

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**  
**FACULDADE UnB GAMA-FACULDADE DE TECNOLOGIA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE**  
**MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**CONTROLE SEMIATIVO DE MODELO DE PÊNULO**  
**INVERTIDO PARA AEROGERADORES OFFSHORE**

**PEDRO VARELLA BARCA GUIMARÃES**

**ORIENTADOR (A): Dr<sup>a</sup>. Suzana Moreira Avila**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS**  
**DA ENGENHARIA**

**PUBLICAÇÃO: FGA.DM – 031A/2016**

**BRASÍLIA/DF: FEVEREIRO/2016**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE  
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**PEDRO VARELLA BARCA GUIMARÃES**

**CONTROLE SEMIATIVO DE MODELO DE PÊNULO  
INVERTIDO PARA AEROGERADORES OFFSHORE**

**DISSERTAÇÃO DE Mestrado submetido ao Programa de Pós-graduação em Integridade de Materiais da Engenharia da Faculdade Gama e Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Integridade de Materiais da Engenharia.**

**ORIENTADOR(A): Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. SUZANA MOREIRA AVILA**

**BRASÍLIA  
2016**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE  
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**CONTROLE SEMIATIVO DE MODELO DE PÊNULO  
INVERTIDO PARA AEROGERADORES OFFSHORE**

**PEDRO VARELLA BARCA GUIMARÃES**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDO AO PROGRAMA  
DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA  
ENGENHARIA DA FACULDADE GAMA E FACULDADE DE  
TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE  
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO  
GRAU DE MESTRE EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA  
ENGENHARIA.**

**APROVADA POR:**

---

**Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Suzana Moreira Avila  
(Orientador)**

---

**Prof. Dr. Adriano Todorovic Fabro  
(Examinador Externo)**

---

**Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Maria Alzira Araújo Nunes  
(Examinador Interno)**

## FICHA CATALOGRÁFICA

Pedro Varella Barca Guimarães

Controle Semiativo de Modelo de Pêndulo Invertido para Aerogeradores Offshore, Distrito Federal, 2016.

101 p. 210 x 297 mm (FGA/FT/UnB, Mestre, Integridade de Materiais da Engenharia, 2016).

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade UnB Gama. Programa de Pós-Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia.

1. Energia eólica

2. Aerogerador

3. Controle estrutural

4. Amortecedor de massa sintonizado

5. Pêndulo invertido

6. Controle semiativo

I. FGA/FT/UnB

II. Mestre

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

GUIMARÃES, P. V. B. (2016). Controle Semiativo de Modelo de Pêndulo Invertido para Aerogeradores Offshore. Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Integridade da Engenharia, Publicação 031A/2016, Faculdade UnB Gama/FT/Universidade de Brasília, DF, 101 p.

## CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Pedro Varella Barca Guimarães

TÍTULO: Controle Semiativo de Modelo de Pêndulo Invertido para Aerogeradores Offshore

GRAU: Mestre

ANO: 2016

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

---

Pedro Varella Barca Guimarães

Brasília, DF – Brasil.

pvbguimaraes@gmail.com

*Dedico este trabalho àqueles que  
acreditaram em mim, porque até  
eu estava duvidando.*

## Agradecimentos

Agradeço à Ísis, minha incrível namorada, por me acalmar nos momentos de maior dificuldade, sejam eles pessoais, familiares ou acadêmicos, além de passar horas comigo estudando, se divertindo, estudando, assistindo séries/desenhos, estudando e estudando.

À minha família, principalmente aos meus pais, por prestar apoio a todas as minhas decisões, estúpidas ou não, que tive que tomar ao longo desse tempo.

À minha orientadora quase-mãe, Professora Suzana, com quem trabalho desde 2011, por todo o conhecimento, paciência e patadas na hora certa (com estilo, claro).

Aos meus amigos por ~~tentarem~~ me trazer de volta ao mundo real quando eu esquecia dele.

Ao CNPq pela concessão da bolsa de estudos.

*“A vida é a arte do encontro, embora  
haja tanto desencontro pela vida”  
(Vinicius de Moraes)*

## RESUMO

Juntamente com a necessidade de energia renovável do mundo, a energia eólica está crescendo em rápido desenvolvimento e implementação. O projeto, construção e manutenção dos chamados parques eólicos ainda apresentam muitos desafios para os engenheiros e pesquisadores. Avanços nessa área estão resultando em turbinas eólicas cada vez mais altas e esbeltas, intensificando as vibrações nas estruturas causadas tanto pelo seu próprio funcionamento quanto pela força do vento. Neste contexto, as turbinas eólicas vêm sendo instaladas no oceano próximas à costa trazendo assim, além de outras vantagens, os benefícios de ventos mais fortes e consistentes com menos turbulência nessas regiões. Dentre os diversos tipos de turbinas eólicas *offshore*, encontra-se a turbina flutuante. Este tipo de estrutura pode ser vulnerável às vibrações excessivas causadas pelos carregamentos do vento e das ondas. Analisando este sistema estrutural como um modelo discreto de pêndulo invertido, é possível projetar um amortecedor de massa sintonizado (AMS), também como um pêndulo invertido, para controlar e minimizar as amplitudes de vibração do sistema. A frequência do AMS anexado à estrutura principal é sintonizada a uma frequência particular visando fazer o AMS vibrar fora de fase com a estrutura principal, transferindo assim a energia do sistema para o amortecedor. Entretanto, dispositivos passivos apenas são efetivos dentro de uma pequena faixa de frequência considerada no projeto, e as forças do vento são excitações aleatórias com ampla faixa de frequência. Neste sentido, uma melhor abordagem é de se projetar um dispositivo semiativo. O controle semiativo combina a confiança e simplicidade típica de sistemas passivos com a adaptabilidade do controle ativo. É caracterizado por não adicionar energia externa à estrutura principal e possuir propriedades capazes de serem alteradas dinamicamente. Estes dispositivos podem ser vistos como dispositivos passivos controláveis porque, apesar de alterar as propriedades de amortecimento e/ou rigidez, ele atua na estrutura de forma passiva. Neste estudo, os parâmetros de um AMS passivo são projetados por meio de três estratégias distintas: estudo paramétrico, método de gradiente e algoritmo genético. Em seguida, é analisado o efeito das pás na resposta dinâmica do sistema. Por último, são propostas duas estratégias para o funcionamento de um AMS semiativo: dispositivo *ON/OFF* e variação contínua. Os dois sistemas semiativos são analisados numericamente. Verifica-se que ambos os sistemas passivo e semiativo são eficientes no controle da resposta dinâmica do sistema, sendo que o semiativo se mostra eficiente para uma faixa de frequência mais ampla.

**Palavras-chave:** energia eólica, aerogerador, controle estrutural, amortecedor de massa sintonizado, pêndulo invertido, controle semiativo.



## ABSTRACT

Along with the world's need of renewable energy, wind energy is growing in fast development and implementation. The project, building and maintenance of the so called wind farm still present lots of challenges for engineers and researches. Advances in this area are resulting in increasingly high and slender wind turbines, intensifying vibrations in structures caused by its own operation and, also, by wind force. In this context, wind turbines took place on the ocean next to coast which, besides other advantages, benefit from more intense and consistent wind with less turbulence in these regions. Among these offshore wind turbines is the floating one. This type of structure can be vulnerable to excessive vibration caused by wind and wave loads. Analyzing this structural system as a discrete model of an inverted pendulum, it's possible to design a Tuned Mass Damper (TMD), also as an inverted pendulum, to control and minimize the system vibration. The frequency of the TMD attached to the main structure is tuned to a particular frequency aiming to make the TMD vibrate out of phase with the main system, thus transferring the energy system to the damper. However, passive devices only work properly for the designed frequency range, and the considered forces are a random type of excitations. In this sense, a better approach would be design a semi-active device. Semi-active control joins confidence and simplicity typical of passive systems with active control adaptability. It is characterized by not adding external energy to the structure and to have properties that can change dynamically. These devices can be viewed as controllable passive devices because, despite of its changing properties of damping and/or stiffness, its action on the structure is passive. In this study, the TMD's parameters are designed by three different strategies: parametric study, gradient method and genetic algorithm. Following, it's analyzed the effect of blade's consideration in system's dynamic response. At last, two strategies are proposed for the semi-active device functioning: ON/OFF device and continuum variation. Both semi-active systems are analyzed numerically. It's verified that both passive and semi-active systems are efficient in controlling the system's dynamic response, whereas the semi-active is efficient in a wider frequency range.

**Key-words:** wind energy, wind turbine, structural control, tuned mass damper, inverted pendulum, semi-active control.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Componentes de um aerogerador de eixo horizontal (3).	18
Figura 1.2 Parques eólicos (a) <i>onshore</i> na Romênia (6) e (b) <i>offshore</i> na Dinamarca (7).	19
Figura 1.3 Tipos de aerogeradores <i>offshore</i> flutuantes, adaptado de (8).	20
Figura 1.4 Colapso da torre de um aerogerador (10).	21
Figura 2.1 Modelo de dois graus de liberdade: sistema principal + amortecedor de massa sintonizado (33).	29
Figura 2.2 Fator de amplificação em função de $\beta$ ( $\mu = 0,05$ , $\alpha = 1$ ), adaptado de (34).	31
Figura 2.3 Estrutura tipo pêndulo invertido com AMS tipo pêndulo (a) e AMS tipo pêndulo invertido (b), adaptado de (35).	33
Figura 2.4 (a) Arranha céu Taipei 101 em Taiwan e (b) o local de instalação do AMS (36).	34
Figura 2.5 Vista do AMS de dentro do arranha céu (36).	34
Figura 2.6 Fluxograma da sequência lógica do algoritmo genético.	36
Figura 2.7 Superfícies próximas a um ponto estacionário de mínimo (a), de máximo (b) e de sela (c), adaptado de (39).	37
Figura 2.8 Fluxograma do algoritmo padrão do método de gradiente.	38
Figura 2.9 Diagrama de blocos dos componentes básicos de um sistema dinâmico.	39
Figura 2.10 Diagrama de blocos de um sistema de controle de malha aberta.	40
Figura 2.11 Diagrama de blocos de um sistema de controle de malha fechada.	40
Figura 2.12 Esquema do dispositivo magnetorreológico instalado a um amortecedor, adaptado de (27).	45
Figura 2.13 Diagrama de blocos do controle ON/OFF (47).	46
Figura 3.1 Modelo de um pêndulo invertido sobre uma base móvel.	50
Figura 3.2 Modelo de um pêndulo invertido sobre uma base móvel com um AMS tipo pêndulo invertido.	53
Figura 3.3 Modelo considerando as pás do aerogerador de um pêndulo invertido sobre uma base móvel.	56
Figura 3.4 Modelo do aerogerador considerando as pás com um AMS tipo pêndulo invertido instalado.	59
Figura 4.1 Comparação entre os valores RMS do EP (azul) e os valores RMS do AG (vermelho) em função de $k_d$ e $c_d$ .	65
Figura 4.2 Superfície de valores RMS do deslocamento angular em função dos valores dos parâmetros do AMS utilizando os intervalos de $k_d = [5.10^6; 7.10^6]$ e $c_d = [10^5; 4.10^5]$ .	67
Figura 4.3 Resposta no tempo do deslocamento angular da torre sem controle (vermelho) e com controle AMS (azul) sob carregamento harmônico do vento.	69
Figura 4.4 Resposta no tempo do deslocamento angular da torre sem controle (vermelho) e com controle AMS (azul) sob carregamento ruído branco do vento.	70
Figura 4.5 Resposta em frequência dos modelos sem AMS (vermelho) e com AMS (azul).	71

Figura 4.6 Resposta em frequência dos modelos com as pás (azul) e sem as pás (vermelho), ambos sem AMS. ....	73
Figura 4.7 Resposta em frequência dos modelos com as pás (azul) e sem as pás (vermelho), ambos com AMS. ....	74
Figura 4.8 Resposta em frequência dos modelos com as pás, sem AMS (vermelho) e com AMS (azul).....	75
Figura 4.9 Resposta no tempo do deslocamento angular da torre dos modelos sem as pás (azul) e com as pás (vermelho), ambos com AMS, para o carregamento harmônico.....	76
Figura 4.10 Resposta no tempo do deslocamento angular da torre dos modelos sem as pás (azul) e com as pás (vermelho), ambos com AMS, para o carregamento ruído branco. ....	76
Figura 4.11 Resposta em frequência do sistema semiativo <i>OFF</i> (vermelho) e <i>ON</i> (azul). ....	80
Figura 4.12 Resposta no tempo do deslocamento angular do semiativo <i>OFF</i> (vermelho) e <i>ON</i> (azul) sob carregamento harmônico com frequência (a) $\omega = 0,68 \text{ rad/s}$ ; (b) $\omega = 0,90 \text{ rad/s}$ . ....	81
Figura 4.13 Resposta no tempo do deslocamento angular do semiativo <i>OFF</i> (vermelho) e <i>ON</i> (azul) sob carregamento ruído branco. ....	82
Figura 4.14 Força harmônica do vento com frequências $0,74 \text{ rad/s}$ (azul), $1,2 \text{ rad/s}$ (vermelho), $0,8 \text{ rad/s}$ (rosa), $0,67 \text{ rad/s}$ (verde), $1,7 \text{ rad/s}$ (amarelo) e $0,98 \text{ rad/s}$ (preto). ....	83
Figura 4.15 Resposta no tempo do deslocamento angular dos sistemas <i>OFF</i> (azul), <i>ON</i> (vermelho) e semiativo (preto) sob carregamento harmônico com a frequência variando. ....	84
Figura 4.16 Resposta no tempo do deslocamento angular dos sistemas <i>OFF</i> (azul), <i>ON</i> (vermelho) e semiativo (preto) sob carregamento ruído branco. ....	85
Figura 4.17 Fluxograma do armazenamento dos dados de $k_d$ e $c_d$ ótimos associados a $\omega$ .....	87
Figura 4.18 Resposta em frequência dos sistemas semiativo <i>ON/OFF</i> (vermelho), semiativo contínuo ( $c_d$ ) (azul) e semiativo contínuo ( $k_d, c_d$ ) (preto).....	88
Figura 4.19 Resposta no tempo do deslocamento angular dos controladores semiativo <i>ON/OFF</i> (azul), semiativo contínuo ( $c_d$ ) (vermelho) e semiativo contínuo ( $k_d, c_d$ ) (preto) sob carregamento harmônico com a frequência variando. ....	89
Figura 4.20 Resposta no tempo do deslocamento angular dos controladores semiativo <i>ON/OFF</i> (azul), semiativo contínuo ( $c_d$ ) (vermelho) e semiativo contínuo ( $k_d, c_d$ ) (preto) sob carregamento ruído branco.....	90

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 Capacidade instalada de geração eólica em MW por país, adaptado de (3). .....	17
Tabela 4.1 Resultados encontrados via AG dentro do intervalo $k_d = [3,7 \cdot 10^6; 10^7]$ e $c_d = [10^3; 10^8]$ . ..	65
Tabela 4.2 Resultados encontrados via AG dentro do intervalo $k_d = [5 \cdot 10^6; 7 \cdot 10^6]$ e $c_d = [10^5; 4 \cdot 10^5]$ . ..	67
Tabela 4.3 Respostas RMS entre os sistemas com controle e sem controle submetidos aos carregamentos harmônico e ruído branco. ....	70
Tabela 4.4 Frequências naturais e modos de vibração associados dos modelos sem AMS e com AMS .....	71
Tabela 4.5 Frequências Naturais ( $\omega_n$ ) e modos de vibração associados dos modelos sem AMS. ....	72
Tabela 4.6 Frequências Naturais ( $\omega_n$ ) e modos de vibração associados dos modelos com AMS. ....	72
Tabela 4.7 Respostas RMS entre os sistemas com as pás e sem as pás submetidos aos carregamentos harmônico com frequência $\Omega = 0,8540 \text{ rad/s}$ e ruído branco. ....	77
Tabela 4.8 Respostas RMS sob carregamento harmônico variável e ruído branco .....	90

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMS – Amortecedor de Massa Sintonizado

TMD – *Tuned Mass Damper*

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica

RMS – *Root Mean Square*

LQR – Regulador Quadrático Linear

AG – Algoritmo Genético

MG – Método do Gradiente

EP – Estudo Paramétrico

## LISTA DE SÍMBOLOS

$K_E$  – Energia cinética

$P_E$  – Energia potencial

$D_E$  – Energia dissipada

$m$  – Massa concentrada no topo da barra

$\theta$  – Amplitude angular da barra

$l$  – Comprimento da barra

$\rho$  – Densidade da barra

$k$  – Constante elástica da mola torcional

$m_c$  – Massa da base

$u_c$  – Deslocamento horizontal da base

$k_c$  – Constante elástica da base

$c$  – Coeficiente de amortecimento da base

$m_d$  – Massa do AMS

$\theta_d$  – Amplitude angular do AMS relativa à barra

$l_d$  – Comprimento do pêndulo invertido do AMS

$d$  – Posição do AMS relativa à base da barra

$r$  – Raio do disco do AMS

$k_d$  – Constante elástica do AMS

$c_d$  – Coeficiente de amortecimento do AMS

$m_p$  – Massa da pá do aerogerador

$u_p$  – Deslocamento horizontal da pá

$k_p$  – Constante elástica da pá

$c_d$  – Coeficiente de amortecimento da pá

# SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	16
1.1	ASPECTOS GERAIS .....	16
1.2	OBJETIVOS .....	23
1.3	METODOLOGIA .....	24
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	26
2	ESTRATÉGIAS DE CONTROLE ESTRUTURAL E APLICAÇÕES .....	27
2.1	CONTROLE ESTRUTURAL .....	27
2.2	CONTROLE PASSIVO.....	28
2.2.1	Amortecedor de Massa Sintonizado .....	28
2.2.2	Métodos de Otimização .....	35
2.2.2.1	Algoritmo Genético.....	35
2.2.2.2	Método de Gradiente .....	37
2.3	CONTROLE ATIVO.....	39
2.3.1	Equações de estado .....	41
2.3.2	Estabilidade .....	41
2.3.3	Controlabilidade e observabilidade.....	42
2.3.4	Controle ótimo linear clássico - Linear Quadratic Regulator (LQR) .....	43
2.4	CONTROLE SEMIATIVO.....	44
2.5	APLICAÇÕES DE CONTROLE ESTRUTURAL EM AEROGERADORES ..	47
3	MODELO DE PÊNULO INVERTIDO .....	50
4	RESULTADOS NUMÉRICOS E DISCUSSÃO.....	63
4.1	SISTEMA PASSIVO.....	63
4.1.1	Definição dos Parâmetros do AMS.....	64
4.1.2	Análise da Resposta do Sistema .....	68
4.2	SISTEMA SEMIATIVO .....	77
4.2.1	Semiativo <i>ON/OFF</i> .....	77
4.2.2	Semiativo Contínuo .....	85
5	CONCLUSÕES .....	92
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	94
	APÊNDICE .....	100

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 ASPECTOS GERAIS

Inicialmente, a energia eólica era utilizada no meio agrícola para tarefas como moagem de grãos e bombeamento de água. Os moinhos de vento substituíam a força motriz humana ou animal, entretanto sua utilização declinou após a revolução industrial com o surgimento da máquina a vapor.

No final do século XIX, deu-se início à geração de energia elétrica a partir da energia eólica. O primeiro aerogerador fornecia 12kW em corrente contínua. Em 1931, na Rússia, foi iniciado o processo de desenvolvimento de aerogeradores de grande porte, com um modelo capaz de gerar 100kW, chamado Balaclava. No período da Segunda Guerra Mundial, foi projetado o maior aerogerador até o momento, com rotor de 53,3m de diâmetro, torre de 33,5m de altura e duas pás de aço com 16 toneladas, projetado para gerar 1250 kW. Em 1941, esse aerogerador entrou em funcionamento e operou por 4 anos, até que uma de suas pás falhou por fadiga (1).

No período entre 1958 e 1966, a França construiu diversos aerogeradores de grande porte, entre os quais haviam três aerogeradores de eixo horizontal com três pás. Um dos modelos apresentava 30 metros de diâmetro de pá com potência de 800 kW. O segundo aerogerador apresentava 21 metros de diâmetro operando com potência de 132kW. O terceiro aerogerador operava com potência de 1.085kW. Esses três protótipos mostraram claramente a possibilidade de se conectar aerogeradores à rede de distribuição de energia elétrica (2).

Na década de 90, a procura por novos mercados e o desenvolvimento de aerogeradores de grande porte serviram de base para o crescimento da energia eólica. Em 2014, o Brasil já se encontrava entre os 15 países com maior produção de energia eólica. A Tabela 1.1 apresenta a capacidade instalada de geração eólica em MW, no período de 2007 a 2014, dos 15 países com maior produção em 2014 (3).



Tabela 1.1 Capacidade instalada de geração eólica em MW por país, adaptado de (3).

PAÍS	2014	2013	2012	2011	2010	2009	2008	2007
China	114.609	91.413	75.324	62.364	44.733	25.810	12.210	5.912
Estados Unidos	65.879	61.110	59.882	46.919	40.180	35.159	25.170	16.819
Alemanha	39.165	34.250	31.308	29.075	27.215	25.777	23.903	22.247
Espanha	22.987	22.959	22.796	21.673	20.676	19.149	16.740	15.145
Índia	22.465	20.150	18.321	15.880	13.066	11.807	9.587	7.850
Reino Unido	12.440	10.711	8.445	6.018	5.204	4.092	3.288	2.389
Canadá	9.694	7.823	6.201	5.265	4.008	3.319	2.369	1.846
França	9.285	8.243	7.473	6.549	5.569	4.483	3.404	2.455
Itália	8.663	8.558	8.144	6.737	5.797	4.850	3.736	2.726
Brasil	5.939	3.466	2.507	1.429	930	600	339	247
Suécia	5.425	4.382	3.745	2.798	2.052	1.448	1.067	831
Portugal	4.914	4.730	4.525	4.083	3.702	3.357	2.862	2.130
Dinamarca	4.883	4.807	4.162	3.927	3.734	3.465	3.160	3.125
Polônia	3.834	3.390	2.497	1.616	1.179	725	472	276

Dados atualizados da Agência Nacional de Energia Elétrica indicam que o Brasil fechou o ano de 2015 com 7842,47 MW de potência outorgada em energia eólica, o que mostra um aumento considerável de 32,05% em relação ao ano anterior.

Isso demonstra que, atualmente, a energia eólica apresenta-se como uma fonte de energia em rápido desenvolvimento em todo o mundo. O projeto, construção e manutenção dos chamados parques eólicos ainda apresentam muitos desafios para os engenheiros e pesquisadores.

O aerogerador é um dispositivo que converte energia cinética proveniente dos ventos em energia elétrica. O dispositivo é constituído por: um suporte estrutural (a torre); um rotor para transformar energia eólica em energia mecânica; um cubo para sustentar as pás; eixos para transferir a energia mecânica de um componente a outro; uma caixa multiplicadora para aumentar a velocidade angular do eixo; um gerador para transformar energia mecânica em energia elétrica; e uma *nacelle*, onde são armazenados ou acoplados os componentes. A Figura 1.1 apresenta um diagrama esquemático do sistema em questão.

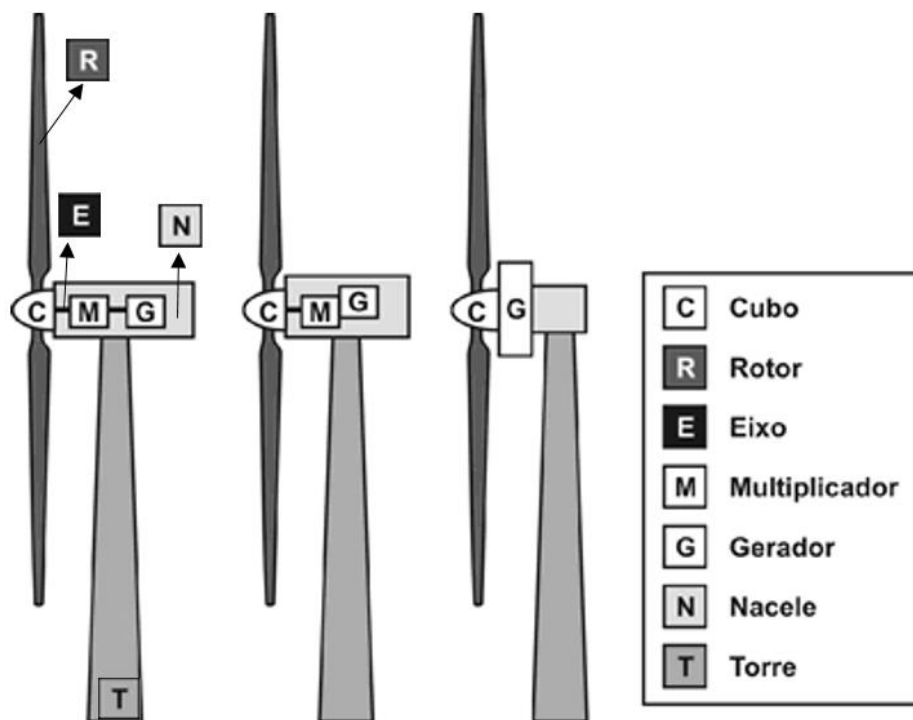


Figura 1.1 Componentes de um aerogerador de eixo horizontal (3).

O aerogerador é fixado em torres que, devido à sua geometria e altura elevada, são esbeltas e flexíveis podendo apresentar vibrações excessivas causadas pelo próprio funcionamento do aerogerador, como também pela ação do vento. A análise detalhada do comportamento estrutural da torre de sustentação se revela de grande importância devido ao fator custo, já que esta representa cerca de 30% do custo total do sistema (4).

Neste contexto, encontram-se os chamados aerogeradores *offshore*: turbinas eólicas instaladas no mar próximas à costa. Como vantagens desse tipo de parque eólico, podemos citar: não há limitações quanto à utilização do solo; não causa impacto visual ou sonoro nas cidades; quantidade desprezível de desnível na superfície do mar, acarretando em ventos mais estáveis em alturas menores, assim os aerogeradores não precisam ser tão altos quanto os aerogeradores *onshore*; o vento nestas regiões é mais intenso e consistente com menor turbulência, diminuindo o desgaste nas turbinas e aumentando a vida útil destas (5). Entretanto, a estabilidade dos aerogeradores *offshore* é um fator importante, considerando que a base não possui o mesmo nível de fixação no solo ou pode ainda nem possuir fixação, como no caso dos aerogeradores flutuantes que possibilitam uma mobilidade da base.

Exemplos de parques eólicos offshore e *onshore* podem ser visualizados nas Figuras 1.2(a) e 1.2(b), respectivamente.



(a)

(b)

Figura 1.2 Parques eólicos (a) *onshore* na Romênia (6) e (b) *offshore* na Dinamarca (7).

Uma das concepções do aerogerador *offshore* é a turbina eólica flutuante, utilizadas em pontos mais distantes da costa. Nestas regiões a profundidade do oceano é maior, inviabilizando a construção das fundações. Sendo assim, as turbinas flutuantes são ancoradas ao solo submarino através de cabos conforme mostra a Figura 1.3. Este sistema estrutural teria uma fonte de excitação dinâmica adicional se comparado ao aerogerador *onshore*, devido à ação do carregamento advindo do movimento das ondas marítimas em sua base.

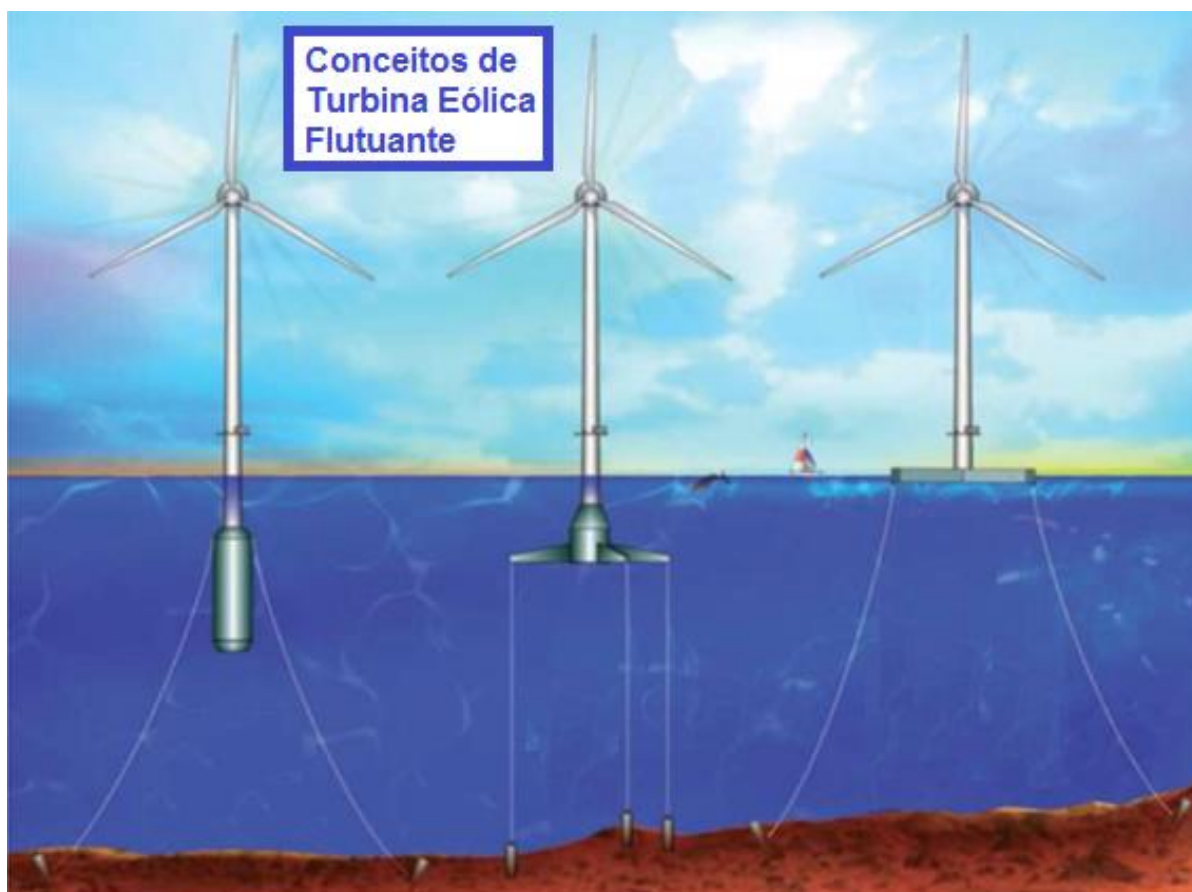


Figura 1.3 Tipos de aerogeradores *offshore* flutuantes, adaptado de (8).

O controle estrutural é uma tecnologia que visa reduzir níveis excessivos de vibração através da instalação de dispositivos externos ou ação de forças externas que promovam alterações nas propriedades de rigidez e amortecimento do sistema (9).

A necessidade da redução de vibrações em estruturas sob a ação do vento tem aumentado sua importância em vista da tendência por construções cada vez mais altas e flexíveis. Este tipo de estrutura é mais vulnerável à ocorrência de vibrações excessivas providas de carregamentos causados pelo vento. As torres de sustentação dos aerogeradores acompanham esta tendência, se tornando cada vez mais altas e esbeltas, podendo chegar a alturas superiores a 120 metros em alguns casos. Uma das torres mais altas atualmente é a Enercon E-126 que produz 7.5 MW e tem uma altura de 135 metros (4). Amplitudes de vibração elevadas comprometem a segurança destas torres como também o bom funcionamento dos aerogeradores. A Figura (1.4) mostra o colapso da torre de um aerogerador *onshore*, ocorrido na prática. Em vista disso, justifica-se o estudo de alternativas para evitar este tipo de problema.



Figura 1.4 Colapso da torre de um aerogerador (10).

Um dos mecanismos típicos de controle estrutural é o amortecedor de massa sintonizado (AMS), que controla a resposta da estrutura por meio da transferência de energia entre a estrutura principal e uma massa auxiliar. Como o próprio nome sugere, este dispositivo é sintonizado em uma dada frequência natural da estrutura, sendo basicamente projetado para o controle de estruturas que vibrem predominantemente em um dado modo de vibração, em geral o primeiro, que é o caso de torres altas (11).

Uma das geometrias alternativas do AMS é o formato de pêndulo (12). Este amortecedor tem seu período de vibração dependente de seu comprimento. Outro aspecto relevante é o fato de que este só pode ser considerado como um oscilador linear quando as amplitudes de vibração forem muito pequenas, pois, ao oscilar produzindo altas amplitudes, o sistema possui comportamento não-linear.

Apesar dos estudos já realizados e do razoável número de aplicações práticas de controle estrutural em pontes, torres e edifícios altos, a aplicação das técnicas de controle estrutural em aerogeradores é um tópico ainda relativamente novo. A utilização de AMS no controle de vibrações em aerogeradores tem sido alvos de estudos recentes na literatura (13 – 24). No entanto, apesar dos estudos já realizados, obstáculos ainda precisam ser superados. Entre eles estão: redução do custo/manutenção e aumento da confiabilidade, eficiência e robustez. Neste contexto, encontra-se o objetivo do presente trabalho.

