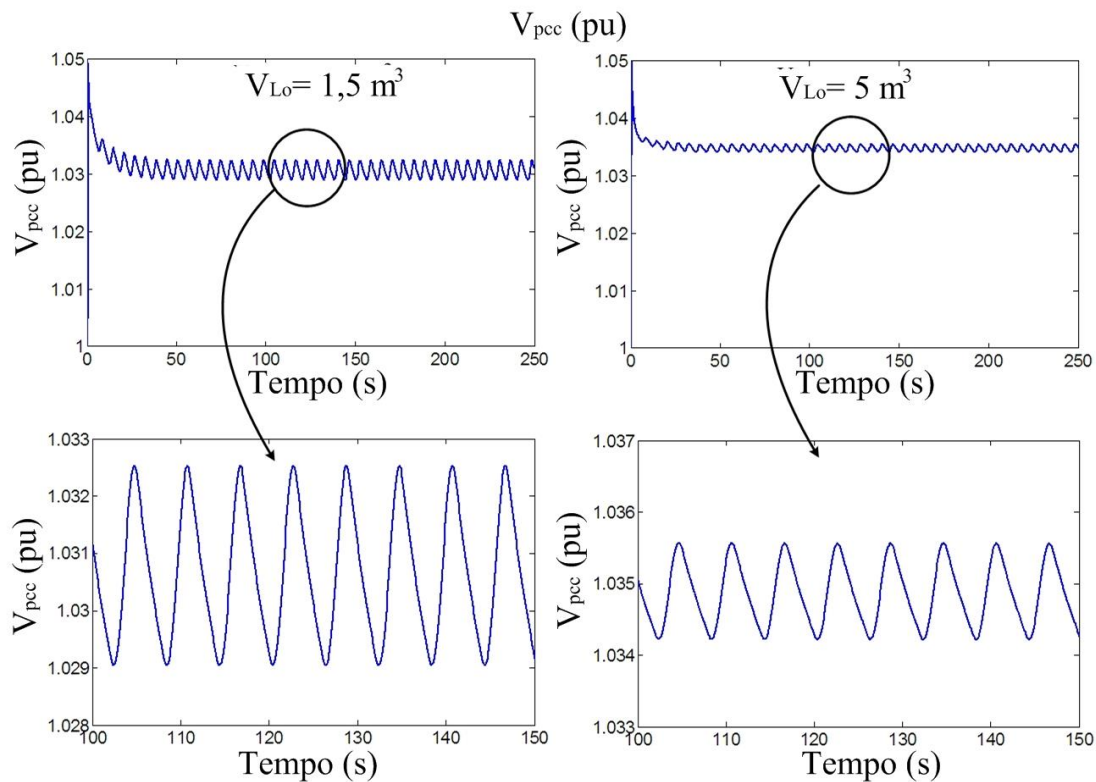


Figura 4.12: Tensão no ponto de conexão comum, $V_{pcc} - A_2$ fixo.

Para efeitos de *Flicker*, na frequência considerada, não haveria problemas em nenhum dos casos. Porém, se a frequência da oscilação observada fosse próxima aos 8,8 Hz, o caso de volume de câmara $1,5 \text{ m}^3$ poderia ser problemático. Logicamente, com a atuação de um único flutuador seria difícil alcançar flutuações da faixa de frequências perceptíveis. Porém, esta situação não pode ser descartada quando muitos flutuadores atuam em paralelo no mesmo sistema hidráulico. Outra observação a ser ressaltada é que o nível médio da tensão eficaz fica dentro dos limites aceitáveis por norma ($\pm 5\%$), sendo ligeiramente maior para o caso de volume de câmara 5 m^3 , visto que neste caso uma maior potência ativa é injetada na rede elétrica.

Obviamente, o caso de simulação apresentado nesta seção é uma situação idealizada. Porém, a análise do caso é didaticamente importante para auxiliar a compreensão da influência dos diversos parâmetros do sistema hidráulico (pressão, volume e vazão) no fluxo de potência do sistema de conversão, desde as ondas até a rede elétrica e na qualidade da energia gerada.

Claramente a proposta de funcionamento sem o controle da vazão de saída (Q_{out}) fixa não é uma boa opção, visto que com a característica intermitente das ondas seria impossível manter o funcionamento dos flutuadores na máxima eficiência. Isto se deve

à impossibilidade de regulação da pressão hidráulica (P_1) de acordo com a dinâmica do estado de mar. Também, com este tipo de funcionamento o pistão interno do acumulador hidropneumático teria uma movimentação não controlada podendo alcançar os patamares máximo e mínimo conforme o estado de mar. O caso crítico ocorreria no alcance do patamar máximo (δ_{max}), onde altos níveis de pressão poderiam causar danos ao sistema hidráulico. Naturalmente sistemas de intertravamento e válvulas de alívio de pressão devem ser aplicados em sistemas hidráulicos que funcionam a altas pressões.

4.2. Proposta de Controle Integrado Entre Sistemas Hidráulico e Elétrico

A Figura 4.13 apresenta o diagrama de blocos do MATLAB/SIMULINK referente ao modelo do sistema hidráulico (acumulador hidropneumático e câmara hiperbárica) e a estratégia de controle proposta. O modelo do sistema hidráulico obedece a (2.21), (2.22) e (2.23).

A estratégia de controle do sistema hidráulico baseia-se na inclusão de uma malha de controle que atua na agulha que regula a área do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático (A_2). O parâmetro de realimentação utilizado é a posição do pistão interno do acumulador hidropneumático (δ), que deve ser controlada numa posição média constante e igual à referência δ_{ref} .

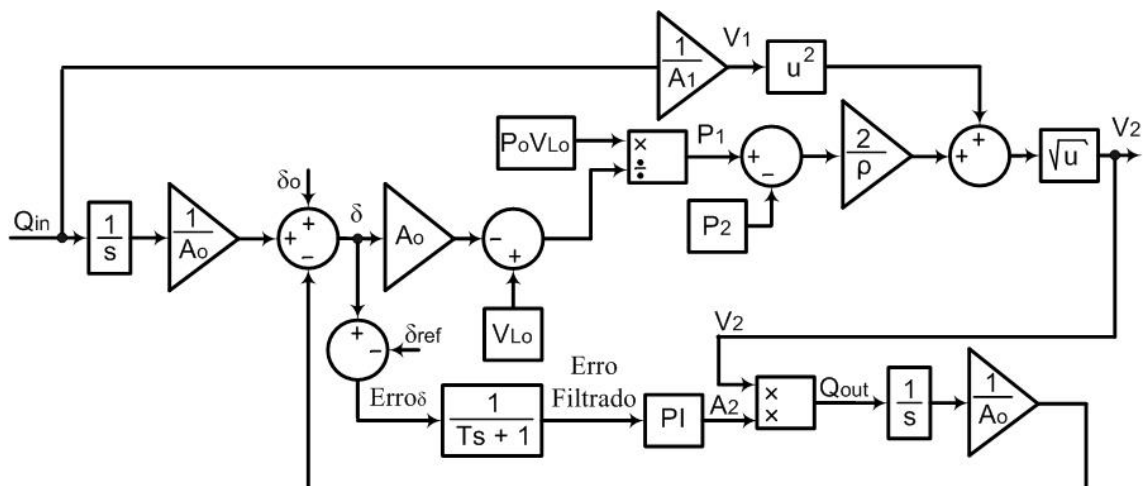


Figura 4.13: Diagrama de blocos do modelo e controle do sistema hidráulico.

Logicamente seria inviável controlar a posição absoluta do pistão numa posição fixa, pois desta forma o sistema hidráulico perderia sua principal função (filtragem da potência oscilante \tilde{p}) uma vez que toda intermitência observada na vazão de entrada seria transferida para a saída. De fato é desejável que a posição do pistão oscile em torno de uma posição média, pois são estas variações que originam o processo de filtragem da potência oscilante de entrada. Para que apenas a parcela média da posição (δ_{med}) seja controlada, um filtro passa-baixa foi incluído a fim de extrair apenas a parcela média do erro (*Erro $_{\delta}$ Filtrado* é calculada a partir da média do *Erro $_{\delta}$* em 12 segundos), que por sua vez é parâmetro de entrada do controlador *PI*. O parâmetro δ também poderia ser filtrado diretamente após sua medição, porém esta opção foi descartada devido à inclusão de um zero na função de transferência de malha fechada do sistema. A inclusão deste zero causa elevados *overshoots* na posição δ (consequentemente em P_1 e V_2) quando o sistema é submetido a mudanças no valor de referência (δ_{ref}) ou outras perturbações. A saída do controlador *PI* é a área do jato d'água (A_2), parâmetro ajustável que multiplicado pela velocidade V_2 resulta na vazão de saída (Q_{out}).

Como pode ser notado, o controle do sistema hidráulico proposto permite o ajuste da pressão ótima do sistema hidráulico (P_{1_otm}) de forma indireta através do controle da posição do pistão δ . Logo, como proposto por ROSA [47], garante-se a máxima eficiência no funcionamento dos flutuadores devido às condições de fase e amplitude ótimas serem satisfeitas. Como discutido no capítulo 2, o ajuste de P_1 para cada pode ser feito a partir do controle da posição δ como propõe a Equação (2.22).

Uma última observação sobre a característica da planta, é que a mesma atua de forma invertida. Como pode ser observado na Figura 4.13, a referência de posição (δ_{ref}) é incluída na entrada negativa do somador, enquanto que a posição medida (δ) na entrada positiva. Logo, um erro positivo (δ maior que δ_{ref}) a área do jato deve aumentar e para o erro negativo (δ menor que δ_{ref}) a área do jato deve diminuir.

4.2.1. Vazão de Saída (Q_{out}) Controlada e Mar Regular

Esta seção apresenta diversos casos de simulação aplicados no intuito de se avaliar o desempenho dos controles propostos nas Figuras 4.2 e 4.13, ou seja, sistema hidráulico e elétrico atuando de forma integrada.

- **CONJUNTO FLUTUADOR-BOMBA HIDRÁULICA ATUANDO COMO FONTE DE VAZÃO CONSTANTE**

Nesta subseção apresenta-se uma simulação com os mesmos parâmetros da Tabela 4.1 e com controle de vazão de saída (Q_{out}) proposto. A vazão média de entrada é considerada constante, independente do valor da pressão P_I e tem o mesmo perfil apresentado na Figura 4.3. A rede elétrica conectada é de baixa tensão (380 V) com RCC de 20 e razão R/X_L igual a 4. Ao final uma comparação de desempenho com a adição de um volante de inércia ao eixo do gerador é feita (mudança da constante de inércia do rotor de 0,75 s para 2,75 s).

A Figura 4.14 apresenta o comportamento da posição do pistão (δ) perante uma ordem de referência, para o seu valor médio, de 0 a 0,25 m aos 100 segundos de simulação. Novamente dois volumes de câmara foram considerados. Observe que a posição média (δ_{med}) segue a ordem de referência com tempo de acomodação de aproximadamente 60 segundos. Naturalmente a velocidade da malha de controle depende do ajuste dos ganhos do controlador PI e da característica da planta, porém com a lenta dinâmica do mar (um estado de mar dura entre 3 e 4 horas) o resultado obtido é considerado satisfatório. Em termos práticos a mudança da posição do pistão seria suave, acompanhando o estado de mar local. A transição observada na Figura 4.14 tem apenas o objetivo de avaliar o desempenho da malha de controle proposta.

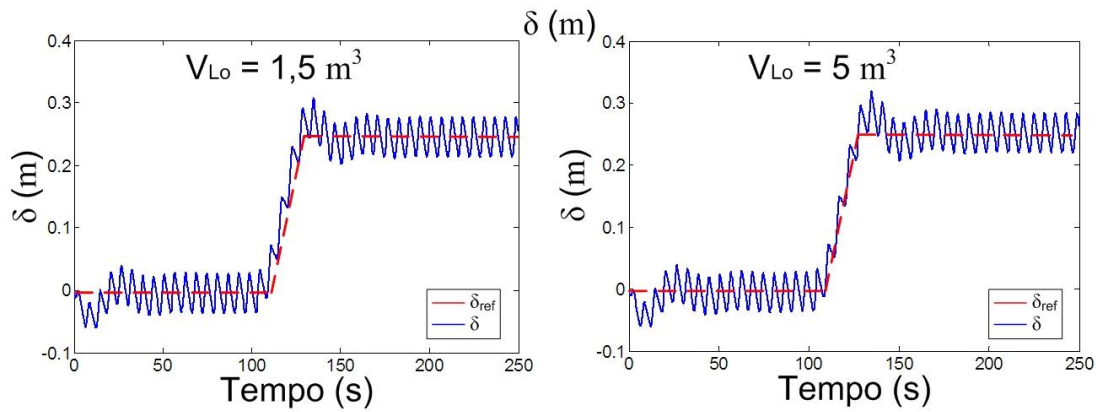


Figura 4.14: Posição do pistão do acumulador hidropneumático, δ – Mar regular, $H_r = 0,75$ s e A_2 controlado.

A Figura 4.15 apresenta o comportamento da área do jato d'água (A_2). Os comportamentos são semelhantes, com *overshoot* ligeiramente maior para caso de volume de câmara igual a 5 m^3 . Após o degrau na posição δ , a pressão P_1 se torna significativamente maior para o caso de volume de câmara $1,5 \text{ m}^3$ (ver Figura 4.17). Com uma maior pressão do sistema hidráulico, a velocidade do jato d'água (V_2) também deve aumentar (ver Figura 4.18). Logo, para manter a mesma vazão média de saída (ver Figura 4.19) a área do jato d'água deve ser menor após a aplicação do transitório em δ .

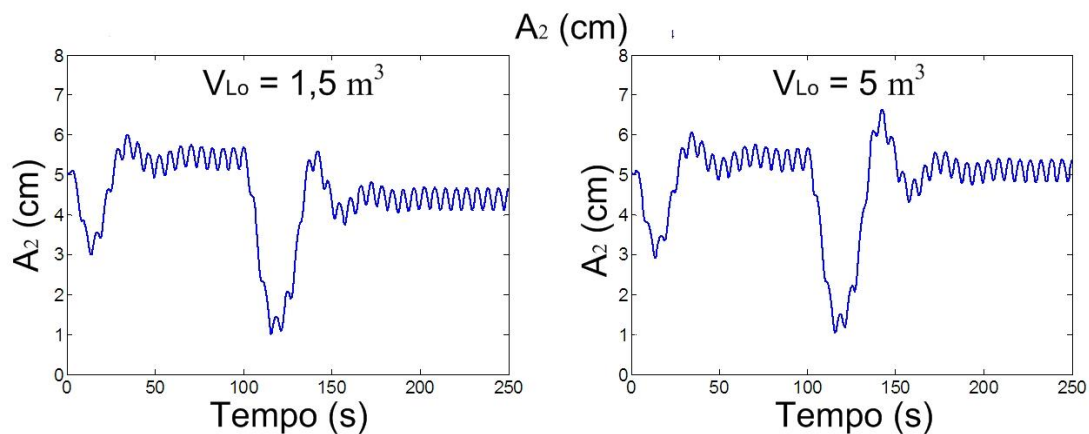


Figura 4.15: Área do jato d'água, A_2 – Mar regular, $H_r = 0,75$ s e A_2 controlado.

O comportamento do erro da posição do pistão e seu valor filtrado são observados na Figura 4.16. Para os dois volumes de câmara considerados o valor do erro filtrado é próximo à zero. Observa-se que as oscilações do erro em torno do valor médio é característica do processo de filtragem da potência oscilante. As mesmas

oscilações são observadas nas Figuras 2.14 e 2.16 ($\Delta Erro = \Delta \delta \approx 0,06$ m) e independem do volume de câmara hiperbárica. A oscilação $\Delta \delta$ é calculada através da diferença entre o volume que entra e volume que sai do sistema hidráulico em meio período de onda (volume acumulado no sistema hidráulico em meio período). Analisando a Figura 4.3, observa-se que em meio período (movimento de descida do flutuador ou compressão da bomba hidráulica) um pulso de água é injetado no sistema hidráulico. A integral deste pulso de vazão (semicírculo positivo de uma senóide com valor de pico $0,12$ m³) é o volume que entra no sistema hidráulico em uma compressão da bomba hidráulica, ou seja, $0,229$ m³. O volume que sai do sistema hidráulico no mesmo intervalo de tempo (3 segundos) é igual à integral da vazão de saída ($Q_{out} \approx 0,038$ m³/s), ou seja, $0,114$ m³. Finalmente, o volume acumulado é encontrado pela diferença entre os volumes que entra e sai do sistema hidráulico em meio período, ou seja, $0,115$ m³ ($0,229 - 0,114$ m³). Como a área da seção transversal do pistão (A_o) é 2 m², o mesmo deve ter um deslocamento (δ) de aproximadamente $0,0575$ m para que o volume de $0,115$ m³ seja acumulado. Obviamente, como as vazões médias de entrada e saída são iguais, este volume acumulado no período de compressão da bomba deve sair do sistema hidráulico no período de admissão da bomba. Neste período de admissão da bomba hidráulica nenhum volume de líquido é injetado no sistema hidráulico, ocorrendo à expansão do ar contido na câmara hiperbárica e uma ligeira queda de pressão interna.

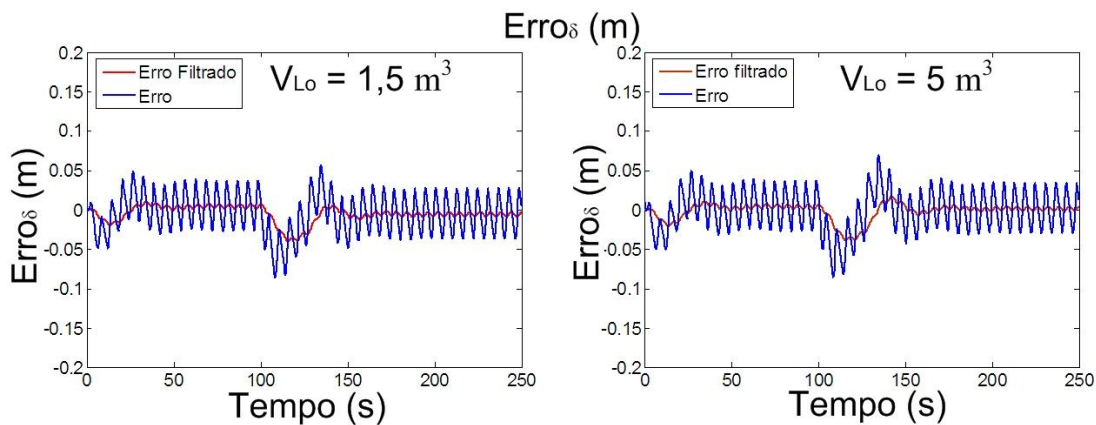


Figura 4.16: Erro e erro filtrado – Mar regular, $H_r = 0,75$ s e A_2 controlado.

A pressão interna do sistema hidráulico (P_1) e velocidade do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático (V_2) são observadas nas Figuras 4.17 e 4.18, respectivamente. Como a velocidade V_2 é dependente principalmente da pressão P_1 os comportamentos dos parâmetros são bastante similares. Observa-se que a sensibilidade

dos parâmetros P_1 e V_2 com a posição δ é maior quando menores volumes de câmara hiperbárica são aplicados. Por um lado isto pode ser uma vantagem, principalmente quando o sítio explorado tem característica de estados de mar muito distintos em curtos intervalos de tempo (poucas horas), onde a pressão P_1 precisa ser constantemente modificada numa ampla faixa (por exemplo, quando a diferença entre a pressão máxima e mínima necessária for próxima a $1,5 \text{ MN/m}^2$ ou 150 mca). Assim, o uso de menores volumes de câmara possibilita uma maior faixa de ajuste de pressão hidráulica (P_1) com pequenos deslocamentos (δ). Por outro lado o nível de filtragem é reduzido e maiores oscilações devem ser transmitidas à rede elétrica. Nota-se também que o funcionamento do sistema hidráulico em pressões elevadas diminui a capacidade de filtragem da potência oscilante.

A situação dual ocorre com a utilização de grandes volumes de câmara onde o nível de filtragem da potência oscilante é aumentado, porém a faixa de controle da pressão P_1 é diminuída. Neste caso, a obtenção de uma ampla faixa de controle de P_1 acarreta em grandes deslocamentos da posição do pistão do acumulador δ .

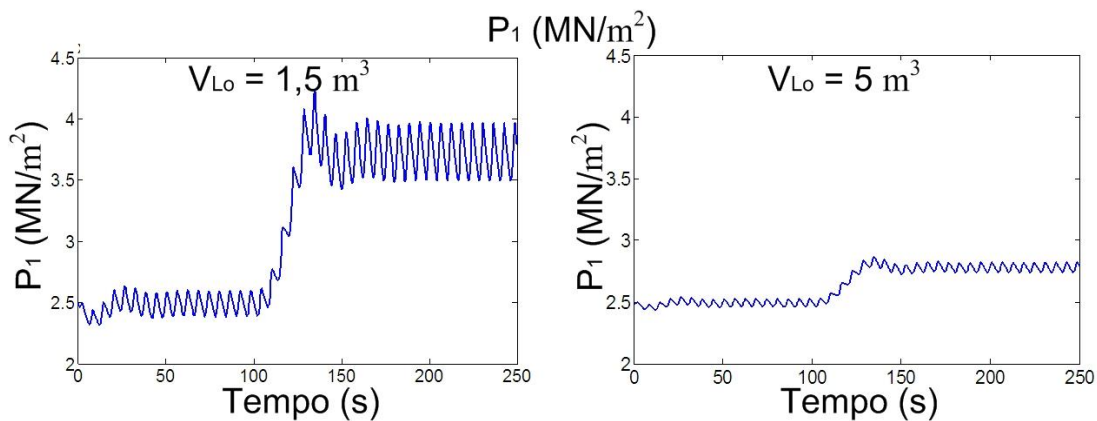


Figura 4.17: Pressão hidráulica, P_1 – Mar regular, $H_r = 0,75 \text{ s}$ e A_2 controlado.

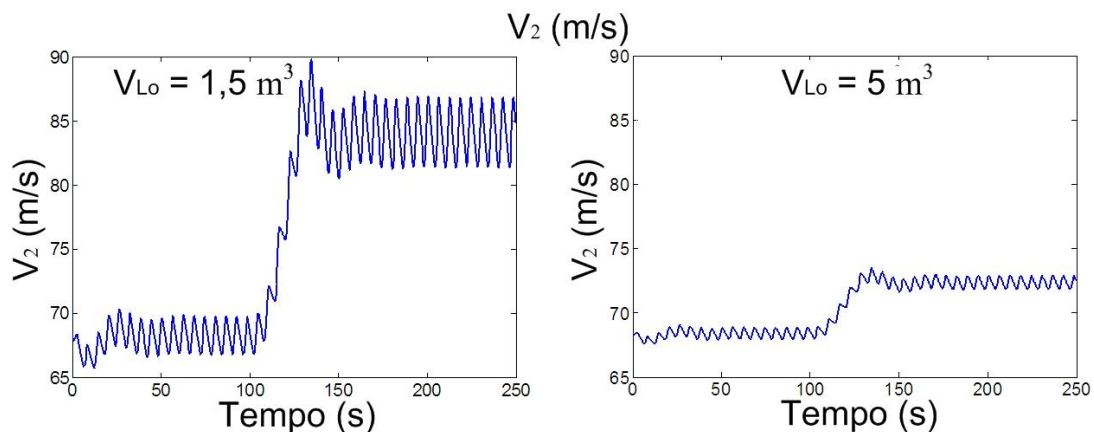


Figura 4.18: Velocidade do jato d'água, V_2 – Mar regular, $H_r = 0,75 \text{ s}$ e A_2 controlado.

A vazão de saída (Q_{out}) para os dois volumes de câmara considerados é apresentada na Figura 4.19. Devido à entrada ter sido considerada uma fonte d'água de vazão constante (vazão média de entrada constante), a vazão média de saída é a mesma para ambos os casos, antes e depois do degrau em δ .