O controle estrutural é classificado em quatro tipos: passivo, ativo, híbrido e semiativo, que são abordados no capítulo 2. Em recentes trabalhos, Guimarães et al (22) e (23) apresentaram modelos de pêndulo invertido para descrever o

comportamento dinâmico e a estabilidade de uma turbina eólica *offshore* flutuante. Dois sistemas de controle passivo de vibração, um AMS Pendular simples e um AMS Pendular invertido, foram conectados à estrutura principal com o intuito de reduzir a amplitude angular de vibração da torre. Os resultados obtidos por Guimarães et al, (22) e (23), apontaram um AMS na geometria de pêndulo invertido como mais eficiente na redução das vibrações excessivas em relação a um AMS na geometria de pêndulo convencional.

Entretanto, estratégias de controle passivo possuem algumas desvantagens: AMSs são eficientes apenas para a faixa de frequência na qual foram projetados, em geral restrita; em casos de estruturas sujeitas a carregamentos aleatórios como os de vento, esse fator se torna crítico, pois esses carregamentos podem apresentar condições não consideradas no projeto de um AMS passivo.

Uma alternativa ao controle passivo é o chamado controle semiativo. Dispositivos semiativos não acrescentam energia à estrutura principal, eles variam suas propriedades dinamicamente (24). Os sistemas semiativos aliam a confiança e a simplicidade típicas de sistemas passivos às características de versatilidade e adaptabilidade dos sistemas ativos (25). Propriedades de amortecimento e rigidez podem ser controladas de uma forma ativa com controle de sinal. São conhecidos como dispositivos passivos controláveis visto que não aplicam força adicional à estrutura.

Amortecedores viscofluidos passivos geram forças de amortecimento a partir da diferença de pressão entre as câmaras de compressão e tração, conduzindo o fluxo de óleo. Um dispositivo semiativo é proposto por Kurino et al (26) na forma de amortecedor de óleo variável, este controla seu coeficiente de amortecimento ajustando a abertura da válvula de controle do fluxo do óleo confinado. Esse mecanismo semiativo possibilita regular uma grande força de reação utilizando uma pequena quantidade de energia externa.

A combinação de um amortecedor de óleo com um dispositivo magneto reológico (27) é um exemplo de um sistema de controle semiativo, o qual funciona devido à adição de uma força, proveniente do dispositivo magneto reológico, capaz de ajustar e controlar a diferença de pressão no amortecedor de óleo e, dessa forma, controla o coeficiente de amortecimento.

O sistema de controle semiativo se mostra uma boa alternativa para o caso dos aerogeradores devido à sua capacidade de se adaptar às variações possíveis no

carregamento de vento, além disso, controladores semiativos podem lançar mão de alimentação de energia através de baterias.

Podem ser encontrados na literatura diversos estudos com relação à utilização de dispositivos semiativos para controle de vibrações em estruturas tais como, por exemplo, prédios altos e pontes (28 e 29), no entanto ainda são poucas as referências à sua aplicação para redução da resposta dinâmica em aerogeradores (30).

O presente trabalho procura contribuir no aprimoramento da tecnologia de controle semiativo com vistas a aplicação em aerogeradores *offshore* do tipo flutuante, estruturas estas bastante vulneráveis à ocorrência de vibrações excessivas causadas por ventos intensos e movimento de ondas marítimas.

## 1.2 OBJETIVOS

O presente trabalho propõe um modelo simplificado de pêndulo invertido para estudo e análise do comportamento de um aerogerador *offshore* flutuante. São realizadas simulações numéricas do comportamento dinâmico nos regimes transiente e permanente quando submetidos a carregamentos de vento. Pretende-se com estas análises propor estratégias de controle estrutural dos tipos passivo e semiativo de modo a reduzir vibrações excessivas no sistema.

Para o controle passivo, utiliza-se um amortecedor de massa sintonizado (AMS) do tipo pêndulo invertido. Para o controle semiativo, propõe-se uma estratégia de modificação dos parâmetros de rigidez e amortecimento do AMS do tipo pêndulo invertido ao longo do tempo para otimizar os resultados para diferentes carregamentos de vento.

Em estudos anteriores deste mesmo autor (22), foram propostos AMS tipo pêndulo convencional e pêndulo invertido como controle passivo e o AMS tipo pêndulo invertido se mostrou mais eficiente na redução das vibrações excessivas em relação a um AMS na geometria de pêndulo convencional. Neste trabalho, propõe-se otimizar os parâmetros de rigidez e amortecimento através de um estudo paramétrico e através de algoritmos de otimização.

Em virtude do modelo considerado para o aerogerador *offshore* ser preliminar, as pás são inicialmente desconsideradas. Entretanto, é importante avaliar como as pás podem influenciar no comportamento dinâmico do sistema e, por isso, propõe-se

considerá-las de forma simplificada para avaliar sua influência nas análises e como o controle com o AMS é afetado por essa influência.

Propõe-se ainda um controle semiativo no AMS tipo pêndulo invertido, ampliando assim a eficiência do controle estrutural para uma faixa de frequência mais ampla.

Em resumo:

- Objetivo geral
  - Propor estratégias de controle estrutural semiativo para um aerogerador *offshore* flutuante. Para tanto, o sistema é modelado de forma simplificada como um pêndulo invertido sobre base móvel de comportamento linear. As estratégias de controle semiativo baseiam-se em um estudo inicial de controle passivo do tipo AMS com geometria de pêndulo invertido.
- Objetivos específicos
  - Otimização dos parâmetros do sistema passivo (AMS tipo pêndulo invertido) que servirá de embasamento para projeto do controlador semiativo;
  - Avaliação preliminar da influência das pás no comportamento dinâmico do sistema;
  - Proposta de um controlador semiativo para o AMS tipo pêndulo invertido.

### 1.3 METODOLOGIA

Primeiramente o amortecedor de massa sintonizado é proposto como um sistema de controle passivo. Calculam-se os parâmetros ótimos de rigidez e amortecimento do AMS, sendo a massa do AMS equivalente a 10% da massa do topo, utilizando um estudo paramétrico e dois algoritmos de otimização, algoritmo genético e método de gradiente, com a finalidade de diminuir a vibração na frequência de ressonância da torre principal. Para o estudo paramétrico, variam-se os dois fatores em estudo calculando o RMS da resposta no tempo de cada par de valores. A partir desses dados, plota-se uma superfície de RMS em função dos parâmetros da rigidez e do amortecimento. Dessa forma, ao calcular os valores ótimos, pode-se avaliar se os algoritmos estão se aproximando do mínimo encontrado pelo estudo paramétrico.

Para avaliar a influência das pás do aerogerador no sistema, são acrescentados ao modelo original três sistemas massa-mola-amortecedor acoplados na massa do topo. A resposta dinâmica deste novo modelo é comparada à do modelo



anterior, visando verificar a influência do comportamento das pás na resposta dinâmica geral do sistema principal. Verifica-se, ainda, como a adição das pás modifica o desempenho do AMS tipo pêndulo invertido.

Em seguida, um sistema de controle semiativo de dois estágios (*ON/OFF*) é proposto utilizando o AMS. Os parâmetros ótimos de rigidez e amortecimento encontrados no primeiro estudo são considerados como o semiativo desligado (*OFF*). Utiliza-se o algoritmo Regulador Quadrático Linear (LQR) para calcular um segundo conjunto de parâmetros, que são considerados como o semiativo ligado (*ON*), pois esse algoritmo desconsidera a força de excitação. Dessa forma, obtém-se dois conjuntos de parâmetros ótimos para o semiativo *ON/OFF*, sendo que um dos conjuntos é calculado considerando um modelo de carregamento de vento harmônico com frequência próxima à frequência natural do sistema principal e o outro conjunto é calculado através do algoritmo LQR que não leva em consideração excitações externas, no caso o carregamento de vento.

Feito isso, é proposto um modelo de carregamento de vento harmônico com a frequência variando em intervalos de tempo iguais para verificar o funcionamento do controle semiativo. Comparam-se as respostas no tempo entre o controle semiativo, o controle passivo com o conjunto de parâmetros do *ON* e o controle passivo com o conjunto de parâmetros do *OFF*.

Por último, é proposto um controle semiativo contínuo, no qual os parâmetros variam em tempo real de acordo com a frequência de excitação do vento. Para isso, utiliza-se o método de gradiente para calcular os parâmetros ótimos durante a simulação. Comparam-se as respostas no tempo entre o controle semiativo de dois estágios e o controle semiativo contínuo.

## 1.4 HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS

- A amplitude angular é mantida dentro dos limites para o comportamento linear do sistema;
- O carregamento do vento é considerado como uma força concentrada aplicada no topo da torre;
- Considera-se a vibração do sistema em duas dimensões;
- Desconsideram-se o carregamento das ondas e a rotação das pás.

## 1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está estruturado em seis capítulos: introdução, revisão bibliográfica, fundamentação teórica, modelo de pêndulo invertido, resultados numéricos e conclusão.

O capítulo 1 da introdução engloba a motivação do trabalho, além dos objetivos do trabalho, a metodologia utilizada para alcançar os objetivos propostos, as hipóteses simplificadoras adotadas e a estrutura do texto.

O capítulo 2 da revisão bibliográfica, discorre sobre as estratégias de controle estrutural e suas aplicações no tema relacionado a este trabalho: aerogeradores, controle estrutural, sistemas de controle passivo, ativo e semiativo, amortecedor de massa sintonizado e sistemas de amortecimento.

O capítulo 3 apresenta o modelo simplificado para o aerogerador flutuante: um pêndulo invertido sobre base móvel com a formulação a formulação matemática correspondente.

O capítulo 4 apresenta os resultados numéricos obtidos e as análises e comparações correspondentes.

O capítulo 5 apresenta as conclusões do presente trabalho, além das sugestões para trabalhos futuros.

## 2 ESTRATÉGIAS DE CONTROLE ESTRUTURAL E APLICAÇÕES

### 2.1 CONTROLE ESTRUTURAL

A energia eólica é uma das fontes de energia que mais crescem no mundo, acarretando um aumento da demanda pela atuação de engenheiros e pesquisadores no campo desta fonte de energia (5). O rápido desenvolvimento das ferramentas de projeto e técnicas de execução de aerogeradores, além do surgimento de novos materiais, está se traduzindo em estruturas mais altas, instaladas muitas vezes em alto mar, onde é possível captar ventos mais intensos e estáveis. Vale ressaltar, no entanto, que este tipo de aerogerador está sujeito a carregamentos mais intensos dos ventos e das ondas, tornando ainda mais importante a análise dinâmica e a redução de vibrações excessivas nesse tipo de estrutura (31).

O controle estrutural se mostra como uma alternativa para o problema de vibrações excessivas, modificando as propriedades de rigidez e amortecimento da estrutura. Os sistemas de controle estrutural podem ser classificados como ativo, passivo, híbrido e semiativo.

O controle ativo necessita de fornecimento de energia externa para seu funcionamento, sendo este capaz de se adequar a condições diversas de operação como excitações externas com diferentes frequências. O controle passivo não necessita de energia externa para seu funcionamento, sendo este projetado para atuar em uma faixa de frequência pré-estabelecida no projeto. O controle híbrido utiliza uma combinação dos dois controles passivo e ativo, reduzindo a magnitude da força exigida pelo controle ativo e mantém a estrutura controlada através de sua parcela passiva caso haja falha no sistema de energia. O controle semiativo apresenta a possibilidade de alteração em tempo real de um ou mais de seus parâmetros e, tratando-se de um dispositivo passivo controlável, não aplica força sobre o sistema, podendo ser alimentado por pequenas quantidades de energia disponíveis a partir de dispositivos como baterias (11).

Basu et al (32) apresentam recentes estudos em controle estrutural civil na Europa, apresentando sistemas de controle ativo, passivo e semiativo. A seguir, estratégias de controle de vibração passíveis de aplicação em turbinas eólicas são brevemente revisadas.

## 2.2 CONTROLE PASSIVO

O controle estrutural passivo consiste na adição de dispositivos na estrutura que modificam suas propriedades de rigidez e amortecimento. Como vantagens deste tipo de controle, podem citar que não necessita de fontes externas de energia para seu funcionamento, apresenta baixo custo e fácil manutenção. No entanto, o controlador passivo é projetado para funcionar em condições pré-determinadas, mantendo boa performance nos casos de estruturas e máquinas que não possuem variações significativas das condições de funcionamento e carregamento.

Entre os mecanismos de controle passivo mais comuns, encontram-se: isoladores de base, amortecedores metálicos, amortecedores de fricção, amortecedores viscoelásticos, amortecedores viscofluidos, amortecedor líquido sintonizado e amortecedores de massa sintonizados. Os princípios básicos, formulações matemáticas aplicações práticas e diferentes tipos de configuração de cada mecanismo de controle são descritos em detalhe por Soong & Dargush (11).

### 2.2.1 Amortecedor de Massa Sintonizado

O amortecedor de massa sintonizado é um dispositivo que consiste em uma massa, uma mola e um amortecedor que são anexados à estrutura principal no intuito de reduzir as amplitudes da resposta dinâmica da estrutura. A frequência do amortecedor é sintonizada a uma frequência particular da estrutura para que o amortecedor vibre fora de fase com a estrutura transferindo a energia desta para ele. O conceito do amortecedor de massa sintonizado foi primeiramente aplicado por Frahm em 1909 (33).

A Figura 2.1 mostra um sistema discreto de dois graus de liberdade representando a estrutura principal e o AMS conectado. O índice  $d$  se refere ao amortecedor de massa sintonizado e a estrutura principal é reduzida a um sistema de um grau de liberdade, através de técnicas de análise modal (11).

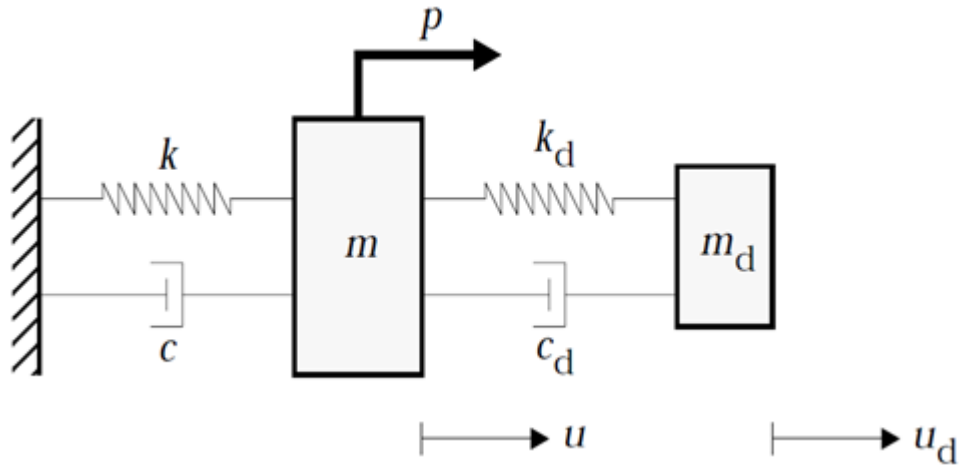


Figura 2.1 Modelo de dois graus de liberdade: sistema principal + amortecedor de massa sintonizado (33).

Na Figura 2.1,  $k$  é a rigidez do sistema principal,  $c$  é o coeficiente de amortecimento do sistema principal,  $m$  é a massa do sistema principal,  $p$  é a força externa aplicada na massa  $m$ ,  $u$  é o deslocamento da massa  $m$  em relação à base,  $k_d$  é a rigidez do AMS,  $c_d$  é o coeficiente de amortecimento do AMS,  $m_d$  é a massa do AMS,  $u_d$  é o deslocamento da massa  $m_d$  em relação à massa  $m$ . Considerando que (33):

$$\omega^2 = \frac{k}{m}; \xi = \frac{c}{2\omega m}; \omega_d = \frac{k_d}{m_d}; \xi_d = \frac{c_d}{2\omega_d m_d}; \mu = \frac{m_d}{m} \quad (2.1)$$

Onde  $\omega$  é a frequência natural do sistema principal,  $\xi$  é o fator de amortecimento do sistema principal,  $\omega_d$  é a frequência natural do AMS,  $\xi_d$  é o fator de amortecimento do AMS e  $\mu$  é a razão de massa entre o sistema principal e o AMS.

As equações de movimento do sistema são dadas podem ser escritas na forma:

$$(1 + \mu)\ddot{u} + 2\xi\omega\dot{u} + \omega^2u = \frac{p}{m} - \mu\ddot{u}_d \quad (2.2)$$

$$\ddot{u}_d + 2\xi_d\omega_d\dot{u}_d + \omega_d^2u_d = -\ddot{u} \quad (2.3)$$

O propósito de se adicionar o amortecedor de massa sintonizado é de a redução das amplitudes da resposta dinâmica da estrutura principal quando sujeita a uma determinada excitação, para tanto deve-se sintonizar a frequência do AMS através da determinação adequada dos valores de  $m_d$ ,  $k_d$  e  $c_d$ .

Considerando o caso de carregamento harmônico de frequência  $\Omega$ ,  $p(t) = p_0e^{i\Omega t}$ , e assumindo as soluções permanentes do tipo:

$$u(t) = Ue^{i\Omega t} \quad (2.4)$$

$$u_d(t) = U_d e^{i\Omega t} \quad (2.5)$$

Onde  $U$  e  $U_d$  são as amplitudes de vibração do sistema principal e do AMS, respectivamente. Substituindo (2.4) e (2.5) nas equações (2.2) e (2.3) obtém-se as amplitudes de vibração, conforme demonstrado no Apêndice:

$$U = \frac{p_0(\omega_d^2 - \Omega^2 + i\Omega 2\xi_d \omega_d)}{m((\omega_d^2 - \Omega^2 + i\Omega 2\xi_d \omega_d)(\omega^2 - \Omega^2(1 + \mu) + i\Omega 2\xi \omega) - \mu\Omega^4)} \quad (2.6)$$

$$U_d = \frac{p_0\Omega^2}{m((\omega_d^2 - \Omega^2 + i\Omega 2\xi_d \omega_d)(\omega^2 - \Omega^2(1 + \mu) + i\Omega 2\xi \omega) - \mu\Omega^4)} \quad (2.7)$$

O chamado fator de magnificação dinâmica do sistema principal,  $R$ , pode ser expresso por:

$$R = \frac{kU}{P_0} = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \quad (2.8)$$

Onde:

$$A = \alpha^2 - \beta^2 \quad (2.9)$$

$$B = 2\xi_d \alpha \beta \quad (2.10)$$

$$C = \alpha^2(1 - \beta) - \mu\alpha^2\beta^2 - \beta^2(1 - \beta^2) - 4\xi_d \xi \alpha \beta^2 \quad (2.11)$$

$$D = 2\xi_d \beta \alpha(1 - \beta^2 - \mu\beta^2) + 2\xi \beta(\alpha^2 - \beta^2) \quad (2.12)$$

Sendo:

$$\alpha = \frac{\omega_d}{\omega}; \beta = \frac{\Omega}{\omega}; \quad (2.13)$$

Considerando o amortecimento do sistema principal nulo ( $\xi = 0$ ), obtém-se as expressões ótimas clássicas para os parâmetros do sistema apresentadas por Hartog (34). Existem dois valores de  $\beta$  onde o fator  $R$  independe da taxa de amortecimento  $\xi_d$ , chamados pontos invariantes  $P$  e  $Q$ , como mostra a Figura 2.2.

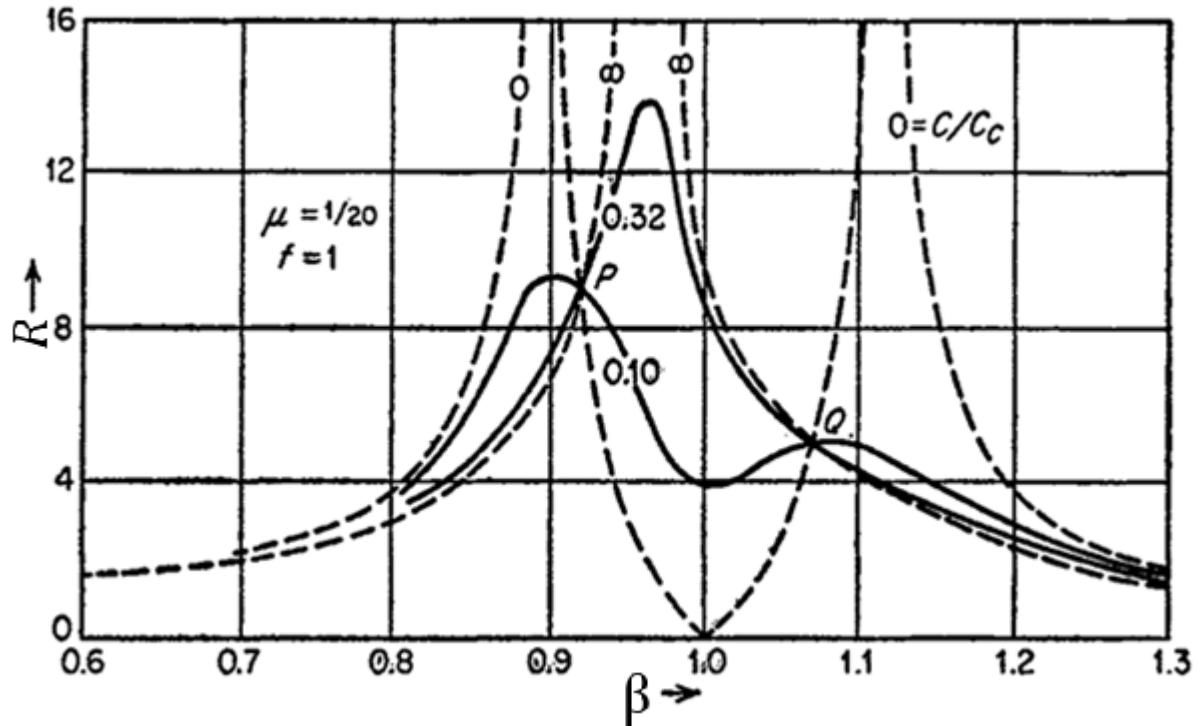


Figura 2.2 Fator de amplificação em função de  $\beta$  ( $\mu = 0,05, \alpha = 1$ ), adaptado de (34).

Dessas relações, obtém-se uma equação quadrática em  $\beta^2$  para as frequências dos pontos invariantes. Otimizando essa relação fazendo coincidir os pontos invariantes com as respostas correspondentes, obtém-se as frequências nesses pontos por:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{1}{1+\mu} \left( 1 \pm \sqrt{\frac{\mu}{2+\mu}} \right) \quad (2.14)$$

A razão de sintonia ótima neste caso é dada por:

$$\alpha_{\text{ótimo}} = \frac{1}{1+\mu} \quad (2.15)$$

A resposta nos pontos invariantes é dada por:

$$R_{\text{ótimo}} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (2.16)$$

Se a inclinação da curva de resposta for igualada a zero em cada um dos pontos invariantes, o amortecimento do AMS é dado por:

$$\xi_d^2 = \frac{\mu \left( 3 \pm \sqrt{\frac{\mu}{\mu+2}} \right)}{8(1+\mu)} \quad (2.17)$$

Segundo Den Hartog (34), uma boa estimativa para  $\xi_{\acute{o}timo}$  é o valor médio da equação (2.17):

$$\xi_{\acute{o}timo} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (2.18)$$

Segundo Connor (33), considerando-se, neste caso, a aproximação quase-ótima para a frequência do amortecedor  $\omega_d = \omega$ , o que leva ao valor da rigidez  $k_d = \mu k$ , e o cenário de carregamento crítico na condição de ressonância  $\Omega = \omega$ , as amplitudes de vibração são dadas por:

$$U = \frac{p_0}{k\mu} \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{2\xi}{\mu} + \frac{1}{2\xi_d}\right)^2}} \quad (2.19)$$

$$U_d = \frac{1}{2\xi_d} U \quad (2.20)$$

Considerando a resposta para o sistema principal sem AMS, a resposta é dada por:

$$U = \frac{p_0}{k} \left(\frac{1}{2\xi}\right) \quad (2.21)$$

Comparando as equações (2.19) e (2.21) em termos de coeficiente de amortecimento equivalente:

$$U = \frac{p_0}{k} \left(\frac{1}{2\xi_e}\right) \quad (2.22)$$

Onde

$$\xi_e = \frac{\mu}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{2\xi}{\mu} + \frac{1}{2\xi_d}\right)^2} \quad (2.23)$$

A equação (2.23) mostra a contribuição relativa dos parâmetros de amortecimento para o amortecimento total. Aumentando a razão de massa  $\mu$ , o amortecimento total amplifica. Entretanto, considerando que a massa  $m_d$  também aumenta, há um limite prático em  $\mu$ . Reduzir o coeficiente de amortecimento para o AMS, amplifica o amortecimento total, entretanto nota-se que, da equação (2.20), o deslocamento relativo  $U_d$  também aumenta nesse caso e, assim como para a massa  $m_d$ , há um limite prático na movimentação relativa do AMS. Selecionar o projeto final requer um compromisso entre essas duas restrições.



Anh et al (35) investigaram um amortecedor de massa sintonizado passivo, do tipo pêndulo com massa-mola acoplado, como absorvedor dinâmico de vibração para uma estrutura principal do tipo pêndulo invertido, previamente estabilizada (Figura 2.3). Foi verificado que, para haver uma performance eficaz, é necessário um valor de comprimento muito alto do pêndulo do absorvedor dinâmico de vibração. Entretanto, utilizando um pêndulo invertido no absorvedor dinâmico de vibração, é possível tornar o amortecedor mais eficaz com a mesma razão de massa e comprimento menor.

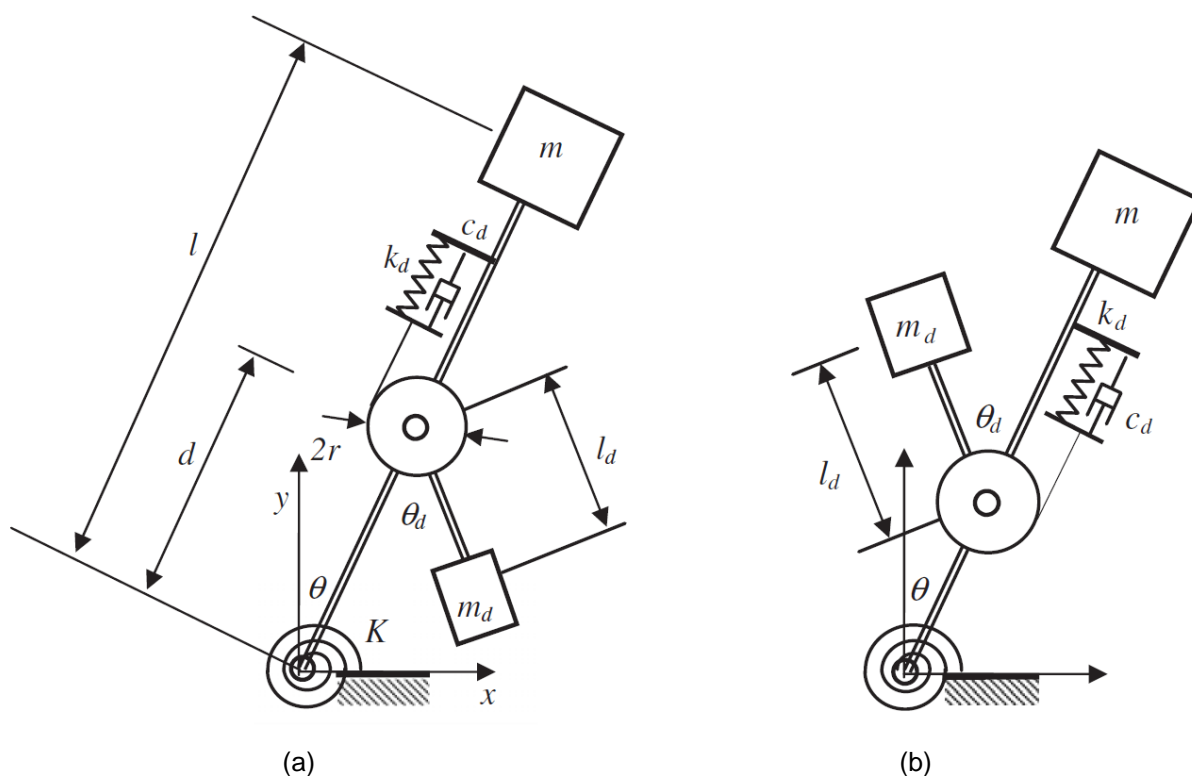


Figura 2.3 Estrutura tipo pêndulo invertido com AMS tipo pêndulo (a) e AMS tipo pêndulo invertido (b), adaptado de (35)

Um exemplo prático de aplicação do amortecedor de massa sintonizado se encontra no arranha céu Taipei 101 construído em Taiwan, que possui cerca de 510 m de altura, um dos maiores do mundo (Figura 2.4 (a)). Devido a sua vulnerabilidade a terremotos e fortes ventos, a estrutura necessitava de um absorvedor dinâmico eficiente para protegê-la.

Por esse motivo foi instalado um amortecedor de massa sintonizada próximo ao topo (Figura 2.4 (b)). O sistema de controle passivo é constituído de uma esfera de aço com cerca de 730 toneladas ligada à estrutura por cabos e amortecedores (Figura

2.5). Além deste sistema se tornar ponto turístico, mostrou-se eficaz a ponto de fazer do arranha céu um dos lugares mais seguros da cidade durante um terremoto (36).

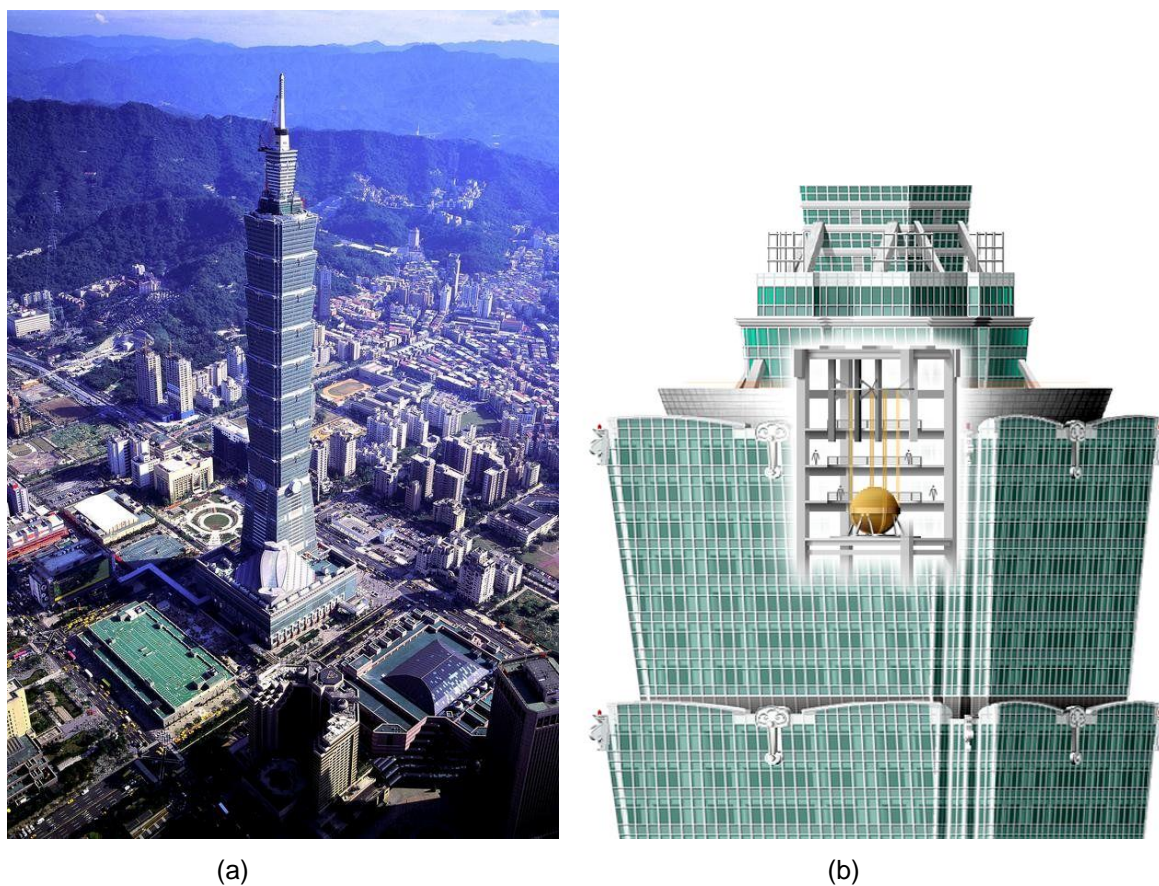


Figura 2.4 (a) Arranha céu Taipei 101 em Taiwan e (b) o local de instalação do AMS (36).



Figura 2.5 Vista do AMS de dentro do arranha céu (36).

O AMS apresenta grande sensibilidade com relação aos seus parâmetros de massa, rigidez e amortecimento. Isto é, a sua performance é diretamente afetada por pequenas variações nos valores destes parâmetros. Sendo assim, é de fundamental importância a escolha adequada destes parâmetros afim de garantir um controle de vibrações satisfatório. Entre as estratégias para projetar os parâmetros do amortecedor de massa sintonizado, encontram-se os algoritmos de otimização.

## 2.2.2 Métodos de Otimização

### 2.2.2.1 Algoritmo Genético

A ideia por trás do algoritmo genético se inspira em fenômenos da natureza (37), como acontece na genética, são realizados cruzamentos dos dados analisando-se suas eficiências para, em seguida, eliminar os indivíduos indesejáveis. Existe uma probabilidade de ocorrer uma mutação nos dados antes de cada cruzamento na busca de dados com eficiência superior.

Para iniciar o algoritmo genético, deve-se indicar a função objetivo  $f(x)$  a ter sua resposta maximizada ou minimizada. Considera-se que a função a ser otimizada possui  $k$  variáveis,  $f(x_1, \dots, x_k) : \mathbb{R}^k \rightarrow \mathbb{R}$ , onde cada variável  $x_i$  pode possuir valores do domínio  $D_i = [a_i, b_i] \subseteq \mathbb{R}$  e  $f(x_1, \dots, x_k) > 0$  para todo  $x_i \in D_i$  e deseja-se otimizar a função com uma determinada precisão de  $d$  casas decimais. Nota-se que para alcançar tal precisão, deve-se dividir o domínio  $D_i$  em  $(b_i - a_i) \cdot 10^d$  partes de mesmo tamanho. Denotando por  $m_i$  o menor inteiro de forma que  $(b_i - a_i) \cdot 10^d \leq 2^{m_i} - 1$ , então cada variável  $x_i$  pode ser codificada como uma sequência de números binários com  $m_i$  algarismos binários.

A partir dessas considerações, admite-se cada cromossomo como uma possível solução da função representada como uma sequência de números binários de comprimento  $m = \sum_{i=1}^k m_i$ , dessa forma o grupo dos primeiros  $m_1$  bits determina um valor no domínio  $[a_1, b_1]$ , o próximo grupo de  $m_2$  bits determina um valor no domínio  $[a_2, b_2]$  e assim se segue até o último grupo de  $m_k$  bits determinando um valor no domínio  $[a_k, b_k]$ .

Para inicializar a população, seleciona-se um número de cromossomos de forma aleatória. Cruzam-se os cromossomos e, em cada geração, avaliam-se os cromossomos gerados através da função objetivo, selecionam-se os cromossomos

com melhores resultados e inicia-se um novo cruzamento, sempre considerando a probabilidade de ocorrer mutação. O algoritmo pode ser parado depois de uma quantidade determinada de iterações ou com um critério de parada inicialmente considerado (37). O fluxograma da Figura 2.6 apresenta a sequência lógica do algoritmo genético.

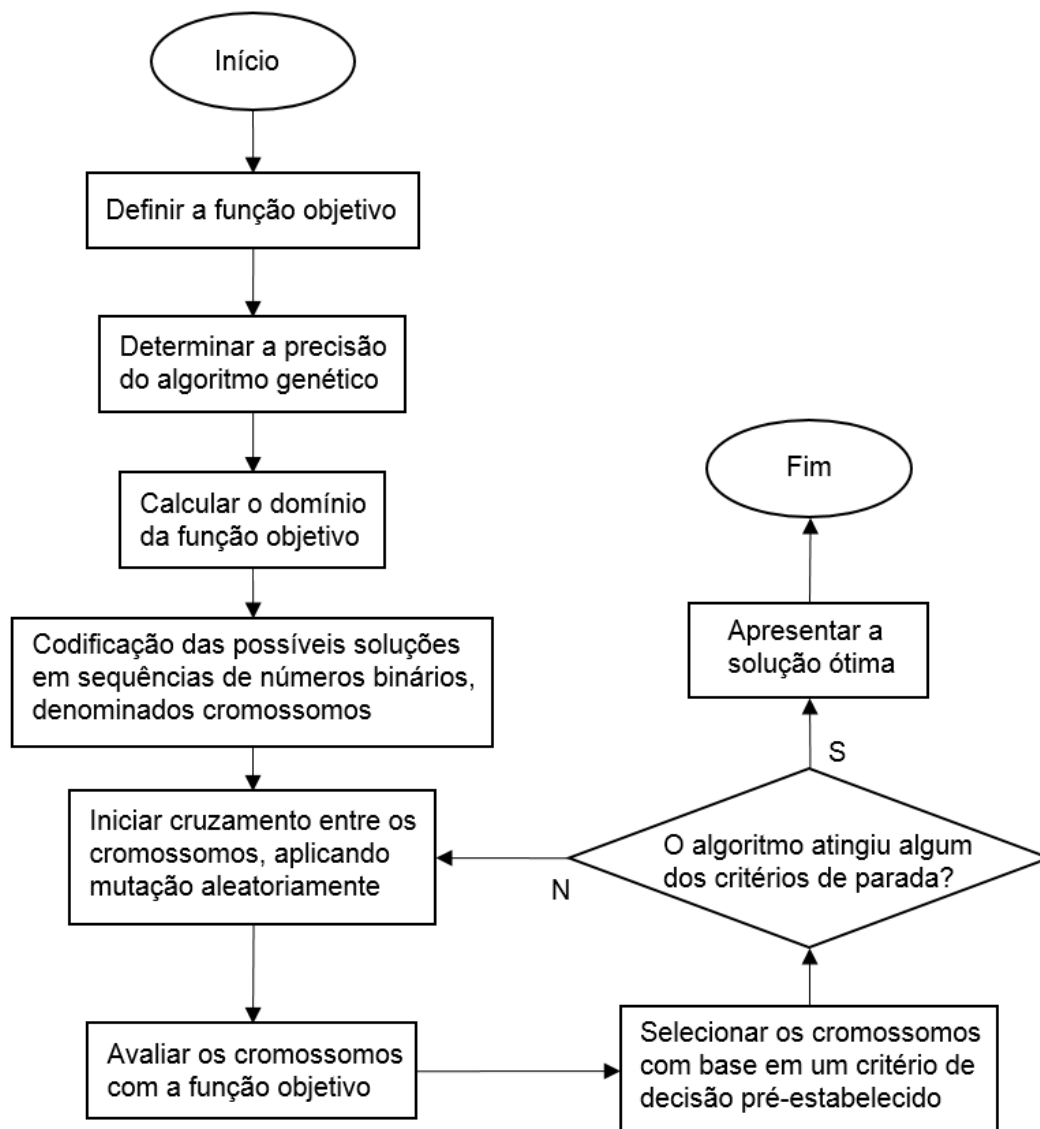


Figura 2.6 Fluxograma da sequência lógica do algoritmo genético.

Uma dificuldade encontrada frequentemente no algoritmo genético é que ele alcança uma região de razoáveis boas soluções, região ótima local, ao invés de encontrar a melhor solução, solução ótima global (38).

Neste trabalho, utiliza-se a função “ga”, disponível na biblioteca de funções do MatLab, para o processo de otimização com algoritmo genético.

### 2.2.2.2 Método de Gradiente

O método de gradiente é uma abordagem clássica para encontrar o mínimo de uma função objetivo ou de uma função baseada numa aproximação de primeira ordem. Para se definir o minimizador local  $x'$  de uma função irrestrita  $f: \mathbb{R}^n \mapsto \mathbb{R}$ , devem-se satisfazer condições no vetor  $x'$ . O minimizador local é o vetor  $x'$  que resulta em  $f(x') \leq f(x)$  para todo  $x$  em uma região em torno de  $x'$ . Essa propriedade gera uma condição necessária, mas não suficiente, para determinar um mínimo local, sendo esta  $\nabla f(x') = 0$ , ou seja, o gradiente da função  $f$  no ponto  $x'$  deve ser igual a zero.

Entretanto, os minimizadores locais não são os únicos com  $\nabla f(x) = 0$ . Tais pontos são chamados pontos estacionários, ou pontos críticos, e podem ser um ponto de mínimo (Figura 2.7 (a)), um ponto de máximo (Figura 2.7 (b)) ou um ponto de sela (Figura 2.7 (c)). No ponto de sela, o ponto estacionário é um ponto de mínimo em uma direção e de máximo em outra.

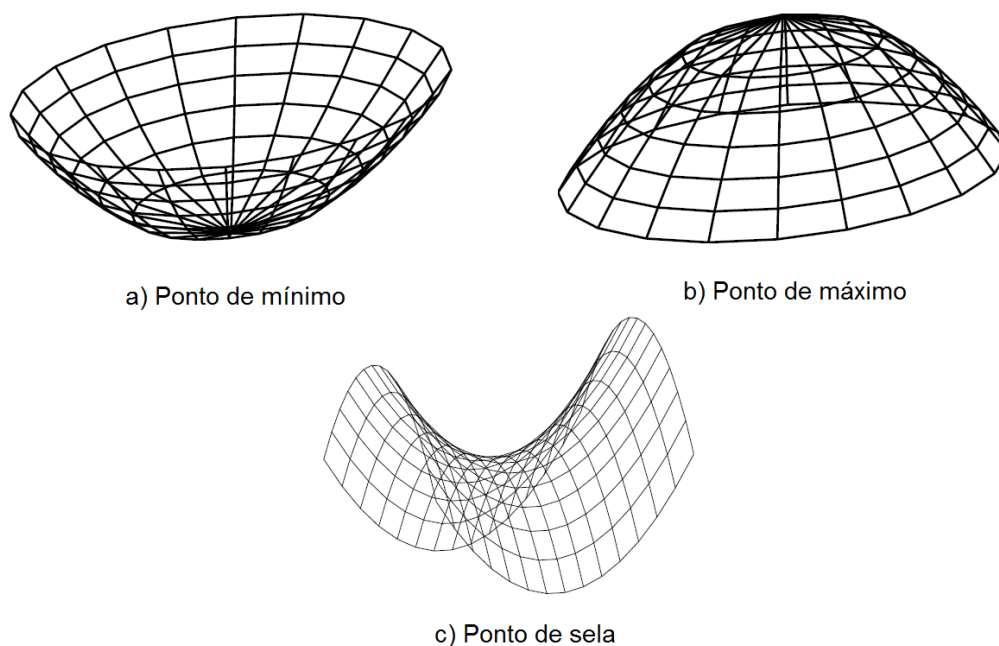


Figura 2.7 Superfícies próximas a um ponto estacionário de mínimo (a), de máximo (b) e de sela (c), adaptado de (39).

Para definir  $x'$  como um minimizador local, ele deve ser um ponto estacionário e cumprir a condição de  $\nabla^2 f(x')$  ser definida positiva, ou seja, todos os termos da matriz hessiana  $\mathbf{H} = \left[ \frac{\partial^2 f}{\partial x_i \partial x_j} \right]_{i,j=1}^n$  devem ser positivos (39).



O método de gradiente utiliza métodos iterativos para resolver problemas de otimização não-linear. Partindo de um ponto inicial  $x_0$ , o método produz uma série de vetores  $x_0, x_1, \dots, x_k, \dots$ , que convergem para um mínimo local. Os passos dados entre um vetor e outro seguem a direção de  $-\nabla f(x)$ , ou seja, seguem a direção do gradiente em declive. Para evitar que o método seja interrompido em um ponto de sela, impõe-se a propriedade  $f(x_{k+1}) < f(x_k)$ .

A base do algoritmo do método de gradiente segue o padrão descrito no fluxograma da Figura 2.8. Os diferentes tipos de métodos de gradiente variam na forma como calculam a direção de declive e o tamanho do passo (40).

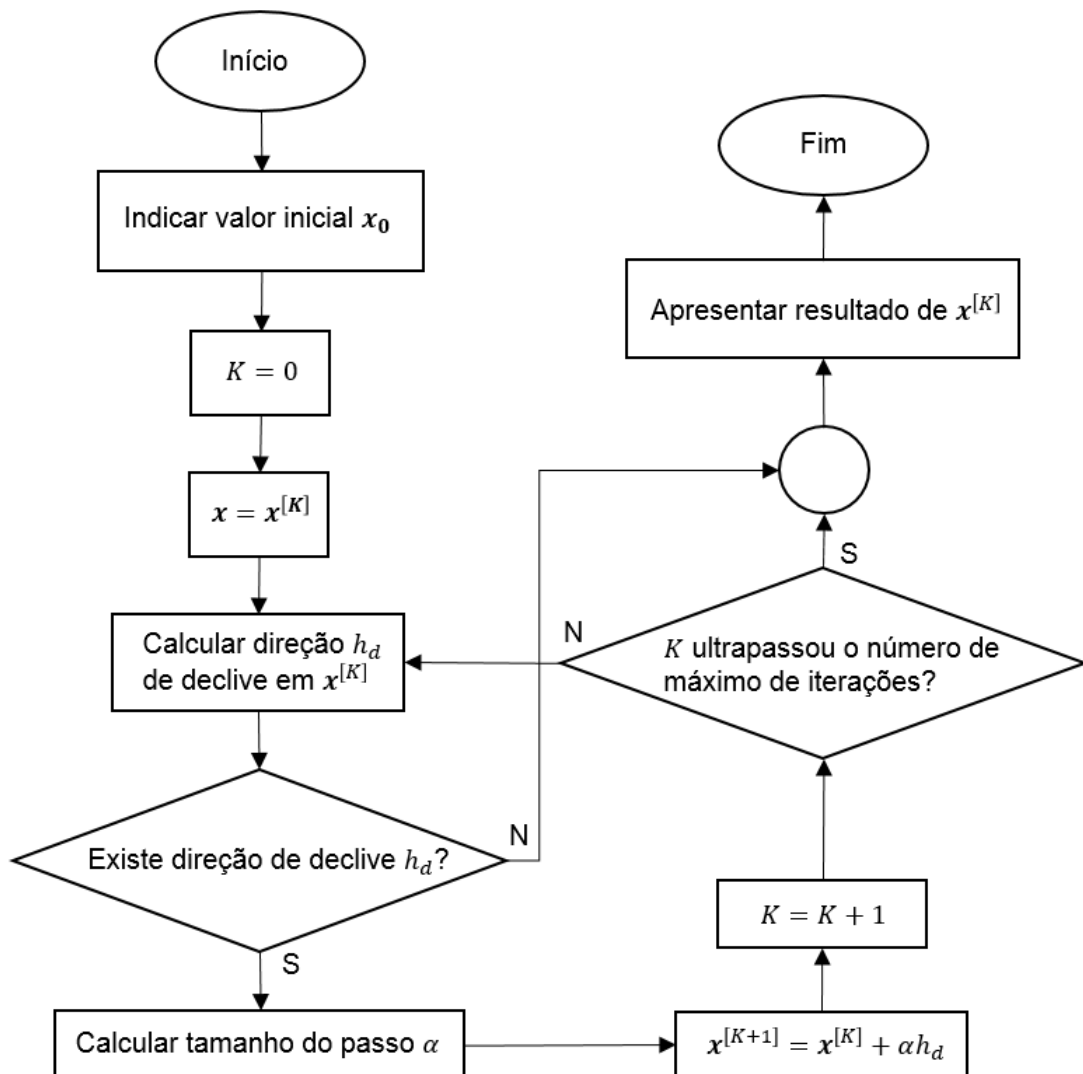


Figura 2.8 Fluxograma do algoritmo padrão do método de gradiente.

## 2.3 CONTROLE ATIVO

O controle ativo baseia-se na aplicação de forças externas sobre o sistema principal, estas forças possuem magnitude calculada em tempo real por um controlador e são função da resposta do sistema monitorada por sensores também em tempo real. Estas forças são aplicadas através de atuadores alimentados por fontes de energia externa.

Trata-se de uma técnica com elevada robustez, que se deve à baixa sensibilidade do controlador a diferentes condições de operação. A robustez representa a medida da sensibilidade do sistema às variações dos parâmetros, logo um sistema robusto é aquele que é pouco sensível a essas variações (41). Entretanto, esse sistema de controle pode requerer elevadas quantidades de energia externa para o seu funcionamento, logo o sistema pode falhar se houver falta ou corte acidental da energia. Vale ressaltar ainda a questão da estabilidade do processo, forças de controle ativo erroneamente calculadas podem desestabilizar o sistema levando o sistema principal à falência.

Um modelo dinâmico, sua fonte de excitação externa e correspondente resposta são chamados na literatura específica de controle como, respectivamente, planta, entrada e saída. A Figura 2.9 apresenta o esquema em diagrama de blocos da relação entre esses componentes.



Figura 2.9 Diagrama de blocos dos componentes básicos de um sistema dinâmico.

No sistema controlado, indica-se ao controlador qual o resultado esperado e este envia o sinal ao sistema com objetivo de obter o resultado esperado na saída do sistema. Um exemplo desse tipo de controle é encontrado no sistema de ar condicionado de alguns veículos, no qual não se seleciona a temperatura interna do carro, apenas o nível da potência de refrigeração que é utilizado. A Figura 2.10 apresenta o esquema em diagrama de blocos desse tipo controle, classificado como controle de malha aberta.



Figura 2.10 Diagrama de blocos de um sistema de controle de malha aberta

A desvantagem desse tipo de controle é que, por ser previamente programado, ele não avalia o sinal de saída para executar alguma correção eventualmente necessária do sistema. Utilizando o exemplo dado anteriormente, o mesmo nível de potência de refrigeração não acarreta na mesma temperatura interna do carro em qualquer situação, pois a temperatura interna depende da temperatura ambiente, assim, para atingir a mesma temperatura interna, necessita-se de maior potência de refrigeração em dias quentes e menor potência em dias frios.

O controle de malha fechada é uma alternativa para corrigir o sinal de saída, no qual a saída é medida através de sensores e um sinal para o controlador é enviado indicando se deve ou não haver alteração. A Figura 2.11 apresenta o esquema em diagrama de blocos desse tipo controle.

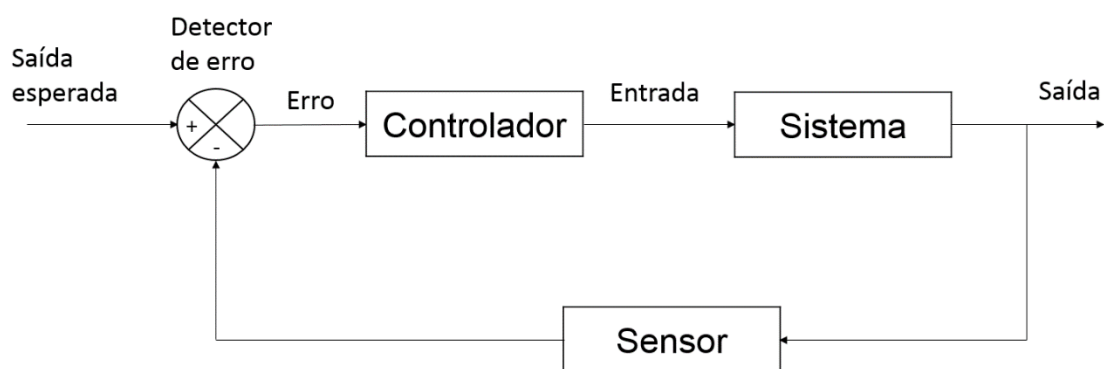


Figura 2.11 Diagrama de blocos de um sistema de controle de malha fechada.

Ainda utilizando o exemplo anterior, no sistema de ar-condicionado com controle de malha fechada, seleciona-se a temperatura interna desejada e o sistema de controle utiliza um sensor de temperatura para avaliar se deve aumentar ou diminuir a potência de refrigeração para atingir a temperatura programada.



### 2.3.1 Equações de estado

Na literatura de sistemas de controle, as equações governantes do sistema costumam ser representadas na forma das chamadas equações de estado. Considerando um sistema físico com  $n$  graus de liberdade e provido de sistema de controle ativo, as equações de movimento do sistema são dadas matricialmente por:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{D}\mathbf{u}(t) + \mathbf{G}\mathbf{f}(t) \quad (2.24)$$

Onde  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{K}$  e  $\mathbf{C}$  correspondem às matrizes de massa, rigidez e amortecimento do sistema, respectivamente, de ordem  $n \times n$ ;  $\mathbf{x}(t)$  é o vetor de deslocamentos de ordem  $n \times 1$ ;  $\mathbf{f}(t)$  é o vetor das forças externas aplicadas de ordem  $r \times 1$ ; e  $\mathbf{u}(t)$  é o vetor das forças de controle de ordem  $p \times 1$ . As matrizes  $\mathbf{D}(n \times p)$  e  $\mathbf{G}(n \times r)$  definem a localização das forças de controle e da excitação, respectivamente.

As equações de movimento na forma de equações de estado são escritas da seguinte forma:

$$\dot{\mathbf{z}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{z}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{E}\mathbf{f}(t) \quad (2.25)$$

Onde  $\mathbf{z}(t)$  é o vetor de estado com dimensão  $n$ ;  $\mathbf{A}$  corresponde à matriz do sistema de estado  $2n \times 2n$ ;  $\mathbf{B}$  e  $\mathbf{E}$  são as matrizes de entrada do controle e perturbação,  $2n \times p$  e  $2n \times r$ ; finalmente, o vetor  $\dot{\mathbf{z}}(t)$  representa o estado do sistema estrutural o qual contém a velocidade relativa e as respostas das acelerações da estrutura relativas ao solo. Os detalhes de cada vetor e matrizes são listados como se segue:

$$\mathbf{z}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \dot{\mathbf{x}}(t) \end{bmatrix}, \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{D} \end{bmatrix}, \mathbf{E} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{H} \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

### 2.3.2 Estabilidade

A estabilidade é uma característica muito importante do comportamento dinâmico de um sistema de controle e é definida pelo sinal de saída. Esta saída não pode crescer indefinidamente quando o sistema é submetido a uma entrada, condição inicial ou perturbação indesejada. Na literatura, podem ser encontrados diversos critérios de estabilidade, entre eles destaca-se o critério de estabilidade BIBO (*bounded-input, bounded-output*), que é atendido se o sinal de saída é limitado para um sinal de entrada limitado (41).

Para sistemas lineares e invariantes no tempo, podemos citar ainda o critério de Nyquist, o critério de Routh, entre outros. Entretanto, caso o sistema não seja linear ou seja linear e variante no tempo, esses critérios não são aplicáveis. Para esses tipos de sistemas, pode-se utilizar o método direto de Liapunov (42).

A estabilidade de um sistema pode ser verificada através dos autovalores da sua matriz de estado  $A$ . É de fácil demonstração que um dado sistema linear é estável se, e somente se, a matriz  $A$  não possui nenhum autovalor com parte real positiva. Além disso, o sistema é assintoticamente estável se, e somente se, todos os autovalores da matriz de estado possuírem parte real negativa (43). Este critério de estabilidade é adotado neste trabalho.

### 2.3.3 Controlabilidade e observabilidade

Controlabilidade e observabilidade são propriedades capazes de avaliar a existência de uma solução para um problema de sistemas de controle. A maioria dos sistemas físicos na prática é controlável e observável, entretanto o modelo matemático correspondente a eles pode se apresentar não-controlável e/ou não-observável (42).

A controlabilidade avalia se um vetor de entrada não-restrito  $u(t)$  pode modificar o vetor de estado  $z(t)$  de um estado inicial qualquer  $z_0$  para um estado final qualquer  $z_f$  ao longo de um tempo finito.

Para calcular a matriz de controlabilidade, considera-se o sistema contínuo no tempo, regido pela seguinte equação de estado:

$$\dot{z} = Az + Bu \quad (2.27)$$

Onde  $z$  é o vetor de estado com dimensão  $2n$ ,  $u$  é o sinal de controle,  $A$  é uma matriz  $2n \times 2n$  e  $B$  é uma matriz  $2n \times 1$ . Assim, a matriz de controlabilidade do par  $[A, B]$  é calculada por:

$$M_c = [B \ AB \ A^2B \ \dots \ A^{n-1}B] \quad (2.28)$$

O sistema é dito completamente controlável se o posto de  $M_c$  for  $2n$  (42). O posto de uma matriz está relacionado ao número de linhas ou colunas linearmente independentes, e pode ser calculado por meio do método de eliminação de Gauss (44).

A observabilidade é a capacidade de se determinar um vetor de estado inicial qualquer  $x_0$  a partir da observação de  $y(t)$  ao longo de um tempo finito.

Para calcular a matriz de observabilidade, considera-se o sistema não-forçado:

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{A}\mathbf{z} \quad (2.29)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{z} \quad (2.30)$$

Onde  $\mathbf{z}$  é o vetor de estado com dimensão  $2n$ ,  $\mathbf{y}$  é o vetor resposta com dimensão  $p$ ,  $\mathbf{A}$  é uma matriz  $2n \times 2n$  e  $\mathbf{C}$  é uma matriz  $p \times 2n$ . Assim, a matriz de observabilidade é calculada por:

$$\mathbf{M}_o = \begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{C}\mathbf{A} \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^2 \\ \dots \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^{n-1} \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

O sistema é dito completamente observável se o posto de  $\mathbf{M}_o$  for  $2n$  (42).

### 2.3.4 Controle ótimo linear clássico - *Linear Quadratic Regulator (LQR)*

O problema do controlador ótimo linear consiste em encontrar o vetor  $\mathbf{u}(t)$  que minimize o índice de performance  $J$  sujeito ao sistema em questão governado pelas equações de estado.

No controle estrutural, o índice de performance é usualmente escolhido como uma função quadrática em  $\mathbf{z}(t)$  e  $\mathbf{u}(t)$ , como segue:

$$J = \int_{t_0}^{t_f} [\mathbf{z}^T(t)\mathbf{Q}\mathbf{z}(t) + \mathbf{u}^T(t)\mathbf{R}\mathbf{u}(t)]dt \quad (2.32)$$

Onde  $\mathbf{Q}$  é uma matriz positiva semi-definida  $n \times n$  e  $\mathbf{R}$  é uma matriz positiva definida  $m \times m$ . As matrizes  $\mathbf{Q}$  e  $\mathbf{R}$  são as matrizes de ponderação, cujas magnitudes são atribuídas de acordo com a importância relativa atrelada às variáveis de estado e às forças de controle no procedimento de minimização. O problema de minimização conduz ao sistema de equações diferenciais de Riccati:

$$\dot{\mathbf{P}}(t) + \mathbf{P}(t)\mathbf{A} - \frac{1}{2}\mathbf{P}(t)\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}(t) + \mathbf{A}^T\mathbf{P}(t) + 2\mathbf{Q} = \mathbf{0}, \quad (2.33)$$

$$\mathbf{P}(t_f) = \mathbf{0} \quad (2.34)$$

Onde  $\mathbf{P}(t)$  é a matriz de Riccati. O vetor de controle  $\mathbf{u}(t)$  é linear em  $\mathbf{z}(t)$ . Neste caso, a lei de controle linear ótimo é:

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{G}(t)\mathbf{z}(t) = -\frac{1}{2}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}(t)\mathbf{z}(t) \quad (2.35)$$

Onde  $\mathbf{G}(t) = -\frac{1}{2}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}(t)$  é o ganho do controle. Na maioria das aplicações estruturais, análises numéricas mostram que a matriz de Riccati  $\mathbf{P}(t)$  se mantém constante durante a extensão do controle, convergindo rapidamente para zero na vizinhança de  $t_f$  (45). Dessa forma,  $\mathbf{P}(t)$ , na maioria dos casos, pode ser aproximado pela matriz constante  $\mathbf{P}$  e a equação de Riccati (2.33) é reduzida a:

$$\mathbf{P}\mathbf{A} - \frac{1}{2}\mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} + \mathbf{A}^T\mathbf{P} + 2\mathbf{Q} = \mathbf{0} \quad (2.36)$$

E o ganho constante de controle é dado por:

$$\mathbf{G} = -\frac{1}{2}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} \quad (2.37)$$

Como foi estabelecido na equação (2.35), o vetor de controle  $\mathbf{u}(t)$  é proporcional ao vetor de estado  $\mathbf{z}(t)$ , o qual contém os deslocamentos e as velocidades do sistema.

Vale ressaltar que o LQR não leva em consideração a força de excitação na obtenção da matriz de Riccati (9), logo pode-se chegar a força de controle não verdadeiramente otimizada em certos casos (9).

No presente trabalho não se implementa um controlador ativo propriamente dito para o sistema estudado, no entanto esse algoritmo é utilizado para otimizar os parâmetros de rigidez e amortecimento do controlador semiativo.

## 2.4 CONTROLE SEMIATIVO

O controle semiativo reúne algumas vantagens dos controladores ativo e passivo. O controle semiativo possui a robustez típica do controle ativo, porém não necessita de fontes de energia externa elevadas. Isso se deve ao fato do dispositivo semiativo não aplicar forças diretamente sobre a estrutura. Na verdade, o que ocorre são variações em tempo real das propriedades mecânicas do amortecedor semiativo, sendo possível suprir a demanda de energia desse processo com fontes de energia menores como, por exemplo, baterias (25). Os sistemas semiativos atuam na estrutura de forma passiva e, por modificarem seus próprios parâmetros de rigidez e/ou amortecimento, são conhecidos como dispositivos passivos controláveis.

Um exemplo de controle semiativo é a utilização de suspensões semiativas em veículos automotivos. As suspensões em automóveis possuem como principais funções proporcionar segurança e conforto aos passageiros. As suspensões ativas

elevam bastante a performance de suspensões passivas otimizadas. Entretanto, a necessidade de grandes quantidades de energia externa, maior complexidade, custo de fabricação e manutenção mais altos se mostram desvantagens de grande impacto para as suspensões ativas. Por isso, as suspensões semiativas se apresentam como alternativa, podendo alcançar patamares de desempenho próximos aos das suspensões ativas consumindo quantidades menores de energia externa (46).

Uma forma de alterar as propriedades de um amortecedor é utilizando um dispositivo magnetorreológico, o qual aplica uma força no fluxo de óleo na câmara de compressão do amortecedor. O fluido magnetorreológico altera sua viscosidade ao ser exposto a um campo magnético (27), o que possibilita controlar a força a ser aplicada na câmara de compressão. A Figura 2.12 ilustra o esquema do dispositivo magnetorreológico instalado a um amortecedor.

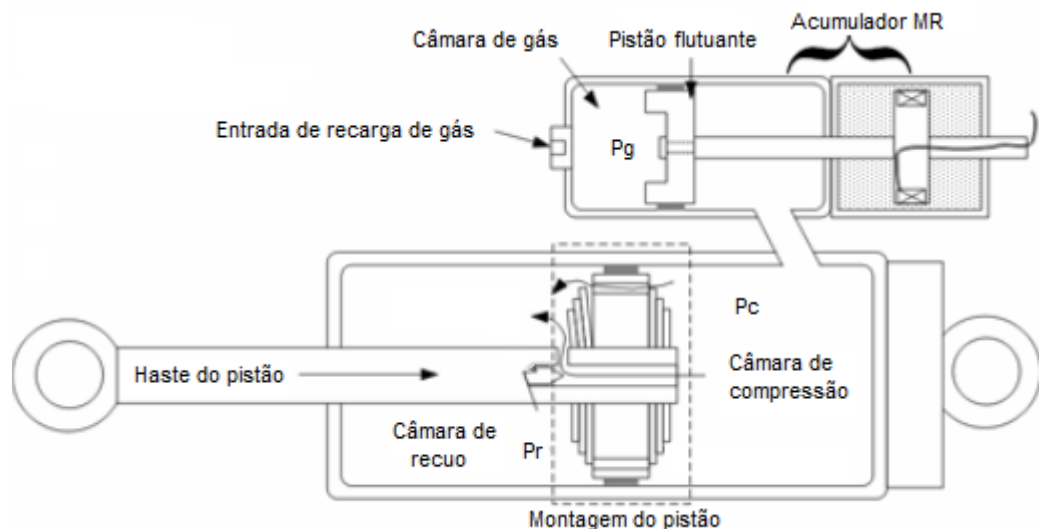


Figura 2.12 Esquema do dispositivo magnetorreológico instalado a um amortecedor, adaptado de (27).

O controle semiativo ON/OFF, também conhecido como controle *bang bang*, é um controlador com retorno de dado que bruscamente pode assumir dois valores limites. Este dispositivo compara a entrada com o valor alvo, então se a saída exceder a entrada, o atuador muda para o ponto desligado (OFF), caso contrário, o atuador muda para o ponto ligado (ON). A Figura 2.13 mostra um exemplo de um diagrama de blocos do controlador ON/OFF. Este é um controlador de baixo custo, além de simples e eficiente (47).