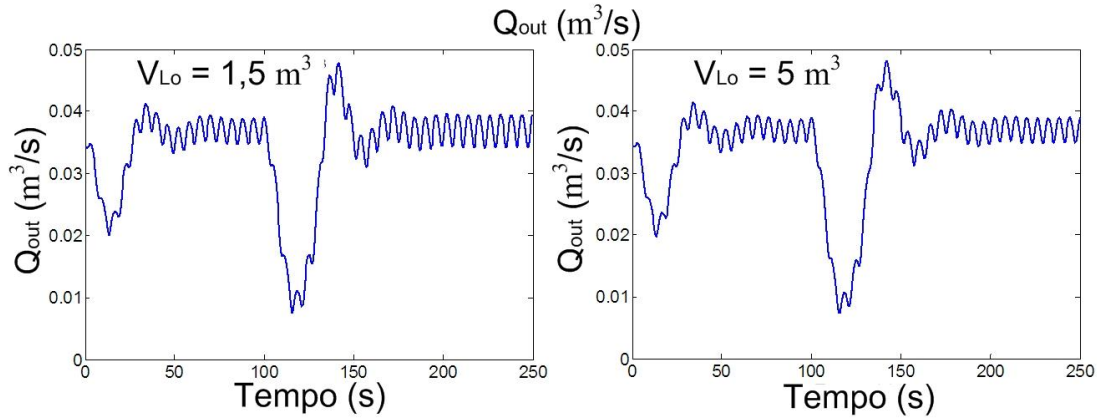


Figura 4.19: Vazão de saída, Q_{out} – Mar regular, $H_r = 0,75$ s e A_2 controlado.

A potência mecânica desenvolvida no eixo da turbina é apresentada na Figura 4.20. As maiores oscilações são observadas para o menor volume de câmara. Observa-se ainda que o valor médio da potência mecânica após o degrau em δ é significativamente maior para o volume de $1,5 \text{ m}^3$. Isto é explicado pelo fato da consideração de fonte de vazão constante na entrada do sistema hidráulico. No caso de simulação com volume de câmara de $1,5 \text{ m}^3$, a pressão hidráulica P_1 torna-se significativamente maior após o degrau em δ . Logo, uma maior potência hidráulica será desenvolvida, visto que este parâmetro é calculado a partir do produto de P_1 por Q_{out} .

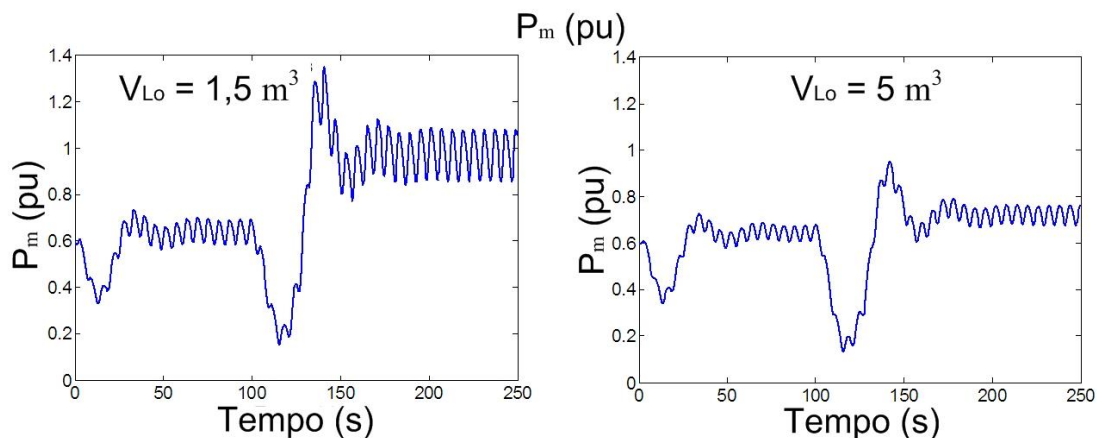


Figura 4.20: Potência mecânica no eixo da turbina, P_m – Mar regular, $H_r = 0,75$ s e A_2 controlado.

As velocidades mecânicas medida e de referência do *DFIG* são apresentadas na Figura 4.21. Como observado, a máquina parte com uma referência de velocidade fixa e somente aos 40 segundos de simulação a referência passa a ser calculada como apresentado na Figura 4.2.

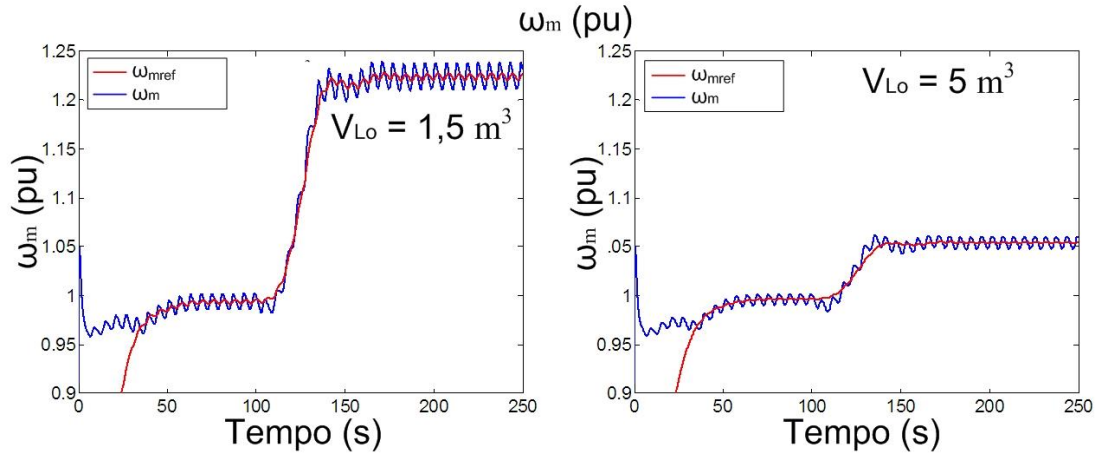


Figura 4.21: Velocidade mecânica medida e de referência, ω_m e ω_{mref} – Mar regular, $H_r = 0,75$ s e A_2 controlado.

Claramente, referência de velocidade segue as variações de P_1 e V_2 (Figuras 4.17 e 4.18) em termos de valores médios, garantindo o funcionamento da turbina na máxima eficiência. As maiores oscilações de velocidade mecânica ($\Delta\omega_m$) são observadas para o menor volume de câmara.

As Figuras 4.22 e 4.23 apresentam as correntes de eixo direto e em quadratura fornecidas à rede elétrica, respectivamente. Como apenas a parcela de potência ativa é injetada na rede elétrica, a componente I_{drede} é nula para ambos os volumes de câmara considerados. A parcela de corrente I_{qrede} é proporcional à potência ativa injetada na rede elétrica e tem comportamento semelhante à potência mecânica no eixo do gerador (Figura 4.20).

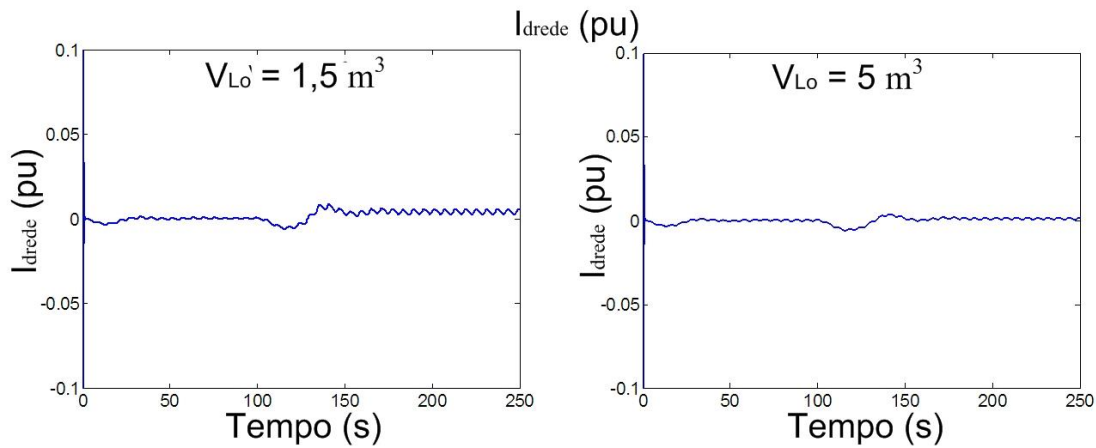


Figura 4.22: Corrente de eixo direto fornecida à rede elétrica, I_{drede} – Mar regular, $H_r = 0,75$ s e A_2 controlado.

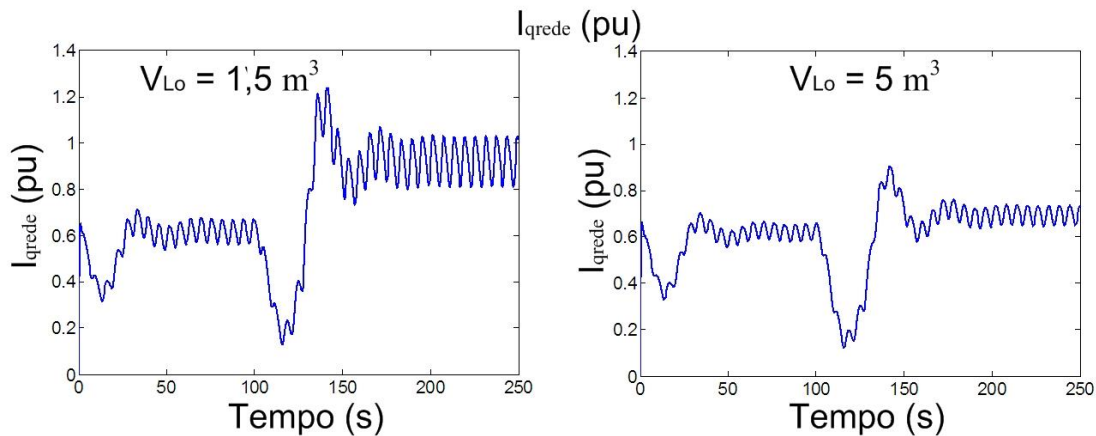


Figura 4.23: Corrente de eixo em quadratura fornecida à rede elétrica, I_{qrede} – Mar regular, $H_r = 0,75$ s e A_2 controlado.

A Figura 4.24 apresenta a tensão no *PCC* e uma ampliação para visualização da sua flutuação. Como esperado, o menor volume de câmara apresenta as maiores oscilações. Para o volume de câmara de $1,5 \text{ m}^3$, as oscilações de tensão observadas foram de $0,7 \%$ e $1,3\%$ antes e depois do transitório, respectivamente. Com o volume de câmara de 5 m^3 , oscilações de $0,4\%$ e $0,5\%$ na tensão foram observadas, antes e depois do transitório, respectivamente. Novamente o aumento das oscilações com o aumento do nível de pressão P_l é observado em ambos os casos, sendo mais crítico para o menor volume de câmara. Outra observação importante acerca do comportamento de V_{pcc} apresentado na Figura 4.24 é que nível máximo de tensão admitido por norma ($1,05 \text{ pu}$) é violado após o transitório em δ , para o caso de menor volume de câmara ($1,5 \text{ m}^3$).

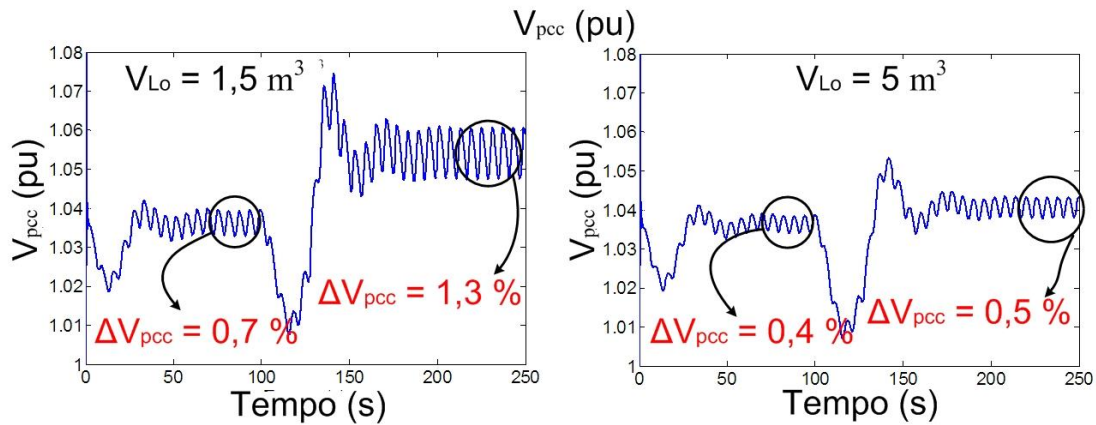


Figura 4.24: Tensão no PCC, V_{pcc} – Mar regular, $H_r = 0,75$ s e A_2 controlado.

Com objetivo de analisar o efeito da adição de volantes de inércia no eixo do gerador, uma simulação similar à apresentada anteriormente foi desenvolvida (somente para o volume de câmara de 5 m^3), porém alterando a constante de inércia do conjunto turbina-gerador de $0,75$ s para $2,75$ s. Naturalmente os ganhos do controlador PI de velocidade apresentados na Figura 4.2 também foram alterados, uma vez que a dinâmica da nova planta é mais lenta. Os resultados referentes ao comportamento dos parâmetros do sistema hidráulico não serão mostrados, visto que são iguais aos já expostos. Porém, mudanças na dinâmica da velocidade mecânica do gerador são esperadas.

A Figura 4.25 apresenta as velocidades mecânicas medida e de referência do *DFIG*. Observa-se que a comparação com a Figura 4.21 torna evidente a diminuição das oscilações de velocidade mecânica ($\Delta\omega_m$). Isto se deve ao a utilização de maiores inércias das massas girantes.

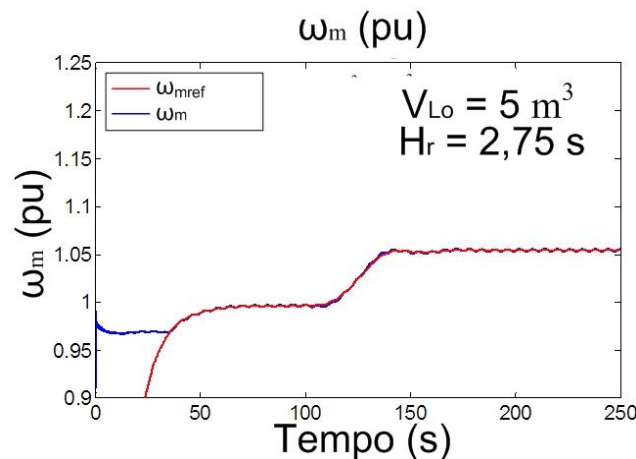


Figura 4.25: Velocidade mecânica medida e de referência, ω_m e ω_{mref} – Mar regular, $V_{Lo} = 5 \text{ m}^3$, $H_r = 2,75$ s e A_2 controlado.

A Figura 4.26 apresenta as correntes de eixo direto e em quadratura fornecidas à rede elétrica. O comportamento observado é praticamente o mesmo das Figuras 4.22 e 4.23 (para $V_{Lo} = 5 \text{ m}^3$ e $H_r = 0,75 \text{ s}$). Desta forma, conclui-se que o aumento da inércia do conjunto turbina-gerador deve diminuir as oscilações de velocidade e a fadiga mecânica no eixo. Porém, as oscilações de potência ativa injetadas na rede elétrica não têm filtragem adicional. Este fato é explicado pelo controle da velocidade num valor fixo, obrigando a corrente de eixo em quadratura oscilar de forma similar às oscilações da potência mecânica de entrada P_m .

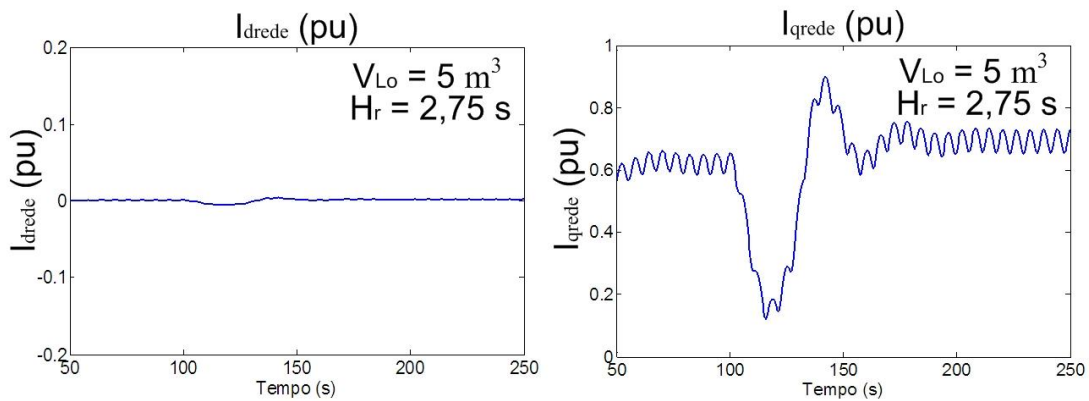


Figura 4.26: Corrente de eixo direto e em quadratura fornecida à rede elétrica, I_{drede} e I_{qrede} – Mar regular, $V_{Lo} = 5 \text{ m}^3$, $H_r = 2,75 \text{ s}$ e A_2 controlado.

A Figura 4.27 apresenta a tensão no PCC. A comparação com a Figura 4.24 reforça a conclusão de que o aumento da inércia não deve diminuir as oscilações de potência refletidas à rede elétrica quando o controle de velocidade é aplicado ao *DFIG*.

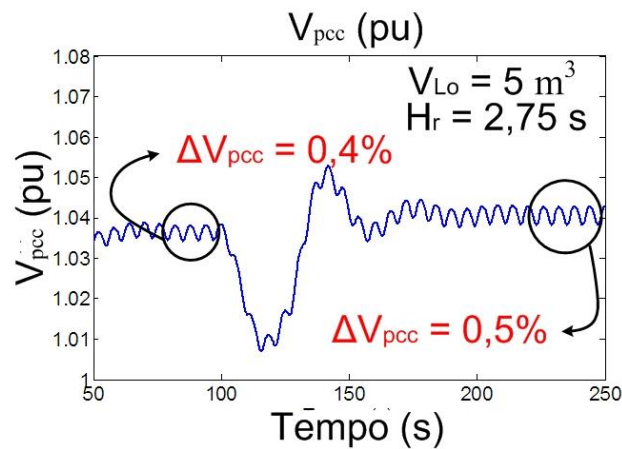


Figura 4.27: Tensão no PCC (V_{pcc}) – Mar regular, $V_{Lo} = 5 \text{ m}^3$, $H_r = 2,75 \text{ s}$ e A_2 controlado.

- **INFLUÊNCIA DA PRESSÃO P_I NO FUNCIONAMENTO DO FLUTUADOR E BOMBA HIDRÁULICA**

Nas simulações apresentadas até aqui o conjunto flutuador-bomba foi considerado como uma fonte de vazão constante, ou seja, injetando um determinado perfil de vazão no sistema hidráulico, independente do nível de pressão P_I . O objetivo desta consideração foi puramente didático, a fim de dar elementos para compreensão inicial da influência dos níveis de volume da câmara hiperbárica no funcionamento do sistema hidráulico. Contudo, é bem verdade que a pressão do sistema hidráulico tem forte influência no funcionamento geral do sistema, tanto nas primeiras etapas de conversão da energia das ondas (flutuadores e bombas hidráulicas) como nas etapas finais (turbina e gerador) até a rede elétrica.

É fato que a escolha do nível de pressão de operação é determinante para o funcionamento dos flutuadores na máxima eficiência e que esta pressão deve ser dinâmica de acordo com as mudanças do estado de mar. Como já comentado, tais mudanças podem ocorrer em curtos intervalos de tempo (de 2 a 3 horas) ou longos intervalos de tempo (meses). A situação mais crítica seria a mudança de estado de mar em curtos intervalos de tempo, pois não seria trivial a mudança da pressão P_I sem a utilização de técnicas otimizadas como o controle da posição do pistão (e conseqüentemente de P_I) apresentada nesta seção. Por exemplo, seria muito trabalhosa a utilização de compressores para mudança dos níveis de pressão da câmara hiperbárica a cada 2 ou 3 horas. Geralmente os sítios de exploração de energia das ondas são localizados em locais de difícil acesso e locomoção de equipamentos pesados.

A simulação apresentada nesta subseção tem o objetivo de apontar a influência da pressão P_I no funcionamento geral do sistema, em especial do conjunto flutuador – bomba hidráulica. Porém, ressalta-se que a análise da eficiência hidrodinâmica do flutuador não faz parte do escopo deste trabalho, especialmente no que diz respeito à determinação de uma pressão ótima de operação. Especialmente, esta tese parte do princípio apontado por ROSA [47], que existe uma pressão ótima de operação. Logo, neste trabalho, apresenta-se uma solução para o problema do ajuste dinâmico da pressão hidráulica (P_I) a partir da proposta de controle do sistema hidráulico. Os parâmetros desta simulação são os mesmos apontados na Tabela 4.1, com volume da câmara

hiperbárica igual a 5 m^3 e constante de inércia do conjunto turbina gerador igual a 0,75 s. A rede elétrica conectada tem RCC igual a 20 e razão R/X_L igual a 4.

A Figura 4.28 apresenta o comportamento da posição do pistão δ e da área do jato d'água A_2 para uma mudança na posição média de referência de 0 a 0,25 m. Obviamente, como a ordem é de incremento da posição δ , a área A_2 deve diminuir para que um determinado volume d'água se acomode dentro do acumulador hidropneumático. Porém, é interessante ressaltar que após a transição na posição δ , a área do jato d'água se estabiliza num patamar consideravelmente menor. Este comportamento não se observa quando o conjunto flutuador-bomba é considerado como uma fonte de vazão constante (ver Figura 4.15 para $V_{Lo} = 5 \text{ m}^3$). Neste caso a área A_2 praticamente não sofre alteração (em valor médio), visto que apesar da transição na posição δ (e na pressão P_1), a vazão média de entrada permanece inalterada.

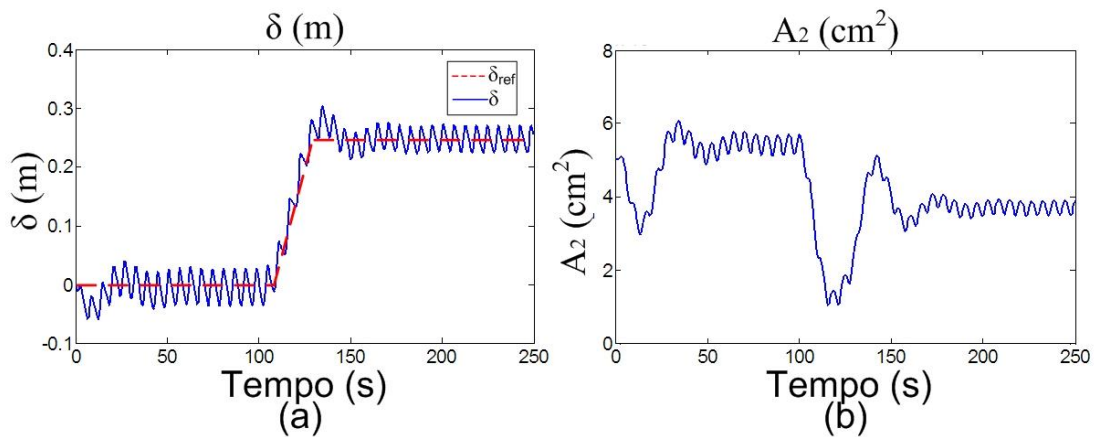


Figura 4.28: Posição do pistão do acumulador, δ , e Área do jato d'água A_2 .

A Figura 4.29 apresenta o comportamento da pressão hidráulica (P_1) e da velocidade do jato d'água na saída do acumulador (V_2). Como já observado nos casos anteriores, ocorre um incremento nos níveis médios de P_1 e V_2 . Observa-se ainda que as oscilações de pressão e velocidade do jato após a transição da posição δ são ligeiramente diminuídas. Esta situação não deve ser confundida com o caso apresentado nas Figuras 4.17 e 4.18, onde após a transição em δ as oscilações são consideravelmente incrementadas. Neste caso, apesar do aumento da pressão P_1 (em valor médio) ocorre uma alteração no perfil de vazão de entrada (ver Figura 4.30). Como a potência oscilante de entrada é diminuída, justifica-se uma menor oscilação da posição do pistão ($\Delta\delta$) e no restante dos parâmetros observados (ΔP_1 , ΔV_2 , etc.).