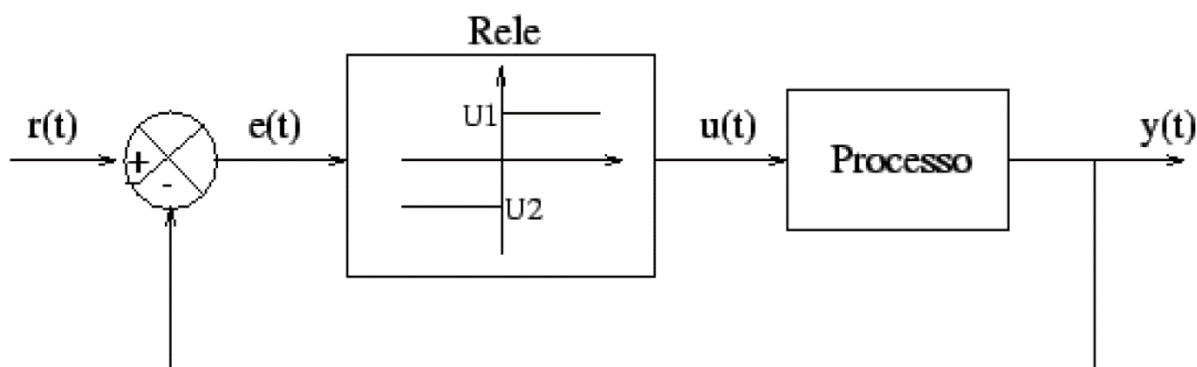


Figura 2.13 Diagrama de blocos do controle ON/OFF (47).

Na literatura sobre controle estrutural podem ser encontrados diversos estudos com controladores semiativos propondo diversas tecnologias para modificação em tempo real dos parâmetros do amortecedor. Por exemplo, Chey et al (28) propuseram um amortecedor de massa sintonizado passivo e semiativo em sistemas de construção para mitigar a resposta estrutural devido a carregamentos sísmicos.

Um amortecedor de massa sintonizado semiativo com um dispositivo para variação de rigidez chamado "*folding variable stiffness springs*" (FVSS), com a capacidade de mudar a rigidez entre os limites inferior e superior por meio de uma pequena mudança nos suportes foi proposto por Rafieipour et al (48). Verificou-se que este amortecedor possui um desempenho mais efetivo que o dispositivo passivo.

Um amortecedor semiativo que, para modificar sua constante de amortecimento, varia-se o fluxo de óleo na entrada e na saída do amortecedor de acordo com a necessidade foi estudado por Kurino et al (26).

Kurino et al (49) propuseram um amortecedor semiativo variando o fluxo de óleo a partir das variações de pressão no próprio dispositivo por meio de um circuito hidráulico. Dessa forma, o amortecedor semiativo é capaz de funcionar sem a necessidade de uma fonte de energia externa.

Yun et al (27) propuseram um amortecedor semiativo com dispositivo magnetorreológico aplicando uma força no fluxo de óleo, modificando a força de amortecimento do dispositivo.

Na área de controle semiativo aplicado à redução de vibrações em turbinas eólicas existem ainda pouco trabalho na literatura, dentre eles podemos destacar a investigação de Huang et al (30) que apresentaram um amortecedor de massa sintonizado semiativo no controle de vibração rotativa e estabilidade de uma turbina

eólica flutuante modelada como sistema dinâmico discreto no plano da rotação das lâminas.

## 2.5 APLICAÇÕES DE CONTROLE ESTRUTURAL EM AEROGERADORES

Apesar dos estudos já realizados e do razoável número de aplicações práticas de controle estrutural em pontos, torres e edifícios altos, a aplicação das técnicas de controle estrutural em aerogeradores é um tópico ainda relativamente novo. A seguir apresentam-se alguns estudos encontrados na literatura sobre esse assunto. Porém, vale ressaltar que, apesar dos estudos já realizados, obstáculos ainda precisam ser superados. Entre eles estão: redução do custo/manutenção, aumento da robustez e melhora da performance.

Stewart & Lackner (8) analisaram um modelo com um número de graus de liberdade limitados para investigar os efeitos da interação dos atuadores dinâmicos e de controle estrutural para um motor elétrico. Foi demonstrado que, mudando a razão das engrenagens do atuador, os efeitos da interação controle-estrutura podem ser reduzidos.

Tsouroukdissian et al (50) estudaram a eficiência de sistemas de amortecimento viscosos integrados internamente à torre de uma turbina eólica para mitigar os efeitos do carregamento externo. Com resultados preliminares promissores, há expectativas de que o sistema seja eficiente tanto para turbinas eólicas onshore quanto para as offshore.

Karimi et al (51) simularam uma turbina eólica flutuante, modelada com um grau de liberdade, utilizando técnicas de controle  $H^\infty$  para formular as leis de controle. O sistema de controle reduz as vibrações do aerogerador combinando um amortecedor de coluna d'água com uma válvula controlável, utilizando realimentação para evitar a dependência de conhecimento dos estados do sistema.

Li et al (21) investigaram experimentalmente um modelo de turbina eólica em escala de 1:13 utilizando uma mesa vibratória. As reduções em máximo deslocamento, máxima aceleração, tensão na base e tensão na plataforma da torre da turbina eólica, quando submetida a terremotos e carregamentos do vento equivalentes, foram obtidas utilizando um absorvedor vibracional em formato de esfera.

Murtagh et al (52) estudaram a resposta de vibração forçada pelo vento de uma torre de turbina eólica e do conjunto rotativo de pás submetidos a um carregamento estacionário eólico. Por meio deste estudo, analisaram a influência da interação do sistema pá/torre comparando com um sistema que desconsidera essa interação. Os resultados numéricos concluíram que desconsiderar a interação pá/torre pode subestimar a resposta do topo da torre, especialmente se as frequências naturais da pá e da torre são próximas.

Lindeberg (53) teve como foco desenvolver um simulador para turbina eólica offshore flutuante, incluindo a vibração das pás. A partir dos resultados da simulação, não foi possível concluir se os controladores projetados seriam capazes de diminuir a vibração das pás, entretanto, o controlador funcionou muito bem para toda a extensão de operação da turbina.

Stewart (19) estudou como desenvolver um conjunto de amortecedores de massa sintonizados passivos de forma otimizada para quatro plataformas de aerogeradores offshore. Esse conjunto é desenvolvido criando um modelo com graus de liberdade limitados para cada uma das quatro plataformas de aerogerador offshore.

Lackner & Rotea (15) investigaram controladores ativo e passivo aplicados em um aerogerador flutuante do tipo barça, otimizando parâmetros passivos para um sistema de amortecedor de massa sintonizado. Foi demonstrado que o controle passivo resultou numa diminuição de 10% do esforço causador de fadiga, enquanto o controle ativo resultou numa diminuição de 30% deste esforço. O controle ativo necessita de grandes quantidades de energia para atuar com eficiência maior que a do controle passivo.

Fitzgerald & Basu (54) estudaram os efeitos de interação solo-estrutura em estratégias de controle estrutural passivo e ativo. Foi verificado que os efeitos de interação solo-estrutura não produziram efeito nas vibrações das pás. Entretanto, mostrou-se que as frequências naturais do sistema torre/nacelle são afetadas significativamente pela interação solo-estrutura. O sistema passivo de controle se mostrou ineficiente se houver incertezas em relação aos parâmetros do solo. O sistema de controle tipo amortecedor de massa sintonizado ativo foi capaz de reduzir as vibrações do sistema torre/nacelle mesmo considerando os efeitos de interação solo-estrutura.

O amortecedor de massa sintonizado tipo pêndulo invertido objeto de estudo deste trabalho apresenta-se como uma solução diferenciada das mencionadas nos



estudos citados anteriormente. Primeiramente porque este tipo de AMS pode ser instalado internamente à torre do aerogerador de forma a poupar espaço interno da nacelle e, por haver mais espaço internamente na torre, provê vantagens como o acesso facilitado, melhorando as condições para uma boa manutenção.

Em segundo lugar, o controlador semiativo variando os parâmetros de rigidez e amortecimento do AMS é considerado neste trabalho por apresentar vantagens em relação aos controles passivo e ativo. O controle semiativo considerado se mostra viável nesta aplicação, visto que outros autores foram bem-sucedidos na variação desses parâmetros do amortecedor semiativo utilizando estratégias distintas (49).

### 3 MODELO DE PÊNULO INVERTIDO

Para modelagem do comportamento dinâmico de um aerogerador *offshore* do tipo flutuante, considera-se um modelo discreto de um pêndulo invertido (22) como o mostrado na Figura 3.1. Trata-se de um sistema de dois graus de liberdade com mola e amortecedor na base para simular a resistência da água. A excitação do sistema é feita por uma força dinâmica aplicada na massa  $m$ , simulando a força do vento nas pás do aerogerador, sendo  $f(t)$  a força do vento. Algumas hipóteses simplificadoras são consideradas para o modelo (55): a amplitude angular é mantida dentro do regime de pequenos deslocamentos para garantir o comportamento linear do modelo; considera-se a vibração do sistema em duas dimensões, no plano  $xy$ ; desconsidera-se o carregamento das ondas aplicado na massa  $m_c$ ; a massa do topo representa o conjunto da nacelle com as pás (52); são desconsiderados os efeitos da rotação das pás.

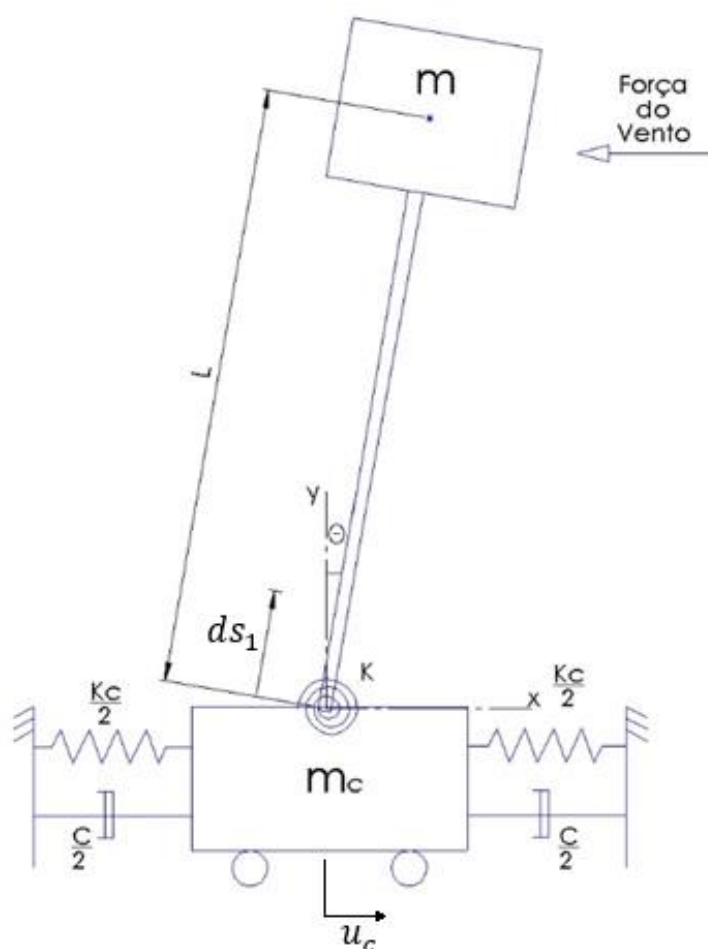


Figura 3.1 Modelo de um pêndulo invertido sobre uma base móvel.

Onde,  $m$  é a massa concentrada no topo da barra,  $\theta$  é a amplitude angular da barra,  $l$  é o comprimento da barra rígida,  $k$  é a constante elástica da mola torcional,  $m_c$  é a massa da base,  $k_c$  é a constante elástica da mola da base,  $c$  é o coeficiente de amortecimento da base. A rigidez torcional  $k$  representa a interação da torre com a água que mantém o aerogerador na posição vertical. Considerando  $\rho$  como a densidade linear da barra de comprimento  $l$  e esta barra como corpo rígido, obtém-se as coordenadas horizontais:

$$x_c = u_c \quad (3.1)$$

$$x_m = u_c + l \sin \theta \cong u + l\theta \quad (3.2)$$

$$x_b = u_c + s_1 \sin \theta \cong u + s_1\theta, s_1 = [0, l] \quad (3.3)$$

Onde  $x_c$  é o deslocamento horizontal da massa  $m_c$ ,  $x_m$  é o deslocamento horizontal da massa  $m$ ,  $x_b$  é o deslocamento horizontal da barra de comprimento  $l$ .

Considerando as coordenadas verticais:

$$y_c = 0 \quad (3.4)$$

$$y_m = l \cos \theta \quad (3.5)$$

$$y_b = s_1 \cos \theta \quad (3.6)$$

Onde  $y_c$  é o deslocamento vertical da massa  $m_c$ ,  $y_m$  é o deslocamento vertical da massa  $m$ ,  $y_b$  é o deslocamento vertical da barra de comprimento  $l$ .

A partir dessas considerações, calculam-se as energias cinética, potencial e dissipada.

- Energia cinética  $K_E$

$$K_E = \frac{1}{2} \left( m_c \dot{x}_c^2 + m \dot{x}_m^2 + \int_0^l \rho \dot{x}_b^2 ds_1 \right) \quad (3.7)$$

$$K_E = \frac{1}{2} \left( m_c \dot{u}_c^2 + m (\dot{u}_c + l\dot{\theta})^2 + \rho l \left( \dot{u}_c^2 + l\dot{\theta}\dot{u}_c + \frac{1}{3} (l\dot{\theta})^2 \right) \right) \quad (3.8)$$

- Energia potencial  $P_E$

$$P_E = \frac{1}{2} k \theta^2 + \frac{1}{2} k_c u_c^2 + m g y_m + \int_0^l \rho g y_b ds_1 \quad (3.9)$$

$$P_E = \frac{1}{2} k \theta^2 + \frac{1}{2} k_c u_c^2 + m g l \cos \theta + \rho \frac{l^2}{2} g \cos \theta \quad (3.10)$$

- Energia dissipada  $D_E$

$$D_E = \frac{1}{2} c \dot{u}_c^2 \quad (3.11)$$

A partir das expressões das energias cinética (Eq. 3.8), potencial (Eq. 3.10) e dissipada (Eq. 3.11), estabelecem-se as equações de movimento do sistema por meio da Equação de Lagrange, considerando  $F_{ext} = f(t)$ ,  $L = K_E + P_E$ ,  $q = \theta, u_c$  e  $x = x_m, x_c$ :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D_E}{\partial \dot{q}_i} \right) = \sum_{j=1}^N \vec{F}_{ext} \cdot \frac{\partial \vec{x}_j}{\partial q_i} \quad (3.12)$$

Resultando nas equações de movimento na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \frac{\rho l^3}{3} + ml^2 & ml + \frac{\rho l^2}{2} \\ ml + \frac{\rho l^2}{2} & m_c + m + \rho l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{u}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{u}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k - mgl - \frac{\rho gl^2}{2} & 0 \\ 0 & k_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ u_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l f(t) \\ f(t) \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Reescrevendo utilizando parâmetros de massa, amortecimento e razão de frequência adimensionais também considerados por Ahn et al (35):

$$\begin{bmatrix} 1 + \frac{\mu_l}{3} & 1 + \frac{\mu_l}{2} \\ 1 + \frac{\mu_l}{2} & 1 + \mu_c + \mu_l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{U}_c \end{bmatrix} + \omega \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 2\xi_c \mu_c \alpha_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{U}_c \end{bmatrix} + \omega^2 \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \mu_c \alpha_c^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ U_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{f(t)}{ml} \\ \frac{f(t)}{ml^2} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Onde:

$$\mu_l = \frac{\rho l}{m}; \mu_c = \frac{m_c}{m}; \omega = \sqrt{\frac{k}{ml^2} - \frac{g}{l} \left(1 + \frac{\mu_l}{2}\right)}; \omega_c = \sqrt{\frac{k_c}{m_c}}; \alpha_c = \frac{\omega_c}{\omega}; \xi_c = \frac{c}{2m_c \omega_c}; U_c = \frac{u_c}{l} \quad (3.15)$$

Para a solução numérica das equações de movimento no presente trabalho, utiliza-se a função “*lsim*” do MatLab.

A Figura 3.2 mostra o modelo desta feita com a instalação de um amortecedor de massa sintonizado do tipo pêndulo invertido, proposto originalmente no presente trabalho, para diminuir a amplitude de vibração da estrutura, o que resulta em um sistema de três graus de liberdade.

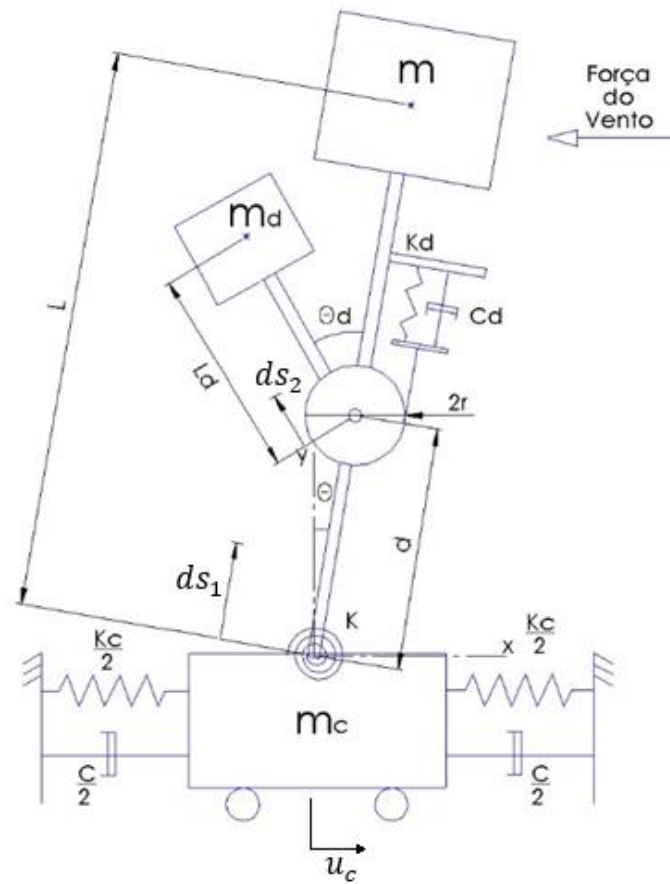


Figura 3.2 Modelo de um pêndulo invertido sobre uma base móvel com um AMS tipo pêndulo invertido.

Onde  $m_d$  é a massa do AMS,  $l_d$  é o comprimento do pêndulo invertido do AMS,  $d$  é a posição do AMS relativa à base da barra,  $r$  é o raio do disco do AMS,  $c_d$  é o coeficiente de amortecimento do AMS,  $k_d$  é a constante elástica da mola do AMS e  $\theta_d$  é a amplitude angular do AMS relativa à barra de comprimento  $l$ . Considerando  $\rho_d$  como a densidade linear da barra de comprimento  $l_d$ , obtém-se as coordenadas horizontais:

$$x_d = d \sin \theta - l_d \sin(\theta_d - \theta) + u_c \cong d\theta - l_d(\theta_d - \theta) + u_c \quad (3.16)$$

$$x_{bd} = d \sin \theta - s_2 \sin(\theta_d - \theta) + u_c \cong d\theta - s_2(\theta_d - \theta) + u_c \quad (3.17)$$

Onde  $x_d$  é o deslocamento horizontal da massa  $m_d$  e  $x_{bd}$  é o deslocamento horizontal da barra  $l_d$ .

Considerando as coordenadas verticais:

$$y_d = d \cos \theta + l_d \cos(\theta_d - \theta) \cong d + l_d \quad (3.18)$$

$$y_{bd} = d \cos \theta + s_2 \cos(\theta_d - \theta) \quad (3.19)$$

Onde  $y_d$  é o deslocamento vertical da massa  $m_d$  e  $y_{bd}$  é o deslocamento vertical da barra  $l_d$ .

- Energia cinética  $K_E$

$$K_E = \frac{1}{2} \left( m_c \dot{x}_c^2 + m \dot{x}_m^2 + m_d \dot{x}_d^2 + \int_0^{l_d} \rho_d \dot{x}_{bd}^2 ds_2 + \int_0^l \rho \dot{x}_b^2 ds_1 \right) \quad (3.20)$$

$$K_E = \frac{1}{2} \left( m_c \dot{u}_c^2 + m (\dot{u}_c + l\dot{\theta})^2 + \rho l \left( \dot{u}_c^2 + l\dot{\theta}\dot{u}_c + \frac{1}{3} (l\dot{\theta})^2 \right) + m_d (\dot{u}_c + d\dot{\theta} - l_d(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}))^2 + \rho_d l_d \left( \dot{u}_c^2 + 2d\dot{u}_c\dot{\theta} - l_d\dot{u}_c(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}) + (d\dot{\theta})^2 - dl_d\dot{\theta}(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}) + \frac{l_d^2}{3} (\dot{\theta}_d - \dot{\theta})^2 \right) \right) \quad (3.21)$$

- Energia potencial  $P_E$

$$P_E = \frac{1}{2} k\theta^2 + \frac{1}{2} k_c u_c^2 + mgy_m + \int_0^l \rho gy_b ds_1 + m_d g y_d + \frac{1}{2} k_d (r\theta_d)^2 + \int_0^{l_d} \rho_d g y_{bd} ds_2 \quad (3.22)$$

$$P_E = \frac{1}{2} k\theta^2 + \frac{1}{2} k_c u_c^2 + mgl \cos \theta + \rho \frac{l^2}{2} g \cos \theta + m_d g (d \cos \theta + l_d \cos(\theta_d - \theta)) + \frac{1}{2} k_d (r\theta_d)^2 + \rho_d g l_d \left( d \cos \theta + \frac{l_d}{2} \cos(\theta_d - \theta) \right) \quad (3.23)$$

- Energia dissipada  $D_E$

$$D_E = \frac{1}{2} (c_d (r\dot{\theta}_d)^2 + c\dot{u}_c^2) \quad (3.24)$$

A partir das expressões das energias cinética (Eq. 3.21), potencial (Eq. 3.23) e dissipada (Eq. 3.24), estabelecem-se as equações de movimento do sistema por meio da Equação de Lagrange, considerando  $F_{ext} = f(t)$ ,  $q = \theta, \theta_d, u_c$  e  $x = x_m, x_c, x_d$ :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D_E}{\partial \dot{q}_i} \right) = \sum_{j=1}^N \vec{F}_{ext} \cdot \frac{\partial \vec{x}_j}{\partial q_i} \quad (3.25)$$

Resultando nas equações de movimento na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} M_{1,1} & M_{1,2} & M_{1,3} \\ M_{2,1} & M_{2,2} & M_{2,3} \\ M_{3,1} & M_{3,2} & M_{3,3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\theta}_d \\ \ddot{u}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_d r^2 & 0 \\ 0 & 0 & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\theta}_d \\ \dot{u}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{1,1} & K_{1,2} & 0 \\ K_{2,1} & K_{2,2} & 0 \\ 0 & 0 & k_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \theta_d \\ u_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l f(t) \\ 0 \\ f(t) \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

Onde:

$$M_{1,1} = \frac{\rho l^3}{3} + ml^2 + m_d (d + l_d)^2 + \rho_d dl_d (d + l_d) + \rho_d \frac{l_d^3}{3} \quad (3.27)$$

$$M_{1,2} = M_{2,1} = -m_d dl_d - m_d l_d^2 - \rho_d d \frac{l_d^2}{2} - \rho_d \frac{l_d^3}{3} \quad (3.28)$$

$$M_{1,3} = M_{3,1} = ml + \frac{\rho l^2}{2} + m_d (d + l_d) + \rho_d dl_d + \rho_d \frac{l_d^2}{2} \quad (3.29)$$

$$M_{2,2} = m_d l_d^2 + \rho_d \frac{l_d^3}{3} \quad (3.30)$$

$$M_{2,3} = M_{3,2} = -m_d l_d - \rho_d \frac{l_d^2}{2} \quad (3.31)$$

$$M_{3,3} = m_c + m + m_d + \rho l + \rho_d l_d \quad (3.32)$$

$$K_{1,1} = k - g \left( ml + \frac{\rho l^2}{2} + m_d(d + l_d) + \rho_d l_d \left( d + \frac{l_d}{2} \right) \right) \quad (3.33)$$

$$K_{1,2} = K_{2,1} = m_d g l_d + \rho_d \frac{l_d^2}{2} g \quad (3.34)$$

$$K_{2,2} = k_d r^2 - m_d g l_d - \rho_d \frac{l_d^2}{2} g \quad (3.35)$$

Reescrevendo utilizando parâmetros adimensionais de massa, amortecimento e razão de frequência adimensionais considerados também por Ahn et al (35):

$$\begin{bmatrix} M_{1,1} & M_{1,2} & M_{1,3} \\ M_{2,1} & M_{2,2} & M_{2,3} \\ M_{3,1} & M_{3,2} & M_{3,3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\theta}_D \\ \ddot{U}_c \end{bmatrix} + \omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{2,2} & 0 \\ 0 & 0 & C_{3,3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\theta}_D \\ \dot{U}_c \end{bmatrix} + \omega^2 \begin{bmatrix} K_{1,1} & K_{1,2} & 0 \\ K_{2,1} & K_{2,2} & 0 \\ 0 & 0 & K_{2,3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \theta_D \\ U_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f(t) \\ ml \\ 0 \\ f(t) \\ ml^2 \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

Onde:

$$\mu_d = \frac{m_d}{m}; \mu_{l_d} = \frac{\rho_d l_d}{m}; \gamma = \frac{d + l_d}{l}; \gamma_d = \frac{d}{l}; \gamma_{l_d} = \frac{l_d}{l}; \theta_D = \gamma_{l_d} \theta_d; \eta = \frac{g}{\omega^2 l}; \quad (3.37)$$

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k_d r^2}{m_d l_d^2} - \frac{g}{l_d} \left( 1 + \frac{\rho_d l_d}{2 m_d} \right)}; \alpha_d = \frac{\omega_d}{\omega}; \xi_d = \frac{c_d r^2}{2 m_d \omega_d l_d}$$

$$M_{1,1} = 1 + \frac{\mu_l}{3} + \mu_d \gamma^2 + \mu_{l_d} \left( \gamma_d \gamma + \frac{\gamma_{l_d}^2}{3} \right) \quad (3.38)$$

$$M_{1,2} = M_{2,1} = -\mu_d \gamma - \mu_{l_d} \left( \frac{\gamma_d}{2} + \frac{\gamma_{l_d}}{3} \right) \quad (3.39)$$

$$M_{1,3} = M_{3,1} = 1 + \frac{\mu_l}{2} + \mu_d \gamma + \mu_{l_d} \left( \gamma_d + \frac{\gamma_{l_d}}{2} \right) \quad (3.40)$$

$$M_{2,2} = \mu_d + \frac{\mu_{l_d}}{3} \quad (3.41)$$

$$M_{2,3} = M_{3,2} - \mu_d - \frac{\mu_{l_d}}{2} \quad (3.42)$$

$$M_{3,3} = 1 + \mu_d + \mu_c + \mu_l + \mu_{l_d} \quad (3.43)$$

$$C_{2,2} = 2 \xi_d \mu_d \alpha_d \quad (3.44)$$

$$C_{3,3} = 2 \xi_c \mu_c \alpha_c \quad (3.45)$$

$$K_{1,1} = 1 - \eta \left( \mu_d \gamma + \mu_{l_d} \left( \gamma_d - \frac{\gamma_{l_d}}{3} \right) \right) \quad (3.46)$$

$$K_{1,2} = K_{2,1} = -\eta \left( \mu_d + \frac{\mu_{l_d}}{2} \right) \quad (3.47)$$

$$K_{2,2} = \mu_d \alpha_d^2 \quad (3.48)$$

$$K_{3,3} = \mu_c \alpha_c^2 \quad (3.49)$$

As respostas dos modelos das Figuras 3.1 e 3.2 são comparadas para análise do desempenho do AMS considerado.

É necessário verificar de que forma as pás do aerogerador influenciam o comportamento vibratório da estrutura (13). No presente estudo, a consideração preliminar deste efeito no modelo foi feita admitindo-se que cada pá tivesse seu comportamento no plano simulado por um sistema massa-mola-amortecedor, o que resulta em um sistema de cinco graus de liberdade conforme pode-se verificar na Figura 3.3. Considerando uma análise mais aprimorada, deve-se levar em consideração os seguintes carregamentos: inercial, relacionado à força centrífuga; gravitacional devido à rotação das pás, gerando esforços alternados de tração e compressão ao longo da pá; e aerodinâmico devido à diferença do carregamento do vento na direção vertical (56).

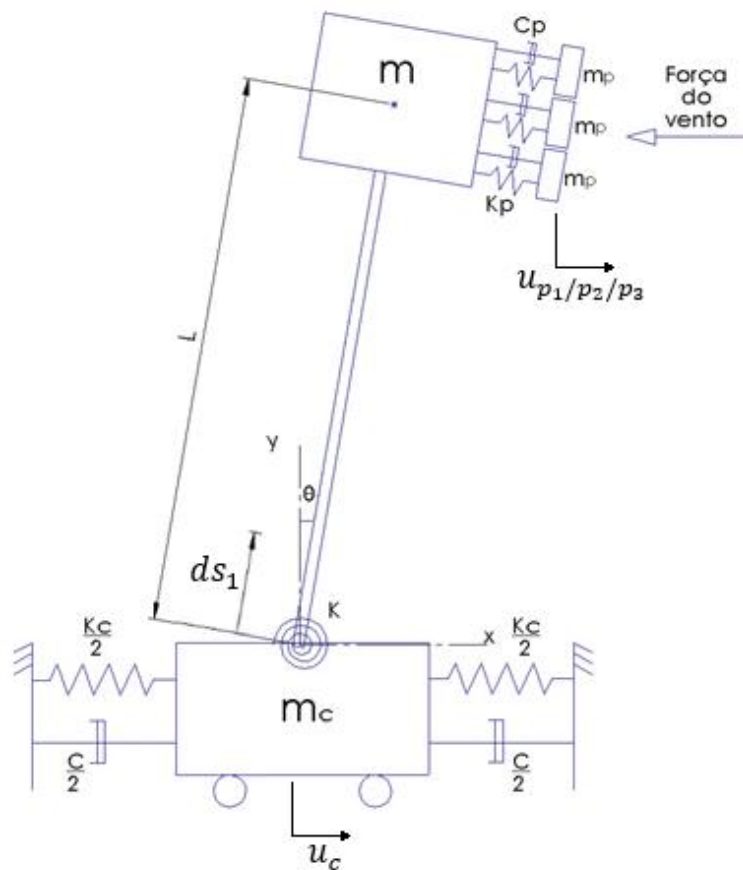


Figura 3.3 Modelo considerando as pás do aerogerador de um pêndulo invertido sobre uma base móvel.



Onde  $m_p$  é a massa da pá do aerogerador,  $k_p$  é a constante elástica da pá e  $c_d$  é o coeficiente de amortecimento da pá.

Considerando as coordenadas das pás:

$$x_{p_1/p_2/p_3} = u_c + l \sin \theta + u_{p_1/p_2/p_3} \cong u_c + l\theta + u_{p_1/p_2/p_3} \quad (3.50)$$

$$y_p = y_{p_1} = y_{p_2} = y_{p_3} = l \cos \theta \quad (3.51)$$

Onde  $x_{p_1/p_2/p_3}$  são os deslocamentos horizontais das pás de massa  $m_p$  e  $y_{p_1/p_2/p_3}$  são os deslocamentos verticais das pás de massa  $m_p$ . A partir dessas considerações, calculam-se as energias cinética, potencial e dissipada.

- Energia cinética  $K_E$

$$K_E = \frac{1}{2} \left( m_c \dot{x}_c^2 + m \dot{x}_m^2 + \int_0^l \rho \dot{x}_b^2 ds_1 + m_p (\dot{x}_{p_1}^2 + \dot{x}_{p_2}^2 + \dot{x}_{p_3}^2) \right) \quad (3.52)$$

$$K_E = \frac{1}{2} \left( m_c \dot{u}_c^2 + m (\dot{u}_c + l\dot{\theta})^2 + \rho l \left( \dot{u}_c^2 + l\dot{\theta} \dot{u}_c + \frac{1}{3} (l\dot{\theta})^2 \right) + m_p \left( (\dot{u}_c + l\dot{\theta} + \dot{u}_{p_1})^2 + (\dot{u}_c + l\dot{\theta} + \dot{u}_{p_2})^2 + (\dot{u}_c + l\dot{\theta} + \dot{u}_{p_3})^2 \right) \right) \quad (3.53)$$

- Energia potencial  $P_E$

$$P_E = \frac{1}{2} K \theta^2 + \frac{1}{2} k_c u_c^2 + m g y_m + \int_0^l \rho g y_b ds_1 + 3 m_p g y_p + \frac{1}{2} k_p \left( (x_{p_1} - x_m)^2 + (x_{p_2} - x_m)^2 + (x_{p_3} - x_m)^2 \right) \quad (3.54)$$

$$P_E = \frac{1}{2} K \theta^2 + \frac{1}{2} k_c u_c^2 + m g l \cos \theta + \rho \frac{l^2}{2} g \cos \theta + 3 m_p g l \cos \theta + \frac{1}{2} k_p (u_{p_1}^2 + u_{p_2}^2 + u_{p_3}^2) \quad (3.55)$$

- Energia dissipada  $D_E$

$$D_E = \frac{1}{2} \left( c \dot{u}_c^2 + c_p \left( (\dot{x}_{p_1} - \dot{x}_m)^2 + (\dot{x}_{p_2} - \dot{x}_m)^2 + (\dot{x}_{p_3} - \dot{x}_m)^2 \right) \right) \quad (3.56)$$

$$D_E = \frac{1}{2} \left( c \dot{u}_c^2 + c_p (\dot{u}_{p_1}^2 + \dot{u}_{p_2}^2 + \dot{u}_{p_3}^2) \right) \quad (3.57)$$

A partir das expressões das energias cinética (Eq. 3.53), potencial (Eq. 3.55) e dissipada (Eq. 3.57), estabelecem-se as equações de movimento do sistema por meio da Equação de Lagrange, considerando  $F_{ext} = f(t)$ ,  $q = \theta, u_c, u_{p_1}, u_{p_2}, u_{p_3}$  e  $x = x_m, x_c, x_{p_1}, x_{p_2}, x_{p_3}$ :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D_E}{\partial \dot{q}_i} \right) = \sum_{j=1}^N \vec{F}_{ext} \cdot \frac{\partial \vec{x}_j}{\partial q_i} \quad (3.58)$$

Resultando nas equações de movimento na forma matricial:

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} M_{1,1} & M_{1,2} & m_p l & m_p l & m_p l \\ M_{2,1} & M_{2,2} & m_p & m_p & m_p \\ m_p l & m_p & m_p & 0 & 0 \\ m_p l & m_p & 0 & m_p & 0 \\ m_p l & m_p & 0 & 0 & m_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{u}_c \\ \ddot{u}_{p_1} \\ \ddot{u}_{p_2} \\ \ddot{u}_{p_3} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{u}_c \\ \dot{u}_{p_1} \\ \dot{u}_{p_2} \\ \dot{u}_{p_3} \end{bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} K_{1,1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ u_c \\ u_{p_1} \\ u_{p_2} \\ u_{p_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l f(t) \\ f(t) \\ f(t) \\ f(t) \\ f(t) \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.59}$$

Onde:

$$M_{1,1} = \frac{\rho l^3}{3} + ml^2 + 3m_p l^2 \tag{3.60}$$

$$M_{1,2} = M_{2,1} = ml + \frac{\rho l^2}{2} + 3m_p l \tag{3.61}$$

$$M_{2,2} = m_c + m + 3m_p + \rho l \tag{3.62}$$

$$K_{1,1} = K - g \left( ml + \frac{\rho l^2}{2} + 3m_p l \right) \tag{3.63}$$

Reescrevendo utilizando parâmetros adimensionais de massa, amortecimento e razão de frequência adimensionais considerados também por Ahn et al (35):

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} M_{1,1} & M_{1,2} & \mu_p & \mu_p & \mu_p \\ M_{2,1} & M_{2,2} & \mu_p & \mu_p & \mu_p \\ \mu_p & \mu_p & \mu_p & 0 & 0 \\ \mu_p & \mu_p & 0 & \mu_p & 0 \\ \mu_p & \mu_p & 0 & 0 & \mu_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{U}_c \\ \ddot{U}_{p_1} \\ \ddot{U}_{p_2} \\ \ddot{U}_{p_3} \end{bmatrix} + \omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{2,2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{3,3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{4,4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{5,5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{U}_c \\ \dot{U}_{p_1} \\ \dot{U}_{p_2} \\ \dot{U}_{p_3} \end{bmatrix} \\
& + \omega^2 \begin{bmatrix} 1 - 3\eta\mu_p & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_c \alpha_c^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu_p \alpha_p^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu_p \alpha_p^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu_p \alpha_p^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ U_c \\ U_{p_1} \\ U_{p_2} \\ U_{p_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f(t)/ml \\ f(t)/ml^2 \\ f(t)/ml^2 \\ f(t)/ml^2 \\ f(t)/ml^2 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.64}$$

Onde:

$$\mu_p = \frac{m_p}{m}; \omega_p = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}}; \alpha_p = \frac{\omega_p}{\omega}; \xi_p = \frac{c_p}{2m_p \omega_p}; U_{p_1/p_2/p_3} = \frac{u_{p_1/p_2/p_3}}{l} \tag{3.65}$$

$$M_{1,1} = 1 + \frac{\mu_l}{3} + 3\mu_p \tag{3.66}$$

$$M_{1,2} = M_{2,1} = 1 + \frac{\mu_l}{2} + 3\mu_p \tag{3.67}$$

$$C_{2,2} = 2\xi_c \mu_c \alpha_c \tag{3.68}$$

$$C_{3,3} = 2\xi_p \mu_p \alpha_p \tag{3.69}$$

$$C_{4,4} = 2\xi_p \mu_p \alpha_p \tag{3.70}$$

$$C_{5,5} = 2\xi_p \mu_p \alpha_p \tag{3.71}$$

A Figura 3.4 apresenta o modelo do aerogerador considerando as pás com o AMS tipo pêndulo invertido instalado, o que resulta em um sistema de seis graus de liberdade.

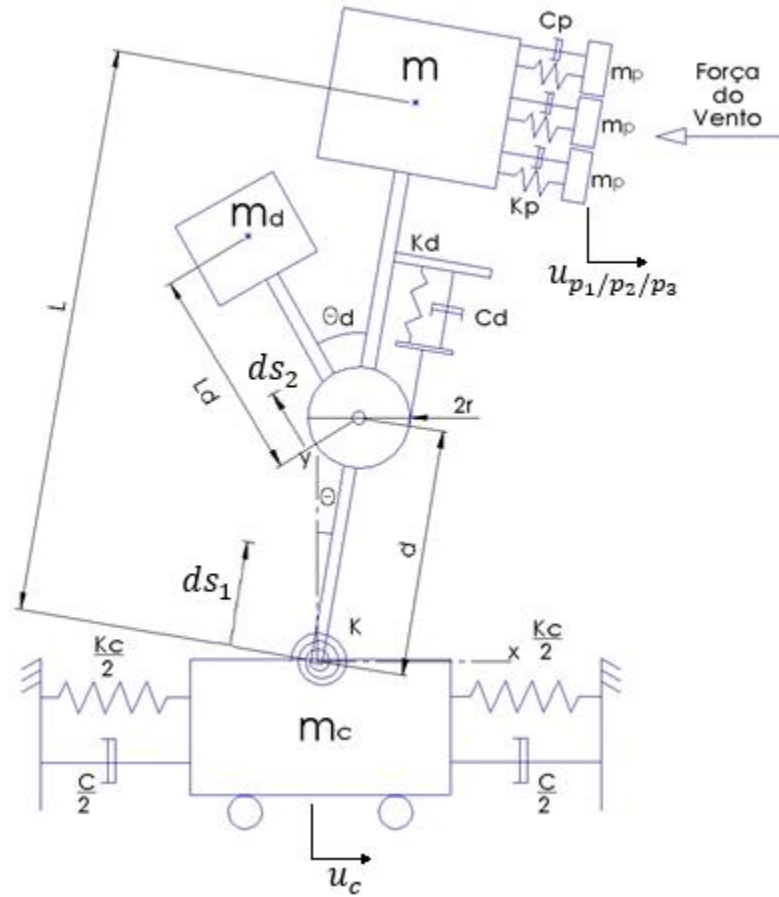


Figura 3.4 Modelo do aerogerador considerando as pás com um AMS tipo pêndulo invertido instalado.

Calculam-se as energias cinética, potencial e dissipada.

- Energia cinética  $K_E$

$$K_E = \frac{1}{2} \left( m_c \dot{x}_c^2 + m \dot{x}_m^2 + m_d \dot{x}_d^2 + \int_0^{l_d} \rho_d \dot{x}_{bd}^2 ds_2 + \int_0^l \rho \dot{x}_b^2 ds_1 + m_p (\dot{x}_{p_1}^2 + \dot{x}_{p_2}^2 + \dot{x}_{p_3}^2) \right) \quad (3.72)$$

$$K_E = \frac{1}{2} \left( m_c \dot{u}_c^2 + m (\dot{u}_c + l \dot{\theta})^2 + \rho l \left( \dot{u}_c^2 + l \dot{\theta} \dot{u}_c + \frac{1}{3} (l \dot{\theta})^2 \right) + m_d \left( \dot{u}_c + d \dot{\theta} - l_d (\dot{\theta}_d - \dot{\theta}) \right)^2 \right. \\ \left. + \rho_d l_d \left( \dot{u}_c^2 + 2d \dot{u}_c \dot{\theta} - l_d \dot{u}_c (\dot{\theta}_d - \dot{\theta}) + (d \dot{\theta})^2 - d l_d \dot{\theta} (\dot{\theta}_d - \dot{\theta}) + \frac{l_d^2}{3} (\dot{\theta}_d - \dot{\theta})^2 \right) \right. \\ \left. + m_p \left( (\dot{u}_c + l \dot{\theta} + \dot{u}_{p_1})^2 + (\dot{u}_c + l \dot{\theta} + \dot{u}_{p_2})^2 + (\dot{u}_c + l \dot{\theta} + \dot{u}_{p_3})^2 \right) \right) \quad (3.73)$$

- Energia potencial  $P_E$

$$P_E = \frac{1}{2}K\theta^2 + \frac{1}{2}k_c u_c^2 + mgy_m + \int_0^l \rho g y_b ds_1 + m_d g y_d + \frac{1}{2}k_d (r\theta_d)^2 + \int_0^{l_d} \rho_d g y_{bd} ds_2 + 3m_p g y_p + \frac{1}{2}k_p \left( (x_{p_1} - x_m)^2 + (x_{p_2} - x_m)^2 + (x_{p_3} - x_m)^2 \right) \quad (3.74)$$

$$P_E = \frac{1}{2}K\theta^2 + \frac{1}{2}k_c u_c^2 + mgl \cos \theta + \rho \frac{l^2}{2} g \cos \theta + m_d g (d \cos \theta + l_d \cos(\theta_d - \theta)) + \frac{1}{2}k_d (r\theta_d)^2 + \rho_d g l_d \left( d \cos \theta + \frac{l_d}{2} \cos(\theta_d - \theta) \right) + 3m_p g l \cos \theta + \frac{1}{2}k_p (u_{p_1}^2 + u_{p_2}^2 + u_{p_3}^2) \quad (3.75)$$

- Energia dissipada  $D_E$

$$D_E = \frac{1}{2} \left( c_d (r\dot{\theta}_d)^2 + c\dot{u}^2 + c_p \left( (x_{p_1} - x_m)^2 + (x_{p_2} - x_m)^2 + (x_{p_3} - x_m)^2 \right) \right) \quad (3.76)$$

$$D_E = \frac{1}{2} \left( c_d (r\dot{\theta}_d)^2 + c\dot{u}^2 + c_p (\dot{u}_{p_1}^2 + \dot{u}_{p_2}^2 + \dot{u}_{p_3}^2) \right) \quad (3.77)$$

A partir das expressões das energias cinética (Eq. 3.73), potencial (Eq. 3.75) e dissipada (Eq. 3.77), estabelecem-se as equações de movimento do sistema por meio da Equação de Lagrange, considerando  $F_{ext} = f(t)$ ,  $q = \theta, \theta_d, u_c, u_{p_1}, u_{p_2}, u_{p_3}$  e  $x = x_m, x_c, x_d, x_{p_1}, x_{p_2}, x_{p_3}$ :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D_E}{\partial \dot{q}_i} \right) = \sum_{j=1}^N \vec{F}_{ext} \cdot \frac{\partial \vec{x}_j}{\partial q_i} \quad (3.78)$$

Resultando nas equações de movimento na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} M_{1,1} & M_{1,2} & M_{1,3} & m_p \cdot l & m_p \cdot l & m_p \cdot l \\ M_{2,1} & M_{2,2} & M_{2,3} & 0 & 0 & 0 \\ M_{3,1} & M_{3,2} & M_{3,3} & m_p & m_p & m_p \\ m_p \cdot l & 0 & m_p & m_p & 0 & 0 \\ m_p \cdot l & 0 & m_p & 0 & m_p & 0 \\ m_p \cdot l & 0 & m_p & 0 & 0 & m_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\theta}_d \\ \ddot{u} \\ \ddot{u}_{p_1} \\ \ddot{u}_{p_2} \\ \ddot{u}_{p_3} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_d \cdot r^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\theta}_d \\ \dot{u} \\ \dot{u}_{p_1} \\ \dot{u}_{p_2} \\ \dot{u}_{p_3} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{1,1} & K_{1,2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{2,1} & K_{2,2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \theta_d \\ u \\ u_{p_1} \\ u_{p_2} \\ u_{p_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l \cdot f(t) \\ 0 \\ f(t) \\ f(t) \\ f(t) \\ f(t) \end{bmatrix} \quad (3.79)$$

Onde:

$$M_{1,1} = \frac{\rho l^3}{3} + ml^2 + m_d (d + l_d)^2 + \rho_d d l_d (d + l_d) + \rho_d \frac{l_d^3}{3} + 3m_p l^2 \quad (3.80)$$

$$M_{1,2} = M_{2,1} = -m_d d l_d - m_d l_d^2 - \rho_d d \frac{l_d^2}{2} - \rho_d \frac{l_d^3}{3} \quad (3.81)$$

$$M_{1,3} = M_{3,1} = ml + \frac{\rho l^2}{2} + m_d(d + l_d) + \rho_d d l_d + \rho_d \frac{l_d^2}{2} + 3m_p l \quad (3.82)$$

$$M_{2,2} = m_d l_d^2 + \rho_d \frac{l_d^3}{3} \quad (3.83)$$

$$M_{2,3} = M_{3,2} = -m_d l_d - \rho_d \frac{l_d^2}{2} \quad (3.84)$$

$$M_{3,3} = m_c + m + m_d + \rho l + \rho_d l_d + 3m_p \quad (3.85)$$

$$K_{1,1} = K - g \left( m \cdot l + \frac{\rho l^2}{2} + m_d(d + l_d) + \rho_d l_d \left( d + \frac{l_d}{2} \right) + 3m_p l \right) \quad (3.86)$$

$$K_{1,2} = K_{2,1} = m_d g l_d + \rho_d \frac{l_d^2}{2} g \quad (3.87)$$

$$K_{2,2} = k_d r^2 - m_d g l_d - \rho_d \frac{l_d^2}{2} g \quad (3.88)$$

Reescrevendo utilizando parâmetros adimensionais de massa, amortecimento e razão de frequência adimensionais considerados também por Ahn et al (35):

$$\begin{bmatrix} M_{1,1} & M_{1,2} & M_{1,3} & \mu_p & \mu_p & \mu_p \\ M_{2,1} & M_{2,2} & M_{2,3} & 0 & 0 & 0 \\ M_{3,1} & M_{3,2} & M_{3,3} & \mu_p & \mu_p & \mu_p \\ \mu_p & 0 & \mu_p & \mu_p & 0 & 0 \\ \mu_p & 0 & \mu_p & 0 & \mu_p & 0 \\ \mu_p & 0 & \mu_p & 0 & 0 & \mu_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\theta}_D \\ \ddot{U}_c \\ \ddot{U}_{p_1} \\ \ddot{U}_{p_2} \\ \ddot{U}_{p_3} \end{bmatrix} + \omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{2,2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{3,3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{4,4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{5,5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{6,6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\theta}_D \\ \dot{U}_c \\ \dot{U}_{p_1} \\ \dot{U}_{p_2} \\ \dot{U}_{p_3} \end{bmatrix} + \omega^2 \begin{bmatrix} K_{1,1} & K_{1,2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{2,1} & \mu_d \alpha_d^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu_c \alpha_c^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu_p \alpha_p^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu_p \alpha_p^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu_p \alpha_p^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \theta_D \\ U_c \\ U_{p_1} \\ U_{p_2} \\ U_{p_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f(t)/ml \\ 0 \\ f(t)/ml^2 \\ f(t)/ml^2 \\ f(t)/ml^2 \\ f(t)/ml^2 \end{bmatrix} \quad (3.89)$$

Onde:

$$M_{1,1} = 1 + \frac{\mu_l}{3} + \mu_d \gamma^2 + \mu_{l_d} \left( \gamma_d \gamma + \frac{\gamma_{l_d}}{3} \right) + 3\mu_p \quad (3.90)$$

$$M_{1,2} = M_{2,1} = -\mu_d \gamma - \mu_{l_d} \left( \frac{\gamma_d}{2} + \frac{\gamma_{l_d}}{3} \right) \quad (3.91)$$

$$M_{1,3} = M_{3,1} = 1 + \frac{\mu_l}{2} + \mu_d \gamma + \mu_{l_d} \left( \gamma_d + \frac{\gamma_{l_d}}{2} \right) + 3\mu_p \quad (3.92)$$

$$M_{2,2} = \mu_d + \frac{\mu_{l_d}}{3} \quad (3.93)$$

$$M_{2,3} = M_{3,2} = -\mu_d - \frac{\mu_{l_d}}{2} \quad (3.94)$$

$$M_{3,3} = 1 + \mu_d + \mu_c + \mu_l + \mu_{l_d} + 3\mu_p \quad (3.95)$$

$$K_{1,1} = 1 - \eta \left( \mu_d \gamma + \mu_{l_d} \left( \gamma_d - \frac{\gamma_{l_d}}{3} \right) + 3\mu_p \right) \quad (3.96)$$

$$K_{1,2} = K_{2,1} = -\eta \left( \mu_d + \frac{\mu_{l_d}}{2} \right) \quad (3.97)$$

$$C_{2,2} = 2\xi_d \mu_d \alpha_d \quad (3.98)$$

$$C_{3,3} = 2\xi_c \mu_c \alpha_c \quad (3.99)$$

$$C_{4,4} = 2\xi_p \mu_p \alpha_p \quad (3.100)$$

$$C_{5,5} = 2\xi_p \mu_p \alpha_p \quad (3.101)$$

$$C_{6,6} = 2\xi_p \mu_p \alpha_p \quad (3.102)$$

De posse dos modelos apresentados e suas respectivas formulações matemáticas, simulações numéricas são realizadas através de um código desenvolvido em MatLab para tanto. As respostas dos modelos das Figuras 3.1 e 3.3 são comparadas para análise da influência das pás no sistema principal. As respostas dos modelos das Figuras 3.2 e 3.4 são comparadas para análise da influência das pás no desempenho do AMS. As respostas dos modelos das Figuras 3.3 e 3.4 são comparadas para análise do desempenho do AMS no sistema principal quando consideradas as pás. Os resultados numéricos e as respectivas discussões e comparações entre os modelos estudados são apresentadas no Capítulo 4 de resultados.

## 4 RESULTADOS NUMÉRICOS E DISCUSSÃO

O presente capítulo apresenta os resultados das simulações numéricas realizadas, considerando ou não os diferentes mecanismos de controle estrutural apresentados anteriormente: AMS do tipo pêndulo invertido passivo e semiativo. Estes resultados são discutidos de forma a identificar a melhor estratégia de controle.

O valor utilizado para a rigidez torcional  $k$  é calculado a fim de se obter a estabilidade do sistema próxima ao comportamento instável (57), aproximando-se, assim, de uma situação desfavorável para o sistema.

### 4.1 SISTEMA PASSIVO

Para o estudo numérico realizado, foram consideradas as propriedades de uma turbina NREL 5 MW apresentadas por Stewart & Lackner (8). As propriedades adotadas para o sistema foram as seguintes:  $l = 90 \text{ m}$ ,  $m_c = 240000 \text{ kg}$ ,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ,  $k = 8,276 \cdot 10^8 \text{ Nm/rad}$ ,  $m = 110000 \text{ kg}$ ,  $\rho l = 347460 \text{ kg}$ ,  $m_d = 0,1(m + \rho l) = 45746 \text{ kg}$ ,  $m_p = 9498,5 \text{ kg}$ ,  $k_p = 9000 \text{ N/m}$  e  $c_p = 0 \text{ Ns/m}$ , sendo que, quando consideradas as pás, a massa das pás é subtraída na massa  $m$ . O carregamento dinâmico do vento foi modelado como uma carga concentrada aplicada sobre a massa  $m$  do pêndulo invertido. Essa carga concentrada foi considerada como uma força harmônica com frequência  $\Omega = 0,8540 \text{ rad/s}$ , que é o valor da frequência natural do sistema principal, somada a uma força constante, na forma  $f(t) = \frac{2F}{3} + \frac{F \sin \Omega t}{3}$ , onde  $F$  é a amplitude da força do vento. A força do vento foi considerada dessa forma para manter a direção do vento constante ao longo da análise.

Guimarães et al (23) propuseram um estudo paramétrico dos valores de  $d$ ,  $l_d$ ,  $k_d$ , e  $c_d$ , considerando a massa  $m_d$  como 10% da massa total da barra de comprimento  $l$  com a massa  $m$  no topo. Para isso, variaram-se os parâmetros  $d$ ,  $l_d$ ,  $k_d$ , e  $c_d$ , simulando o sistema no domínio do tempo sob carregamento harmônico do vento para cada caso e, por fim, calculando o valor médio quadrático (RMS) da resposta a fim de avaliar quais os parâmetros que resultam no mínimo valor de resposta RMS. A solução encontrada resulta em uma redução na amplitude de vibração da torre da turbina eólica sujeita aos casos de carregamento considerados: carga harmônica e ruído branco. Como resultado deste estudo paramétrico, os valores

obtidos para os parâmetros do AMS são:  $d = 79,6 \text{ m}$ ;  $l_d = 7,4 \text{ m}$ ;  $k_d = 5,9 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ ;  $c_d = 4,4 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$ . Estabelecidos esses parâmetros de ora em diante são utilizados como base para este trabalho.

Os algoritmos de otimização utilizados para calcular os parâmetros  $k_d$  e  $c_d$  são o algoritmo genético (AG) e o método do gradiente (MG). A função objetivo considerada em ambos os casos é o cálculo do deslocamento angular da torre RMS no tempo do sistema com AMS. O cálculo do RMS da resposta no tempo como função objetivo implica em uma otimização dos parâmetros com ênfase no regime transiente ou permanente dependendo do período de tempo da resposta. Neste trabalho, utiliza-se um período de tempo longo o suficiente para dar ênfase no regime permanente. Os parâmetros  $k_d$  e  $c_d$  que resultarem no valor mínimo de RMS são considerados ótimos. O MatLab possui bibliotecas de funções disponíveis para ambos algoritmos. A função “*ga*” foi utilizada para o algoritmo genético e a função “*fmincon*” foi utilizada para o método do gradiente. Desta forma, espera-se obter resultados melhores que os obtidos por meio do estudo paramétrico.

#### 4.1.1 Definição dos Parâmetros do AMS

Foi feito um refinamento do estudo paramétrico (22) nos parâmetros  $k_d$  e  $c_d$  adotando limites de  $10^3$  a  $10^8$  para ambos os parâmetros, pois dentro destes limites se encontram as variações mais significativas nos valores de RMS, relacionando os valores de  $k_d$  e  $c_d$  com seus respectivos valores de RMS. Esses dados servem de base para avaliar a resposta obtida utilizando os algoritmos de otimização. Foi observado que, ao adotar um valor de  $k_d$  menor que  $3,7 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ , um ou mais autovalores da matriz de estado  $A$ , obtida pela Eq. (2.26), se tornam positivos, caracterizando o sistema como instável.

O algoritmo genético, da biblioteca do MatLab, é utilizado para obtenção de valores ótimos dos parâmetros  $k_d$  e  $c_d$ . A Figura 4.1 mostra a resposta RMS do deslocamento angular em função dos parâmetros  $k_d$  e  $c_d$ . Os resultados obtidos através do algoritmo genético estão sinalizados como pontos vermelhos, cinco no total, comparativamente à superfície de pontos calculados por meio do estudo paramétrico, em azul. Entretanto, para tais limites, o AG resultou parâmetros que não levam ao valor mínimo de RMS, quando comparado com os resultados obtidos no



estudo paramétrico (EP). Os parâmetros que minimizam a resposta encontrados via EP são  $k_d = 5,6000 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ ,  $c_d = 2,1000 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$  e  $\text{RMS} = 1,7975 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ .

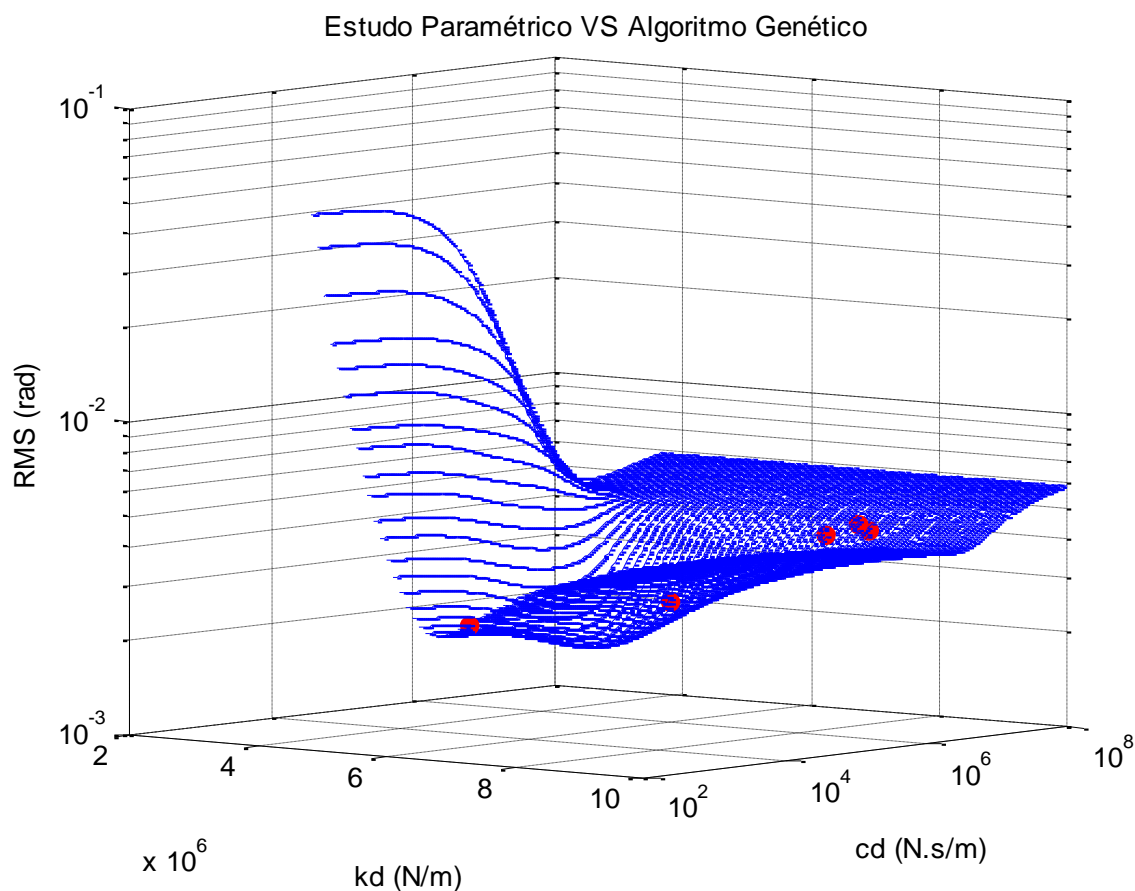


Figura 4.1 Comparação entre os valores RMS do EP (azul) e os valores RMS do AG (vermelho) em função de  $k_d$  e  $c_d$ .

A Tabela 4.1 apresenta os parâmetros calculados pelo AG com média e desvio padrão.

Tabela 4.1 Resultados encontrados via AG dentro do intervalo  $k_d = [3,7 \cdot 10^6; 10^7]$  e  $c_d = [10^3; 10^8]$ .

	$k_d$ (N/m)	$c_d$ (Ns/m)	RMS (rad)
Ponto 1	$5,9186 \cdot 10^6$	$1,1470 \cdot 10^6$	$2,4386 \cdot 10^{-3}$
Ponto 2	$7,9946 \cdot 10^6$	$7,0501 \cdot 10^6$	$4,4296 \cdot 10^{-3}$
Ponto 3	$6,1489 \cdot 10^6$	$1,0800 \cdot 10^3$	$2,4965 \cdot 10^{-3}$
Ponto 4	$8,2424 \cdot 10^6$	$5,8884 \cdot 10^6$	$4,2442 \cdot 10^{-3}$
Ponto 5	$7,6439 \cdot 10^6$	$4,9472 \cdot 10^6$	$4,0800 \cdot 10^{-3}$
Média	$7,1897 \cdot 10^6$	$3,8067 \cdot 10^6$	$3,5378 \cdot 10^{-3}$
Desvio Padrão	$1,0795 \cdot 10^6$	$3,0705 \cdot 10^6$	$0,9850 \cdot 10^{-3}$

Os elevados valores de desvio padrão nos parâmetros obtidos e na resposta indicam uma baixa performance do AG nesse caso, principalmente ao comparar a média de  $RMS = 3,5378 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$  com o RMS do EP =  $1,7975 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ , pois nota-se que o AG, neste caso, não foi capaz de convergir para o ponto mínimo encontrado via EP.

Ao aplicar o MG, nota-se que ele executa variações pequenas no valor do parâmetro  $k_d$  e, sendo assim, o valor final de  $k_d$  é muito próximo ao valor inicial utilizado. Portanto, esse algoritmo não se mostrou eficaz neste intervalo em questão.

A partir dos dados obtidos para gerar o gráfico da Figura 4.1, verifica-se que os valores de  $k_d$  associado aos menores valores de RMS se encontram na faixa de  $5 \cdot 10^6 \text{ N/m}$  a  $7 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ , enquanto que os valores de  $c_d$  associado aos menores valores de RMS se encontram na faixa de  $10^5 \text{ Ns/m}$  e  $4 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$ . A partir destas observações, os intervalos de análise para o AG e para o MG são refinados, restringindo-os em uma faixa mais próxima ao mínimo identificado via EP.

A Figura 4.2 mostra os resultados obtidos a partir deste refinamento no intervalo de análise para o AG, cinco pontos vermelhos, sobre a superfície do estudo paramétrico em azul. Desta forma, os resultados obtidos via AG aproximam-se mais do mínimo devido ao refinamento do intervalo de análise.

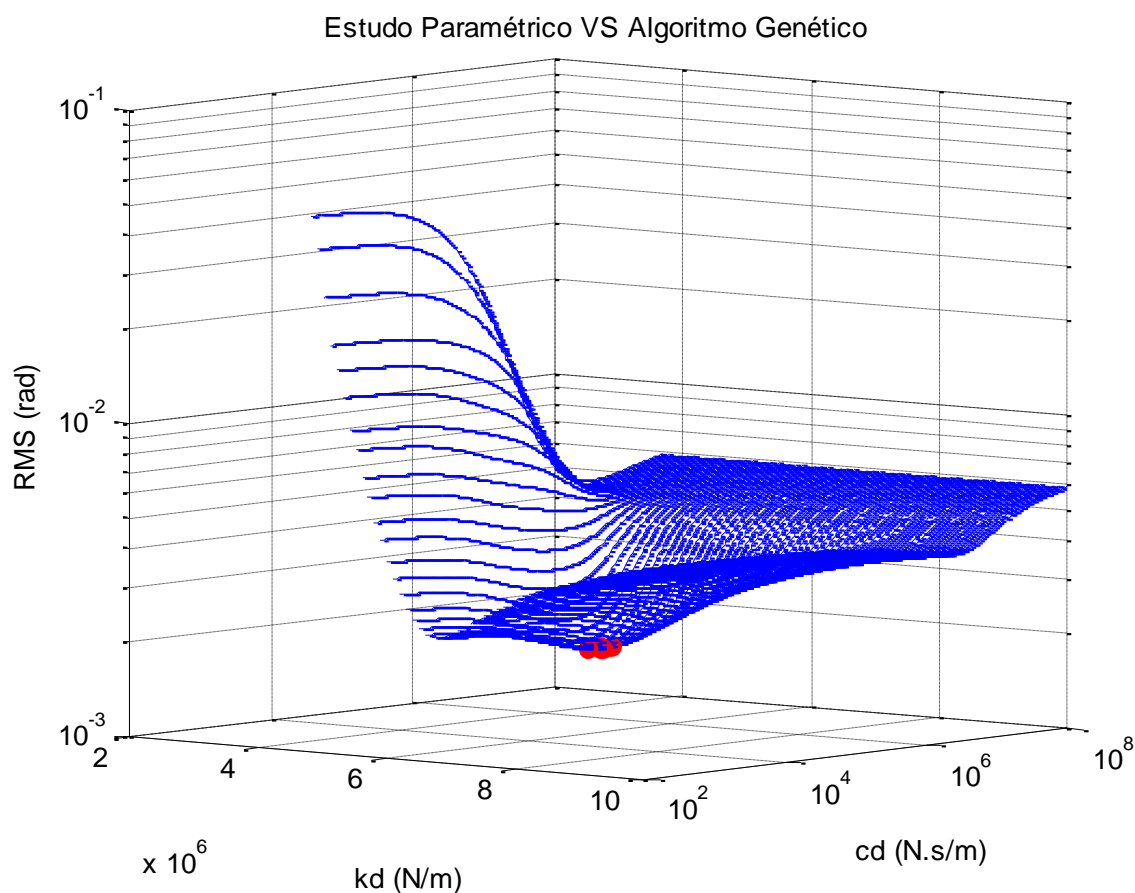


Figura 4.2 Superfície de valores RMS do deslocamento angular em função dos valores dos parâmetros do AMS utilizando os intervalos de  $k_d = [5.10^6; 7.10^6]$  e  $c_d = [10^5; 4.10^5]$ .