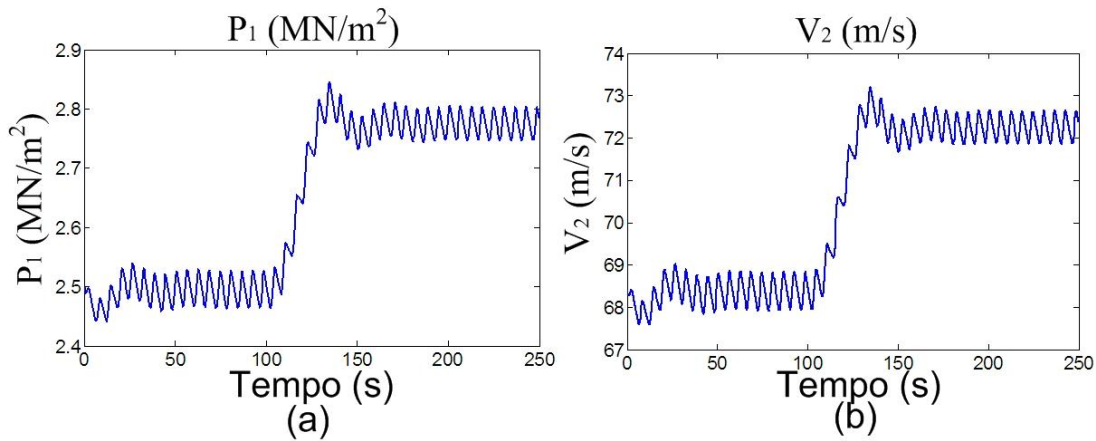


Figura 4.29: Pressão do sistema hidráulico, P_1 , e Velocidade do jato d'água, V_2 .

A observação da Figura 4.30 torna evidente a influência da pressão (P_1) no funcionamento do flutuador e bomba hidráulica. A vazão de entrada é diminuída consideravelmente após a transição em δ (e consequentemente em P_1).

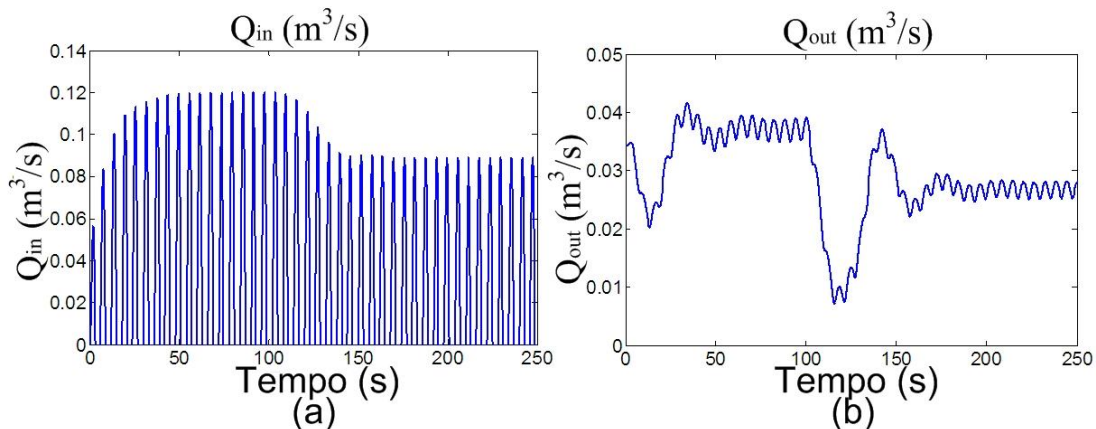


Figura 4.30: Vazão de entrada do sistema hidráulico, Q_{in} , e Vazão de saída do sistema hidráulico, Q_{out} .

Fisicamente entendendo, o aumento da pressão do sistema hidráulico acarreta um incremento da força de reação do pistão (F_p) e o flutuador passa a oscilar menos, bombeando um menor volume d'água para o sistema hidráulico. Como consequência, a potência hidráulica e mecânica transmitida ao eixo da turbina sofre um decréscimo como observado na Figura 4.31. Veja também que como ocorre um incremento na posição média do pistão (e consequentemente no valor médio de V_2) a velocidade mecânica ótima também deverá acompanhar esta variação para que a turbina hidráulica permaneça no seu ponto de máxima eficiência.

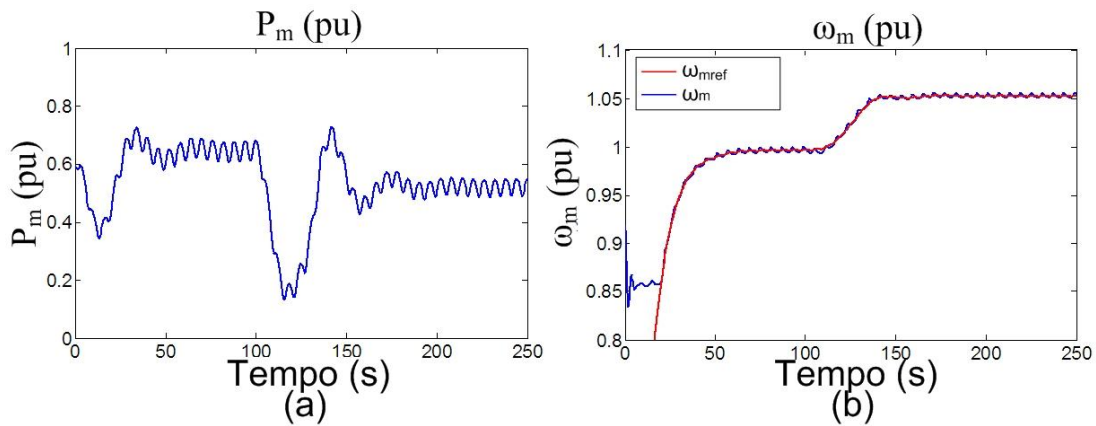


Figura 4.31: Potência mecânica no eixo da turbina, P_m e Velocidades mecânicas medida e de referência, ω_m e ω_{mref} .

A Figura 4.32 apresenta a corrente de eixo em quadratura injetada na rede elétrica e a tensão no PCC . Como resultado, após a transição na posição do pistão, menores flutuações são transmitidas à rede elétrica. As oscilações da tensão no PCC observadas são de 0,6% e 0,4% antes e depois da transição em δ , respectivamente.

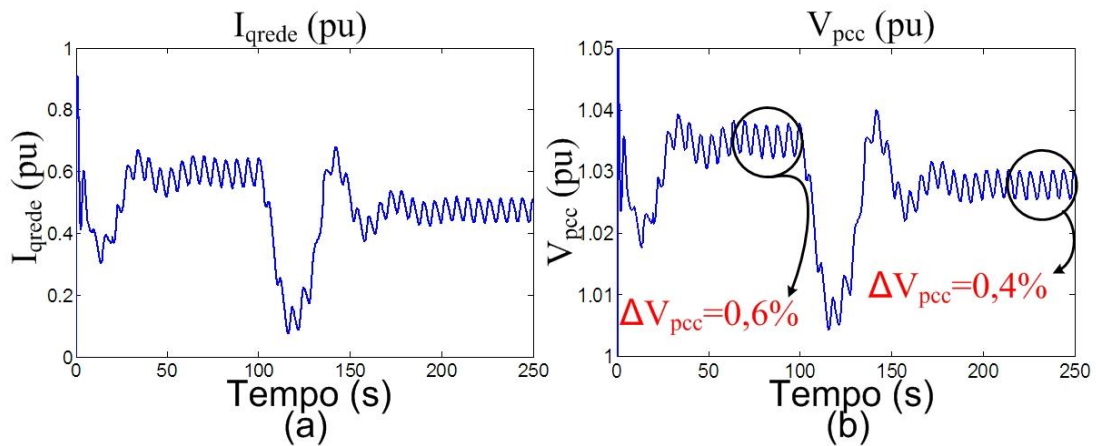


Figura 4.32: Corrente de eixo em quadratura fornecida à rede elétrica, I_{q_rede} e Tensão no PCC, V_{pcc} com detalhes.

4.2.2. Vazão de Saída Q_{out} Controlada e Mar Real

Nas simulações apresentadas nas seções anteriores o mar foi considerado sendo ideal, ou seja, ondas senoidais e monocromáticas. Porém, como apresentado na seção 2.1 o mar real é modelado pela superposição de várias componentes monocromáticas

em várias frequências. A fim de validar o funcionamento do controle proposto para mar real e analisar o comportamento do sistema, resultados de simulação são apresentados nesta seção.

Para tornar o caso de simulação ainda mais real, considerou-se a atuação de três conjuntos flutuadores-bombas injetando os respectivos volumes d'água no mesmo sistema hidráulico. Os parâmetros de cada flutuador e do sistema hidráulico são os mesmos apresentados na Tabela 4.1. Porém, como uma maior quantidade de potência será processada (o número de flutuadores triplicou), um gerador de 250 kVA / 380V, 2 pares de polos foi utilizado. Um estado de mar com altura significativa de onda (H_s) de 1m e período médio (T_{med}) de 6 segundos é modelado como apresentado na seção 2.1 e aplicado neste caso de simulação. O volume da câmara hiperbárica (V_{Lo}), pressão inicial do sistema hidráulico (P_o) e constante de inércia do conjunto turbina-gerador (H_r) utilizados foram de 5m^3 , $1,5 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ e 0,75 s, respectivamente. A rede elétrica de baixa tensão (380 V) conectada tem RCC de 30 e razão R/X_L igual a 4.

A Figura 4.33 apresenta a força de excitação que atua em cada flutuador para um tempo de simulação de 400 segundos.

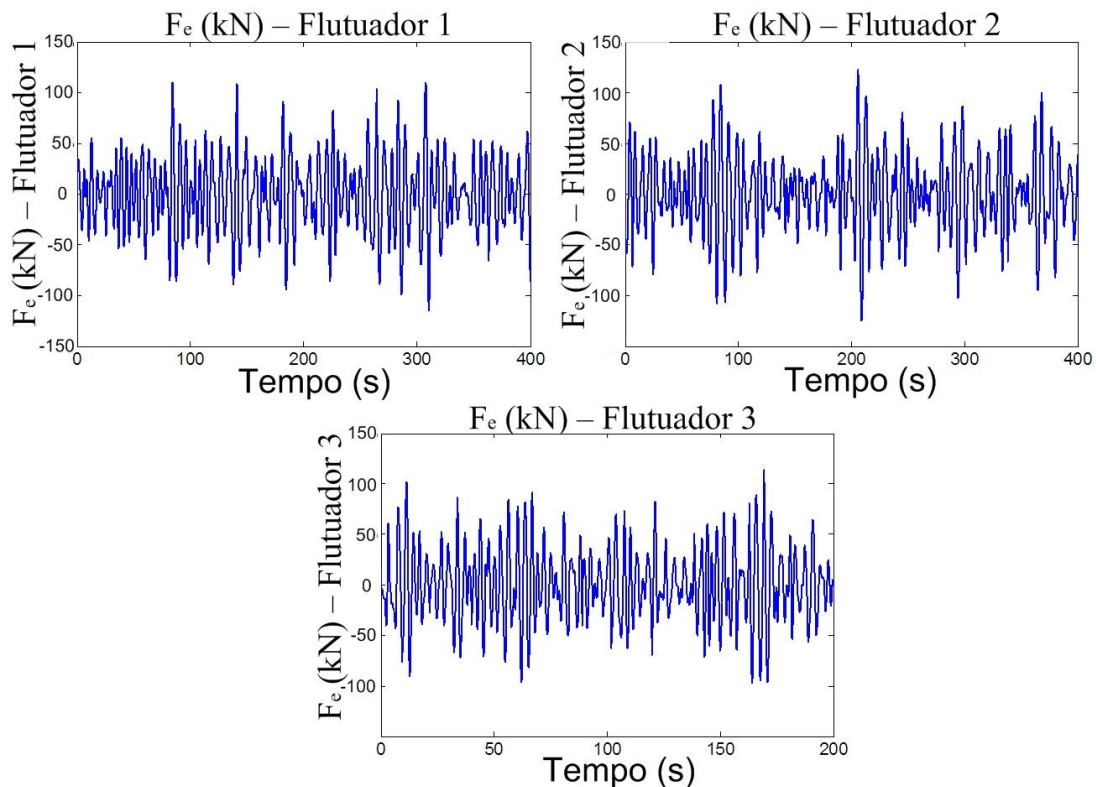


Figura 4.33: Forças de excitação dos flutuadores, F_e - Mar real.

As vazões injetadas no sistema hidráulico por cada módulo flutuador-bomba hidráulica são apresentadas na Figura 4.34. Diferentemente dos casos anteriores (mar regular) observa-se que a vazão média de entrada muda constantemente no decorrer do tempo. A vazão de entrada total consiste na soma das contribuições de cada módulo de bombeamento e seu perfil também é apresentado. Visivelmente a soma das vazões dos módulos resulta num perfil de potência de entrada total com maior nível médio (\bar{p}) e menor componente oscilante (\tilde{p}). Este comportamento é esperado com o aumento do número de módulos de bombeamento conectados no mesmo sistema hidráulico. Porém, um problema crítico em sistemas com grande número de flutuadores é a questão da superposição dos picos de vazão de flutuadores individuais. Logo, sistemas com estas características devem contar com sistemas mecânicos de proteção, intertravamento e válvulas de alívio de pressão.

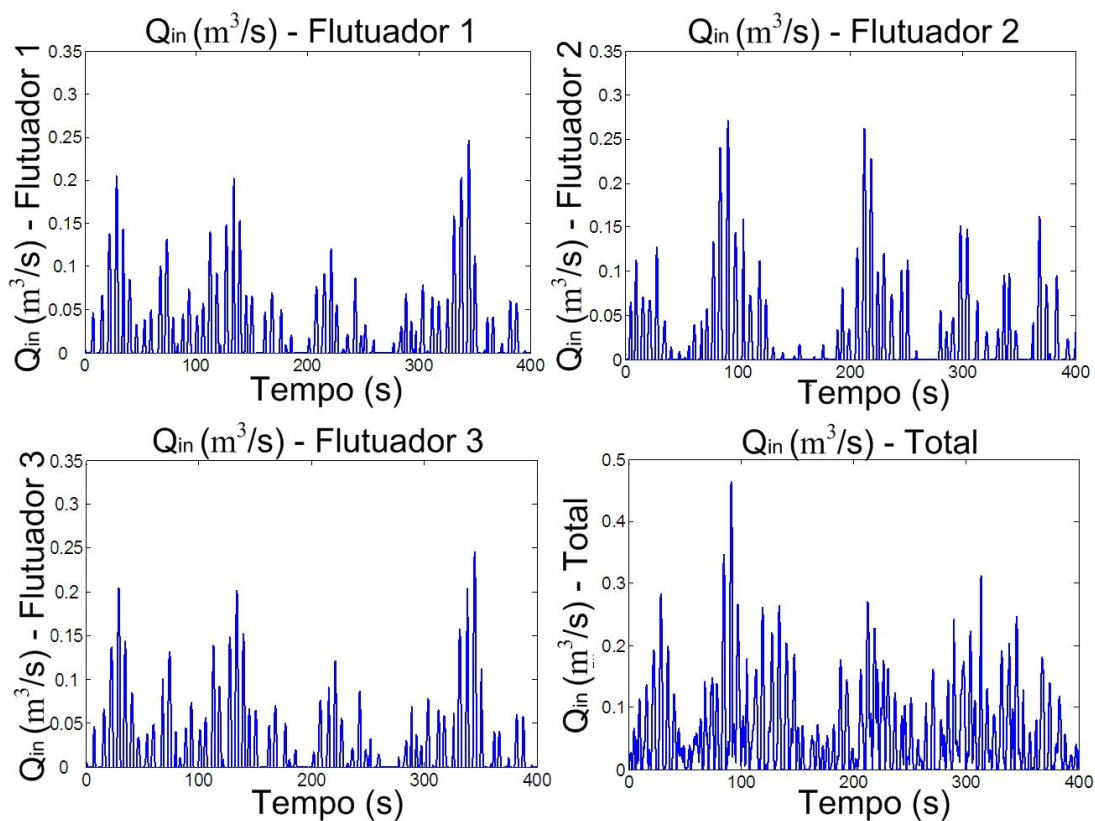


Figura 4.34: Vazões de entrada, por flutuador e total, Q_{in} - Mar real.

A Figura 4.35 apresenta o comportamento da posição do pistão (δ) e as vazões de entrada e saída do sistema hidráulico durante uma mudança na posição média de referência (δ_{ref}) de 0 a 0,4 m. A mudança no parâmetro de referência inicia-se aos 150

segundos de simulação e aumenta em rampa até os 230 segundos de simulação (inclinação 0,5%). Observa-se que a posição média do pistão acompanha a referência mantendo as flutuações ($\Delta\delta$) em torno do valor médio δ_{med} . As flutuações $\Delta\delta$ são características da filtragem da potência oscilante de entrada. A “suavização” da potência de entrada é claramente observada quando comparamos os perfis de vazões de entrada e saída.

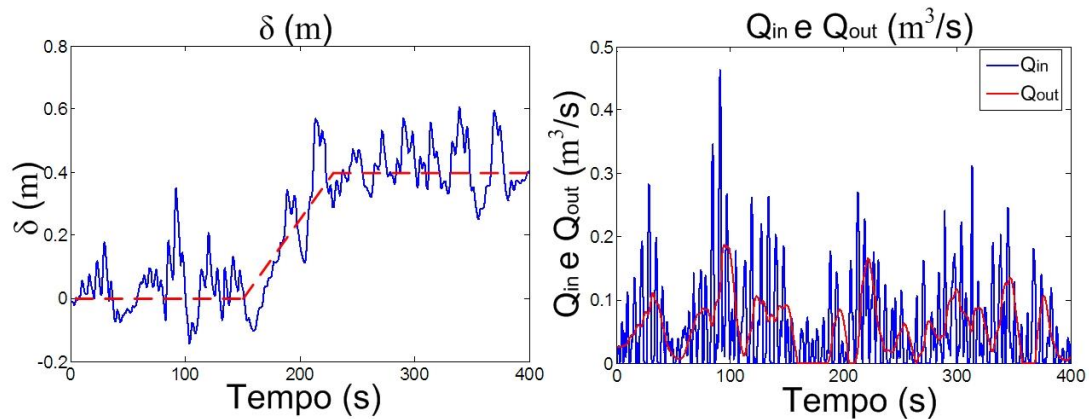


Figura 4.35: Posição do pistão do acumulador, δ e Vazões de entrada e saída do sistema hidráulico, Q_{in} e Q_{out} .

A pressão hidráulica (P_1) e a velocidade do jato d’água na saída do acumulador (V_2) são apresentadas na Figura 4.36. O comportamento destes parâmetros é similar aos casos apresentados anteriormente. Os níveis médios de P_1 e V_2 mudam com a posição média do pistão, porém as oscilações em torno do ponto médio continuam aparecendo, caracterizando a filtragem da potência oscilante absorvida das ondas.

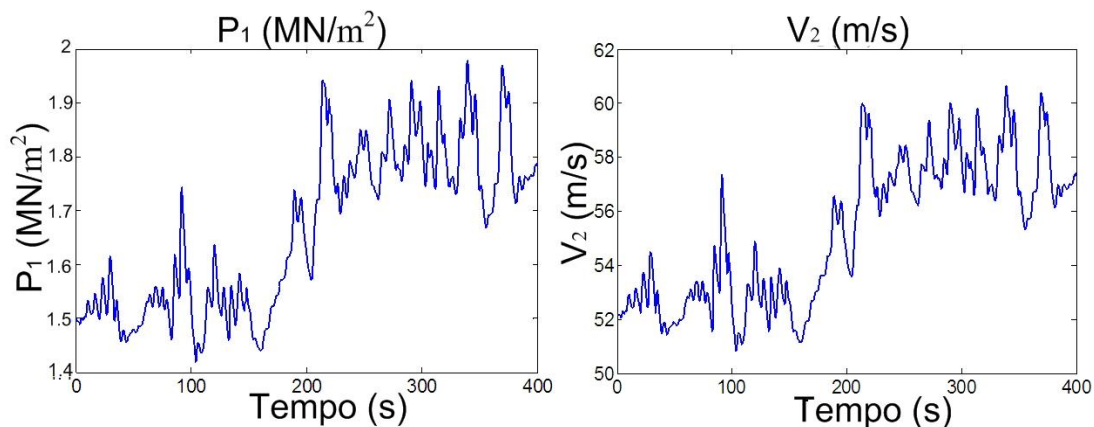


Figura 4.36: Pressão Hidráulica e Velocidade do jato d’água na saída do acumulador, P_1 e V_2 .

A área do jato d'água na saída do acumulador (A_2) e o erro (absoluto e filtrado) do controlador de área PI são apresentados na Figura 4.37. Observa-se que em alguns instantes A_2 é ceifado no patamar mínimo pelo limitador de área (saída do PI). Nestes instantes a vazão de entrada do sistema hidráulico (Q_{in}) é muito pequena, logo para manter a posição do pistão (δ) fixa a área A_2 cai aproximadamente à zero ($0,01 \text{ cm}^2$), praticamente “fechando” o acumulador hidropneumático.

Como esperado, o erro absoluto oscila em torno do valor zero. A filtragem deste erro é necessária para que apenas a parcela média da posição do pistão seja controlada. Assim, é desejável que o pistão oscile em torno de uma posição média (filtragem) e que a área A_2 tenha pequenas e lentas oscilações. Isto é feito com o aumento da constante de tempo do filtro passa baixa de primeira ordem (ver Figura 4.13). Porém, a adição do filtro insere um polo de malha fechada ao sistema. Como consequência, o aumento de sua constante de tempo aproxima o polo de malha fechada da origem do plano complexo diminuindo o amortecimento do sistema. Nestes casos (altas constantes de tempo do filtro) as mudanças no parâmetro de referência (δ_{ref}) devem ocorrer de forma lenta e suavizada.

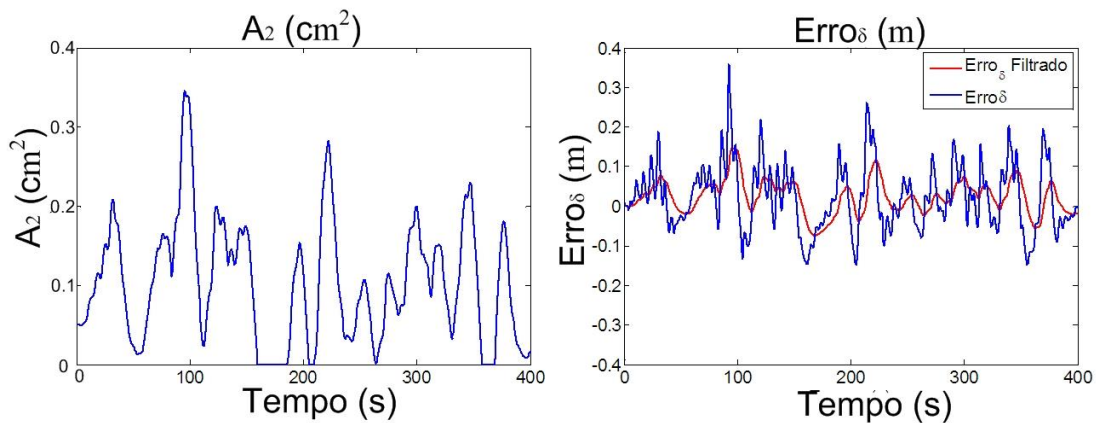


Figura 4.37: Área do jato d'água na saída do acumulador e Erro de posição do pistão interno do acumulado, A_2 e $Erro$.

Como já comentado a velocidade de referência do gerador depende da velocidade V_2 e conseqüentemente da pressão P_1 . Nas simulações anteriores utilizou-se a medição e filtragem da posição δ para estimar a velocidade ótima de referência ω_{mref} (ver Figura 4.2). Neste caso de simulação, admitiu-se que a posição δ segue a referência δ_{ref} . Logo, a estimação de P_1 , V_2 e ω_{mref} pode ser feita a partir de δ_{ref} , dispensando a utilização de qualquer tipo de filtragem.

A Figura 4.38 mostra que velocidade medida (ω_m) segue a referência (ω_{mref}), com exceção aos períodos em que a vazão de entrada é próxima à zero (entre 150 e 200 s e entre 350 e 380 s). Nestes intervalos, a área A_2 é praticamente nula e a potência mecânica no eixo da turbina se aproxima de zero (ver Figura 4.39). Consequentemente, a velocidade do conjunto turbina-gerador cai. A análise da Figura 4.39 mostra que nos instantes em que a potência mecânica (P_m) é nula a potência elétrica (P_e) também é nula. Ou seja, não ocorre a inversão do fluxo de potência elétrica do gerador no sentido de se manter a velocidade próxima à referência. Em outras palavras, após a desaceleração da máquina os limitadores do controlador PI de velocidade não deixam que uma corrente negativa de referência seja imposta. Quando um volume d'água significativo é novamente bombeado ao sistema hidráulico a área A_2 e vazão Q_{out} voltam a aumentar e a turbina é novamente acelerada devido à potência hidráulica injetada.

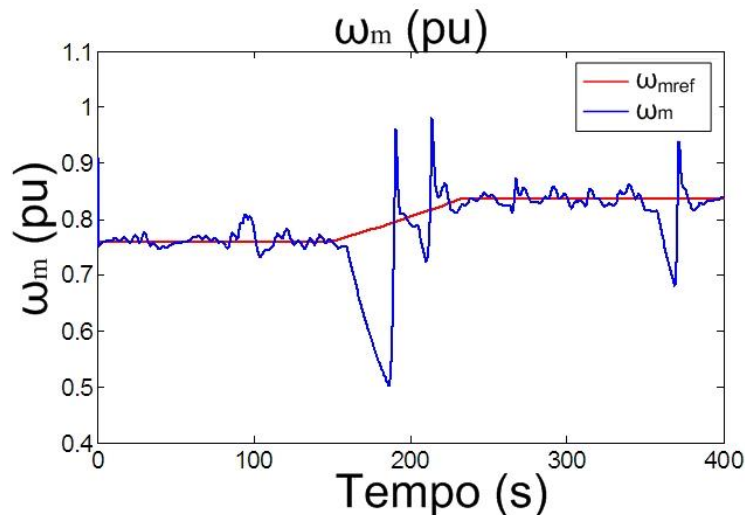


Figura 4.38: Velocidade mecânica medida e de referência, ω_m e ω_{mref} .

As potências mecânica (P_m) e elétrica (P_e) são muito similares. Porém, observa-se que nos momentos em que o estado de mar apresenta baixos conteúdos energéticos P_m e P_e se tornam nulos. A potência elétrica só volta a ser injetada na rede poucos segundos após (4 ou 5 segundos) o reaparecimento de potência mecânica no eixo. Neste intervalo de tempo a turbina está em aceleração pela ação do jato d'água. A análise da Figura 4.39 aponta que não existe nenhum ganho de filtragem adicional da potência oscilante quando o controle de velocidade é aplicado ao $DFIG$, pois todas as oscilações de potência mecânica são transferidas à rede elétrica.

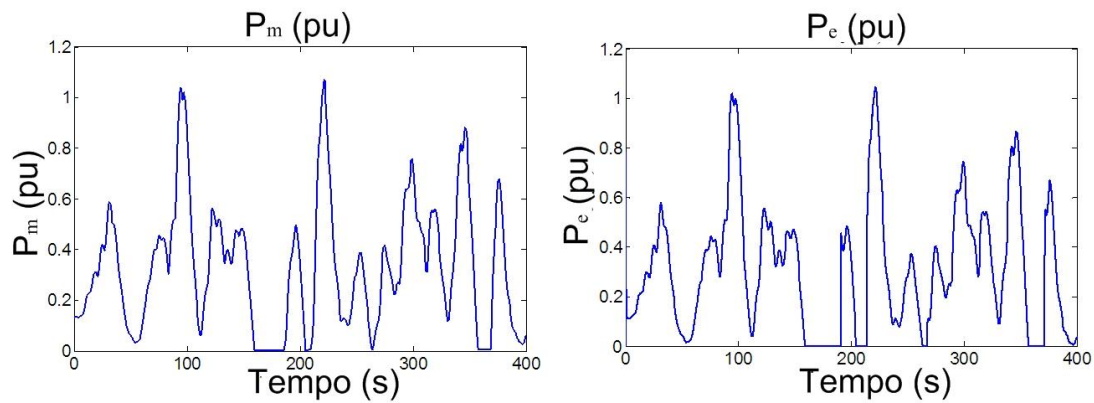


Figura 4.39: Potência mecânica e Potência elétrica, P_m e P_e .

A Figura 4.40 apresenta a corrente de eixo em quadratura e tensão no *PCC*. Como já comentado as oscilações apresentadas são similares às oscilações de potência mecânica (P_m) observadas. Porém, a tensão no *PCC* fica dentro dos limites estabelecidos por norma ($\pm 5\%$).

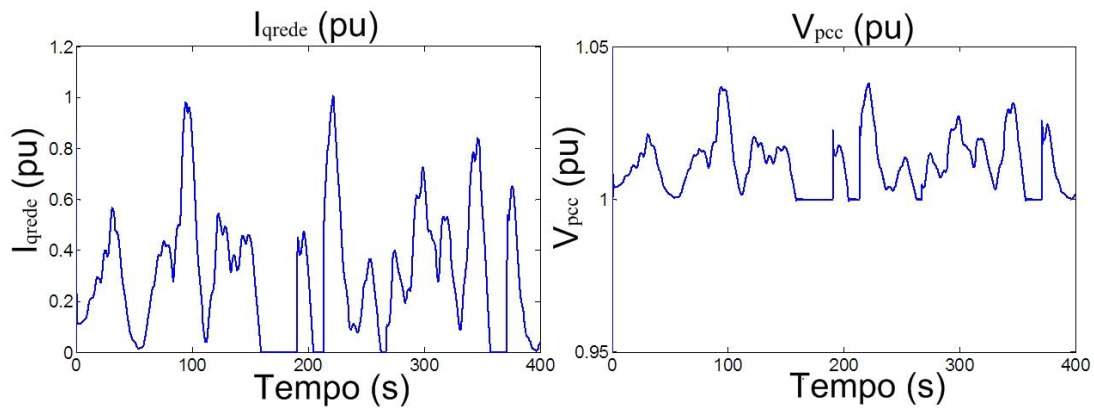


Figura 4.40: Corrente de eixo em quadratura injetada na rede elétrica e tensão no ponto de conexão comum, I_{qrede} e V_{pcc} .

4.3. Efeito da inércia do Conjunto turbina Gerador

Nas seções anteriores foi visto que o sistema hidráulico proporciona um determinado nível de filtragem da potência intermitente absorvida das ondas. Desta forma, as oscilações de potência propagadas ao sistema de conversão eletromecânico (turbina-gerador) dependem do volume da câmara hiperbárica. Porém, em determinados sítios de exploração nem sempre este volume pode ser aumentado indefinidamente, e também o custo deste equipamento é significativo. Por exemplo, em sítios de

exploração *offshore* geralmente a limitação de espaço disponível é um problema crítico e inviabiliza a utilização de grandes volumes de câmara hiperbárica.

Outra preocupação dos projetistas de sistemas de geração a partir de fontes intermitentes são as características dos sistemas elétricos aos quais estas são conectadas. À conexão em redes elétricas fracas (com baixas Relações de Curto Circuito - *RCC*) e muito resistivas (razão R/X_L entre 2 e 4) merecem uma atenção especial. Nestes casos, a flutuação da tensão devido ao perfil intermitente da potência injetada na rede é amplificada. Como consequência, os limites de tensão nominal estabelecidos por norma (0,95 a 1,05 pu) e os níveis de flutuações de tensão permissíveis (ver Figura 4.1) podem ser violados. Logo, soluções compatíveis com o sítio de exploração devem ser buscadas.

Neste enfoque, esta seção apresenta uma alternativa de armazenamento de energia e filtragem complementar das oscilações utilizando a inércia do grupo turbina-gerador. De fato, em determinados casos, o uso do armazenamento de energia no sistema hidráulico pode ser limitado, especialmente no que diz respeito à sua densidade de energia (Wh/m^3). Como visto nas seções anteriores, quando o controle de velocidade é aplicado ao *DFIG* nenhuma filtragem adicional é conseguida na conversão eletromecânica e a inércia da massa girante do sistema não é aproveitada. Porém, a simulação apresentada nesta seção propõe a utilização da inércia do conjunto turbina-gerador para incrementar o nível de filtragem, inclusive com a adição de volantes de inércia. Os volantes de inércia podem incrementar significativamente o nível de filtragem, e, ao mesmo tempo, possui uma densidade de energia ($10\text{-}20 \text{ kWh/m}^3$) maior que o sistema de armazenamento hidráulico [49].

As simulações apresentadas nesta seção utilizam os mesmos parâmetros da seção 4.2.2, com exceção do volume da câmara hiperbárica, reduzida a $1,5 \text{ m}^3$, e da constante de inércia do conjunto turbina-gerador, aumentada para 3 s. Observa-se que desta forma o nível de filtragem do sistema hidráulico foi drasticamente reduzido. Outra ressalva é que a filosofia de controle do *DFIG* agora deve permitir que a velocidade mecânica (ω_m) oscile, preferencialmente em torno da velocidade ótima de referência (ω_{mref}). Desta forma, as oscilações de potência hidráulica observadas no jato d'água serão suavizadas com a atuação da inércia do conjunto turbina-gerador. Consequentemente, menores oscilações serão transmitidas à rede elétrica.

Para que a velocidade do gerador fique “livre” para oscilar (naturalmente dentro de certos limites), o parâmetro controlado agora será a potência ativa da máquina, como

apresentado no capítulo 3 (seção 3.3.2). A potência reativa do estator é controlada no valor nulo e o gerador é magnetizado completamente pelo rotor. Neste caso, a potência ativa do estator de referência (P_{sref}) deve ser estimada a partir da potência hidráulica do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático (P_{hid}), incluindo-se as perdas da turbina (η_{turb}). Como a potência hidráulica é dada pelo produto da pressão pela vazão, o problema se resume na medição da vazão de saída do acumulador (Q_{out}), visto que a pressão P_I pode ser estimada a partir da posição de referência do pistão (δ_{ref}). A Figura 4.41 apresenta o diagrama de blocos do cálculo da potência de referência P_{sref} . Um filtro passa-baixa é utilizado na medição do parâmetro Q_{out} . Desta forma apenas a parcela média da potência hidráulica é utilizada. A constante de tempo do filtro utilizado é de 6 segundos e o rendimento da turbina 82%.

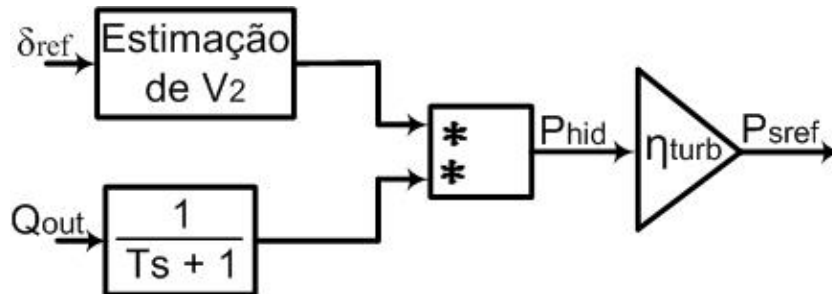


Figura 4.41: Cálculo da potência de referência (P_{sref}).

A Figura 4.42 apresenta as vazões injetadas no sistema hidráulico por cada módulo de bombeamento devido à ação das forças de excitação apresentadas na Figura 4.33. Novamente, o perfil da vazão total aponta a tendência do incremento da parcela média de potência com a redução da parcela oscilante de acordo com o aumento do número de flutuadores.

Como observado na Figura 4.43, a posição média do pistão do acumulador é controlada no valor zero durante todo período de simulação. As vazões de entrada e saída do acumulador hidropneumático também são observadas e a filtragem no primeiro estágio (sistema hidráulico) já é percebida.

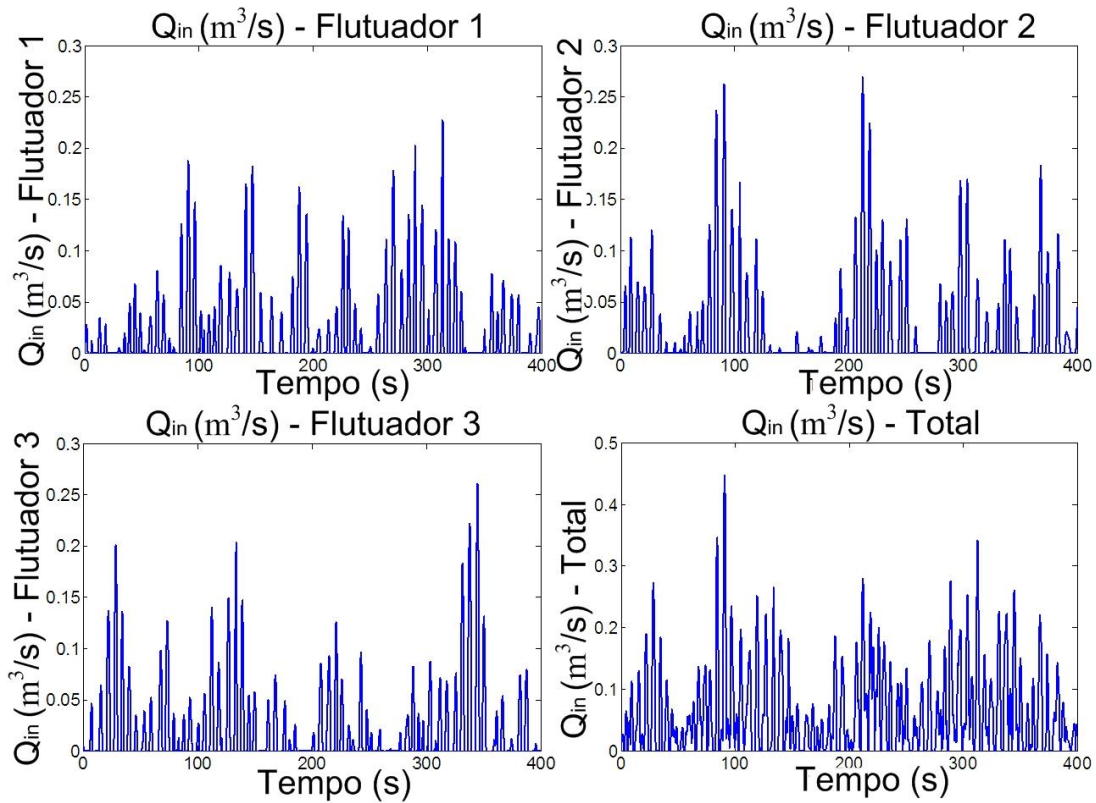


Figura 4.42: Vazões de entrada por flutuador e total, Q_{in} – Influência da inércia do rotor.

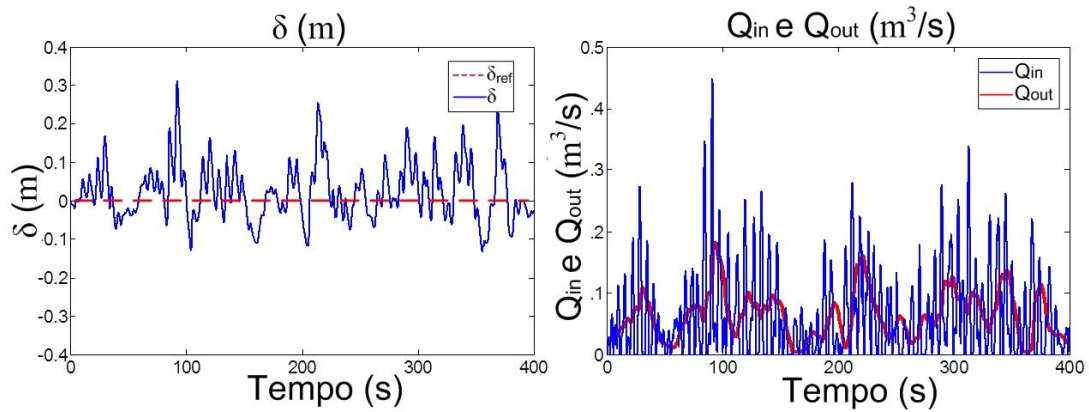


Figura 4.43: Posição do pistão interno do acumulador, δ e Vazões de entrada e saída do sistema hidráulico, Q_{in} e Q_{out} – Influência da inércia do rotor.

Um menor nível de filtragem do sistema hidráulico (quando comparada com a simulação da seção 4.2.2) é percebido através análise da Figura 4.44. Observa-se que as amplitudes das oscilações em P_1 e V_2 são maiores quando comparadas às oscilações observadas na Figura 4.36, onde o volume de câmara utilizado foi mais que três vezes maior. Uma atenção especial deve ser dada com relação aos picos de potência

transmitidos ao longo do sistema. Observe que aproximadamente aos 100 e 220 segundos de simulação ocorrem picos abruptos de pressão e velocidade do jato d'água. Estes picos de potência são causados pela sobreposição dos picos de vazão de entrada (Q_{in}) dos módulos de bombeamento e podem causar danos ao sistema se não eliminados por sistemas de proteção ou filtragem.

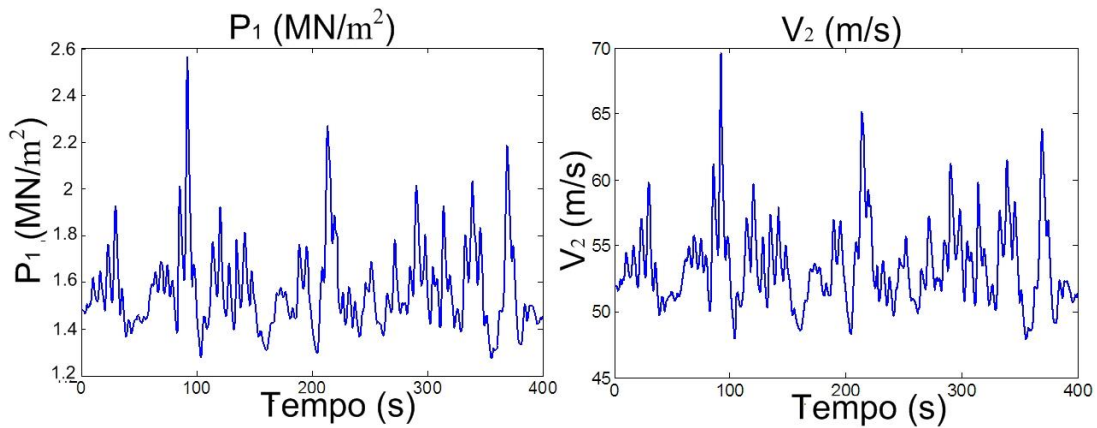


Figura 4.44: Pressão hidráulica, P_1 e velocidade do jato d'água na saída do acumulador, V_2 – Influência da inércia do rotor.

A Figura 4.45 apresenta a área do jato d'água na saída do acumulador e o erro de posição (absoluto e filtrado). Novamente o erro oscila em torno do valor nulo, validando a implementação da técnica de controle para situação de mar real.

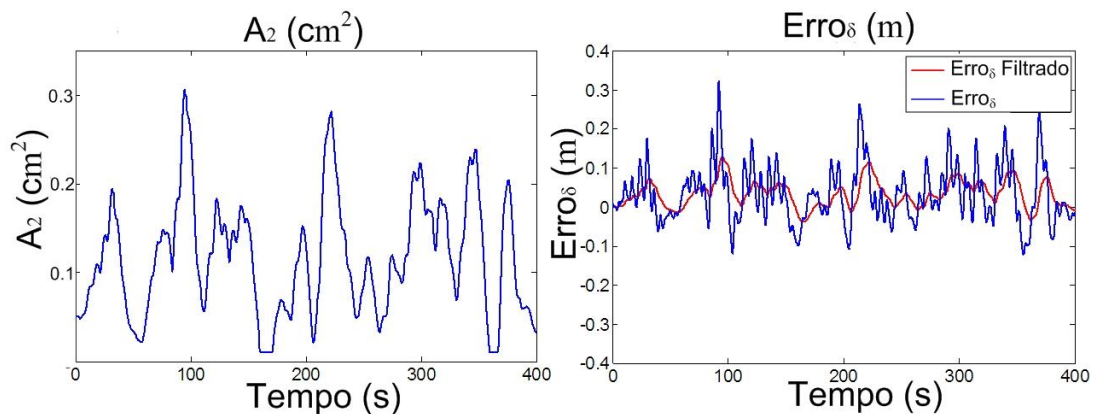


Figura 4.45: Área do jato d'água na saída do acumulador, A_2 e Erro de posição do pistão interno do acumulador, $Erro_\delta$ – Influência da inércia do rotor.

A análise da Figura 4.46 mostra que realmente esta estratégia de controle permite que a velocidade mecânica do conjunto turbina-gerador tenha significativas variações. Desta forma, a inércia é aproveitada para acrescentar um estágio adicional de filtragem ao sistema de geração. Como observado, devido às variações de velocidade uma maior potência ativa deve fluir pelo rotor da máquina. Neste caso P_r positivo significa potência ativa entrando no rotor do *DFIG* ($\omega_m < 1$ pu). Deve se atentar ainda que esta filosofia de controle demanda uma maior potência nominal dos conversores *VSC* em *back-to-back* especificados, pois a potência que flui pelo rotor depende do escorregamento da máquina. Como P_{sref} é calculada com a utilização de um filtro, o sistema é inicializado com velocidade e potência de referência constantes. Quando o filtro atinge o regime permanente, P_{sref} passa a ser calculada como apresentado na Figura 4.41 e a velocidade mecânica oscila de acordo com a diferença das potências mecânica e elétrica.

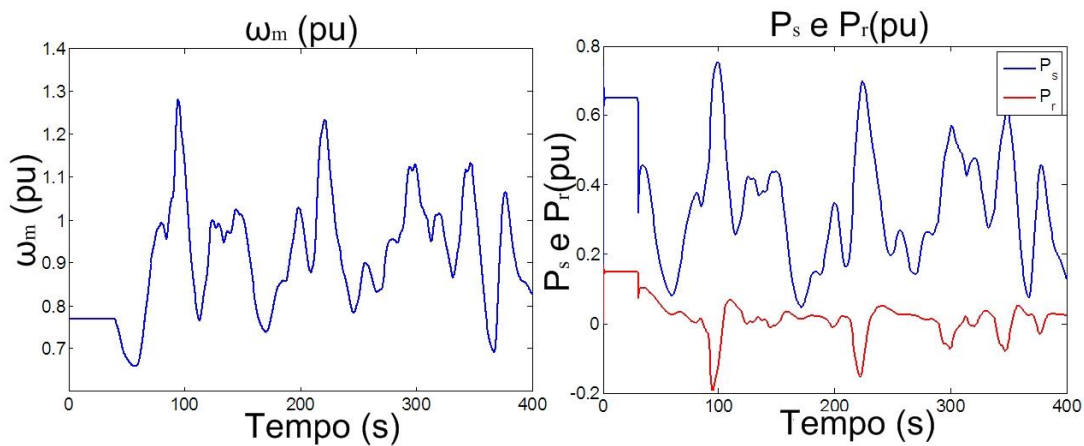


Figura 4.46: Velocidade mecânica do *DFIG*, ω_m e potências ativas do rotor e estator, P_s e P_r – Influência da inércia do rotor.

A potência de referência do estator e as potências mecânica e elétrica são apresentadas na Figura 4.47. É clara a suavização da potência elétrica (comparar com o resultado da Figura 4.39) e o benefício da utilização da inércia do rotor como filtro. A inércia do rotor (gerador + turbina + volante) é capaz de eliminar os picos de potência refletidos ao sistema de conversão eletromecânica (ver o pico de P_m nas proximidades dos 100 segundos de simulação) e atenuá-los significativamente até chegar à rede elétrica.

A Figura 4.48 apresenta a corrente de eixo em quadratura injetada na rede elétrica e a tensão no *PCC*. A comparação com os resultados apresentados na Figura

4.40 torna evidente o ganho de um estágio adicional de filtragem. A tensão no *PCC* é suavizada e fica dentro dos limites estabelecidos por norma.

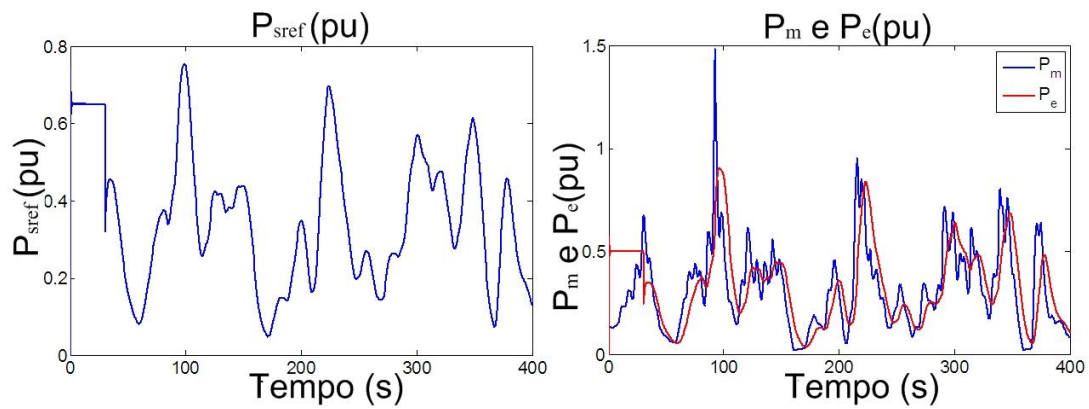


Figura 4.47: Potência ativa de referência do estator, P_{sref} e Potências mecânica e elétrica injetada na rede, P_m e P_e . – Influência da Inércia.