A Tabela 4.2 apresenta os parâmetros calculados pelo AG com média e desvio padrão.

Tabela 4.2 Resultados encontrados via AG dentro do intervalo  $k_d = [5.10^6; 7.10^6]$  e  $c_d = [10^5; 4.10^5]$ .

	$k_d$ (N/m)	$c_d$ (Ns/m)	RMS (rad)
Ponto 1	$5,5535.10^6$	$1,7811.10^5$	$1,8074.10^{-3}$
Ponto 2	$5,5919.10^6$	$2,4532.10^5$	$1,8018.10^{-3}$
Ponto 3	$5,7651.10^6$	$2,3627.10^5$	$1,8220.10^{-3}$
Ponto 4	$5,6389.10^6$	$2,2755.10^5$	$1,7965.10^{-3}$
Ponto 5	$5,6389.10^6$	$2,3418.10^5$	$1,7970.10^{-3}$
Média	$5,6377.10^6$	$2,2429.10^5$	$1,8049.10^{-3}$
Desvio Padrão	$7,7926.10^4$	$2,6583.10^4$	$1,0480.10^{-5}$

Os valores de desvio padrão nos três parâmetros obtidos indicam uma melhor performance do AG nesse caso, principalmente ao comparar a média de  $RMS = 1,8049 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$  com o RMS do EP =  $1,7975 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ , pois nota-se que o AG foi capaz de convergir para o mínimo encontrado via EP. Entretanto, não foi capaz de encontrar parâmetros com resposta RMS inferior à encontrada via EP.

Ao aplicar o MG, nota-se que ele necessita de limites restritos para  $k_d$  para convergir a um valor de RMS próximo do encontrado via EP, nesse caso  $k_d = [5 \cdot 10^6; 7 \cdot 10^6]$ , entretanto, não são necessários limites restritos para  $c_d$ , podendo variar de  $10^3$  a  $10^8$  sem perder precisão na resposta. Diferentemente do AG, a convergência do MG é sempre para um mesmo valor, além disso conseguiu convergir o resultado para uma resposta RMS inferior à do EP. Os parâmetros calculados foram  $k_d = 5,6300 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ ,  $c_d = 2,1375 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$  e  $RMS = 1,7960 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ .

Verifica-se que, para este estudo, tanto o AG quanto o MG se mostram eficientes quando os limites dos intervalos de análise estão próximos do mínimo, previamente localizado via estudo paramétrico. O AG não foi capaz de minimizar mais a resposta RMS comparado ao resultado obtido via EP. Vale ressaltar ainda que ele deveria encontrar valores ótimos sem conhecimento prévio destes para refinamento de intervalos de análise. O MG foi capaz de encontrar um melhor resultado, entretanto isto foi feito com conhecimento prévio do intervalo onde o mínimo se encontra. Logo, os dois algoritmos não foram capazes, neste caso, de encontrar um mínimo para o sistema utilizando a função objetivo aqui considerada. Entretanto, vale ressaltar que estabelecer uma função objetivo para este tipo de análise não é algo trivial. Uma estratégia possível é utilizar o AG para encontrar a região do mínimo da função objetivo, e assim definir os limites de  $k_d$  e, a partir desse intervalo, utilizar o MG para encontrar o mínimo.

#### 4.1.2 Análise da Resposta do Sistema

Nas análises a seguir, são utilizados os parâmetros otimizados encontrados via MG,  $k_d = 5,6300 \cdot 10^6 \text{ N/m}$  e  $c_d = 2,1375 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$ .

As Figuras 4.3 e 4.4 apresentam a resposta no tempo, em termos do deslocamento angular da torre, dos sistemas sem controle comparado com o sistema controlado, utilizando o amortecedor de massa sintonizado (AMS) tipo pêndulo invertido, sob carregamento do vento harmônico com frequência  $\Omega = 0,8540 \text{ rad/s}$  e

ruído branco, respectivamente, considerando condições iniciais nulas. Observa-se que, em ambos carregamentos, o sistema com AMS reduz satisfatoriamente a amplitude de vibração.

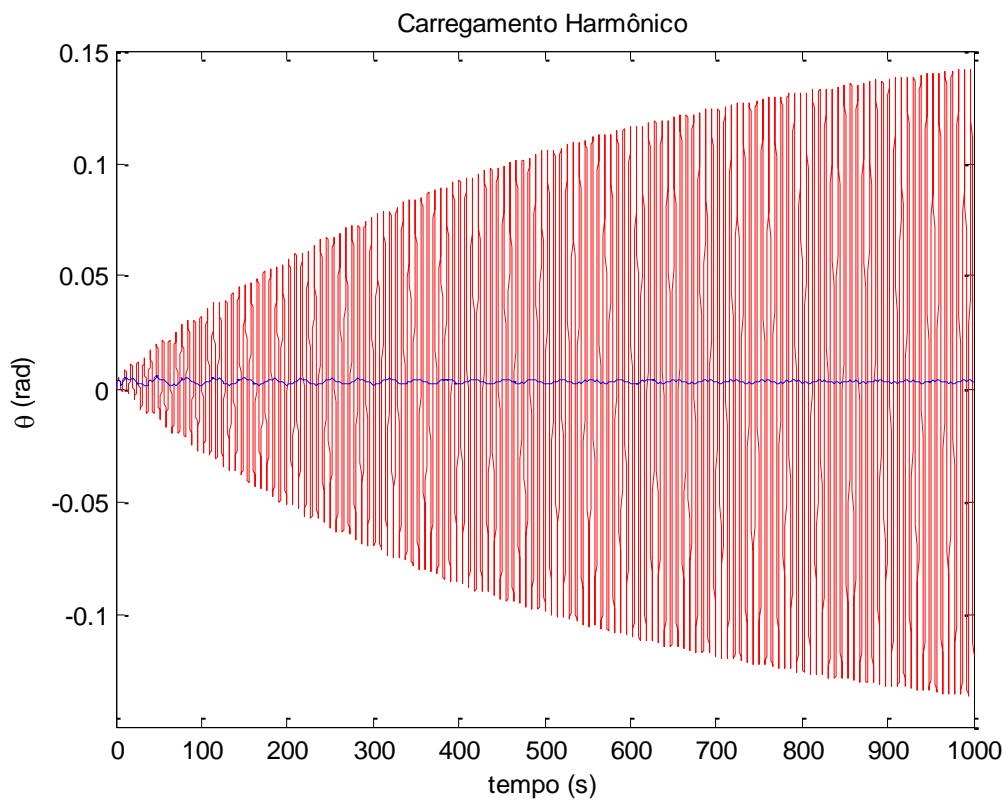


Figura 4.3 Resposta no tempo do deslocamento angular da torre sem controle (vermelho) e com controle AMS (azul) sob carregamento harmônico do vento.

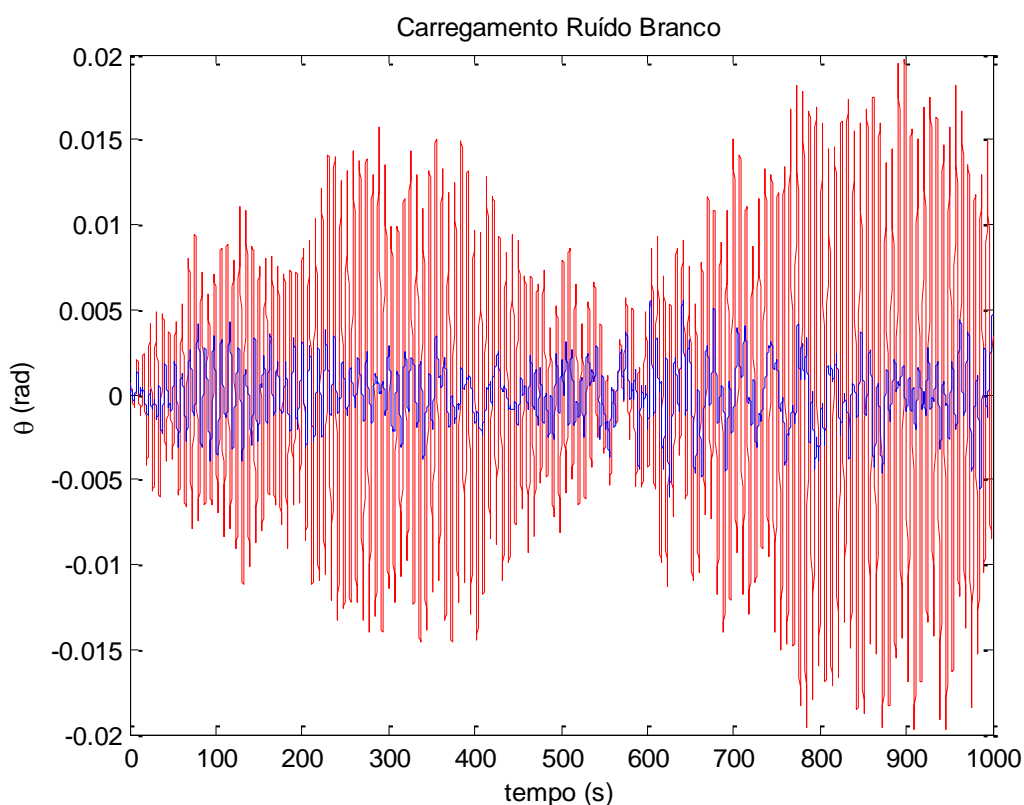


Figura 4.4 Resposta no tempo do deslocamento angular da torre sem controle (vermelho) e com controle AMS (azul) sob carregamento ruído branco do vento.

A tabela 4.3 apresenta a comparação das respostas RMS entre os sistemas com controle e sem controle submetidos aos carregamentos harmônico e ruído branco.

Tabela 4.3 Respostas RMS entre os sistemas com controle e sem controle submetidos aos carregamentos harmônico e ruído branco.

	RMS Sem Controle ( <i>rad</i> )	RMS Com Controle ( <i>rad</i> )	% de Redução
Carregamento Harmônico	$7,0469 \cdot 10^{-2}$	$7,7801 \cdot 10^{-4}$	98,89%
Carregamento Ruído Branco	$8,1680 \cdot 10^{-3}$	$1,8043 \cdot 10^{-3}$	77,91%

Uma análise modal forneceu as frequências naturais dos modelos sem AMS e com AMS, apresentadas na Tabela 4.4. Uma comparação entre as respostas em frequência do sistema sem AMS e com AMS é mostrada na Figura 4.5.

Tabela 4.4 Frequências naturais e modos de vibração associados dos modelos sem AMS e com AMS.

	Modos	Frequência natural $rad/s$	$\theta$	$\theta_d$	$u_c$
Sem AMS	1 <sup>o</sup>	0,1956	0,0019	-	1,0000
	2 <sup>o</sup>	0,8540	0,0255	-	-1,0000
Com AMS	1 <sup>o</sup>	0,1866	0,0023	-0,0127	1,0000
	2 <sup>o</sup>	0,6823	-0,0196	0,2711	1,0000
	3 <sup>o</sup>	1,0717	-0,0336	-0,8187	1,0000

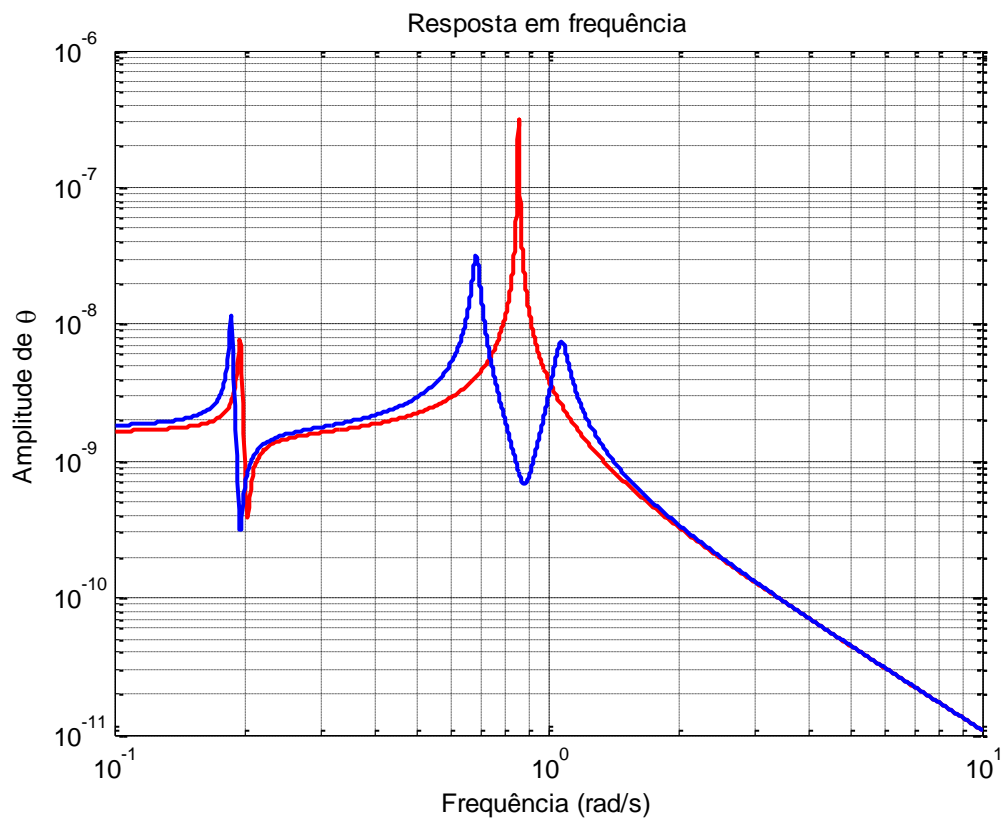


Figura 4.5 Resposta em frequência dos modelos sem AMS (vermelho) e com AMS (azul).

Verifica-se na curva em vermelho, correspondente ao sistema sem controle, dois harmônicos relacionados aos dois modos de vibração do sistema, o primeiro translacional e o segundo rotacional. Pode-se observar que o AMS é capaz de reduzir o pico de ressonância associado ao segundo harmônico em aproximadamente dez vezes comparando-se ao caso não controlado, além do surgimento de dois picos de resposta com amplitudes mais baixas do que o pico original, porém em frequências distintas.

Mesmo que a massa das pás do aerogerador corresponda a um percentual pequeno da massa total do sistema, a influência das pás na vibração do aerogerador deve ser investigada. A modelagem proposta no presente trabalho é ainda preliminar, pois desconsidera o efeito da rotação das pás. Os modelos considerando as pás são simulados submetendo-os aos mesmos carregamentos dinâmicos, afim de comparar as suas respostas com a dos modelos sem pá.

Uma análise modal forneceu as frequências naturais dos modelos com as pás (Figuras 3.3 e 3.4), apresentadas nas Tabela 4.5 e 4.6, comparando estes valores aos obtidos para os modelos desconsiderando as pás.

Tabela 4.5 Frequências Naturais ( $\omega_n$ ) e modos de vibração associados dos modelos sem AMS.

	Modos	$\omega_n$ rad/s	$\theta$	$u_c$	$u_{p_1}$	$u_{p_2}$	$u_{p_3}$
Sem as pás	1 <sup>o</sup>	0,1956	0,0019	1,0000	-	-	-
	2 <sup>o</sup>	0,8540	0,0255	-1,0000	-	-	-
Com as pás	1 <sup>o</sup>	0,1956	0,0018	1,0000	0,0490	0,0490	0,0490
	2 <sup>o</sup>	0,8044	0,0100	-0,4376	1,0000	1,0000	1,0000
	3 <sup>o</sup>	0,9735	0,0000	-0,0000	0,9886	-1,0000	0,0114
	4 <sup>o</sup>	0,9735	0,0000	0,0000	-0,5447	-0,4553	1,0000
	5 <sup>o</sup>	1,1201	-0,0040	0,1111	1,0000	1,0000	1,0000

Tabela 4.6 Frequências Naturais ( $\omega_n$ ) e modos de vibração associados dos modelos com AMS.

		$\omega_n$ rad/s	$\theta$	$\theta_d$	$u_c$	$u_{p_1}$	$u_{p_2}$	$u_{p_3}$
Sem as pás	1 <sup>o</sup>	0,1866	0,0023	-0,0127	1,0000	-	-	-
	2 <sup>o</sup>	0,6823	-0,0196	0,2711	1,0000	-	-	-
	3 <sup>o</sup>	1,0717	-0,0336	-0,8187	1,0000	-	-	-
Com as pás	1 <sup>o</sup>	0,1867	-0,0022	0,0125	-1,0000	-0,0458	-0,0458	-0,0458
	2 <sup>o</sup>	0,6816	-0,0191	0,2575	1,0000	-0,6942	-0,6942	-0,6942
	3 <sup>o</sup>	0,9313	-0,0018	-0,0902	0,0690	-1,0000	-1,0000	-1,0000
	4 <sup>o</sup>	0,9735	-0,0000	-0,0000	0,0000	0,7237	-1,0000	0,2763
	5 <sup>o</sup>	0,9735	0,0000	-0,0000	-0,0000	-0,3309	-0,6691	1,0000
	6 <sup>o</sup>	1,2159	-0,0056	-0,1014	0,1448	1,0000	1,0000	1,0000



Verifica-se em ambos os casos, com controle e sem controle, o surgimento de valores de frequência associados às massas das pás. No entanto, o valor das frequências associadas aos modos 1 e 2 no sistema sem controle e aos modos 1 e 2 no sistema com controle não sofrem alterações significativas. Como forma de melhor compreender estes resultados, pode-se observar as curvas de resposta em frequência apresentadas nas Figuras 4.6 e 4.7 que comparam os casos com AMS e sem AMS, considerando ou não as pás.

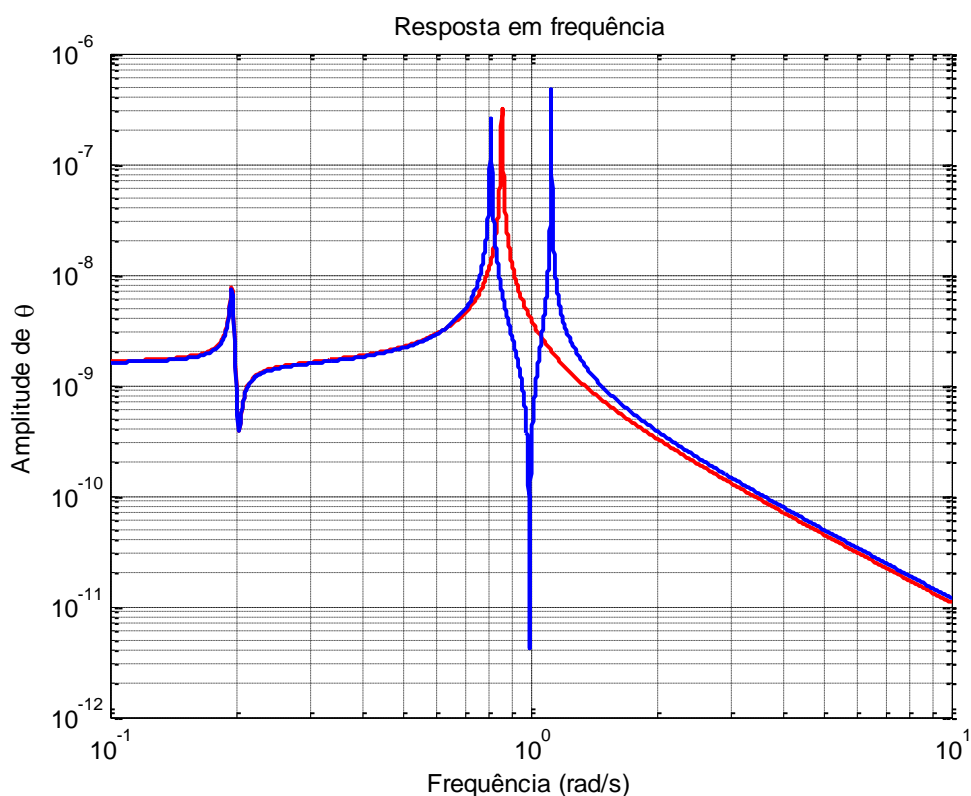


Figura 4.6 Resposta em frequência dos modelos com as pás (azul) e sem as pás (vermelho), ambos sem AMS.

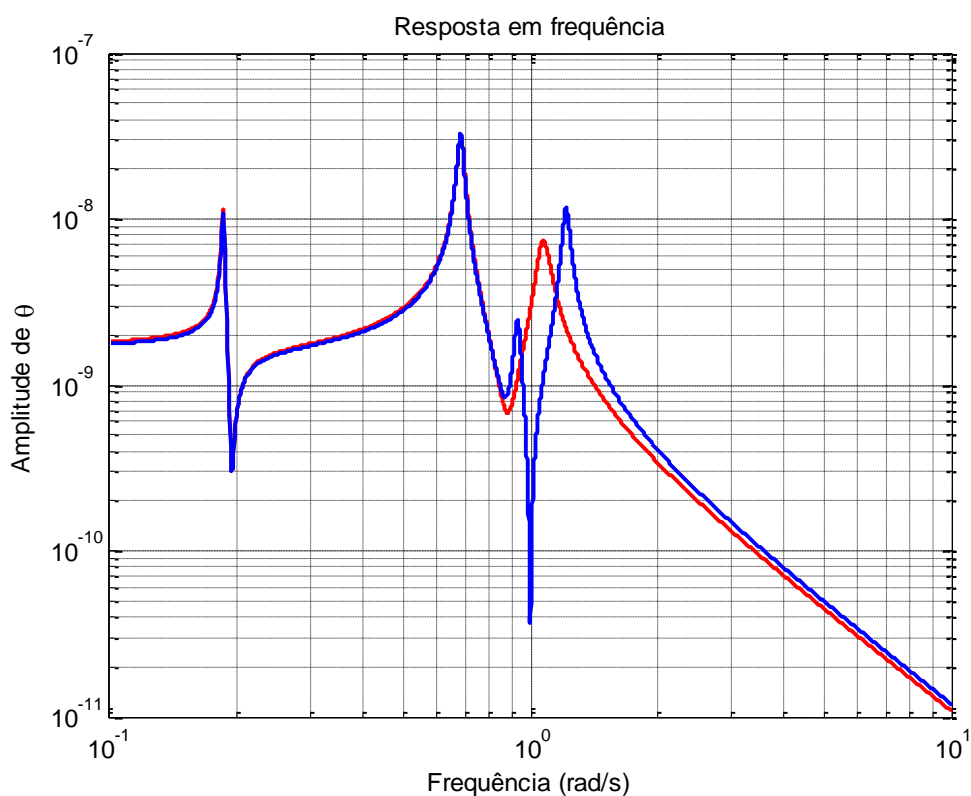


Figura 4.7 Resposta em frequência dos modelos com as pás (azul) e sem as pás (vermelho), ambos com AMS.

Observando-se a Figura 4.6, evidencia-se que a presença das pás gera um segundo pico de ressonância, proporcionando mais uma frequência indesejada para o carregamento do vento. Entretanto, ao instalar-se o AMS pendular invertido, verifica-se na Figura 4.7 que este efeito se torna menos significativo. Pode-se observar ainda que, neste caso, a incorporação das pás não afetou significativamente as frequências de ressonância dos modos 2 e 3.

A seguir apresenta-se um gráfico comparativo da resposta em frequência (Figura 4.8) dos modelos com as pás, o qual mostra o efeito da instalação do AMS.

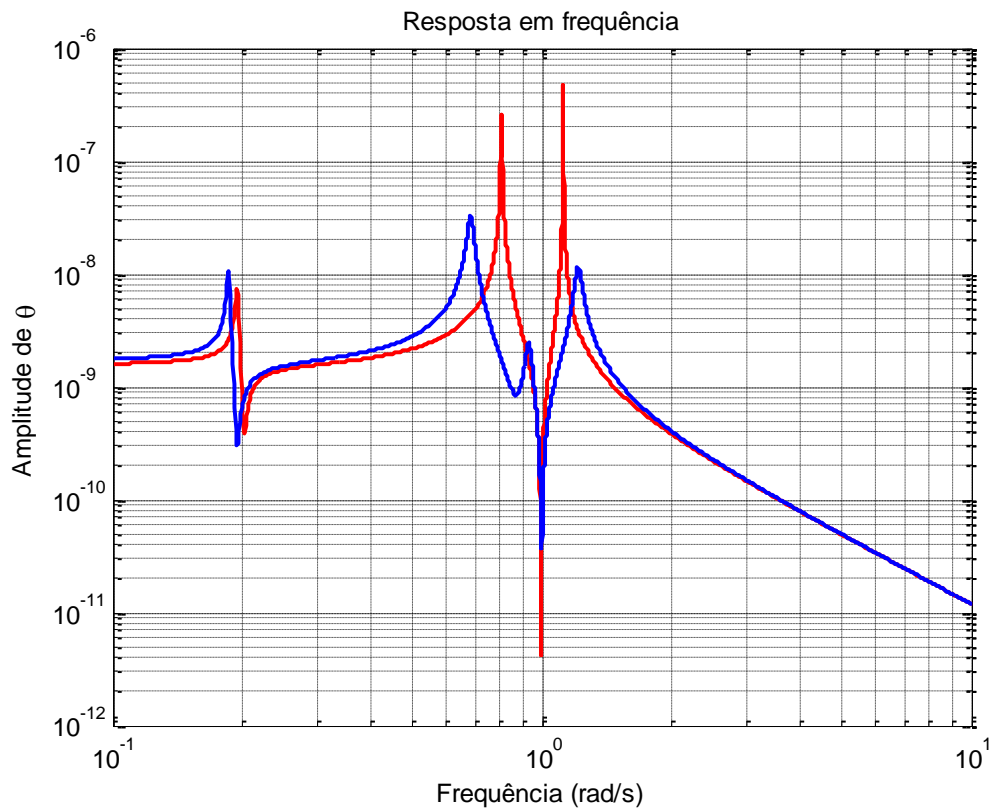


Figura 4.8 Resposta em frequência dos modelos com as pás, sem AMS (vermelho) e com AMS (azul).

Nota-se que o sistema de controle é capaz de reduzir os picos de ressonância do sistema sem controle na ordem de dez vezes, além de deslocar a posição dos picos de ressonância do sistema.

As Figuras 4.9 e 4.10 apresentam resposta no tempo do deslocamento angular da torre, para os modelos sem as pás e com as pás (ambos com AMS), considerando carregamento harmônico com frequência  $\Omega = 0,8540 \text{ rad/s}$  e ruído branco, a fim de analisar a influência das pás na eficiência do AMS projetado para o modelo mais simples. Pode-se observar ocorre uma diferença entre as respostas, porém não tão significativa, mostrando que, com a instalação do AMS, o efeito da influência das pás deixa de ser significativo na resposta do modelo, neste caso.

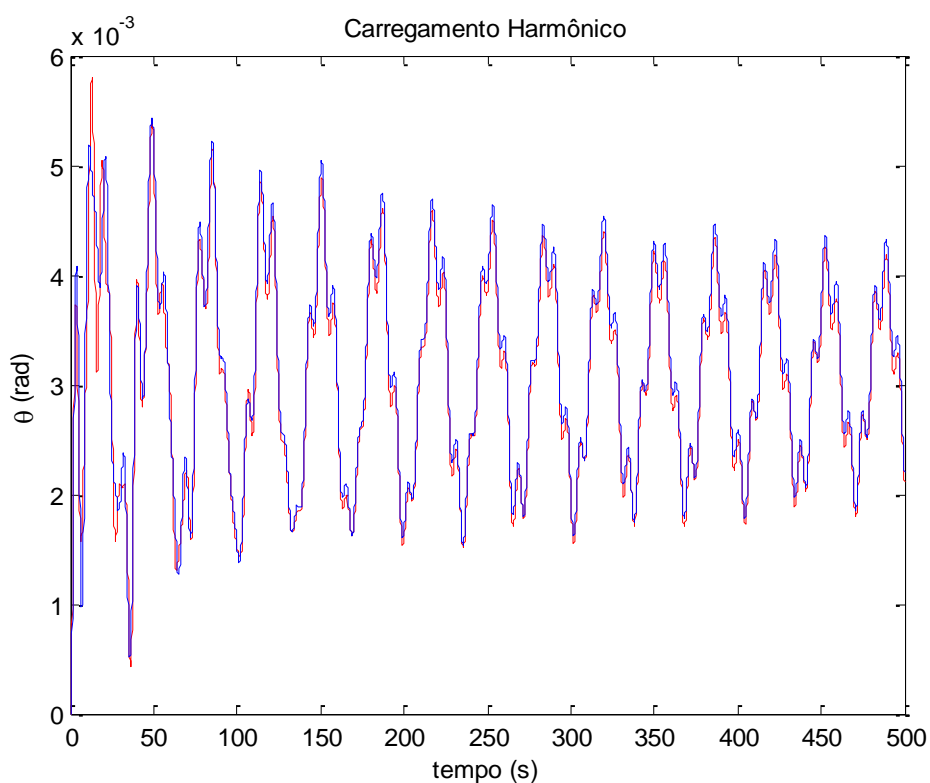


Figura 4.9 Resposta no tempo do deslocamento angular da torre dos modelos sem as pás (azul) e com as pás (vermelho), ambos com AMS, para o carregamento harmônico.

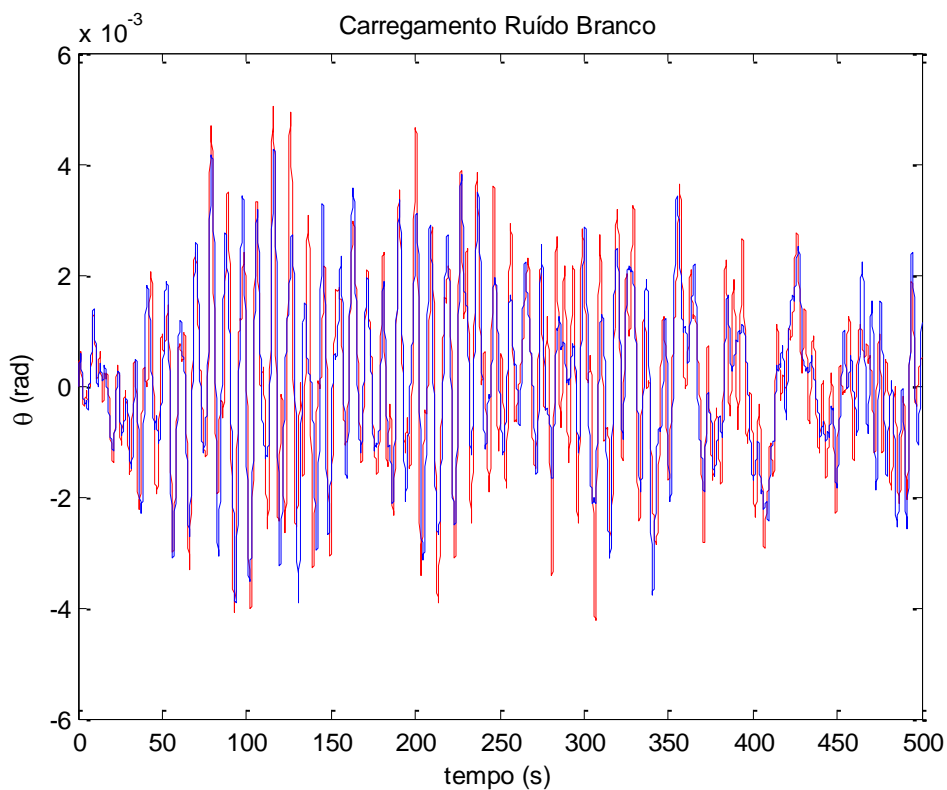


Figura 4.10 Resposta no tempo do deslocamento angular da torre dos modelos sem as pás (azul) e com as pás (vermelho), ambos com AMS, para o carregamento ruído branco.

A Tabela 4.7 apresenta a comparação das respostas RMS entre os sistemas controlados com as pás e sem as pás submetidos aos carregamentos harmônico com frequência  $\Omega = 0,8540 \text{ rad/s}$  e ruído branco.

Tabela 4.7 Respostas RMS entre os sistemas com as pás e sem as pás submetidos aos carregamentos harmônico com frequência  $\Omega = 0,8540 \text{ rad/s}$  e ruído branco.

	RMS Sem as pás ( <i>rad</i> )	RMS Com as pás ( <i>rad</i> )
Carregamento Harmônico ( $\Omega = 0,8540 \text{ rad/s}$ )	$9,6354 \cdot 10^{-2}$	$9,3415 \cdot 10^{-2}$
Carregamento Ruído Branco	$1,5242 \cdot 10^{-3}$	$1,6104 \cdot 10^{-3}$

Vale ressaltar que o efeito da consideração das pás não altera de forma significativa a resposta do sistema controlado e, portanto, esse efeito não será levado em consideração para o estudo do sistema semiativo subsequente.