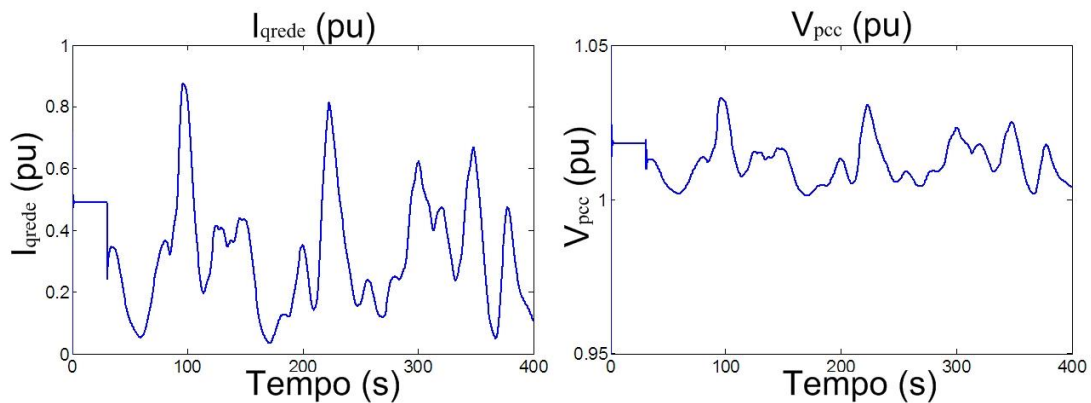


Figura 4.48: Corrente de eixo em quadratura injetada na rede elétrica, I_{qrede} e Tensão no ponto de conexão comum, V_{pcc} – Influência da Inércia.

4.4. Conclusões

O presente capítulo apresentou diversos resultados de simulações, implementadas a partir dos modelos matemáticos apresentados nos capítulos 2 e 3. Inicialmente, foram apresentados os resultados de simulações sem controle do sistema hidráulico, ou seja, sem regulação da vazão de saída (Q_{out}). Obviamente, na prática esta situação dificilmente seria aplicada, porém o objetivo aqui é puramente didático, a fim de passar a compreensão do funcionamento do sistema hidráulico, evidenciando qual a

influência de cada parâmetro (especialmente volumes, pressões e vazões) no comportamento global do sistema. Constatou-se que a principal característica do sistema hidráulico, a capacidade de “suavizar” ou “filtrar” as oscilações de vazão de entrada, é função direta do volume de câmara hiperbárica aplicado. Desta forma, maiores volumes de câmara são capazes de aumentar o nível de filtragem da potência oscilante absorvida das ondas.

Outro importante parâmetro observado, a pressão hidráulica (P_1), é fundamental no ajuste do ponto de operação do sistema completo. Como comentado, este parâmetro afeta diretamente a eficiência do conjunto flutuador-bomba e o ajuste da velocidade ótima do grupo turbina-gerador (ω_{mref}). Por um lado a pressão P_1 impõe uma restrição mecânica ao movimento do flutuador devido à ação da força F_p (ver Figura 2.7). Por outro lado, a pressão P_1 influencia diretamente a velocidade do jato d’água na saída do acumulador (ver cálculo de V_2 em (2.21)) e conseqüentemente na determinação da velocidade de referência ω_{mref} (ver Figura 2.10).

Tendo a variável chave para o funcionamento sistema, a pressão hidráulica P_1 , o presente trabalho propõe uma estratégia de controle integrada entre os sistemas hidráulico e eletromecânico a fim otimizar a extração de energia das ondas. A seção 4.2 apresenta os resultados da proposta de controle integrado. A técnica consiste no controle da posição média do pistão interno do acumulador (δ) associado com o controle de velocidade do gerador ($DFIG$). Como a pressão P_1 é função da posição δ , é possível então estabilizar o nível médio de pressão hidráulica num valor fixo, de forma a otimizar o funcionamento dos módulos de bombeamento. O controle foi implementado para situações de mar regular e real validando a proposta para quaisquer estados de mar.

Observou-se que o volume da câmara é um importante parâmetro no dimensionamento do sistema de conversão, pois além de determinar o nível de filtragem das oscilações, também influencia diretamente na faixa de ajuste de pressões hidráulicas. Isto é compreendido a partir da análise de (2.22). Dividindo o numerador e denominador desta equação por V_{Lo} , obtém-se:

$$P_1(t) = \frac{1}{1 - \frac{\Delta V_L}{V_{Lo}}} P_o, \quad (4.6)$$

onde ΔV_L é a máxima variação de volume de gás devido ao deslocamento do pistão do acumulador desde a posição mínima à posição máxima, dado por:

$$\Delta V_L = \delta_{\max} A_o - \delta_{\min} A_o. \quad (4.7)$$

O valor da relação $\Delta V_L/V_{Lo}$ definido no projeto do sistema hidráulico determinará a faixa de variação de pressão hidráulica ΔP_I , como sugere (4.6). A título de exemplo, um sistema hidráulico projetado para relação $\Delta V_L/V_{Lo}$ igual a 10% possuirá uma faixa de variação de pressão de aproximadamente 11%. Se o sistema hidráulico agora for projetado com a relação $\Delta V_L/V_{Lo}$ igual a 30%, a faixa de ajuste das possíveis pressões hidráulicas ΔP_I será de 42,8%. E suma, se a variação de volume devido ao deslocamento do pistão (ΔV_L) for mantida fixa, projetos hidráulicos que contemplam menores volumes de câmara hiperbárica (diminuição da relação $\Delta V_L/V_{Lo}$) possibilitarão uma maior faixa de ajuste da pressão hidráulica P_I . Em contrapartida, observar-se-á um menor nível de filtragem da parcela oscilante da potência absorvida, \tilde{p} . O contrário ocorre em projetos que contemplam maiores volumes de câmara hiperbárica, onde menores faixas de variação da pressão hidráulica ΔP_I será a principal característica, contudo maiores níveis de filtragem serão obtidos.

As simulações implementadas também apontaram que após um primeiro estágio de filtragem (o sistema hidráulico), é possível aproveitar a inércia da massa girante do conjunto turbina-gerador para suavizar as oscilações ainda observadas na potência hidráulica, acrescentando mais um estágio de filtragem ao sistema de conversão. Para que isto ocorra, é necessário que o controle da potência ativa do gerador seja aplicado, deixando-se a velocidade mecânica “livre” para oscilar dentro de uma determinada faixa. Obviamente, o preço a se pagar é um desvio no ponto de máxima eficiência da turbina, visto que a velocidade mecânica agora deve oscilar. Contudo, é possível também diminuir as oscilações de velocidade com o aumento da inércia conjunto turbina-gerador, inclusive com a adição de volantes. A Filtragem da potência oscilante é claramente observada quando se comparam as potências mecânica e elétrica na Figura 4.47. Outro benefício observado é a eliminação dos picos de potência, como mostrado na mesma Figura (aproximadamente aos 100 segundos de simulação).

Nota-se que com o cenário de muitas variáveis, cabe ao projetista estabelecer critérios que possibilitem o correto dimensionamento do sistema de conversão. Naturalmente, o correto dimensionamento dependerá de uma prévia análise do sítio de exploração, desde as características do mar local (determinação de estados de mar em

curtos e longos períodos) até a rede elétrica a ser conectada (informações sobre níveis de tensão, linhas de transmissão, potências de curto circuito, etc.).

Os sítios de exploração com redes elétricas disponíveis classificadas como “fracas” ($RCC < 20$) devem ter atenção especial dos projetistas visto que os níveis de tensão e frequência no PCC devem ser mais sensíveis às oscilações de potência injetada na rede. Logo, espera-se que os estágios de armazenamento de energia devam ter suas capacidades aumentadas a fim de minimizar as flutuações refletidas à rede elétrica. A título de exemplo, um local onde o estado de mar é extremamente variável (necessita de uma ampla faixa de ajuste ΔP_I), e, ao mesmo tempo, possui uma rede elétrica “fraca” disponível, deve ter a seguinte configuração dos sistemas de armazenamento de energia: baixo nível de armazenamento hidráulico (um menor volume de câmara é necessário para ampliar a faixa de ajuste ΔP_I) associado a maior capacidade de armazenamento na inércia das massas girantes (inclusive com adição de volantes) a fim de minimizar as intermitências refletidas à rede elétrica.

Locais com redes elétricas “fortes” devem ser menos favorecidos com as capacidades de armazenamento, visto que as intermitências são pouco influentes nos parâmetros de operação da rede. Em suma, os níveis de armazenamento utilizados e as filosofias de controle devem ser escolhidos analisando-se casos individuais não podendo se ditar uma regra geral.

5. Bancada Experimental

Este capítulo apresenta os resultados experimentais obtidos a partir de um emulador do sistema de geração proposto desenvolvido em laboratório. A Figura 5.1 apresenta uma visão geral do protótipo projetado no Laboratório de Eletrônica de Potência (ELEPOT) da COPPE / UFRJ. Basicamente, o sistema consiste de um *DFIG* acoplado eixo a eixo com um Motor de Indução Rotor Gaiola de Esquilo (*Squirrel Cage Induction Generator - SCIG*). Desta forma o *SCIG* impõe torque e velocidade mecânica ao *DFIG* emulando o comportamento da unidade de conversão primária (ver Figura 2.1). A unidade de conversão secundária foi desenvolvida com auxílio de uma máquina de indução de rotor bobinado (ver parâmetros na Tabela 3.1), um conversor *back-to-back* da SEMIKRON, um DSP modelo TMS320F2812 da TEXAS INSTRUMENTS e diversas placas de medição e condicionamento de sinais analógicos.

A reprodução do comportamento dos equipamentos da unidade de conversão primária é feita a partir da simulação dos modelos (apresentados no capítulo 2) no software MATLAB / SIMULINK. Como pode ser visto na Figura 5.2, as ondas que incidem no modelo do conjunto flutuador-bomba hidráulica resultarão numa vazão de entrada para o sistema hidráulico (Q_{in}). O sistema hidráulico por sua vez deve atuar como a primeira etapa de armazenamento de energia, filtrando a potência oscilante observada na vazão de entrada, produzindo uma vazão de saída (Q_{out}) mais suave. A influência da pressão do sistema hidráulico sobre o módulo de bombeamento também é modelada e por este motivo necessita-se de uma realimentação de P_1 (pressão hidráulica) para o modelo do conjunto flutuador-bomba.

O último modelo da unidade de conversão primária, o da turbina hidráulica, recebe como parâmetro de entrada a velocidade do jato d'água na saída do sistema hidráulico (V_2), a área do jato (A_2) e uma realimentação da velocidade mecânica de referência (ω_{mref}). Com estes parâmetros, calcula-se a potência mecânica (P_m) desenvolvida no eixo do gerador (*DFIG*). Finalmente, a potência mecânica juntamente com potência elétrica (P_e) e perdas por atrito ($B\omega_{mref}^2$) são utilizadas para solucionar a equação diferencial do movimento da máquina resultando na velocidade de referência

ω_{mref} . Esta velocidade de referência é então enviada através da saída analógica (placa de interface PCI 1711) para o conversor CFW-09 que irá controlar o SCIG. Note que o emulador desenvolvido irá reproduzir um comportamento de velocidade mecânica similar ao que seria observado na planta real. Na literatura pesquisada, foram encontrados 2 tipos de emuladores do acionamento primário de geradores: a partir da reprodução do torque mecânico (T_m) imposto ao gerador ou a partir da reprodução da velocidade mecânica (ω_m) imposta ao gerador [50]. Neste trabalho, optou-se pela topologia que reproduz a velocidade mecânica do sistema real a partir de um valor de referência calculado (ω_{mref}). A vantagem da estratégia escolhida é a possibilidade de representar os equipamentos armazenadores de energia (sistema hidropneumático e inércia do rotor) em ambiente de simulação (MATLAB / SIMULINK). Desta forma, diferentes configurações e capacidades de armazenamento podem ser “emuladas” e avaliadas em conjunto com a implementação em bancada experimental, do sistema de conversão eletromecânico (DFIG e conversor *back-to-back*).

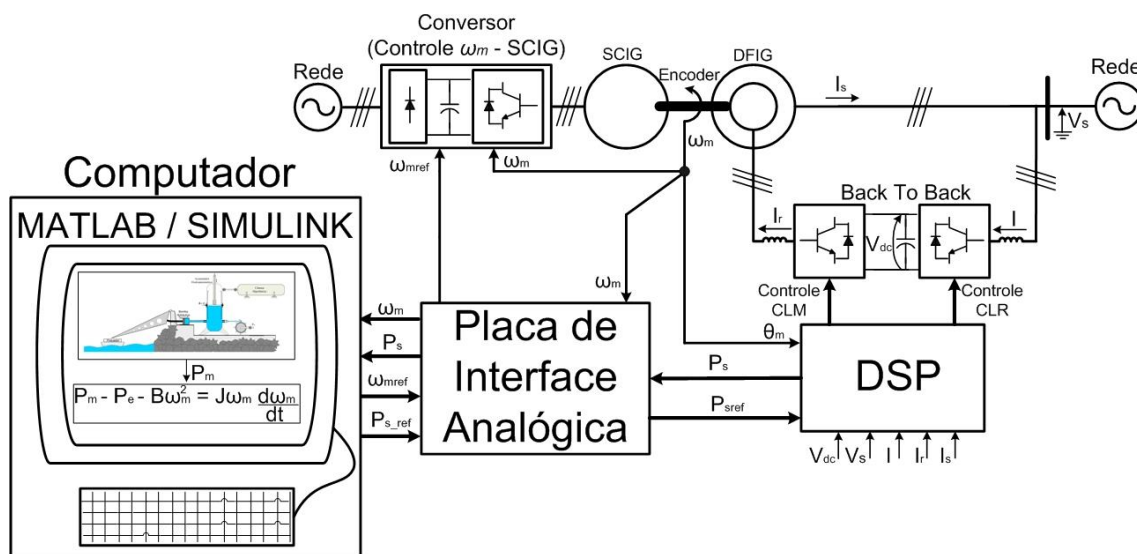


Figura 5.1: Diagrama esquemático do emulador do sistema de geração a partir de ondas do mar desenvolvido em laboratório.

O intercâmbio das entradas e saídas de sinais analógicos no computador (onde são implementados os modelos) é feito com auxílio de uma placa de interface analógica PCI 1711 da ADVANTECH, conectada ao barramento PCI. Os parâmetros de entrada são potência do estator (P_s , enviada pelo DSP) e velocidade mecânica (ω_m , enviada pelo encoder). A potência elétrica da máquina (P_e) é calculada a partir da diferença entre as

potências ativas do estator e rotor. A potência do rotor é um percentual da potência do estator (a depender do escorregamento da máquina) e para seu cálculo assume-se que a velocidade mecânica (ω_m) segue a referência (ω_{mref}). Assim o parâmetro ω_{mref} foi utilizado para o cálculo do escorregamento, evitando a introdução dos ruídos presentes no sinal analógico na malha de modelagem dos equipamentos. Os sinais de saída são a potência do estator de referência (P_{sref} , calculada como apresentado na Figura 4.41 e enviada ao DSP) e velocidade mecânica de referência (ω_{mref} , calculada a partir da equação diferencial do movimento da máquina e enviada ao CFW-09).

Na Figura 5.2 observa-se que ainda dentro do ambiente de simulação um ganho de escala é aplicado à potência de referência do estator (P_{sref}) enviada ao DSP. De forma análoga, o ganho inverso é aplicado ao valor medido da potência do estator (P_s), recebida do DSP. Desta forma conseguimos reduzir pela metade a potência ativa que será demandada do *DFIG* e conseqüentemente do *SCIG*. Este procedimento foi adotado devido à limitação de potência ativa imposta pelo conversor CFW-09 que aciona o *SCIG*.

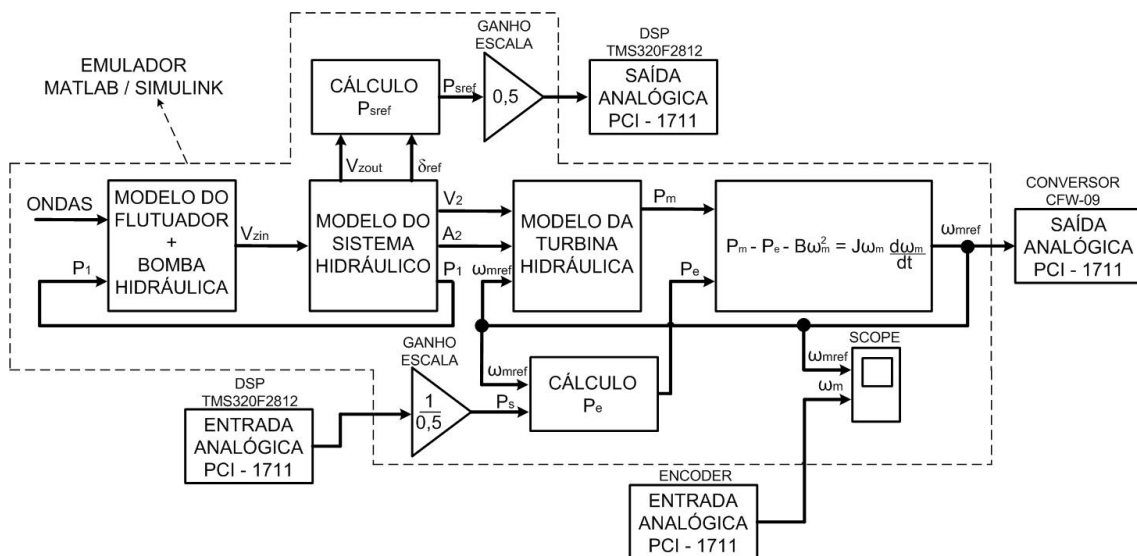


Figura 5.2: Diagrama de blocos do emulador da unidade de conversão primária implementado no MATLAB / SIMULINK.

Uma vantagem adquirida com a emulação do sistema real em laboratório é que as inércias dos sistemas de armazenamento (hidráulico e mecânico) podem ser representadas internamente no software MATLAB / SIMULINK. Desta forma, diversas configurações de sistemas de armazenamento podem ser reproduzidas sem a necessidade da presença física dos mesmos (geralmente ocupam grandes volumes). Ao

mesmo tempo a integração entre os controles do sistema hidráulico e do *DFIG* também pode ser avaliada. O *DFIG* utilizado é o mesmo utilizado na seção 3.3 (ver Tabela 4.1 com os dados da máquina).

5.1. Mar regular

Nesta seção serão apresentados os resultados experimentais para mar regular com altura de onda 0,5 m e período de 6 segundos. As configurações de câmara hiperbárica utilizadas foram de 1,5 e 5,5 m³. Adicionalmente, observou-se o efeito da inércia do rotor (gerador e turbina) com a utilização das configurações: topologia de câmara 1,5 m³ combinada com constantes de inércia de 3,25 e 2 segundos. Na seção seguinte, apresenta-se a configuração com volume de câmara de 5,5 m³ combinada com constante de inércia do rotor de 1 segundo.

5.1.1. Volume da Câmara Hiperbárica (V_{Lo}) de 1,5 m³

Esta seção apresenta uma configuração com baixo nível de filtragem da potência oscilante \tilde{p} no primeiro estágio (sistema hidráulico) combinada com moderados níveis de filtragem na inércia girante (3,25 e 2 segundos de constante de inércia). Sistemas com constantes de inércias girantes de até 10 segundos associados à *DFIGs* são utilizados para filtragem de potência oscilante. A Figura 5.3 apresenta a força de excitação (F_e) e vazão de entrada (Q_{in}) do sistema hidráulico. A força de excitação tem amplitude de 53 kN e o pico de vazão observado foi de aproximadamente 0,085 m³/s (85 l/s).

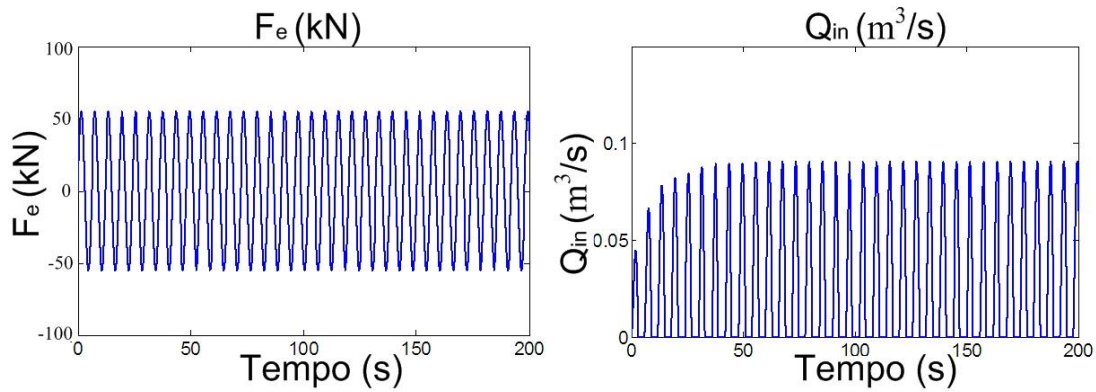


Figura 5.3: Força de excitação, F_e e vazão de entrada do sistema hidráulico, Q_{in} – Mar regular, $V_{Lo} = 1,5 \text{ m}^3$.

A posição do êmbolo interno do acumulador hidropneumático foi controlada na posição média 0 m (zero) e tem comportamento apresentado na Figura 5.4. Como já discutido no capítulo 4, as oscilações em torno do ponto médio são resultado do perfil pulsado de Q_{in} . A filtragem obtida no primeiro estágio pode ser observada pelo perfil da vazão de saída (Q_{out}), que tem nível médio de aproximadamente $0,027 \text{ m}^3/\text{s}$ (27 l/s) e uma oscilação de aproximadamente $0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ (5 l/s).

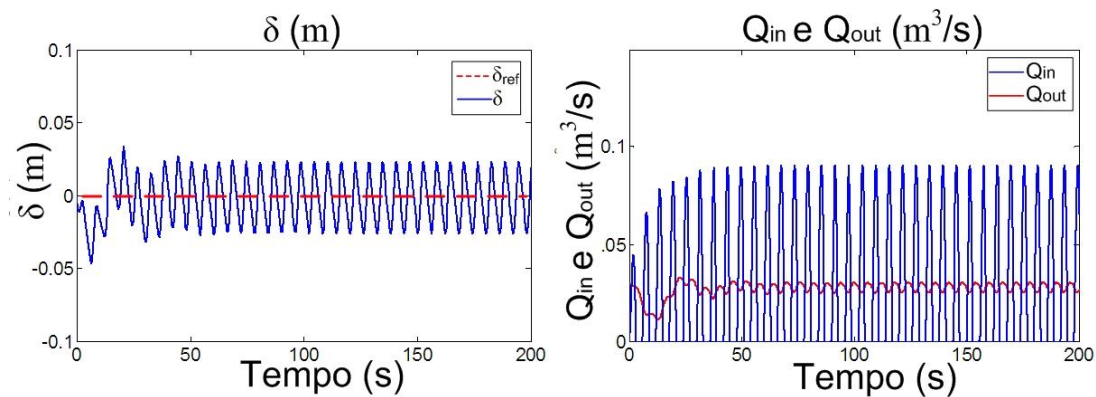


Figura 5.4: Posição do pistão do acumulador hidropneumático, δ e vazões de entrada e saída do sistema hidráulico, Q_{in} e Q_{out} – Mar regular, $V_{Lo} = 1,5 \text{ m}^3$.

Os comportamentos da área do jato d'água (A_2) e do erro de posição do pistão ($Erro_\delta$ e $Erro_\delta Filtrado$) são observados na Figura 5.5. O parâmetro A_2 tem valor médio de $4,5 \text{ cm}^2$ com variação de $0,9 \text{ cm}^2$ enquanto que $Erro_\delta Filtrado$ se aproximou de zero.

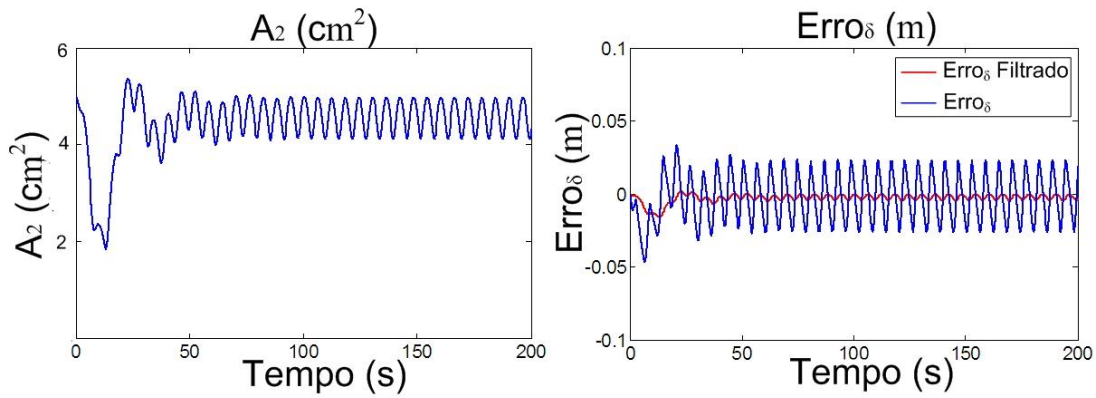


Figura 5.5: Área do jato d'água na saída do acumulador, A_2 e Erro de posição do pistão do acumulador, $Erro_\delta$ e $Erro_\delta Filtrado$ – Mar regular, $V_{Lo} = 1,5 \text{ m}^3$.

A Figura 5.6 mostra que a velocidade V_2 tem perfil semelhante à pressão P_1 , porém com patamares médios e de oscilação diferentes. O valor médio de V_2 observado foi aproximadamente 61 m/s, o que determinaria uma velocidade ótima de rotação da turbina (ω_{mref}) de 0,9 pu.

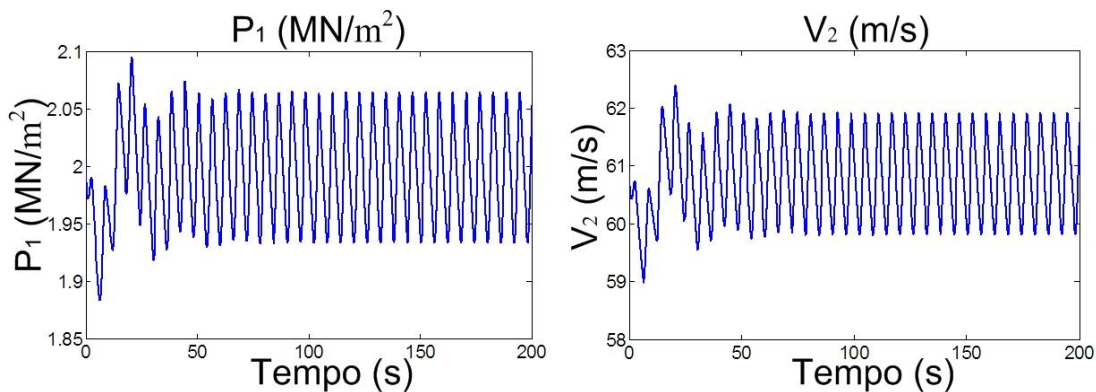


Figura 5.6: Pressão hidráulica, P_1 e velocidade do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático, V_2 – Mar regular, $V_{Lo} = 1,5 \text{ m}^3$.

Diante do comportamento dos parâmetros hidráulicos observados, o estimador da Figura 4.41 determina a potência de referência P_{sref} com perfil mostrado na Figura 5.7. Os valores medidos e de referência (P_{sref} e P_s) são bem semelhantes para ambos os casos de constantes de inércia do rotor. Na figura 5.7 observa-se um pequeno desvio entre P_{sref} e Q_s em regime permanente. Este desvio se deu pela dificuldade inicial em se fazer a calibração dos circuitos condicionamento do sinal analógico P_s . Porém, nos experimentos seguintes este desvio foi extinto (ver Figuras 5.15 e 5.23) com utilização de estágios complementares de amplificação de sinais.

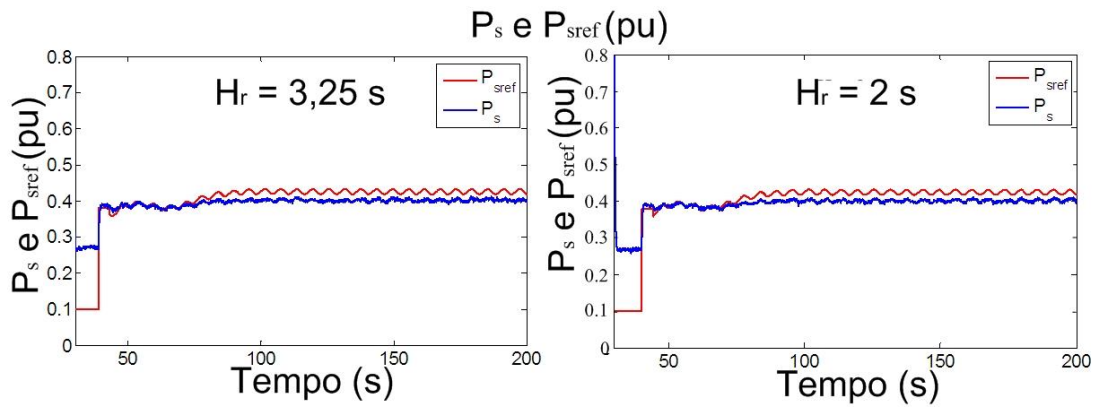


Figura 5.7: Potência ativa do estator, P_{sref} , P_s - H_r de 3,25 e 2 s – Mar regular, $V_{Lo} = 1,5$ m³.

O detalhes das potências ativas do estator (P_s) e rotor (P_r) são observados nas Figuras 5.8 e 5.9, respectivamente. As potências do estator são muito semelhantes, porém para o caso de menor inércia, P_r é ligeiramente mais oscilante com aproximadamente 1 % de oscilação.

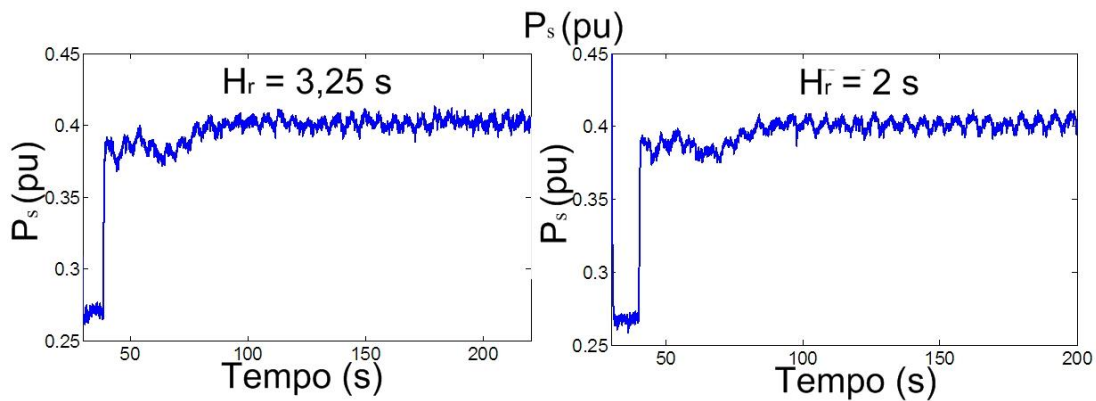


Figura 5.8: Potência do estator, P_s - H_r de 3,25 e 2 s – mar regular, $V_{Lo} = 1,5$ m³.

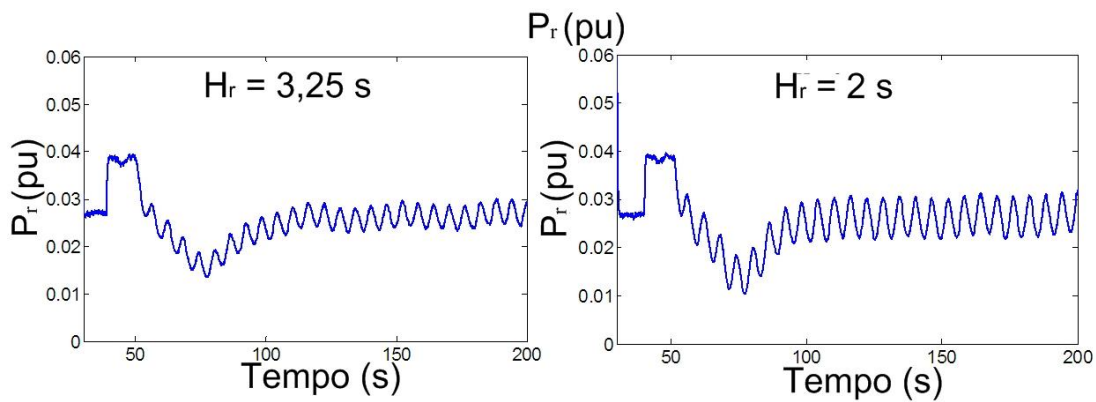


Figura 5.9: Potência do rotor, P_r - H_r de 3,25 e 2 s – mar regular, $V_{Lo} = 1,5$ m³.

O comportamento das potências do rotor e estator determinam a potência elétrica total da máquina. As potências elétrica e mecânica são apresentadas na Figura 5.10. Obviamente, o perfil de P_m é idêntico nos dois casos de inércia do rotor, porém P_e apresentou flutuações distintas sendo um pouco maiores para o caso de $H_r = 2$ s. É clara a atuação da segunda etapa de armazenamento (inércia do rotor) na filtragem da potência oscilante extraída das ondas. Observa-se ainda que os perfis das potências geradas são bastante similares e apresentam oscilações de 0,5 % e 1% pu para H_r de 3,25 e 2 segundos, respectivamente.

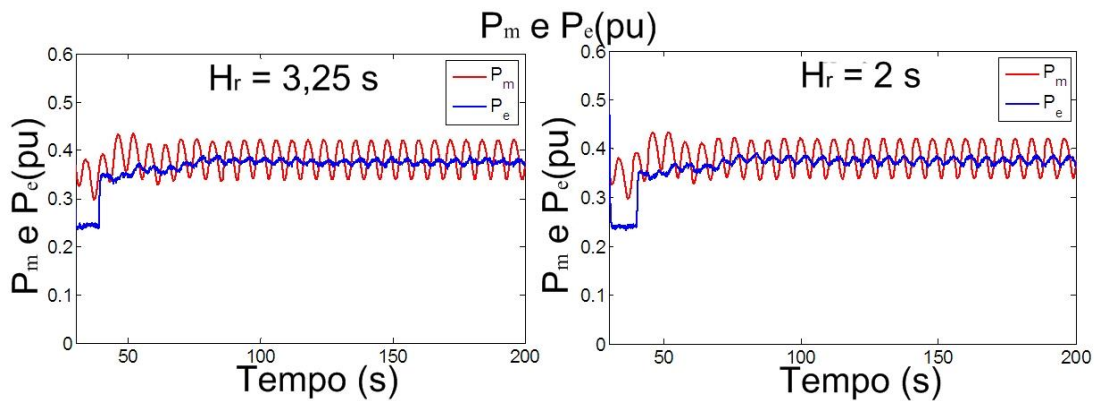


Figura 5.10: Potência mecânica, P_m e Potência elétrica, P_e - H_r de 3,25 e 2 s – Mar regular, $V_{Lo} = 1,5 \text{ m}^3$.

Os perfis de velocidade mecânica para ambas as constantes de inércia do rotor são observadas na Figura 5.11. O valor medido segue a referência em ambos os casos e logicamente as oscilações de velocidade são maiores para o caso de menor constante de inércia do rotor. Apesar da diferença observada nos níveis de oscilação de velocidade, os dois casos de inércia do rotor representados apresentam níveis de filtragem bastante similares. Novamente deve se esclarecer que a pequena diferença no nível dc de ω_m e ω_{mref} se deu pela dificuldade na calibração dos ganhos de amplificação nos circuitos de condicionamento de sinais.

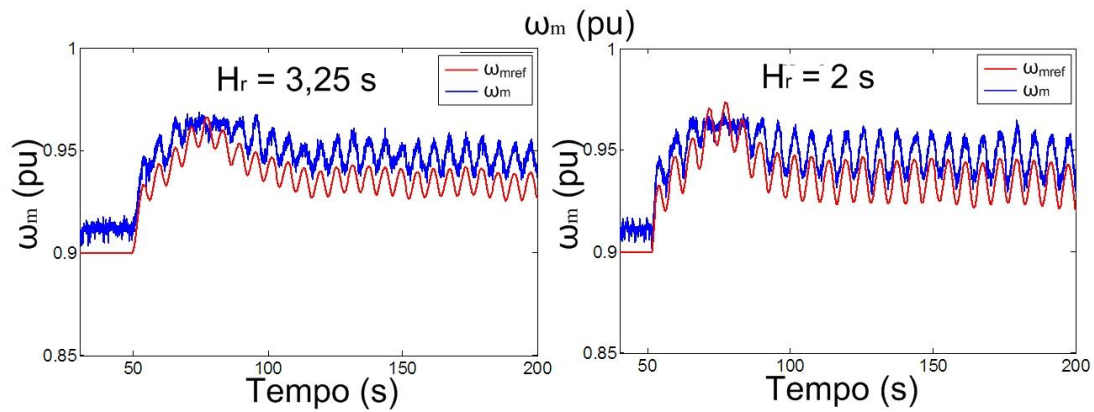


Figura 5.11: Velocidade mecânica, ω_m e ω_{mref} - H_r de 3,25 e 2 segundos – Mar regular, $V_{Lo} = 1,5 \text{ m}^3$.

5.1.2. Volume da Câmara Hiperbárica (V_{Lo}) de $5,5 \text{ m}^3$

Nesta seção apresenta-se uma combinação de maior nível de filtragem no sistema hidráulico ($V_{Lo} = 5,5 \text{ m}^3$) e baixa constante de inércia do rotor ($H_r = 1$ segundo). A posição do pistão (δ), vazões (Q_{in} e Q_{out}), área do jato (A_2) e erro de posição ($Erro_\delta$ e $Erro_\delta Filtrado$) são apresentadas nas Figuras 5.12 e 5.13.

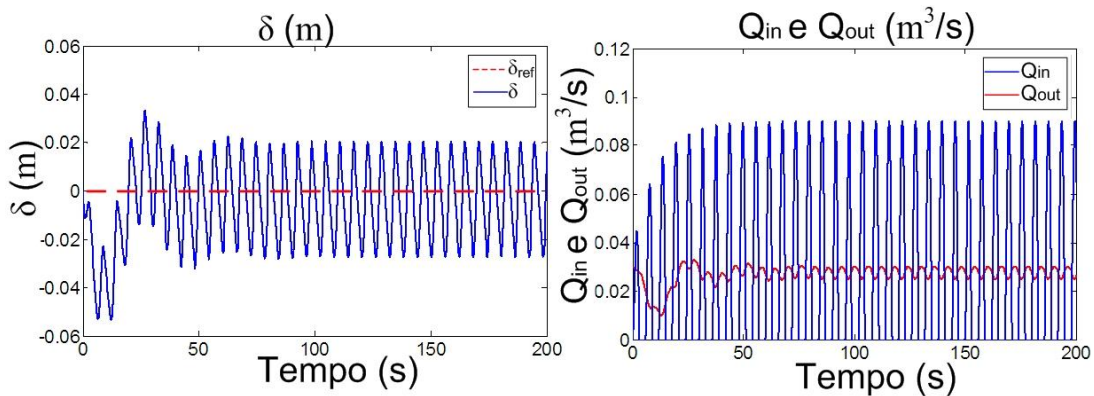


Figura 5.12: Posição do pistão do acumulador, δ e vazões do sistema hidráulico, Q_{in} e Q_{out} – Mar regular, $V_{Lo} = 5,5 \text{ m}^3$.

Os comportamentos dos parâmetros do sistema hidráulico são semelhantes aos observados na seção 5.1.1, porém a única observação a ser feita é que a área A_2 e a vazão Q_{out} possuem uma menor parcela oscilante quando comparado ao caso apresentado na seção anterior.

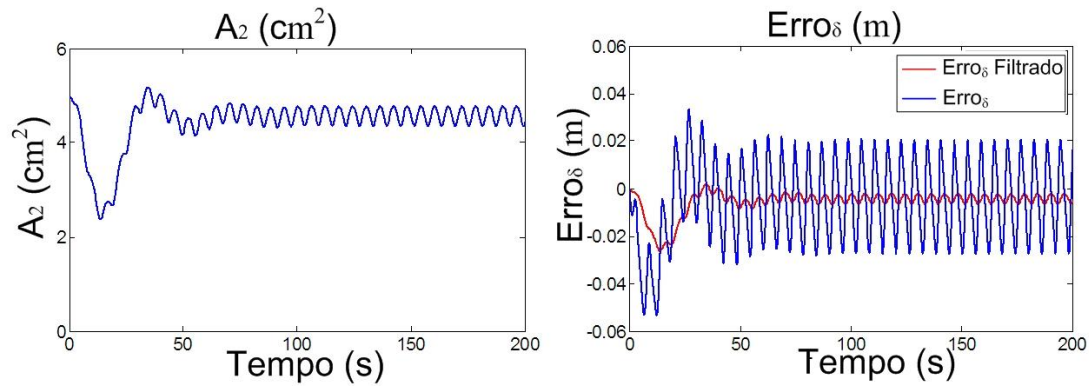


Figura 5.13: Área do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático, A_2 e erro de posição do pistão do acumulador, $Erro_\delta$ e $Erro_\delta$ Filtrado – Mar regular, $V_{Lo} = 5,5 \text{ m}^3$.

O maior nível de filtragem do primeiro estágio de armazenamento de energia obtido com a implementação de um maior volume de câmara também é observado na Figura 5.14. Comparando os perfis de P_1 e V_2 das Figuras 5.14 e 5.6 comprova-se a direta influência do volume da câmara na filtragem das intermitências das ondas.

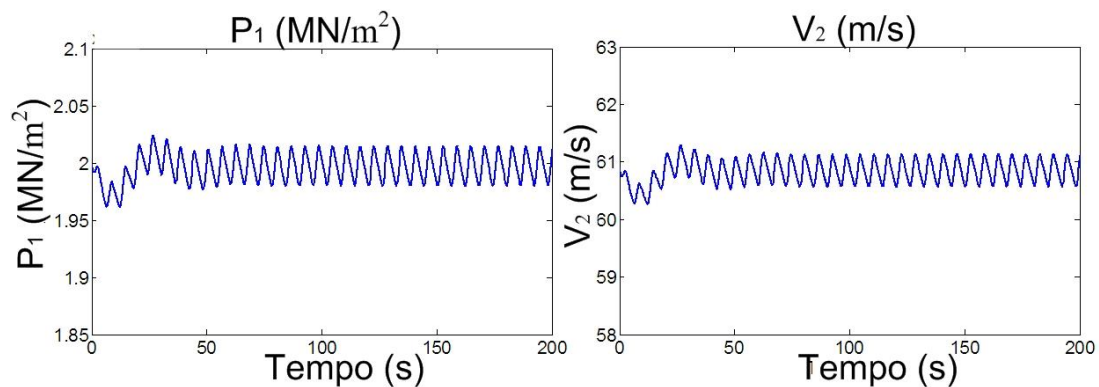


Figura 5.14: Pressão hidráulica, P_1 e velocidade do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático, V_2 – Mar regular, $V_{Lo} = 5,5 \text{ m}^3$.

A Figura 5.15 apresenta a potência ativa do estator (P_s e P_{sref}) e potências mecânica e elétrica (P_m e P_e). Novamente constata-se a filtragem adicional na inércia do rotor. Porém, a comparação de P_m e P_e com os resultados da Figura 5.10 mostram que a configuração apresentada nesta seção tem menor capacidade de filtragem que os casos apresentados na seção 5.1.1, pois apresenta uma maior oscilação na potência elétrica (1,5 %) injetada na rede elétrica.

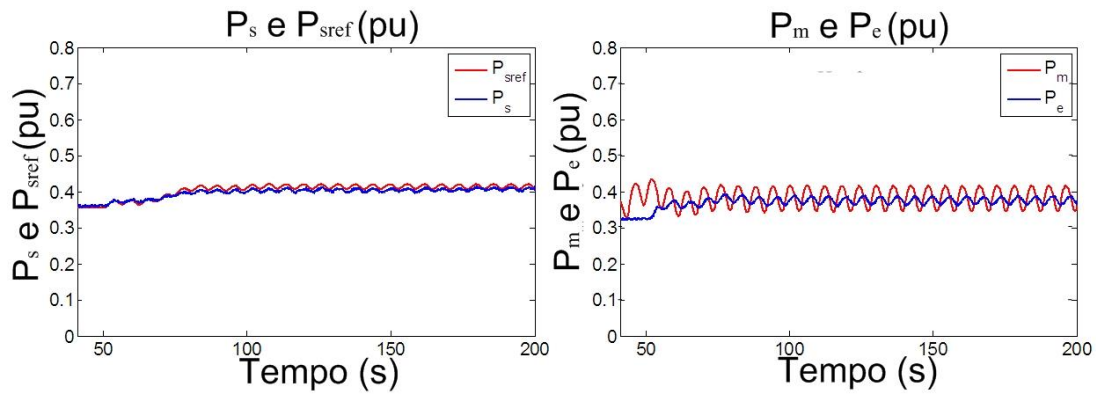


Figura 5.15: Potência do estator medida e de referência, P_s e P_{sref} e potências mecânica e elétrica, P_m e P_e – Mar regular, $V_{Lo} = 5,5 \text{ m}^3$.

A Figura 5.16 mostra os detalhes das potências do estator e rotor (P_s e P_r). Maiores oscilações são observadas em P_r quando comparamos com os casos apresentados na Figura 5.9.

A velocidade mecânica da máquina (ω_m e ω_{mref}) é observada na Figura 5.17. A menor inércia do rotor determina maiores oscilações de velocidade, quando comparadas aos casos apresentados na seção 5.1.1. A utilização de pequenas inércias do rotor requer um cuidado especial no que diz respeito ao *stress* mecânico causado no eixo principal da máquina devido às grandes variações de ω_m .

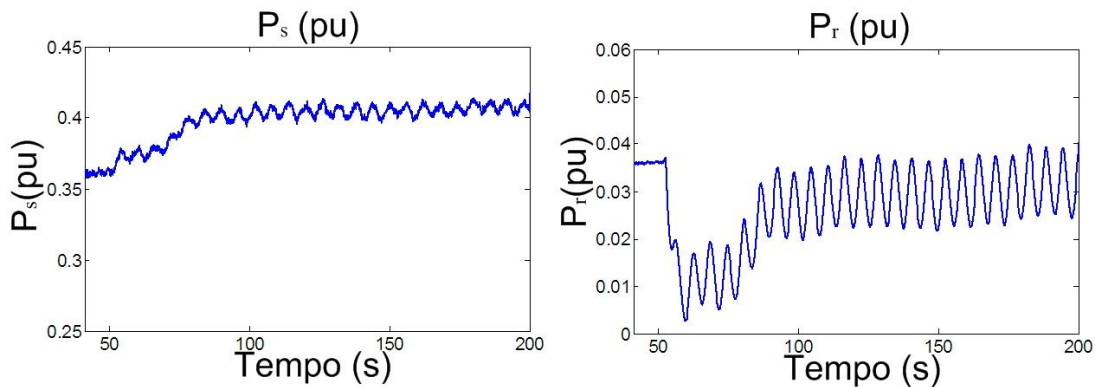


Figura 5.16: Potência do estator, P_s e potência do rotor, P_r – Mar regular, $V_{Lo} = 5,5 \text{ m}^3$.

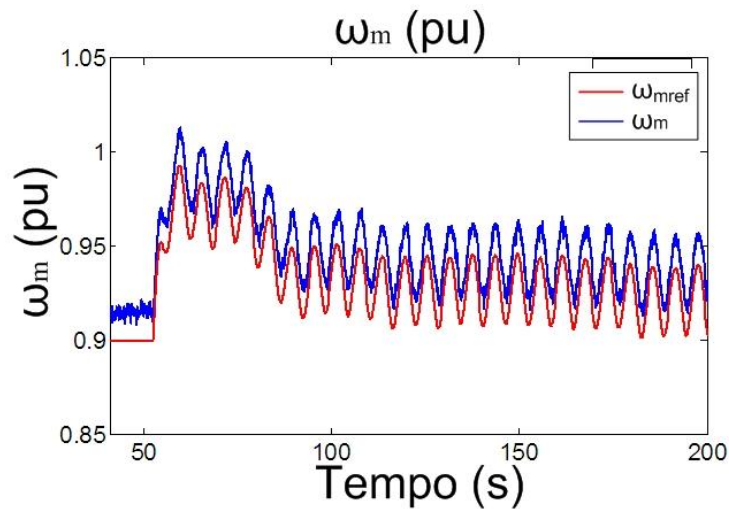


Figura 5.17: Velocidade mecânica medida e de referência, ω_m e ω_{mref} – Mar regular, $V_{Lo} = 5,5 \text{ m}^3$.