## 4.2 SISTEMA SEMIATIVO

### 4.2.1 Semiativo *ON/OFF*

Com o objetivo de melhorar o desempenho do AMS tipo pêndulo invertido, é proposto um AMS semiativo no qual se possa variar as propriedades de  $k_d$  e  $c_d$  por meio de uma estratégia de controle apropriada. No presente trabalho, inicialmente o algoritmo de controle *ON/OFF*, também conhecido como controle *bang bang*, foi utilizado e, em seguida, propõe-se uma estratégia de variação contínua dos parâmetros ao longo da simulação.

O controle *ON/OFF* é um controlador com retorno de dado que bruscamente se modifica entre dois valores limites. Este dispositivo compara a entrada com o valor alvo, então se a saída exceder a entrada, o atuador muda para o ponto desligado (*OFF*), caso contrário, o atuador muda para o ponto ligado (*ON*). Este é um controlador de baixo custo (47).

Visando projetar um controlador semiativo para reduzir a amplitude de vibração do sistema, os valores dos parâmetros  $k_d$  e  $c_d$  foram calculados por meio do algoritmo de controle ótimo clássico LQR (45), considerando-se inicialmente um sistema ativo do amortecedor de massa sintonizado pendular, correspondente ao sistema matricial

da Figura 3.2. A força de controle ótimo do atuador  $u(t)$  é proporcional ao vetor de estado  $z(t)$ , as constantes de proporcionalidade são definidas por meio da matriz de ganho  $G$ , obtida através da solução da Equação de Riccati (Equação 2.37). No presente trabalho, não se trata de projetar um controlador ativo, portanto, esta força não é efetivamente aplicada no AMS, pretende-se, na verdade, calcular as constantes de rigidez e amortecimento para o amortecedor semiativo a partir dos elementos da matriz de ganho  $G$ .

A eficiência do controle ótimo é diretamente relacionada à escolha apropriada das matrizes de ponderação  $Q$  e  $R$ . A flexibilidade na escolha dessas matrizes permite a geração de uma família de múltiplos controladores diferentes; isso representa uma grande vantagem, assim como uma grande desvantagem deste método. É de extrema importância executar um estudo paramétrico detalhado das matrizes de ponderação para garantir a robustez do controle (58).

O algoritmo de controle ótimo não conduz a uma força de controle verdadeiramente ótima em certos casos, já que a excitação é ignorada na obtenção da matriz de Riccati (9). Desta forma, optou-se por considerar a resposta em frequência como parâmetro de comparação para determinar as matrizes de ponderação  $Q$  e  $R$ , obtendo-se os seguintes resultados:

$$Q = 6 \cdot 10^6 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad R = 10^{-4}$$

Obteve-se, portanto, a correspondente matriz de ganho:

$$G = [4,6522 \cdot 10^6 \quad 4,4242 \cdot 10^4 \quad 2,1587 \cdot 10^4 \quad -5,2967 \cdot 10^7 \quad 1,2706 \cdot 10^6 \quad -1,0031 \cdot 10^6]$$

Os coeficientes da matriz de ganho  $G$  são multiplicados pelos elementos do vetor de estado, isto é, os deslocamentos e velocidades  $\theta, \theta_d, u, \dot{\theta}, \dot{\theta}_d$  e  $\dot{u}$ , respectivamente, para calcular a força ativa a ser aplicada no sistema. No presente trabalho, em particular, apenas os coeficientes associados a  $\theta_d$  e  $\dot{\theta}_d$  são considerados como propriedades para o controle semiativo, pois são os termos relacionados a  $k_d$  e  $c_d$ , respectivamente. Os valores ótimos de  $k_d$  e  $c_d$  são obtidos adicionando  $G[2]$  e  $G[5]$  aos valores passivos, anteriormente obtidos através do estudo de otimização do caso passivo, de  $k_a$  e  $c_a$ , respectivamente, obtendo-se assim:  $k_d = 5,6742 \cdot 10^6 \text{ N/m}$  e  $c_d = 1,4844 \cdot 10^6 \text{ Ns/m}$ .

Comparando esses novos valores ótimos com os valores dos parâmetros obtidos no estudo do AMS passivo ( $k_d = 5,6300 \cdot 10^6 \text{ N/m}$  e  $c_d = 2,1375 \cdot 10^5 \text{ Ns/m}$ ), observa-se uma modificação significativa apenas para o valor de  $c_d$ , mostrando que um dispositivo semiativo variando apenas o parâmetro de amortecimento já seria satisfatório. Portanto, o valor de  $k_d$  será mantido constante e apenas o valor de  $c_d$  será alterado para o sistema semiativo *ON/OFF*.

Calculando a estabilidade dos sistemas pelo critério dos autovalores da matriz de estado  $A$ , obtém-se que em ambos os casos o sistema em análise é estável. Deve-se garantir ainda que a resposta deva estar dentro dos limites de pequenos deslocamentos para manter o comportamento dinâmico dentro do regime linear.

Avaliando a controlabilidade e a observabilidade dos sistemas, obtém-se que todos os sistemas são completamente controláveis e observáveis. O vetor de entrada para o cálculo da controlabilidade está relacionado à força aplicada pelo AMS. O vetor de saída para o cálculo da observabilidade está relacionado ao vetor de estado.

A Figura 4.11 mostra a análise no domínio da frequência do sistema semiativo desligado e ligado, considera-se que os valores obtidos anteriormente para o controle passivo como o semiativo *DESLIGADO* e os valores obtidos com a somatória aos valores passivos com os coeficientes de ganho do LQR como o semiativo *LIGADO*. A partir deste gráfico, é possível avaliar em quais frequências o semiativo deve manter-se ligado ou desligado.

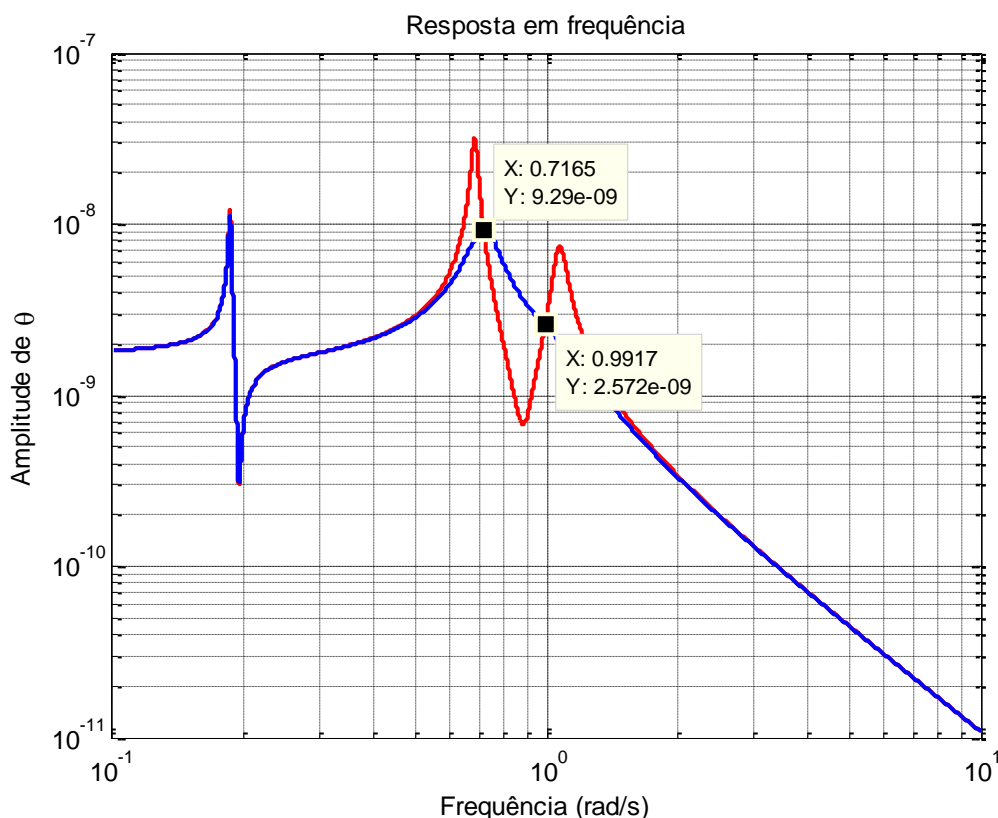


Figura 4.11 Resposta em frequência do sistema semiativo *OFF* (vermelho) e *ON* (azul).

Da Figura 4.11 pode-se verificar que, nos intervalos de 0 a  $0,7165 \text{ rad/s}$  e de  $0,9917 \text{ rad/s}$  em diante, o semiativo *ON* possui amplitude mais baixa, logo o controle semiativo deve se manter ligado nessas faixas de frequência. No intervalo de  $0,7165$  a  $0,9917 \text{ rad/s}$ , o semiativo *OFF* possui amplitude mais baixa, logo o controle semiativo deve se manter desligado nessa faixa de frequência.

A Figura 4.12 mostra a evolução no tempo do deslocamento angular  $\theta$  para os casos *OFF* e *ON*, considerando as frequências de forçamento de  $0,68 \text{ rad/s}$  e  $0,90 \text{ rad/s}$ .



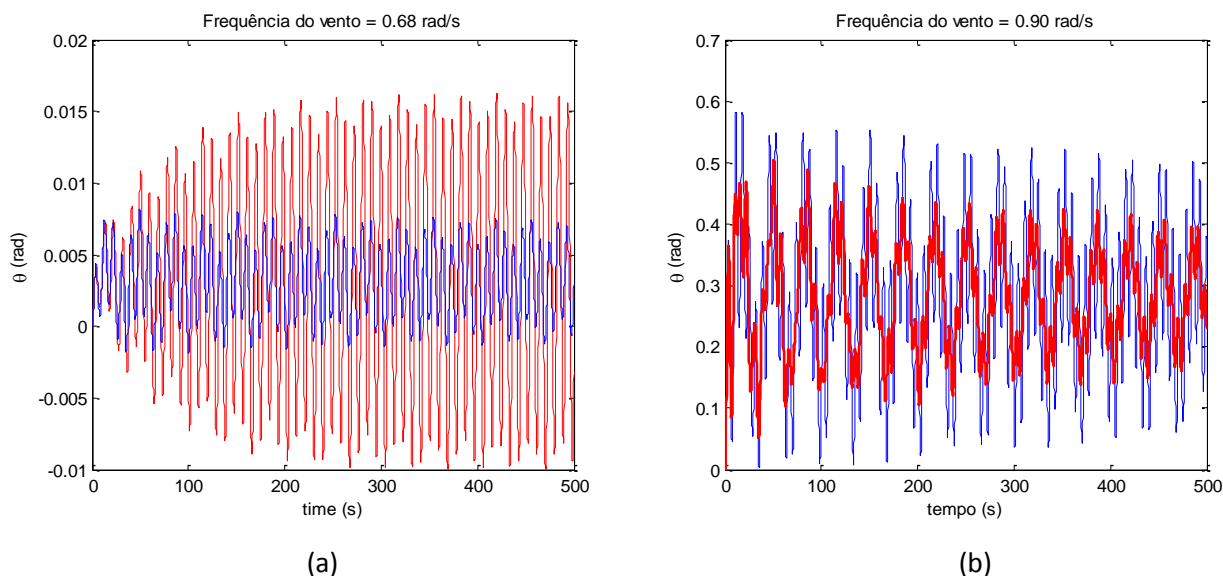


Figura 4.12 Resposta no tempo do deslocamento angular do semiativo OFF (vermelho) e ON (azul) sob carregamento harmônico com frequência (a)  $\omega = 0,68 \text{ rad/s}$ ; (b)  $\omega = 0,90 \text{ rad/s}$ .

Pode-se verificar na Figura 4.12 (a) que, conforme esperado a partir da Figura 4.11, o semiativo *ON* é mais efetivo na frequência de  $0,68 \text{ rad/s}$ , sendo o valor do RMS no sistema *ON* igual a  $2,5950 \cdot 10^{-3}$  e do sistema *OFF* igual a  $7,6196 \cdot 10^{-3}$ . Enquanto que na Figura 4.12 (b) o semiativo *OFF* é mais efetivo na frequência de  $0,90 \text{ rad/s}$ , sendo o valor do RMS no sistema *ON* igual a  $1,3201 \cdot 10^{-1}$  e do sistema *OFF* igual a  $9,0473 \cdot 10^{-2}$ .

A Figura 4.13 mostra a evolução no tempo do deslocamento angular quando a estrutura é sujeita ao carregamento de ruído branco. Verifica-se que o caso *ON* apresenta uma eficiência melhor na maior parte do intervalo de tempo analisado. Confirma-se esse resultado com o valor do RMS no sistema *ON* igual a  $1,2041 \cdot 10^{-3}$  e do sistema *OFF* igual a  $1,5242 \cdot 10^{-2}$ .

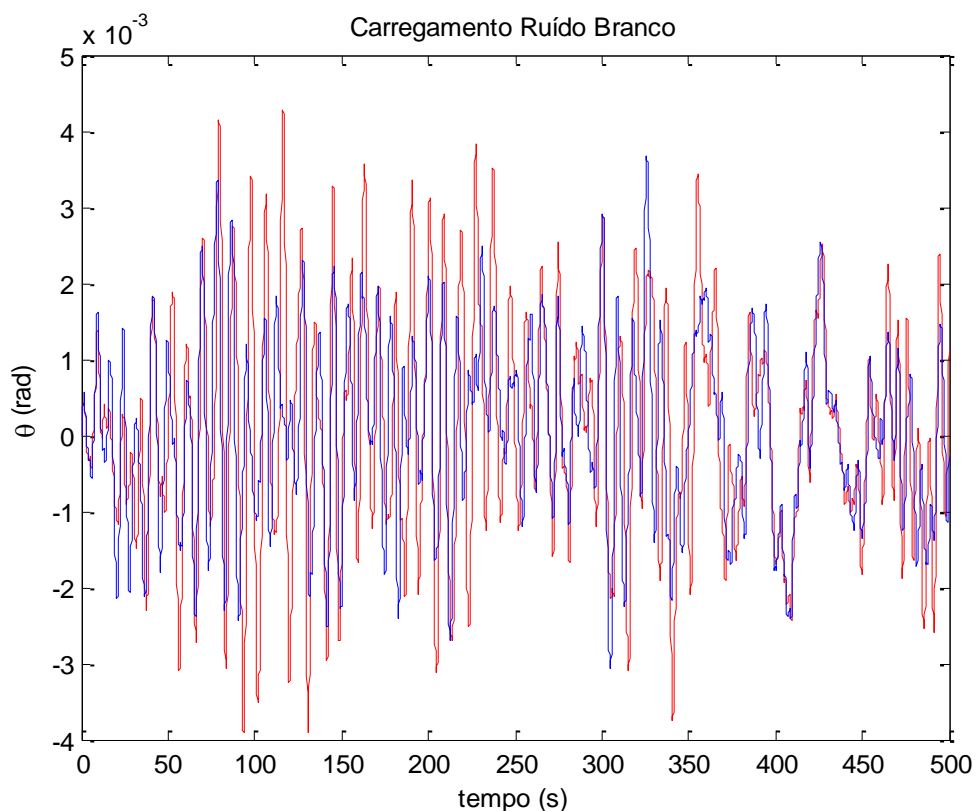


Figura 4.13 Resposta no tempo do deslocamento angular do semiativo OFF (vermelho) e ON (azul) sob carregamento ruído branco.

Como forma de avaliar o desempenho do controle semiativo *ON/OFF*, uma força harmônica com duração de 1000 segundos, possuindo 6 intervalos de frequências diferentes. A frequência da força harmônica em cada intervalo de tempo, respectivamente, é:  $0,74 \text{ rad/s}$ ,  $1,2 \text{ rad/s}$ ,  $0,8 \text{ rad/s}$ ,  $0,67 \text{ rad/s}$ ,  $1,7 \text{ rad/s}$  e  $0,98 \text{ rad/s}$  (Figura 4.14). A simulação é realizada comparando o resultado do semiativo com os resultados do sistema sempre desligado (*OFF*) e do sistema sempre ligado (*ON*).

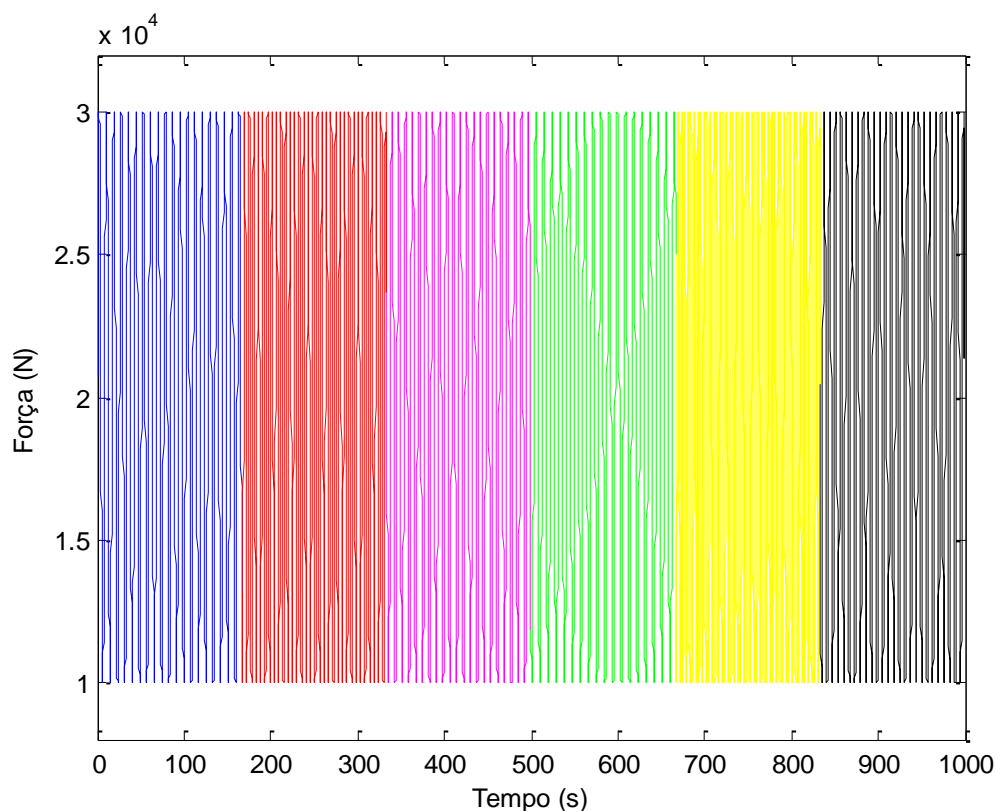


Figura 4.14 Força harmônica do vento com frequências  $0,74 \text{ rad/s}$  (azul),  $1,2 \text{ rad/s}$  (vermelho),  $0,8 \text{ rad/s}$  (rosa),  $0,67 \text{ rad/s}$  (verde),  $1,7 \text{ rad/s}$  (amarelo) e  $0,98 \text{ rad/s}$  (preto).

Como critério de decisão do controlador semiativo para ligar ou desligar, calcula-se a variação de tempo entre dois picos máximos de amplitude do deslocamento angular  $\theta$  e, com isso, calcula-se a frequência de oscilação da resposta. Se essa frequência calculada for maior que  $0,7165 \text{ rad/s}$  e menor que  $0,9917 \text{ rad/s}$ , que são os valores observados na Figura 4.11, o semiativo desliga (*OFF*), caso contrário ele liga (*ON*).

As Figuras 4.15 e 4.16 mostram a evolução no tempo do deslocamento angular para o carregamento harmônico com a frequência variando e para o carregamento em ruído branco, respectivamente.

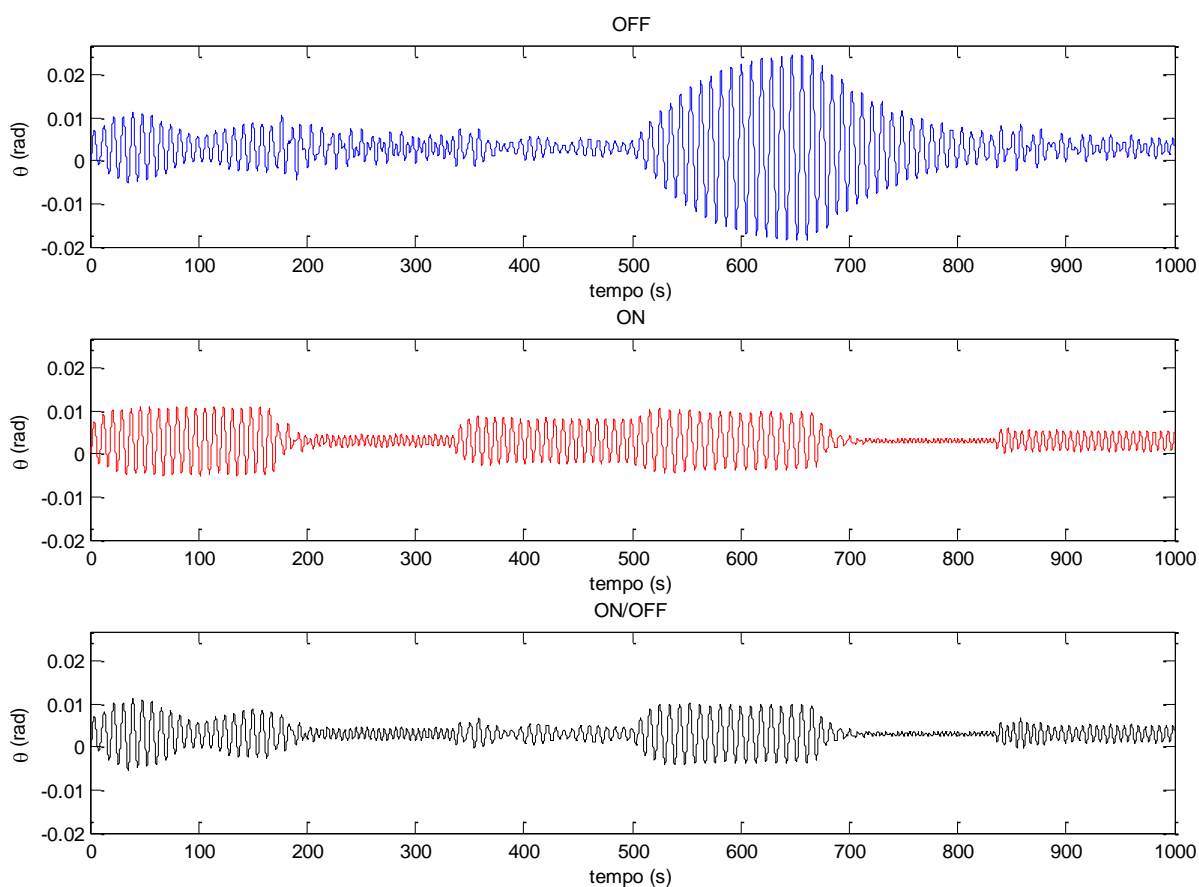


Figura 4.15 Resposta no tempo do deslocamento angular dos sistemas *OFF* (azul), *ON* (vermelho) e semiativo (preto) sob carregamento harmônico com a frequência variando.

Verifica-se que a resposta do semiativo está se aproximando das curvas de melhor eficiência ao longo de toda a simulação e, portanto, sua amplitude de vibração manteve-se reduzida ao longo de todo o intervalo analisado, mostrando-se eficiente nas variações de frequência consideradas no carregamento do vento. O valor do RMS para o sistema na posição somente *OFF* é igual a  $6,1664 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ , no sistema *ON* é igual a  $3,4289 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$  e no sistema semiativo é igual a  $2,7281 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ .

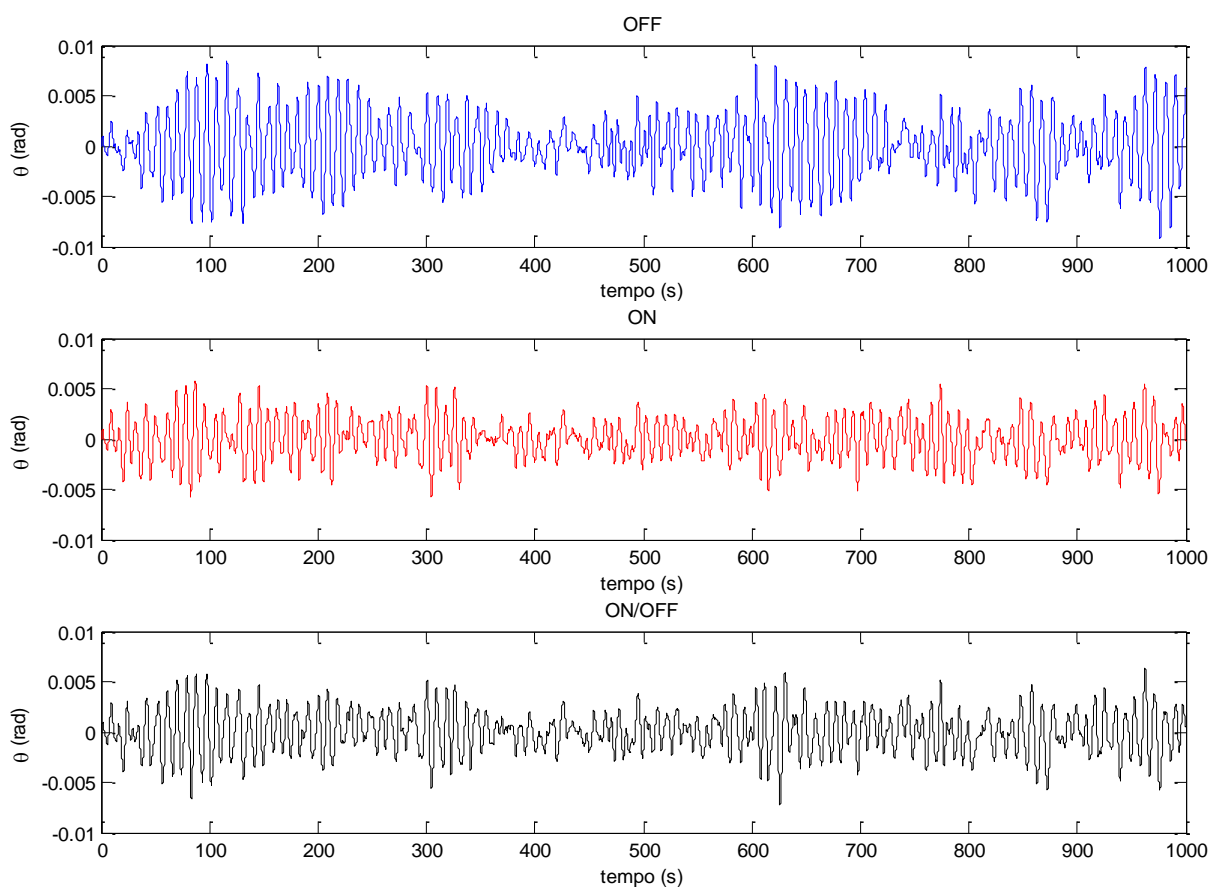


Figura 4.16 Resposta no tempo do deslocamento angular dos sistemas *OFF* (azul), *ON* (vermelho) e semiativo (preto) sob carregamento ruído branco.

No caso de carregamento ruído branco, verifica-se que a resposta do semiativo se aproxima das curvas de melhor eficiência ao longo de toda a simulação e, portanto, sua amplitude de vibração manteve-se baixa ao longo de toda a simulação, mostrando-se eficiente no carregamento em ruído branco do vento. O valor do RMS no sistema *OFF* é igual a  $3,1274 \cdot 10^{-3}$ , no sistema *ON* é igual a  $2,0705 \cdot 10^{-3}$  e no sistema semiativo é igual a  $2,1459 \cdot 10^{-3}$ .

#### 4.2.2 Semiativo Contínuo

O sistema semiativo contínuo, diferentemente do semiativo *ON/OFF*, não altera suas propriedades entre dois conjuntos de parâmetros a partir de duas frequências específicas, ele modifica os parâmetros para cada frequência calculada

com o intuito de manter a amplitude de vibração mais reduzida possível ao longo de toda a simulação.

Como o MG, neste caso, é capaz de encontrar o mínimo da função objetivo sem restringir os limites de  $c_d$ , este é utilizado para calcular os valores ótimos de  $c_d$  para frequências de  $0,1 \text{ rad/s}$  a  $10 \text{ rad/s}$  com intervalos de  $0,01 \text{ rad/s}$ ,  $\omega = [0,1; 0,11; 0,12; \dots; 10] \text{ rad/s}$ , pois esta é a faixa de frequência analisada nas respostas em frequência anteriores. Os valores de  $c_d$  são armazenados de acordo com a frequência relacionada a cada um deles. Durante a simulação no tempo, a frequência calculada na resposta do sistema em cada instante é comparada com frequências armazenadas, realizando-se assim uma interpolação entre esses dados para obter o valor de  $c_d$  ótimo para a frequência em questão.

Uma outra estratégia para controlador semiativo contínuo é proposta variando tanto os valores de  $k_d$  quanto de  $c_d$ . Como MG, neste caso, não é capaz de encontrar o mínimo da função objetivo sem restringir os limites de  $k_d$ , utiliza-se inicialmente o AG para encontrar a região do mínimo da função objetivo: a partir de repetidas simulações onde os resultados recaem sempre em uma determinada região da superfície mostrada na Figura 4.1. A partir destes dados, definem-se os limites de  $k_d$  e, em seguida, utiliza-se o MG para encontrar o mínimo da função objetivo. Dessa forma, armazenam-se os parâmetros ótimos de  $k_d$  e  $c_d$  associados a cada frequência. O fluxograma da Figura 4.17 apresenta a sequência lógica do processo. Realiza-se, como no caso anterior, uma interpolação durante a análise no tempo, considerando desta feita também os valores ótimos de  $k_d$ .

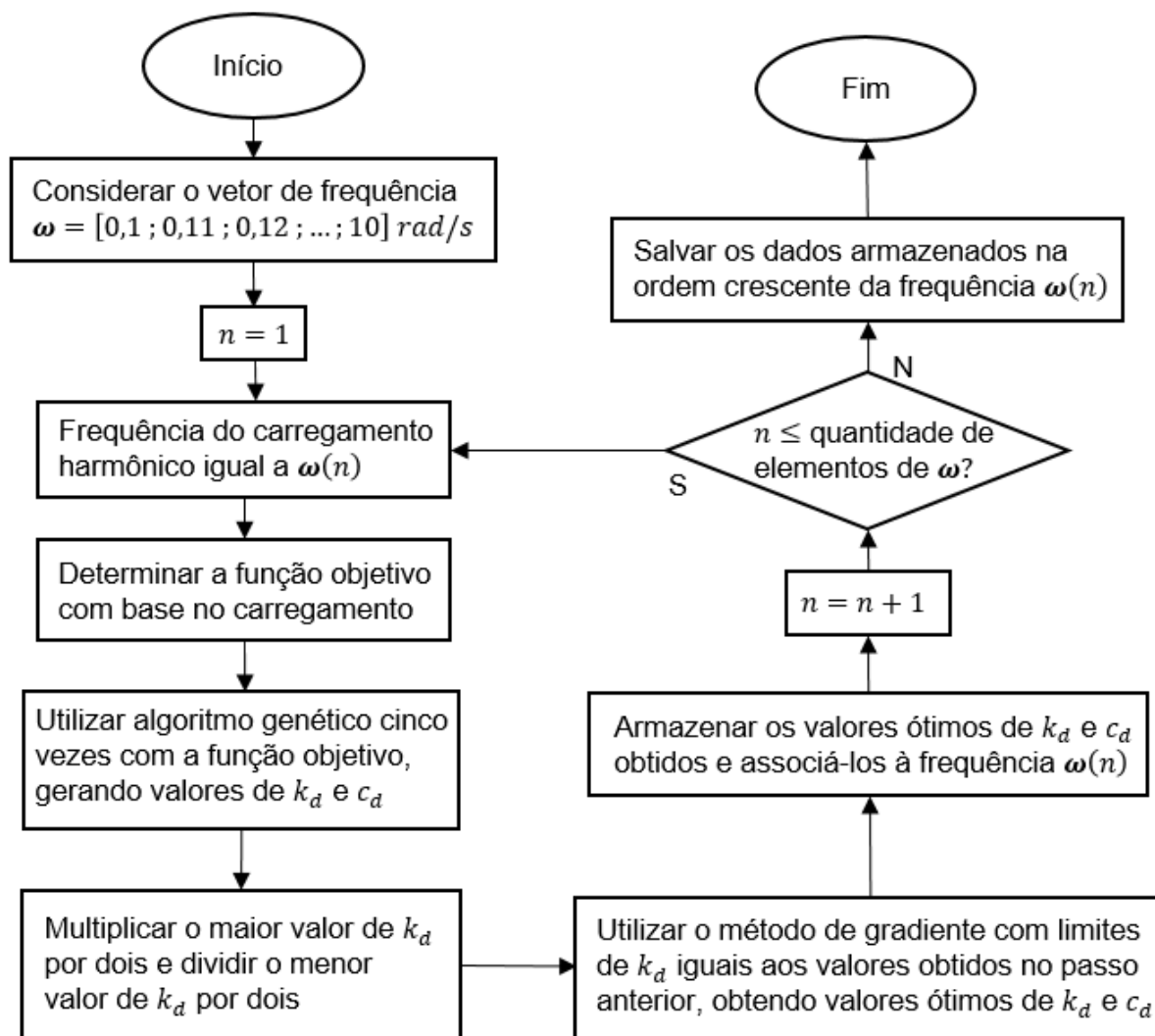


Figura 4.17 Fluxograma do armazenamento dos dados de  $k_d$  e  $c_d$  ótimos associados a  $\omega$ .