5.2. Mar Real

Para validar as estratégias de controle em situações de mar real esta seção apresenta os resultados experimentais emulados para um estado de mar com altura significativa de 0,7 m e período médio de 6 segundos. Foram utilizados 3 módulos de bombeamento (flutuador + bomba) atuando no mesmo sistema hidráulico. O volume de câmara utilizado foi de $5,5 \text{ m}^3$ e a constante de inércia do rotor de 7 segundos. A utilização de um estado de mar com baixo conteúdo energético se deu pelos seguintes motivos:

- 1) O *SCIG* disponível para fornecer a potência mecânica ao *DFIG* limitou a faixa de operação do emulador, pois as máquinas têm potências nominais próximas o que limita a potência máxima que pode ser processada pelo gerador;
- 2) Os estados de mar de menor conteúdo energético geralmente possuem maiores intermitências (\tilde{p}). Portanto os sistemas de armazenamento devem ser dimensionados e avaliados por este caso mais crítico.

A Figura 5.18 apresenta os perfis intermitentes das forças de excitação dos flutuadores (F_e) e a Figura 5.19 os perfis de vazões resultantes. São apresentadas as

vazões de cada módulo de bombeamento e a vazão total de entrada do sistema hidráulico.

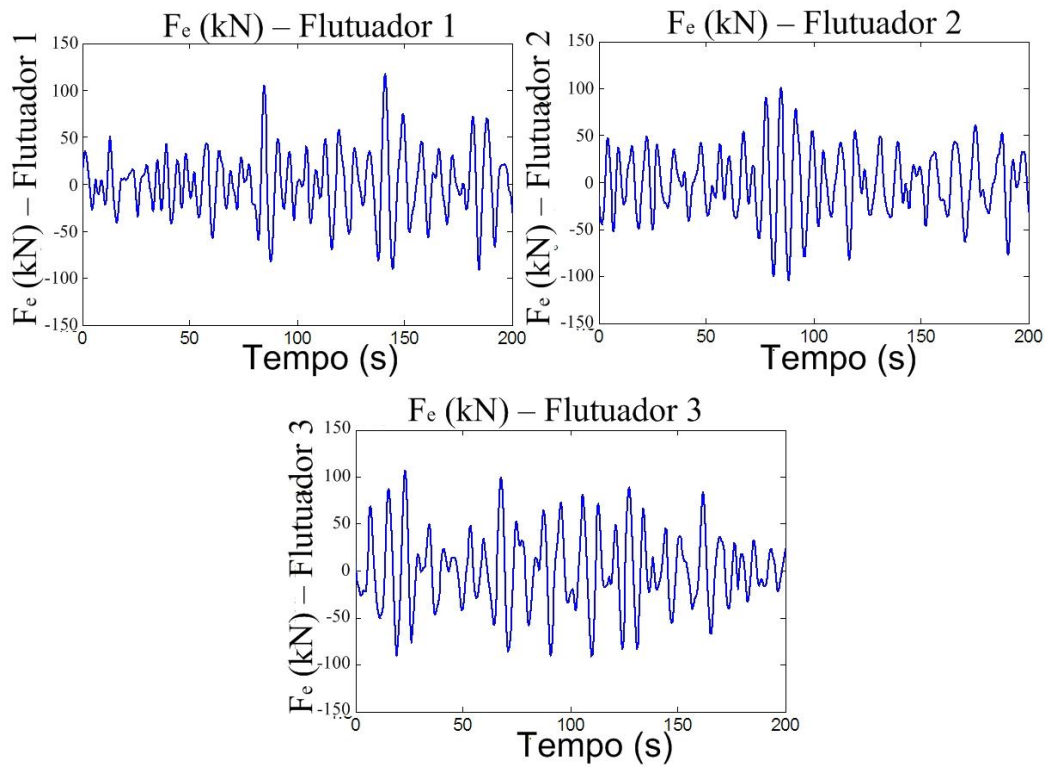


Figura 5.18: Forças de excitação dos flutuadores, F_e – Mar irregular.

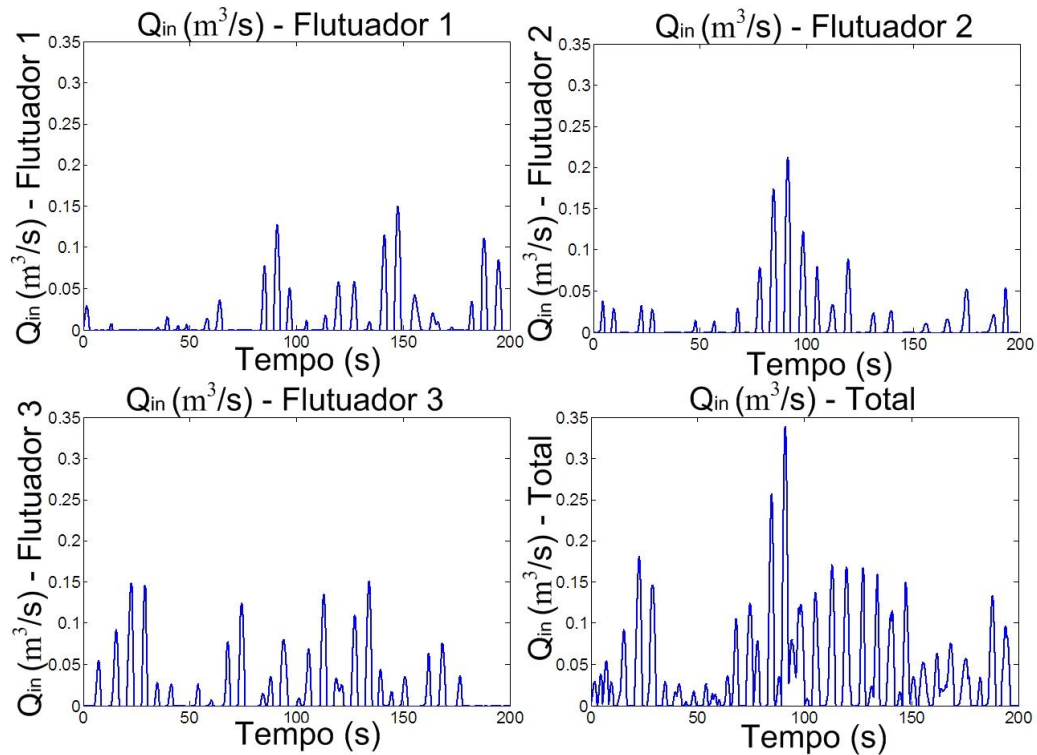


Figura 5.19: Vazões por módulo de bombeamento e vazão total, Q_m – Mar irregular.

A Figura 5.20 apresenta a posição do pistão interno do acumulador (δ) e vazões (Q_{in} e Q_{out}). Como esperado, δ oscila em torno da posição de referência (0 m) e a vazão de saída é suavizada em comparação à vazão de entrada. Porém, observa-se que em determinados instantes (por exemplo, entre os instantes 40 e 75 segundos) Q_{out} se aproxima de zero. Isto se deve ao baixo conteúdo energético do mar (praticamente nenhum volume d'água é bombeado) resultando no fechamento da agulha que regula a área A_2 ao seu patamar mínimo.

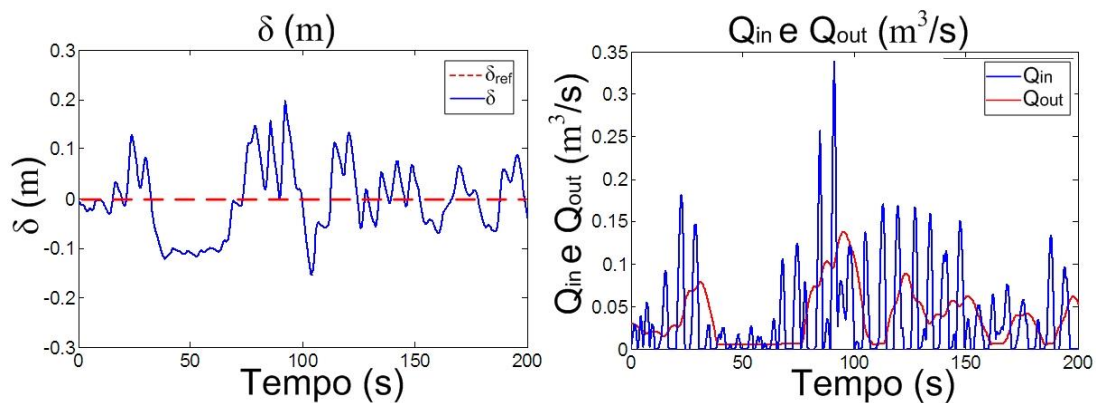


Figura 5.20: Posição do pistão do acumulador hidropneumático, δ e vazões de entrada e saída do sistema hidráulico, Q_{in} e Q_{out} – Mar irregular.

A Figura 5.21 apresenta a área do jato d'água (A_2) e o erro de posicionamento do pistão do acumulador ($Erro_{\delta}$ e $Erro_{\delta}$ Filtrado). O patamar mínimo de A_2 (1 cm^2) é alcançado em diversos instantes a fim de manter a posição média do pistão próxima à referência.

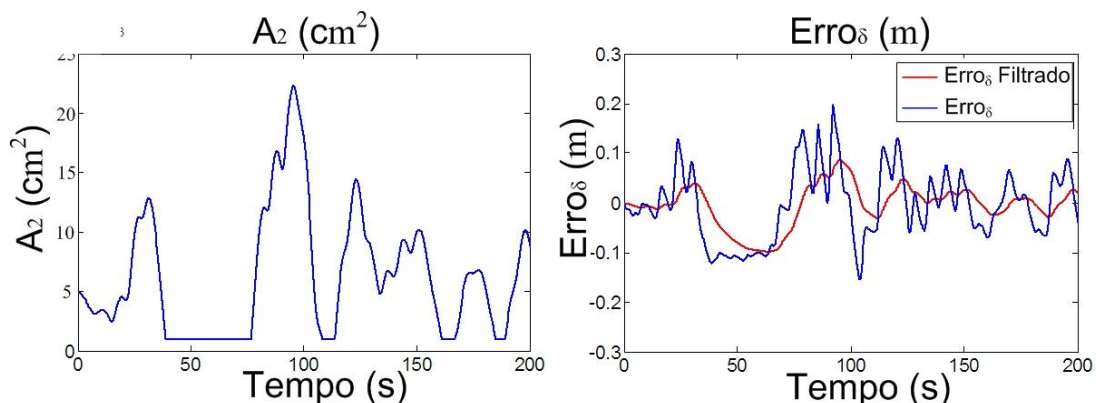


Figura 5.21: Área do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático, A_2 e erro de posição do pistão do acumulador, $Erro_{\delta}$, $Erro_{\delta}$ Filtrado – Mar irregular.

A pressão P_1 e velocidade V_2 são observadas na Figura 5.22. Observa-se que P_1 e V_2 têm perfis semelhantes e oscilam em torno das médias 2 MN/m^2 e 61 m/s , respectivamente.

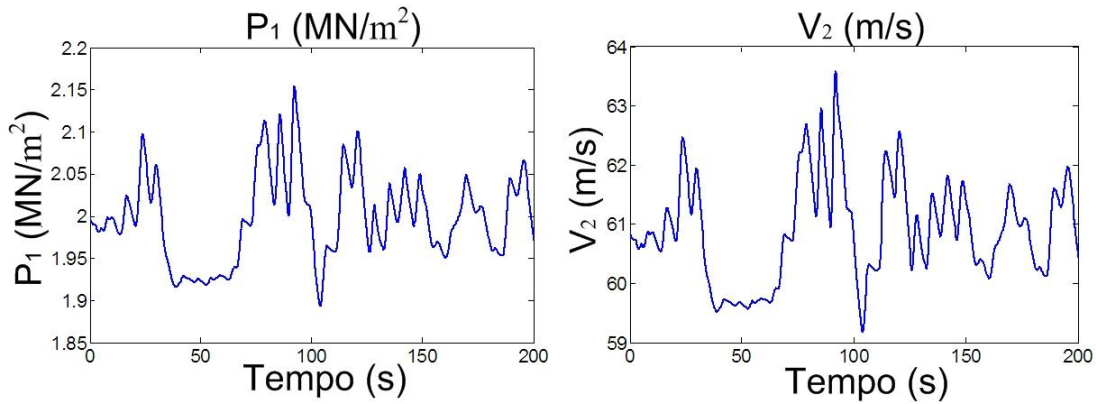


Figura 5.22: Pressão hidráulica, P_1 e velocidade do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático, V_2 – Mar irregular.

A potência do estator (P_s e P_{sref}) e potências mecânica e elétrica (P_m e P_e) são observadas na Figura 5.23. O gerador entra em operação aproximadamente aos 80 segundos e a partir daí a potência do estator segue sua referência. Como resultado o perfil de potência elétrica é consideravelmente suavizado e apesar da potência mecânica se aproximar do valor nulo em alguns instantes, a potência elétrica é mantida num patamar superior pelo descarregamento da energia armazenada na inércia do rotor.

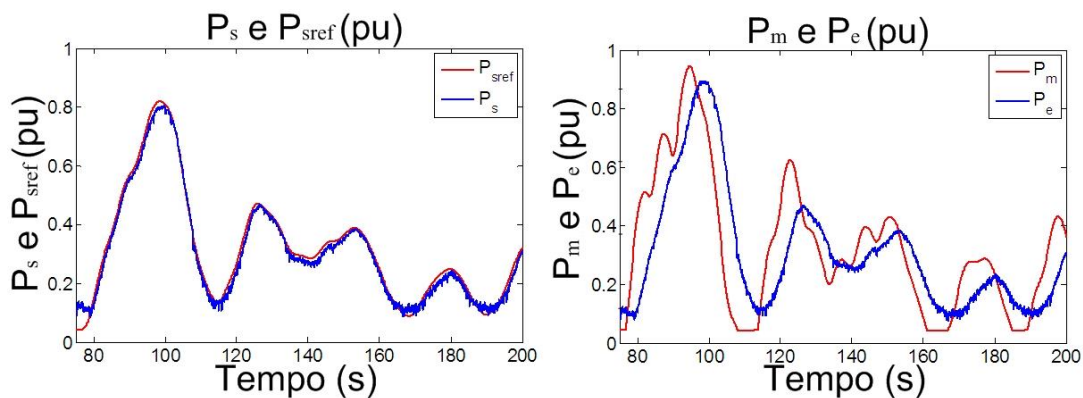


Figura 5.23: Potência do estator medida e de referência, P_s e P_{sref} e potências mecânica e elétrica, P_m e P_e – Mar irregular.

A potência do rotor (P_r) e a velocidade mecânica (ω_m e ω_{mref}) são mostradas na Figura 5.24. P_r segue as variações de velocidade mecânica sendo que valores positivos são para potência entrando do rotor e negativos saindo do rotor.

Com relação à velocidade mecânica, observa-se que a medida segue a referência, porém com exceção do intervalo de tempo compreendido entre 85 a 105 segundos. Observa-se que neste intervalo o *DFIG* solicita um pico de potência elétrica (ver Figura 5.23) e ao mesmo tempo a velocidade de referência ω_{mref} é alta (acima de 1 pu). Logo, o conversor CFW-09 limita a operação do emulador nesta faixa de operação (elevados torques em altas velocidades). Como a componente de corrente de magnetização deve ser mantida em qualquer faixa de operação, o controle do *SCIG* limita a componente da corrente de torque. Como resultado, a velocidade cai e não acompanha a referência. Observa-se ainda que como o torque mecânico imposto ao *DFIG* está limitado, a queda de velocidade segue um perfil similar à ordem de potência elétrica (ou torque elétrico).

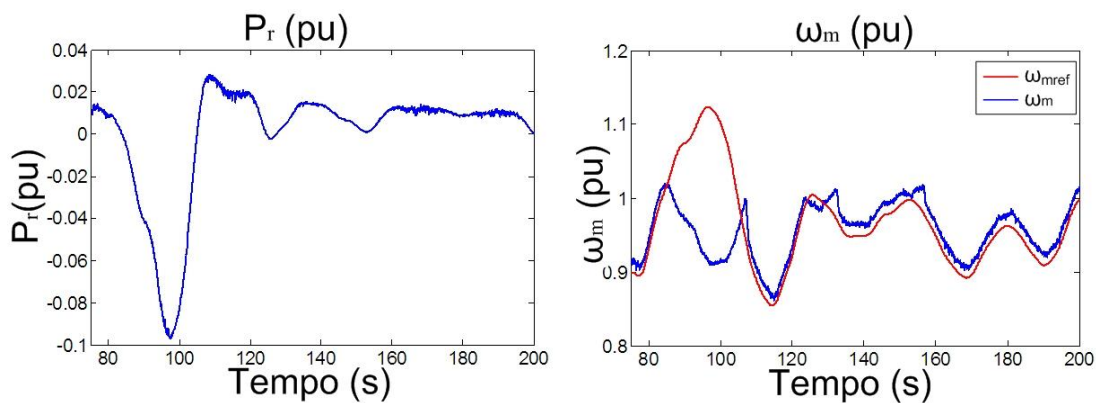


Figura 5.24: Potência do rotor, P_r e velocidade mecânica, ω_m e ω_{mref} – Mar irregular.

As correntes do estator de eixo em quadratura (i_{sq}) e de eixo direto do *CLR* (i_d) são mostradas na Figura 5.25. Ressalta-se que como este parâmetro foi medido pelo DSP, não se conseguiu uma sincronização com as medidas apresentadas nas figuras anteriores. Porém, estas correntes representam as componentes de potência ativa e seus perfis são similares aos já observado na Figura 5.23. A corrente injetada na rede elétrica é a subtração destas duas componentes ($i_{sq} - i_d$).

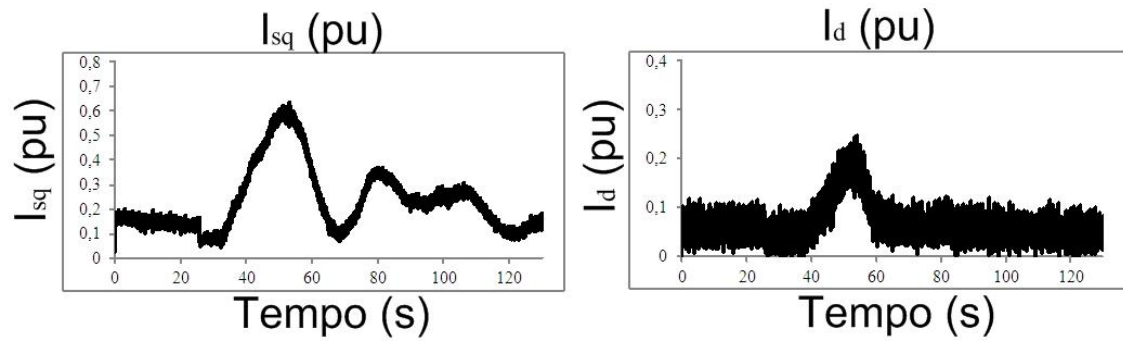


Figura 5.25: Corrente de eixo em quadratura do estator, I_{sq} e corrente de eixo direto do conversor do lado da rede, I_d – Mar irregular.

5.3. Conclusões

Este capítulo apresentou os resultados experimentais obtidos a partir de um emulador do sistema de geração a partir de ondas proposto. A atuação integrada das estratégias de controle do sistema hidráulico e do *DFIG* foi validada experimentalmente para situações de mar regular e real.

A montagem da Figura 5.1 possibilitou a análise experimental de diversos arranjos dos sistemas de armazenamento de energia (armazenamento na compressão de gás e na inércia mecânica do rotor). Nos dois primeiros casos emulados (seções 5.1.1 e 5.1.2), o desempenho do sistema em situação de mar regular foi avaliada. E no terceiro caso emulado (seção 5.2) considerou-se a atuação para um mar real.

Na seção 5.1.1 uma configuração com baixo nível de filtragem no sistema hidráulico combinada com constantes de inércia do rotor de 3,25 e 2 segundos foram avaliadas. Os dois casos apresentaram níveis de filtragem total (filtragem no sistema hidráulico mais filtragem na inércia do rotor) semelhantes sendo observadas flutuações na potência elétrica (P_e) de 1% e 0,5% pu, para H_r de 2 e 3,25 s, respectivamente. Observa-se que as intermitências refletidas ao sistema elétrico foram pequenas com a configuração de baixo volume de câmara hiperbárica e moderadas constantes de inércia. Configurações deste tipo são adequadas para sítios de exploração com estados de mar muito variáveis (alterações significativas em H_s e T_{med} em poucas horas) e com redes elétricas fracas (baixas $RCCs$) disponíveis para conexão. Desta forma, satisfaz-se a necessidade de uma ampla faixa de ajuste da pressão P_l (com aplicação baixos volumes

de câmara), e, ao mesmo tempo, minimizam-se as oscilações refletidas à rede elétrica com maior nível de filtragem na inércia do rotor.

Na seção 5.1.2 avaliou-se uma configuração com alto nível de filtragem no sistema hidráulico ($V_{Lo} = 5,5 \text{ m}^3$) e baixa constante de inércia do rotor ($H_r = 1 \text{ s}$). Observou-se que o nível de filtragem total foi ligeiramente menor que os níveis de filtragem observados na seção 5.1.1, apresentando uma oscilação na potência elétrica injetada na rede de 1,5 %. Porém, o armazenamento foi confinado em maior parte no sistema hidráulico, com a utilização de um alto volume de câmara. É importante ressaltar que plantas com altos volumes de câmara diminuem a faixa de ajuste da pressão hidráulica P_1 com o deslocamento do pistão δ . Logo, configurações que confinam o armazenamento de energia, em maior parte, no sistema hidropneumático, são indicadas para sítios com estados de mar pouco variáveis (onde não se necessitam de grandes variações em P_1) e com redes elétricas fracas. Em sítios de exploração com mares “constantes” e pouco variáveis também é possível a aplicação de baixos volumes de câmara hiperbárica, porém se a rede elétrica disponível for fraca, necessitar-se-á de alto nível de armazenamento na inércia do rotor.

Outra variável que deve ser levada em consideração para o dimensionamento dos níveis de armazenamento é o espaço disponível no local de exploração. Obviamente, se a limitação de espaço for crítica, a opção pela tecnologia de armazenamento com maior densidade de energia (kWh/m^3) deve ser feita, que neste caso é a inércia do rotor.

Para os casos em que a rede elétrica disponível para conexão for forte e mar pouco variável, baixos níveis de armazenamento (nos dois estágios, sistema hidráulico e inércia do rotor) poderão ser aplicados, já que tensão e frequência no PCC são pouco influenciadas pela fonte de geração a partir de ondas.

Finalmente, a seção 5.2 apresentou a validação do controle do sistema hidráulico e elétrico para situação de mar real. Neste caso, a potência oscilante \tilde{P} observada é maior e os sistemas de armazenamento devem ter a capacidade aumentada, principalmente com a conexão em redes fracas. No caso de aplicações com redes elétricas fortes, os sistemas de armazenamento podem ter suas capacidades reduzidas e o controle hidráulico-elétrico deve atuar de forma a maximizar a potência gerada (controle de δ integrado com controle de ω_m do $DFIG$). Geralmente, quando sistemas de geração a partir de fontes intermitentes são conectados a redes elétricas fortes, o

objetivo principal é a máxima produção de energia, visto que a qualidade dos parâmetros de operação (tensão e frequência) são menos sensíveis às flutuações da potência elétrica injetada.

No tocante às filosofias de controle, duas propostas devem ser bem definidas e diferenciadas: controle para maximizar a eficiência da turbina hidráulica e do módulo de bombeamento (flutuador e bomba hidráulica) e o controle para nivelamento de carga.

Quando o objetivo do controle é a maximização das eficiências (turbina e flutuadores), pressão hidráulica (P_l) e velocidade mecânica (ω_m) devem ser controladas e pequenas oscilações em torno de um valor médio de referência devem ocorrer. Como consequência, as médias dos parâmetros (E_{erro} e Q_{out}) devem ser calculadas para intervalos de tempo que compreendem de 1 a 2 períodos da onda incidente. Logo, os filtros passa-baixas que aparecem nas Figuras 4.13 e 4.41 devem ter constante de tempo da ordem de poucos segundos.

Por outro lado, quando o principal objetivo da estratégia de controle é manter a continuidade do fornecimento de energia, como aplicado geralmente em redes isoladas, a filosofia de controle deve ser o nivelamento de carga. Esta filosofia tem como principal característica o armazenamento de energia por longos períodos (da ordem de dezenas de minutos, podendo chegar à unidade de hora). Como consequência, as constantes de tempo dos filtros passa-baixas que aparecem nas Figuras 4.13 e 4.41 devem ser elevadas (da ordem de dezenas de minutos) e maiores oscilações na posição instantânea do pistão do acumulador (δ) e velocidade mecânica (ω_m) serão observadas. Obviamente, as capacidades de armazenamento devem ser maiores quando comparada com as capacidades de armazenamento aplicadas na filosofia de controle para maximização da eficiência.

6. Conclusões Finais e Trabalhos Futuros

Este trabalho apresentou um estudo sobre uma topologia de conversor de energia das ondas em energia elétrica desenvolvida por pesquisadores da COPPE / UFRJ. A experiência adquirida com o projeto de um protótipo em escala real implantado no porto do Pécem – CE motivaram o estudo, principalmente no que se refere à parte do controle dos sistemas hidráulico e elétrico. Neste intuito, inicialmente desenvolveram-se os modelos de todas as etapas de conversão de energia, desde as ondas até a rede elétrica. Posteriormente, os modelos analíticos foram implementados no software MATLAB / SIMULINK, onde as diversas simulações desenvolvidas deram suporte aos estudos apresentados na tese. Por fim, as técnicas de controle foram implementadas experimentalmente com auxílio de um emulador do sistema de geração desenvolvido em laboratório.

O capítulo 2 apresentou os modelos matemáticos da unidade de conversão primária, referente às partes mecânica e hidráulica (das ondas até a turbina). Foi visto que o flutuador, representado por um sistema de segunda ordem, comporta-se de forma similar a um sistema massa-mola. Logo, o deslocamento vertical do flutuador é aproveitado para acionar uma bomba hidráulica (acionada no movimento de descida do flutuador), que injeta pulsos d'água num sistema hidráulico. Como resultado, um perfil intermitente de potência hidráulica é observado na entrada do acumulador hidropneumático. O sistema hidráulico por sua vez é representado a partir da equação de *Bernoulli* para líquidos incompressíveis e da equação para transformações isotérmicas em gases ideais. Finalizando a representação da unidade de conversão primária, apresentou-se o modelo da turbina hidráulica. Este modelo baseou-se na teoria de momentos angulares para choques de corpos, neste caso o choque do volume d'água com a concha da turbina. Importantes conclusões foram obtidas no capítulo 2, dentre elas destacam-se:

- No modelo do sistema hidropneumático, um dos principais parâmetros de operação é a pressão hidráulica (P_I), fundamental para a otimização da interação das ondas com o

flutuador. Como observado em (2.22), a pressão hidráulica pode ser ajustada indiretamente, sem a utilização de compressores, a partir do controle da posição do pistão do acumulador (δ).

- A velocidade do jato d'água na saída do acumulador hidropneumático (V_2) é influenciada, em maior parte, pela pressão hidráulica (P_I) como observado em (2.21). Assim, uma mudança na posição δ está atrelada a uma mudança na pressão hidráulica e (P_I) na velocidade do jato d'água (V_2).

- Como visto na literatura [36], a máxima eficiência é alcançada quando a velocidade tangencial da turbina ($\omega_m R$) é igual à metade da velocidade do jato d'água ($V_2/2$). Desta forma, para a turbina permanecer em sua máxima eficiência, uma mudança na posição do pistão (δ) deve ser acompanhada de uma respectiva mudança na velocidade do jato d'água (V_2) e velocidade mecânica (ω_m).

O capítulo 3 apresentou a modelagem da unidade de conversão secundária, composta pelo *DFIG* e conversores fonte de tensão em conexão *back-to-back*. O modelo clássico de quinta ordem do *DFIG*, em coordenadas *dq*, foi apresentado. As estratégias de controle do *CLR* e *CLM* também foram apresentadas. Ao final do capítulo resultados experimentais foram apresentados validando todo desenvolvimento analítico.

Após apresentação de todas as etapas de modelagem e validação experimental do controle do *DFIG*, o capítulo 4 mostrou uma proposta de controle dos sistemas hidráulico e elétrico que maximizou a eficiência da turbina hidráulica, e, ao mesmo tempo, permitiu o ajuste da pressão hidráulica de operação (P_I). ROSA [47] concluiu em seu trabalho que o ajuste da pressão hidráulica de acordo com as mudanças do estado de mar é fundamental para otimização do funcionamento do flutuador. Neste sentido, a proposta de controle do sistema hidráulico baseou-se na regulação da posição média do pistão do acumulador hidropneumático de forma a igualar vazões médias de entrada e saída. Ao mesmo tempo, garantiu-se que a posição δ oscilasse em torno de um ponto médio (δ_{ref}), filtrando da potência intermitente absorvida. Por outro lado, o controle aplicado ao *DFIG* garantiu que a velocidade mecânica ω_m seguisse as variações da velocidade do jato d'água V_2 (como sugere a Figura 2.10), mantendo a máxima eficiência da turbina em qualquer estado de mar.

A estratégia de controle apresentada na seção 4.2 (controle da posição δ associado ao controle da velocidade ω_m do gerador) colocou o sistema hidráulico como uma única etapa de filtragem da potência oscilante absorvida, visto que a inércia do

rotor não foi aproveitada para filtragem. Porém, como apresentado na seção 4.3, uma etapa adicional de filtragem pôde ser incluída quando o controle da potência elétrica do *DFIG* foi implementado. Desta forma, a velocidade mecânica ficou “livre” para oscilar (dentro de determinados limites) e a inércia da massa do rotor passou a funcionar como um filtro para intermitências da potência absorvida. Obviamente, com a aplicação do controle de potência ao *DFIG*, desvios na velocidade ótima de rotação foram observados. Porém, ressalta-se que é possível reduzir estes desvios com aplicação de maiores constantes de inércia (menores oscilações em torno do ponto médio) e técnicas que permitam restringir as variações de velocidade numa “janela” fixa. Para isso, basta que se defina a “janela” de variação de velocidade mecânica (ω_m) permitida, impondo limites máximo e mínimo. Assim, quando ω_m violar o limite máximo, deve se aplicar pequenos incrementos na potência ativa de referência (P_{sref}) até que a velocidade decaia novamente. De forma dual, quando ω_m violar o limite mínimo, deve se aplicar pequenos decrementos na potência ativa de referência (P_{sref}) até que a velocidade suba novamente.

As conclusões do capítulo 4 apresentaram importantes contribuições no que se refere ao dimensionamento dos sistemas de armazenamento envolvidos. Para determinação da filosofia de controle adotada e dimensionamento das capacidades dos sistemas de armazenamento é fundamental que as características do mar local e da rede elétrica a ser conectada sejam bem conhecidas. Em suma, como já discutido, dependendo da filosofia de controle escolhida (“maximização da eficiência do flutuador e turbina hidráulica” ou “nivelamento de carga”) as médias dos parâmetros δ e Q_{out} devem ser calculadas para diferentes intervalos de tempo. Para maximização de eficiências as médias devem ser calculadas para curtos intervalos de tempo (no máximo igual ao dobro do período da onda incidente).

Por outro lado, caso a filosofia de nivelamento de carga seja escolhida, o controle da posição média do pistão (δ) deve ser implementado com o cálculo do valor médio em longos intervalos de tempo (da ordem de dezenas de minutos, podendo chegar a hora). A alteração do intervalo de tempo de cálculo do valor médio pode ser feita através da mudança do valor da constante de tempo do filtro passa-baixas utilizado (ver Figuras 4.13 e 4.41). O aumento da constante de tempo do filtro utilizado na determinação do parâmetro *Erro δ Filtrado* (Figura 4.13) para ordem de grandeza de dezenas de minutos causaria um incremento das flutuações na posição do pistão δ em torno do seu ponto médio. Consequentemente, uma maior capacidade de

armazenamento seria requerida. Obviamente, maiores desvios da posição do pistão δ do seu valor de referência (δ_{ref} deve ser igual ao valor médio de δ) causam desvios na pressão ótima de operação do sistema hidráulico (P_{I_opt}). Em outras palavras, a filtragem da potência oscilante em baixíssimas frequências (períodos de dezenas de minutos) pode dar auxílio ao nivelamento de carga em redes elétrica isoladas. Porém, quando esta filosofia de controle for escolhida, não será possível manter os flutuadores operando na máxima eficiência, visto que a pressão hidráulica sofrerá maiores variações, podendo se desviar do seu valor ótimo por alguns instantes. Um problema típico no controle de sistemas de geração isolados da rede elétrica principal é o problema do “casamento” entre geração e consumo. Acredita-se que os sistemas de armazenamento possam dar efetivo suporte ao problema. Logo, o principal objetivo para o desenvolvimento de trabalhos futuros é estudo do armazenamento hidráulico utilizado para dar suporte no controle de tensão e frequência em redes isoladas.

Um raciocínio similar pode ser aplicado ao armazenamento de energia na inércia do rotor. Com o incremento da constante de tempo do filtro utilizado na determinação da potência de referência P_{sref} (Figura 4.41) aumenta-se a tendência do aparecimento de grandes oscilações na velocidade mecânica ($\Delta\omega_m$) e uma maior capacidade de armazenamento será requerida. Desta forma, a energia armazenada na inércia do rotor também pode dar suporte às oscilações de potência em baixa frequência e nivelamento de carga em períodos de segundos. Geralmente volantes de inércia acoplados aos eixos de *DFIGs* são utilizados para compensar potências oscilantes em períodos de até 10 segundos.

O capítulo 5 apresentou o desenvolvimento e resultados experimentais de um emulador do sistema de geração proposto. O emulador incluiu uma técnica que possibilitou a avaliação do controle dos sistemas hidráulico e elétrico frente a diferentes combinações de volume de câmara e constante de inércia do rotor. Isto foi possível devido à representação da unidade de conversão primária em ambiente de simulação (foi possível alterar os parâmetros V_{Lo} e H_r livremente) acoplado à implementação real do sistema de conversão secundário (a dinâmica do controle do gerador pôde ser avaliada). Logo, o equipamento desenvolvido pode dar suporte ao prévio conhecimento da dinâmica de futuras plantas em escala real, sendo útil no desenvolvimento das estratégias de controle e dimensionamento dos sistemas de armazenamento envolvidos.

Como já citado, a principal meta para os trabalhos futuros é o emprego das tecnologias de armazenamento de energia para dar suporte ao controle de sistemas de geração isolados da rede elétrica principal. Atualmente os pesquisadores consideram o armazenamento de energia ferramenta fundamental para o funcionamento das microrredes inteligentes (*smartgrids*).

Com relação à montagem experimental desenvolvida, pretende-se reproduzir o controle de posição do pistão do acumulador juntamente com o controle de velocidade do *DFIG*, tal como simulado na seção 4.2. Para isso o *MIRGE* deve ser controlado para reproduzir o torque mecânico similar ao do sistema real e a velocidade do *DFIG* deve ser controlada no valor ótimo. Nesta configuração, somente o armazenamento hidráulico pode ser avaliado, pois a inércia do rotor não é inclusa no ambiente de simulação.

Em suma, as contribuições da tese podem ser divididas nos seguintes pontos:

- Proposta de controle do sistema hidráulico que permitiu o ajuste dinâmico da pressão hidráulica sem utilização de compressores, a partir do controle do parâmetro δ ;
- Desenvolveu-se uma estratégia de controle que pode ser utilizada para solucionar o problema da maximização da eficiência dos flutuadores, visto que a pressão hidráulica pode ser controlada dinamicamente de acordo com as variações do estado de mar local;
- Proposta do controle do sistema de conversão eletromecânica (turbina e *DFIG*) que permitiu a maximização da eficiência da turbina hidráulica de acordo com a dinâmica do estado de mar (e consequentemente de P_1 e V_2);
- Apresentou-se um estudo do dimensionamento do sistema armazenamento hidropneumático, incluindo análise dos níveis de filtragem da potência oscilante, influência dos volumes de câmara hiperbáricas adotados e dos níveis de pressão hidráulica;
- Apresentou-se um estudo do armazenamento de energia na inércia das massas girantes a fim de garantir um estágio adicional de filtragem da potência oscilante (além da filtragem no sistema hidropneumático) e minimização das flutuações refletidas à rede elétrica;
- Desenvolveu-se um emulador do sistema de conversão proposto que possibilitou a avaliação de diferentes configurações dos sistemas de armazenamento de energia e que pode ser utilizado para dar auxílio nos projetos de futuras plantas em escala real.

Com relação aos trabalhos futuros, os seguintes pontos podem ser abordados:

- Estudo da utilização dos sistemas de armazenamento de energia para dar suporte ao nivelamento de carga em sistemas de geração isolados da rede elétrica;
- Estudo de estratégias de controle para atender os critérios de *Low Voltage Ride-Through – LVRT* ;
- Estudo de estratégias de controle que permitam o funcionamento do *DFIG* com a presença de harmônicos e desbalanços nas tensões da rede elétrica;
- Desenvolvimento da topologia de emulador do sistema de conversão que reproduz o torque mecânico do sistema real;
- Estudo de outras tecnologias de armazenamento de energia que possam ser utilizadas no sistema geração proposto na tese.

7. Referências Bibliográficas

- [1] POLINDER, H.; SCUOTTO, M.; “Wave Energy Converters and Their Impact on Power Systems”, In: *International Conference on Future Power Systems*, pp 1-9, Nov.2005.
- [2] MUETZE, A.; VINING, J.G.; “Ocean Wave Energy Conversion – A Survey”, In: *Industry Applications Conference. Conference Record of the IEEE*, pp 1410 – 1417, Oct 2006.
- [3] “Wave and Marine Current Energy Status and Research and Development”, International Energy Agency Report, Disponível em: <http://www.iea-oceans.org> , Acessado em 05/02/2010 às 12:17 hrs.
- [4] ALAIN CLEMENT, PAT MCCULLEN, ANTÓNIO FALCÃO, ANTONIO FIORENTINO, FRED GARDNER, KARIN HAMMARLUND, GEORGE LEMONIS, TONY LEWIS, KIM NIELSEN SIMONA PETRONCINI, M. TERESA PONTES, PHILIPPE SCHILD, BENGT-OLOV SJOSTROM, HANS CRISTIAN, TOM THORPE; “ Wave Energy in Europe: Current Status and Perspectives”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, Vol. 6, Issue 5, October 2002, Pages 405-431.
- [5] HAGERMAN, G.; “Wave Energy Systems for Recharging AUV Energy Supplies”, In: *Proceedings of the 2002 Workshop on Autonomous Underwater Vehicles*, pp 75 - 84 , 2002.
- [6] OWC Pico Homepage, <http://www.pico-owc.net/>, Acessado em 06/02/2012 às 18:00 hrs.
- [7] Publishable Report: “ISLAY LIMPET WAVE POWER PLANT”, The Queen’s University of Belfast, Disponível em : <http://www.wavegen.co.uk/pdf/LIMPET%20publishable%20report.pdf>, Acesado em 15/06/2012, às 9:30 hrs.

- [8] Pelamis Wave Power Homepage, <http://www.pelamiswave.com/>, Acessado 08/02/2010 às 11:42 hrs.
- [9] Wavedragon Homepage, <http://www.wavedragon.net/>, Acessado em 08/02/2010 às 18:13 hrs.
- [10] CRUZ, J. M. B. P. & SARMENTO, A. J. N. A. (2004), “Energia das Ondas: Introdução aos Aspectos Tecnológicos, Econômicos e Ambientais”, Portugal: Instituto do Ambiente Alfragide, 2004.
- [11] PENA, R., CLARE, J.C., ASHER, G.M., 1996, “Doubly Fed Induction Generator Using Back-to-Back PWM Converters and its Application to Variable-Speed Wind-Energy Generation”. IEE Proceedings - Electric Power Applications, vol. 143, no 3 (Mai), pp. 231-241.
- [12] PENA, R., CLARE, J.C., ASHER, G.M., 1996, “A Doubly Fed Induction Generator Using Back-to-Back PWM Converters Supplying an Isolated Load From a Variable Speed Wind Turbine”. IEE Proceedings - Electric Power Applications, vol. 143, n° 5 (Set), pp. 380-387.
- [13] YAMAMOTO, M., MOTOYOSHI, O., 1991, “Active and Reactive Control for Doubly-Fed Wound Rotor Induction Generator”. IEEE Transactions on Power Electronics, vol. 6, n° 4 (Out), pp. 624-629.
- [14] TIMBUS, A., LISERRE, M., TEODORESCU, R., RODRIGUES, P., BLAABJERG, F., 2009, “Evaluation of Current Controllers for Distributed Power Generation Systems”, IEEE Transactions on Power Electronics, vol. 24, n° 3 (Mar), pp. 654-664.
- [15] MOLINAS, M., SKJERVHEIM, O., ANDREASEN, P., UNDELAND, T., HALS, J., MOAN, T., 2007, “Power Electronics as Grid Interface for Actively Controlled Wave Energy Converters”, In: International Conference on Clean Electrical Power (ICCEP).
- [16] HANSEN, R.H., ANDERSEN, T.O., PERDERSEN, H.C., 2011, “Analysis of Discrete Pressure level Systems for Wave Energy Converters”, In: Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM).

- [17] KIPRAKIS, A.E., NAMBIAR, A.J., FOREHAND, D.I.M., WALLACE, A.R., 2009, “Modelling Arrays of Wave Energy Converters connected to Weak Rural Electricity Networks”, In: International Conference on Sustainable Power Generation and Supply (SUPERGEN).
- [18] GARCES, A., TEDESCHI, E., VEREZ, G., MOLINAS, M., 2010, “Power Collection Array for Improved Wave Farm Output Based on Reduced Matrix Converters”, In: Workshop on Control and Modelling for Power Electronics (COMPEL).
- [19] GARCIA-ROSA, P.B., 2008, “Controle e Otimização de um Sistema de Conversão de Energia das Ondas do Mar em Energia Elétrica”, Dissertação de Mestrado, Programa de Engenharia Elétrica, COPPE/UFRJ.
- [20] GARCIA-ROSA, P.B., MACHADO, I.R., CUNHA, J.P.V.S., LIZARRALDE, F., WATANABE, E.H., ESTEFEN, S.F., 2010, “Modelagem Dinâmica de um Conversor Hiperbárico de Energia das Ondas em Energia Elétrica”, Em: XVII Congresso Brasileiro de Automática (CBA), Bonito - MS.
- [21] COSTA, P. R. 2004, “Energia das Ondas do Mar para Geração de Eletricidade”, Dissertação de Mestrado, Programa de Engenharia Oceânica, COPPE/UFRJ.
- [22] MARTIN, J.J.N., 2012, “Avaliação Econômica dos Recursos Energéticos das Ondas do Mar”, Dissertação Mestrado Programa de Engenharia Naval e Oceânica, COPPE/UFRJ.
- [23] BO YANG, MAKAROV, Y. ; DESTEESE, J. ; VISWANATHAN V. “On the Use of Energy Storage Technologies for Regulation Services in Electric Power Systems With Significant Penetration of Wind Energy”, In: 5th International Conference on European Electricity Market, 2008. EEM 2008, 28-30 May.
- [24] VAZQUEZ, S.; LUKIC, S.M. ; GALVAN, E. ; FRANQUELO, L.G., “Energy Storage Systems for Transport and Grid Applications”, Industrial Electronics, IEEE Transactions on, Volume 57, Issue 12, Dec. 2010.

- [25] BABARIT, A. & CLÉMENT, A. H., 2006, ‘Optimal Latching Control of a Wave Energy Device in Regular and Irregular Waves’, *Applied Ocean Research - Elsevier*, Volume 28, Issue 2, Pages 77–91.
- [26] BABARIT, A., DUCLOS, G. & CLÉMENT, A. H., 2004, ‘Comparison of Latching Strategies for a Heaving Wave Energy Device in Random Sea’, *Applied Ocean Research - Elsevier*, Volume 26, Issue 5, Pages 227–238.
- [27] FALCÃO, A.F.O., 2008, “Phase Control Through Load Control of Oscillating-Body Wave Energy Converters With Hydraulic PTO System”, *Ocean Engineering – Elsevier*, Volume 35, Issues 3-4, Pages 358-366.
- [28] CLEMENTE, C.H.P., 2011, “Avaliação do Desempenho Hidrodinâmico de um Sistema de Corpos Oscilantes para Extração de Energia das Ondas”, Dissertação de Mestrado, Programa de Engenharia Oceânica, COPPE/UFRJ.
- [29] FALNES, J. (2002), “Ocean Waves and Oscillating Systems Linear Interaction Including Wave-Energy”, Cambridge University Press, USA.
- [30] BREGMAN, R.; KNAPP, R.H.; TAKAHASHI, P.K.; “Design Considerations for Ocean Energy Resource Systems”, In: *Challenges of Our Changing Environment. Conference Proceedings*, pp 1084 – 1091, Oct 1995.
- [31] PARSONS, W. & BADDOUR, R. E., 2004, “The generation and propagation of deep water multichromatic nonlinear long-crested surface waves”, In: *Proceedings of the Fourteenth International Offshore and Polar Engineering Conference*, pp. 249–245.
- [32] PÉREZ, E. M.; GONZÁLES, F. J. V.; SÁNCHEZ, L. B.; GARCÍA, E. L.; RODRÍGUEZ, T. M. R.; CAGIGAL, N. P., “Aplicación de Matlab a la Identificación de Espectros de Oleaje”, Disponível em: <http://ctb.dia.uned.es/CRIBAV/Articulos/moyano99.pdf> , Acessado em 18/03/2011 às 21:17 hrs.
- [33] ESPERANÇA, P. T., BUENO, A. L. & PIMENTEL, C. H., 2006, “Análise da eficiência hidrodinâmica de sistemas flutuantes para extração de energia das ondas”, Congresso Nacional de Transportes Marítimos, Construção Naval e Offshore.

- [34] GREENHOW, M. & WHITE, S. P. (1997), ‘Optimal heave motion of some axisymmetric wave energy devices in sinusoidal waves’, *Applied Ocean Research* 19(3), 141–159.
- [35] CUMMIS, W. E. (1962), The impulse response function and ship motions, in ‘*Schiffstechnik*’, Vol. 47, pp. 101–109.
- [36] LIVI, C. P., 2004, “Fundamentos de Fenômenos de Transporte”. Capítulo 5, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.
- [37] http://pt.wikipedia.org/wiki/Armazenamento_de_energia_em_ar_comprimido, Acessado em 08/10/2012 às 15:10 hrs.
- [38] Manuais técnicos Betta Hidroturbinas, <http://www.bettahidroturbinas.com.br>, Acessado em 15/11/2012, as 10:35 hrs.
- [39] FARRET, F. A., SIMÕES, M. G., “Integration of Alternative Resources of Energy”, Capítulo 3, IEEE Press.
- [40] BARBI, I., 1985, “Teoria Fundamental do Motor de Indução”, 1ª edição, Florianópolis: Ed. da UFSC. Eletrobras.
- [41] BOSE, B. K., “Modern Power Electronics And AC Drives”, Prentice Hall PTR, 2002.
- [42] KRAUSE, P., WASYNCZUK, O., SUDHOFF, S., 2002, *Analysis of Electric Machinery and Drive Systems*. 2a ed. New York: Wiley-IEEE Press.
- [43] LIMA, F. K. A., 2009, “Aerogerador Baseado em Máquina de Indução Duplamente Alimentada – Suportabilidade para Afundamento de Tensão”, Tese de Doutorado, Programa de Engenharia Elétrica, COPPE/UFRJ.
- [44] LIMA, F.K.A.; WATANABE, E.H., “Parallel Connection of Doubly-Fed Induction Generator in Wind Generation”, in 9º Congresso Brasileiro de Eletrônica de Potência, vol. 9, pp. 631-639, 2007.

- [45] SOARES, C. F. T., 2006, “Filtro a Capacitores Chaveados CMOS 0.35 μm para Detecção de Efeito de Cavitação em Turbinas de Usinas Hidroelétricas, Dissertação de Mestrado, Programa de Engenharia Elétrica, COPPE/UFRJ.
- [46] LEONHARD, W., 2001, “Control of Electrical Drives”, 3a. ed. New York: Springer.
- [47] GARCIA-ROSA, P.B., 2013, “Modelagem Dinâmica e otimização de Sistemas de Conversão de Energia das Ondas em Energia Elétrica”, Tese de Doutorado, Programa de Engenharia Elétrica, COPPE/UFRJ.
- [48] “IEEE Recommended Practice for Measurement and Limits of Voltage Fluctuations and Associated Light Flicker on AC Power Systems”, IEEE Standard 1453/2004.
- [49] “Electricity Storage and Renewables for Island Power”, Disponível em: <http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/Electricity%20Storage%20and%20RE%20for%20Island%20Power.pdf> , International Renewable Energy Agency, Acessado em: 17/08/2013, às 15:00 hrs.
- [50] ROCHA, R.V., 2008, “Simulador de Aerogerador em uma Bancada Experimental”, Dissertação de Mestrado, Programa de Engenharia Elétrica, COPPE/UFRJ