Para comparar o controlador semiativo *ON/OFF*, o controlador semiativo contínuo variando ( $c_d$ ) e o controlador semiativo contínuo variando ( $k_d, c_d$ ), utilizam-se os mesmos carregamentos considerados anteriormente. A Figura 4.18 apresenta a comparação das respostas em frequência para os três controladores em questão.

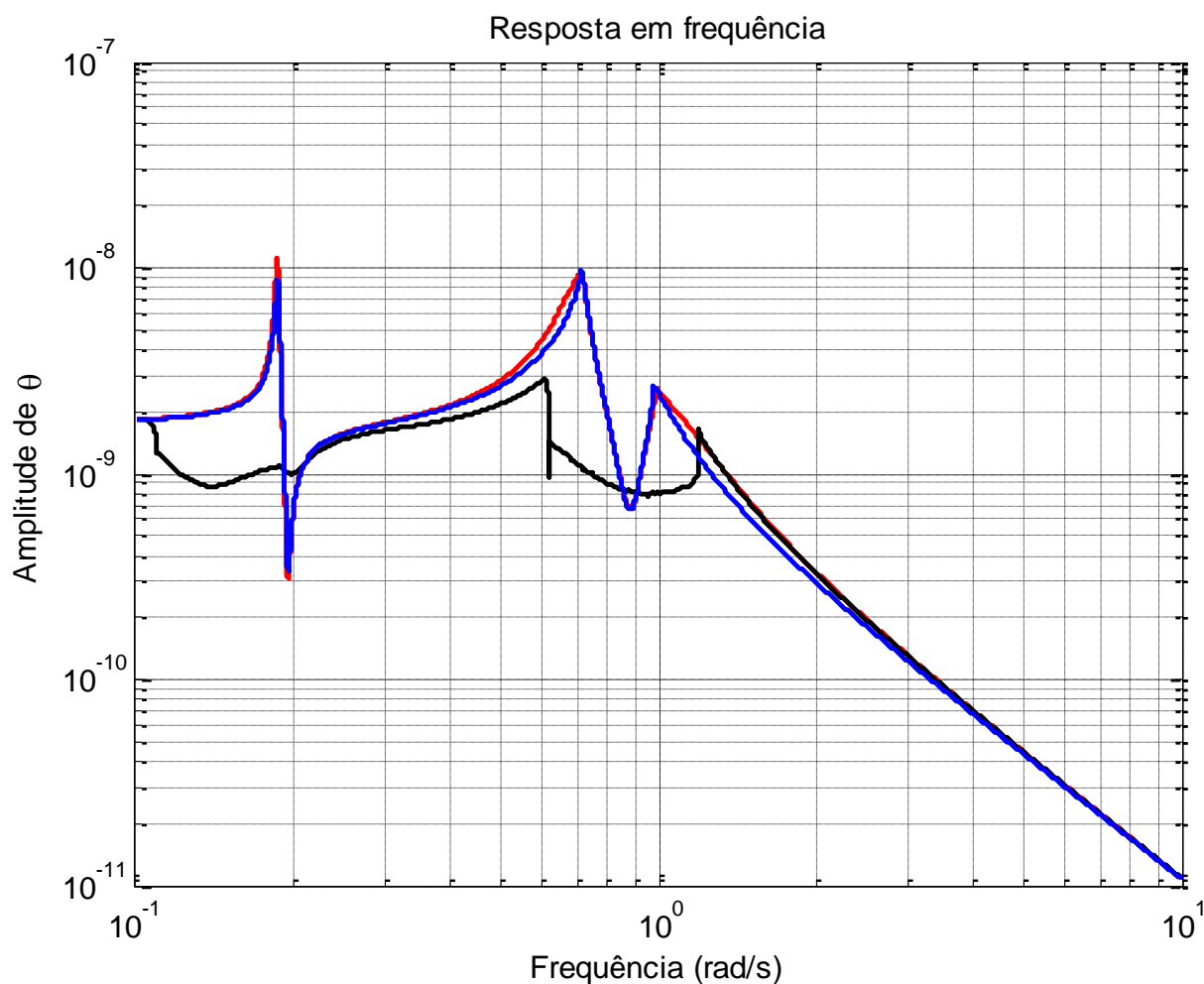


Figura 4.18 Resposta em frequência dos sistemas semiativo *ON/OFF* (vermelho), semiativo contínuo ( $c_d$ ) (azul) e semiativo contínuo ( $k_d, c_d$ ) (preto).

Na Figura 4.18, observa-se que a resposta em frequência do sistema semiativo contínuo ( $k_d, c_d$ ) possui as amplitudes mais baixas ao longo de grande parte da faixa de frequência analisada, o que implica que esse sistema possui potencial para ter o melhor desempenho, dentre os três sistemas avaliados, em reduzir as amplitudes de vibração do sistema principal.

As Figuras 4.19 e 4.20 mostram a evolução no tempo do deslocamento angular para o carregamento harmônico com a frequência variando e carregamento ruído branco, respectivamente, comparando os três casos analisados.



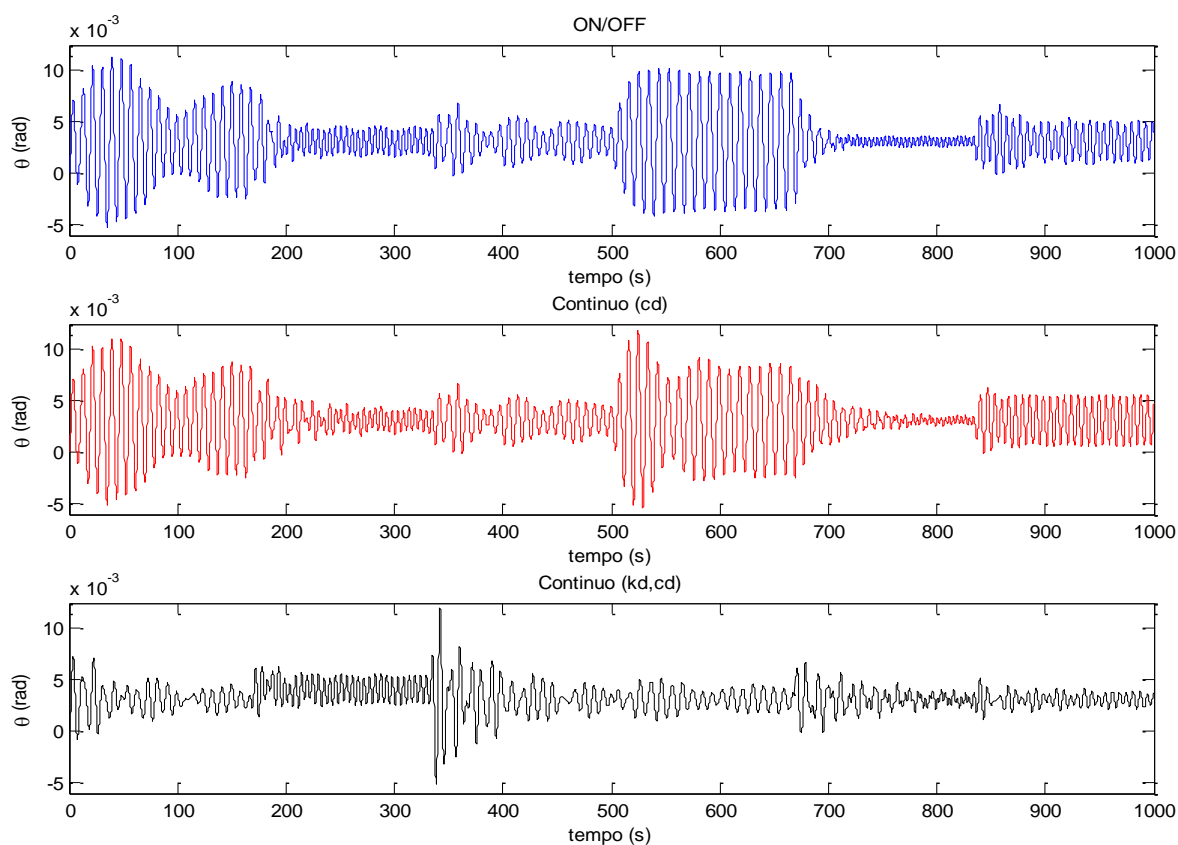


Figura 4.19 Resposta no tempo do deslocamento angular dos controladores semiativo *ON/OFF* (azul), semiativo contínuo ( $c_d$ ) (vermelho) e semiativo contínuo ( $k_d, c_d$ ) (preto) sob carregamento harmônico com a frequência variando.

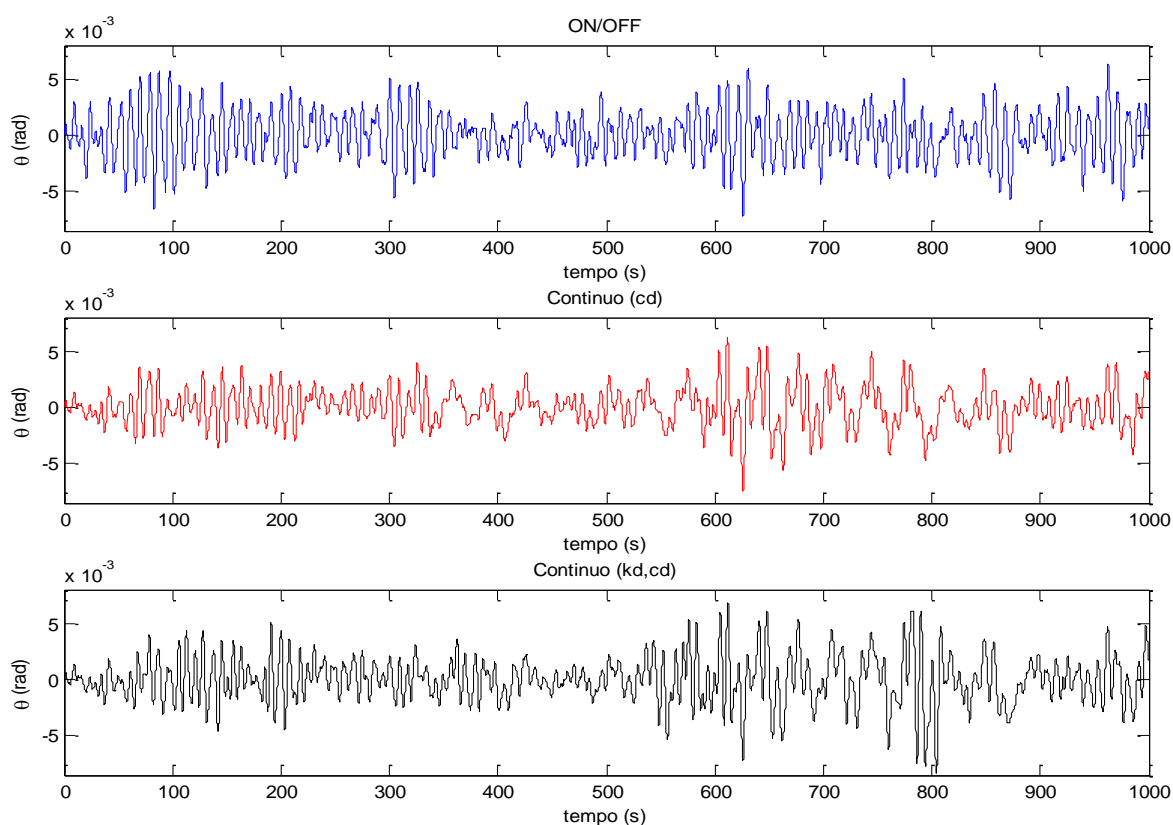


Figura 4.20 Resposta no tempo do deslocamento angular dos controladores semiativo *ON/OFF* (azul), semiativo contínuo ( $c_d$ ) (vermelho) e semiativo contínuo ( $k_d, c_d$ ) (preto) sob carregamento ruído branco

A tabela 4.8 apresenta os valores de RMS dos sistemas passivo (*OFF*), passivo (*ON*), semiativo *ON/OFF*, semiativo contínuo ( $c_d$ ) e semiativo contínuo ( $k_d, c_d$ ).

Tabela 4.8 Respostas RMS sob carregamento harmônico variável e ruído branco

	RMS sob Carregamento Harmônico Variável	RMS sob Carregamento Ruído Branco
Passivo OFF	$6,1664 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$3,1274 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
Passivo ON	$3,4289 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$2,0705 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
Semiativo ON/OFF	$2,7281 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$2,1459 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
Semiativo Contínuo ( $c_d$ )	$2,5985 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$1,7421 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
Semiativo Contínuo ( $k_d, c_d$ )	$1,3360 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$2,0601 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

Na Figura 4.19, onde os sistemas estão sob carregamento harmônico variável, verifica-se que o controlador semiativo contínuo  $(k_d, c_d)$  apresenta menores amplitudes da resposta na maior parte do intervalo de tempo analisado. Já no caso do carregamento ruído branco (Figura 4.20), o controlador semiativo contínuo  $(c_d)$  se apresenta como melhor opção na redução da resposta, o que também se confirma observando os valores de resposta RMS apresentados na Tabela 4.8.

Para ambos casos de carregamento, os sistemas semiativos contínuos possuem os menores valores de resposta RMS do que o semiativo *ON/OFF* e o passivo, entretanto há diferenças entre eles.

Quando os sistemas estão sob carregamento harmônico variável, o semiativo contínuo  $(k_d, c_d)$  possui menor valor de deslocamento RMS que o semiativo contínuo  $(c_d)$ , conforme esperado. Entretanto, o semiativo contínuo  $(c_d)$  possui menor valor de deslocamento RMS sob carregamento ruído branco que o semiativo contínuo  $(k_d, c_d)$ . Verifica-se, portanto, que as variações dos parâmetros  $k_d$  e  $c_d$  levam mais tempo para reduzir a amplitude de vibração do sistema principal que a variação apenas do parâmetro  $c_d$ , o que resulta em um melhor desempenho do semiativo contínuo  $(k_d, c_d)$  quando não há variação significativa da frequência do carregamento aplicado.

## 5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta um estudo do comportamento de um aerogerador offshore por meio de um modelo simplificado de pêndulo invertido. São realizadas propostas de sistemas de controle estrutural que minimizem vibrações excessivas e mantenham o comportamento do sistema dentro do regime linear.

Utilizando o amortecedor de massa sintonizado, são considerados dois carregamentos distintos para uma análise mais aprofundada do sistema real. Foi realizado um estudo paramétrico em conjunto com a aplicação do algoritmo genético para os parâmetros do AMS e verificou-se que o algoritmo genético obteve bons resultados apenas quando os limites inferior e superior das variáveis de projeto do algoritmo estavam próximos do mínimo desejado.

Realizou-se uma análise preliminar sobre a influência da consideração das pás na vibração do aerogerador, verificando-se influência nos resultados do sistema sem controle, por outro lado não houve alteração significativa no comportamento quando da instalação do AMS.

Foi proposto um sistema semiativo utilizando a estratégia de controle *ON/OFF*, alterando-se o conjunto de valores dos parâmetros de rigidez e amortecimento do AMS. Estes valores foram calculados através da teoria de controle ótimo clássico e notou-se que era necessário alterar apenas o parâmetro de amortecimento. Foi necessário realizar um detalhado estudo paramétrico das matrizes de ponderação para garantir a robustez do controle. Resultados satisfatórios foram encontrados em comparação com aqueles do AMS pendular passivo.

O controlador *ON/OFF* apresentou uma boa performance em reduzir a amplitude excessiva de vibração. A lógica de calcular o período entre dois picos de amplitude se mostrou eficiente ao calcular e enviar a frequência da excitação ao controlador semiativo para o ajuste ideal dos parâmetros.

Foram propostos dois sistemas semiativos contínuos, um variando apenas o valor do amortecimento (semiativo contínuo ( $c_d$ )), enquanto que o outro varia tanto o valor de amortecimento quanto o de rigidez (semiativo contínuo ( $k_d, c_d$ )), a regra para variação dos referidos parâmetros está de acordo com a frequência lida durante a resposta no tempo.

Os sistemas semiativos contínuos apresentaram os melhores desempenhos na redução da amplitude de vibração do sistema principal. Quando considerado o

carregamento harmônico variável, o semiativo contínuo  $(k_d, c_d)$  possui desempenho maior que o semiativo contínuo  $(c_d)$ , enquanto que, quando considerado o carregamento ruído branco, o semiativo contínuo  $(c_d)$  possui desempenho maior que o semiativo contínuo  $(k_d, c_d)$ . Isso implica que se deve variar apenas o parâmetro de amortecimento quando o sistema estiver sob carregamento aleatório, enquanto que se deve variar tanto o parâmetro de amortecimento quanto o de rigidez quando o sistema estiver sob carregamento harmônico.

Do exposto no presente trabalho conclui-se que as estratégias de controle estrutural têm aplicação dentro da problemática de vibrações excessivas em aerogeradores offshore, uma sofisticação do modelo dinâmico se faz necessária afim de obter-se subsídios para o projeto de dispositivos de controle para este tipo de estrutura. Devido a característica de aleatoriedade dos carregamentos de vento e das ondas, a tecnologia de controle semiativo apresenta boas perspectivas de aplicação prática.

Como sugestões para continuação desta pesquisa em trabalhos futuros, podem-se citar, entre outras:

- Uma modelagem mais elaborada do carregamento do vento via modelo de Davenport;
- Consideração do efeito de carregamentos na base do modelo para prever a ação das ondas do mar;
- Elaborar melhor o modelo dinâmico, acrescentando graus de liberdade no eixo vertical e levando em consideração o efeito da rotação das pás;
- Considerar os efeitos do atraso na performance do controlador semiativo;
- Estudo experimental do modelo reduzido do AMS tipo pêndulo invertido.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Shepherd DG. Historical development of the windmill. In Wind turbine technology - fundamental concepts of wind turbine engineering.: ASME Press; 1994. p. 1-46.
2. Divone LV. Evolution of modern wind turbines. In Wind turbine technology - fundamental concepts of wind turbine engineering.: ASME Press; 1994. p. 73-138.
3. CRESESB. [Online]. [cited 2016 Janeiro 12. Available from: [http://www.cresesb.cepel.br/index.php?section=com\\_content&lang=pt&cid=201](http://www.cresesb.cepel.br/index.php?section=com_content&lang=pt&cid=201).
4. Quilligan A, O'Connor A, Pakrashi V. Fragility analysis of steel and concrete wind towers. Engineering Structures. 2012: p. 270-282.
5. Pao LY, Johnson KE. A tutorial on the dynamics and control of wind turbines and wind farms. Proceedings of the American Control Conference. 2009.
6. SGS. [Online]. [cited 2016 Janeiro 12. Available from: <http://www.sgs.com/en/Our-Company/News-and-Media-Center/News-and-Press-Releases/2015/02/CEZ-Group-Builds-Europes-Largest-Onshore-Wind-Farm.aspx>.
7. Siemens. [Online]. [cited 2016 Janeiro 12. Available from: [http://www.siemens.com/press/en/feature/2013/energy/2013-09-anholt.php?content\[\]=E&content\[\]=ES&content\[\]=EW](http://www.siemens.com/press/en/feature/2013/energy/2013-09-anholt.php?content[]=E&content[]=ES&content[]=EW).
8. Stewart GM, Lackner MA. The effect of actuator dynamics on active structural control of offshore wind turbines. Engineering Structures. 2011: p. 1807-1816.
9. Avila SM. Controle híbrido para atenuação de vibrações em edifícios. 2002. PhD Thesis, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
10. Wind Salem. [Online]. [cited 2016 Janeiro 12. Available from: <https://salemwind.wordpress.com/health-and-safety/>.
11. Soong TT, Dargush GF. Passive energy dissipation systems in structural engineering: John Wiley and Sons; 1997.
12. Lourenço R. Design, construction and testing of an adaptive pendulum tuned mass damper. 2011. Master's Dissertation, University of Waterloo, Waterloo.

13. Murtagh PJ, Basu B, Broderick BM. Along-wind response of a wind turbine tower with blade coupling subjected to rotationally sampled wind loading. *Engineering Structures*. 2005: p. 1209-1219.
14. Avila SM, Barcelos M, Morais MVG, Shzu MAM, Silva RC. Vibration control of the set tower and wind turbine under the wind influence. *Proceedings of 20th International Congress fo Mechanical Engineering COBEM*. 2009.
15. Lackner MA, Rotea AR. Passive structural control of offshore wind turbines. *Wind Energy*. 2011: p. 373-388.
16. Avila SM, Pereira WM. Controle de vibrações em torres eólicas submetidas à ação de cargas harmônicas utilizando amortecedor de massa sintonizado na forma de pêndulo. *Anais da 10ª Conferência Brasileira de Dinâmica Controle e Aplicações DINCON*. 2011.
17. Al-Saif KA, Aldakkan KA, Foda MA. Modified liquid column damper for vibration control of structures. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2011: p. 505-512.
18. Roderick C. Vibration reduction of offshore wind turbines using tuned liquid column dampers. 2012. Master of Science in Mechanical Engineering, University of Massachusetts Amherst, Amherst.
19. Stewart GM. Load reduction of floating wind turbines using tuned mass dampers. 2012. Master Thesis, University of Massachusetts Amherst, Amherst.
20. Chen J, Georgakis CT. Tuned rolling-ball dampers for vibration control in wind turbines. *Journal of Sound and Vibration*. 2013: p. 5271-5282.
21. Li J, Zhang Z, Chen J. Experimental study on vibration control of offshore wind turbines using a ball vibration absorber. *School of Civil Engineering*. 2012.
22. Guimarães PVB, Avila SM, Shzu MAM, Prado ZJG, Morais MVG. Vibration control of an offshore wind turbine modeled as an inverted pendulum. *Proceedings of International Conference on Vibration Problems ICOVP*. 2013.

23. Guimarães PVB, Morais MVG, Avila SM. Tuned mass damper inverted pendulum to reduce offshore wind turbine vibrations. In Sinha JK, editor. *Vibration Engineering and Technology of Machinery*.: Springer; 2014. p. 379-388.
24. Spencer Jr. BF, Dyke SJ, Sain MK, Carlson JD. Phenomenological model of a magnetorheological damper. *Journal of Engineering Mechanics*. 1997: p. 230-238.
25. Carneiro RB. Controle semi-ativo de vibrações em estruturas utilizando amortecedor magnetorreológico. 2009..
26. Kurino H, Tagami J, Shimizu K, Kobori T. Switching oil damper with built-in controller for structural control. *Journal of Structural Engineering*. 2003: p. 895-904.
27. Yun YW, Lee SM, Park MK. A study on the efficiency of a passive oil damper using a MR accumulator. *Journal of Mechanical Science and Tecnology*. 2010: p. 2297-2305.
28. Chey MH, Chase JG, Mander JB, Carrl AJ. Semi-active tuned mass damper building systems. *Design Earthquake Engineering and Structural Dynamics*. 2010: p. 119-139.
29. Maddaloni G, Caterino N, Occhiuzzi A. Semi-active control of the benchmark highway bridge based on seismic early warning systems. *Bull Earthquake Eng*. 2011: p. 1703-1715.
30. Huang C, Arrigan J, Nagarajaiah S, Basu B. Semi-active algorithm for edgewise vibration control in floating wind turbines blades. *Earth and Space 2010: Engineering, Science, Contruction, and Operations in Challenging Environments*. 2010.
31. Colwell S, Basu B. Tuned liquid column dampers in offshore wind turbines for structural control. *Engineering Structures*. 2009: p. 358-368.
32. Basu B, Bursi OS, Casciati F, Casciati S, Grosso AED, Domaneschi M, et al. A european association for the control os structures joint perspective. *Recent*



studies in civil structural control across Europe. Structural Control and Health Monitoring. 2014: p. 1414-1436.

33. Connor JJ. Introduction to structural motion control: Prentice Hall; 2002.
34. Hartog JPD. Mechanical Vibrations: Dover Publications; 1985.
35. Anh ND, Matsuhisa H, Vieta LD, Yasuda M. Vibration control of an inverted pendulum type structure by passive mass-spring-pendulum dynamic vibration absorber. Journal of Sound and Vibration. 2007: p. 187-201.
36. Homesthetics. [Online]. [cited 2016 Janeiro 12. Available from: <http://homesthetics.net/taipei-101-tower-in-taiwan-by-c-y-lee-partners/>.
37. Michalewicz Z. Genetic algorithms + data structures = evolution programs: Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York; 1996.
38. Hosch WL. Encyclopaedia Britannica. [Online]. [cited 2016 Janeiro 30. Available from: <http://academic-eb-britannica.ez54.periodicos.capes.gov.br/EBchecked/topic/752681/genetic-algorithm>.
39. Madsen K, Nielsen HB. Optimization and Data Fitting: DTU Informatics - IMM; 2010.
40. Arora JS. Introduction to optimum design: Elsevier; 2012.
41. Golnaraghi F, Kuo BC. Automatic Control Systems: John Wiley & Sons; 2010.
42. Ogata K. Modern Control Engineering: Prentice Hall; 1998.
43. Inman DJ. Vibration with control, measurement and stability: Prentice Hall; 1989.
44. Anton H, Rorres C. Elementary Linear Algebra: John Wiley & Sons; 1987.
45. Meirovitch L. Dynamics and control of structures: John Wiley and Sons; 1990.
46. Picado RM. Controle semi-ativo em suspensões automotivas. 1998. Dissertação de Mestrado.

47. Moore HF. Análise de desempenho de um controlador Bang-Bang em um sistema de freio ABS. 2014. Projeto de Graduação, Universidade de Brasília, Brasília.
48. Rafieipour MH, Ghorbani-Tanha AK, Rahimian M, Ghazi RM. A novel semi-active TMD with folding variable stiffness spring. *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*. 2014: p. 509-518.
49. Kurino H, Matsunaga Y, Yamada T, Tagami J. High performance passive hydraulic damper with semi-active characteristics. *Proceedings of the 13th World Conference on Earthquake Engineering*. 2004.
50. Tsouroukdissian AR, Carcangiu CE, Martin M. Wind turbine tower load reduction using passive and semi-active dampers. *European Wind Energy Association*. 2011.
51. Karimi HR, Zapateira M, Luo N. Semiactive vibration control of offshore wind turbine towers with tuned liquid column dampers using  $H_\infty$  output feedback control. *2010 IEEE International Conference on Control Applications Part of 2010 IEEE Multi-Conference on Systems and Control*. 2010: p. 2245-2249.
52. Murtagh PJ, Ghosh A, Basu B, Broderick BM. Passive control of wind turbine vibrations including blade/tower interaction and rotationally sampled turbulence. *Wind Energy*. 2008: p. 305-317.
53. Lindeberg E. Optimal control of floating offshore wind turbines. 2009. Master of Science in Engineering Cybernetics, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim.
54. Fitzgerald B, Basu B. Structural control of wind turbines with soil structure interaction included. *Engineering Structures*. 2015: p. 131-151.
55. Guimarães PVB, Morais MVB, Avila SM. Structural control of offshore wind turbines. *Proceedings of XXXV Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering CILAMCE*. 2014.
56. Oliveira FALd, Shzu MAM, Morais MVB. Influência de cargas axiais sobre as frequências naturais em pás de turbina eólica. *Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia*. 2015; 1(1).

57. Guimarães PVB, Avila SM. Control of an offshore wind turbine modeled as discrete system. 2nd ECCOMAS Young Investigatores Conference. 2013.
58. Avila SM, Gonçalves PB. Procedimento para determinação das matrizes de ponderação do algoritmo de controle ótimo para um amortecedor de massa híbrido (AMH). Mecânica Computacional XXIX. 2010: p. 1345-1365.
59. Mensah AF, Dueñas-Osorio L. Improved reliability of wind turbine towers with tuned liquid column dampers (TLCDs). Structural Safety. 2014: p. 78-86.
60. Oliveira FS, Zuluaga AL, Avila SM, Brito JLV. Design criteria for a pendulum absorber to control high building vibrations. International Journal of Innovations in Materials Science and Engineering. 2014: p. 82-89.
61. Chen W, Diest K, Kao CY, Marthaler DE, Swatlock LA, Osher S. Gradient based optimization methods for metamaterial design. In Numerical methods for metamaterial design.: Springer Netherlands; 2013. p. 175-204.
62. Shewchuk JR. An introduction to the conjugate gradient method without the agonizing pain: School of Computer Science, Carnegie Mellon University; 1994.
63. Tehrani MG, Kalkowski MK. Active controle of parametrically excited systems. Journal of Intelligent Material Systems and Structures. 2015: p. 1-13.

## APÊNDICE

Considerando as equações de movimento:

$$(1 + \mu)\ddot{u} + 2\xi\omega\dot{u} + \omega^2u = \frac{p}{m} - \mu\ddot{u}_d \quad (1)$$

$$\ddot{u}_d + 2\xi_d\omega_d\dot{u}_d + \omega_d^2u_d = -\ddot{u} \quad (2)$$

Considerando o caso de carregamento harmônico  $p(t)$  de frequência  $\Omega$  e assumindo as soluções permanentes  $u(t)$  e  $u_d(t)$ :

$$p = p_0 e^{i\Omega t} \quad (3)$$

$$u(t) = U e^{i\Omega t} \quad (4)$$

$$u_d(t) = U_d e^{i\Omega t} \quad (5)$$

Substituindo (3), (4) e (5) em (1) e (2):

$$(1 + \mu)U i^2 \Omega^2 e^{i\Omega t} + 2\xi\omega U i \Omega e^{i\Omega t} + \omega^2 U e^{i\Omega t} = \frac{p_0 e^{i\Omega t}}{m} - \mu U_d i^2 \Omega^2 e^{i\Omega t} \quad (6)$$

$$U_d i^2 \Omega^2 e^{i\Omega t} + 2\xi_d \omega_d U_d i \Omega e^{i\Omega t} + \omega_d^2 U_d e^{i\Omega t} = -U i^2 \Omega^2 e^{i\Omega t} \quad (7)$$

Cancelando  $e^{i\Omega t}$  em (6) e (7):

$$-(1 + \mu)U\Omega^2 + 2\xi\omega U i \Omega + \omega^2 U = \frac{p_0}{m} + \mu U_d \Omega^2 \quad (8)$$

$$-U_d \Omega^2 + 2\xi_d \omega_d U_d i \Omega + \omega_d^2 U_d = U \Omega^2 \quad (9)$$

Isolando  $U_d$  em (9):

$$-U_d \Omega^2 + 2\xi_d \omega_d U_d i \Omega + \omega_d^2 U_d = U \Omega^2 \quad (10)$$

$$U_d (-\Omega^2 + 2i\xi_d \omega_d \Omega + \omega_d^2) = U \Omega^2 \quad (11)$$

$$U_d = \frac{U \Omega^2}{(-\Omega^2 + 2i\xi_d \omega_d \Omega + \omega_d^2)} \quad (12)$$

Substituindo (12) em (8):

$$-(1 + \mu)U\Omega^2 + 2\xi\omega U i \Omega + \omega^2 U = \frac{p_0}{m} + \frac{U \mu \Omega^4}{(-\Omega^2 + 2i\xi_d \omega_d \Omega + \omega_d^2)} \quad (13)$$

$$-\frac{U \mu \Omega^4}{(-\Omega^2 + 2i\xi_d \omega_d \Omega + \omega_d^2)} - (1 + \mu)U\Omega^2 + 2\xi\omega U i \Omega + \omega^2 U = \frac{p_0}{m} \quad (14)$$

$$U \left( (\omega^2 - (1 + \mu)\Omega^2 + 2\xi\omega i \Omega)(\omega_d^2 - \Omega^2 + 2i\xi_d \omega_d \Omega) - \mu \Omega^4 \right) = \frac{p_0 (\omega_d^2 - \Omega^2 + 2i\xi_d \omega_d \Omega)}{m} \quad (15)$$

$$U = \frac{p_0(\omega_d^2 - \Omega^2 + 2i\xi_d\omega_d\Omega)}{m((\omega^2 - (1 + \mu)\Omega^2 + 2\xi\omega i\Omega)(-\Omega^2 + 2i\xi_d\omega_d\Omega + \omega_d^2) - \mu\Omega^4)} \quad (16)$$

Substituindo (16) em (12):

$$U_d = \frac{p_0\Omega^2}{m((\omega^2 - (1 + \mu)\Omega^2 + 2\xi\omega i\Omega)(-\Omega^2 + 2i\xi_d\omega_d\Omega + \omega_d^2) - \mu\Omega^4)} \quad (17)$$