



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

GUILHERME TERCEIRO CUNHA

**DINÂMICA E CONTROLE DE VIBRAÇÕES NO PLANO DE ROTAÇÃO EM PÁS
DE TURBINAS EÓLICAS**

FORTALEZA

2017

GUILHERME TERCEIRO CUNHA

DINÂMICA E CONTROLE DE VIBRAÇÕES NO PLANO DE ROTAÇÃO EM PÁS DE
TURBINAS EÓLICAS

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Processos, equipamentos e sistemas para energias renováveis.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Júnior

FORTALEZA

2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- C978d Cunha, Guilherme Terceiro.
Dinâmica e controle de vibrações no plano de rotação em pás de turbinas eólicas / Guilherme Terceiro Cunha. – 2017.
76 f. : il. color.
- Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2017.
Orientação: Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Júnior.
1. Controle de vibrações. 2. Turbinas eólicas. 3. Amostra rotacional. 4. Método BEM. 5. Interação aeroelástica. I. Título.

CDD 620.1

GUILHERME TERCEIRO CUNHA

DINÂMICA E CONTROLE DE VIBRAÇÕES NO PLANO DE ROTAÇÃO EM PÁS DE
TURBINAS EÓLICAS

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistemas para Energias Renováveis.

Aprovada em 31/08/2017

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Junior (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Carlos Estevão Rolim Fernandes
Universidade Federal do Ceará (UFC)

AGRADECIMENTOS

À Deus, por tudo.

Aos meus pais, João Mozart e Gracinda, aos meus segundos pais, Tio João e Tia Gláucia, e aos meus irmãos, Gustavo e Júlia Maria, pelo apoio incondicional, dedicação e amor infinito em todos os momentos da minha vida. Devo tudo a vocês.

À minha namorada, Nágila, pela paciência, amor e carinho durante esses mais de 10 anos de companheirismo. Agradeço por me fazer feliz hoje e sempre. Eu te amo.

A todos os familiares, que aturaram um parente angustiado, ausente e estressado. Agradeço as orações e a força para seguir em frente.

Aos professores Ilson Júnior e Paulo Alexandre, pela orientação, confiança, incentivo e contribuição para minha maturidade pessoal e profissional.

Ao auxiliar administrativo da Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Valdi Matos, pela amizade, apoio, incentivo e, principalmente, pelo excelente trabalho que realiza constantemente ajudando todos os alunos e professores do programa.

Aos meus colegas de curso, Alan, Diego, Erivan, Felipe de Sousa, Felipe Dias, Hélio, Kaio, Lucas, Paulo, Rafael, Raquele, Saulo, Thauzer e Thiago, pela amizade, convivência e ensinamentos compartilhados durante esses anos.

A todos que de alguma forma participaram de mais uma etapa da minha vida, muito obrigado.

“Se não puder voar, corra. Se não puder correr, ande. Se não puder andar, rasteje, mas continue em frente de qualquer jeito. ”

Martin Luther King

RESUMO

Nesse trabalho, as respostas dinâmicas das pás sem controle de vibrações, com controle passivo e ativo foram analisadas para verificar a influência do amortecimento aerodinâmico sobre o comportamento da pá e o desempenho dos sistemas de controle. As pás foram modeladas como vigas contínuas de Euler-Bernoulli, incluindo o acoplamento entre as vibrações dentro e fora do plano. A equação do movimento do modelo de turbina foi obtida com a formulação de energia de Euler-Lagrange levando em conta os efeitos da força centrífuga e gravitacional. Absorvedores de massa sintonizada foram inseridos próximos a ponta de cada pá e sobre a torre para verificar o desempenho desse sistema considerando o amortecimento aerodinâmico através da interação aeroelástica. Os absorvedores foram simulados na forma passiva, considerando parâmetros ótimos, e na forma ativa, calculando as forças de controle através da estratégia do regulador linear quadrático (LQR). Para simular o modelo da amostra rotacional do vento sobre a pá, foi gerado um campo de velocidade do vento através da equação da lei de potência, da função de densidade espectral de potência e da função de coerência espacial. As forças aerodinâmicas foram calculadas com o método do momento do elemento de pá (BEM) quase-estático, incluindo as velocidades da estrutura no cálculo para levar em conta a interação aeroelástica e, com isso, adicionar o efeito do amortecimento aerodinâmico. A validação do modelo foi realizada comparando as frequências naturais e a resposta dinâmica sob carregamento estável com modelos de turbinas já consolidados no meio científico. Os resultados mostraram que o método BEM quase-estático utilizado apresentou um amortecimento aerodinâmico maior na direção fora do plano como já mencionado por pesquisadores. Já sobre o controle, o amortecimento inibiu quase que completamente o desempenho do controle passivo, tornando-o desnecessário na redução das vibrações dentro do plano de rotação nas pás. A hipótese de aplicação do controle ativo LQR calculado no instante inicial se mostrou ineficiente, calculando forças que não promoveram a diminuição das vibrações e, assim, impossibilitando sua análise com amortecimento aerodinâmico.

Palavras-chave: Controle de vibrações. Turbinas eólicas. Amostra rotacional. Método BEM. Interação aeroelástica.

ABSTRACT

In this research, the dynamic responses of the blades without vibration control, with passive and active control were analyzed to verify the influence of aerodynamic damping on the blade vibrations. The blades were modeled as continuous Euler-Bernoulli beams, including coupling in the in-plane and out-plane vibrations. The equation of motion of the turbine model was obtained with the energy formulation of Euler-Lagrange considering the effects of centrifugal and gravitational force. Tuned mass dampers were inserted near the tip of each blade and on the top of the tower to verify the performance of this system considering aerodynamic damping through the aeroelastic coupling. The dampers were simulated in passive form, considering optimal parameters, and in the active form, calculating the control forces through the linear quadratic regulator (LQR) strategy. The power law equation, the power spectral density function and the spatial coherence function generated a wind speed field to simulate the rotational sampling on the blade. Aerodynamic forces were calculated using the quasi-static blade element momentum (BEM) theory including frame velocities in the calculation to account for the aeroelastic coupling, and thereby add the effect of aerodynamic damping. The validation of the model was performed comparing the natural frequencies and the dynamic response under stable loading with models of turbines already consolidated in the scientific literature. The results showed that the quasi-static BEM method presented a greater aerodynamic damping in the out-plane direction as already mentioned by researchers. Regarding the control, the aerodynamic damping almost completely inhibited the performance of the passive control, making it unnecessary in the reduction of in-plane vibrations in rotating wind turbine blades. The hypothesis of applying the active control LQR calculated at the initial moment was shown inefficient, calculating forces that did not promote the reduction of vibrations and, thus, making it impossible to analyze them with aerodynamic damping.

Keywords: Vibration control. Wind turbines. Rotational Sampling. BEM Method. Aeroelastic coupling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Evolução do diâmetro do rotor das turbinas.....	16
Figura 2 - Vibrações flapwise e edgewise.....	17
Figura 3 - Movimento dentro e fora do plano	18
Figura 4 - Esquema do controle passivo	22
Figura 5 - Esquema do controle ativo	23
Figura 6 - Esquema do controle semiativo	23
Figura 7 - Absorvedor de massa sintonizada: (a) passiva; (b) ativa; (c) semiativa	24
Figura 8 - Modelagem da turbina	26
Figura 9 - Força gravitacional sobre a pá.....	27
Figura 10 - Modelo de pá com AMS	30
Figura 11 - Inclusão do atuador no AMS.....	33
Figura 12 - Distribuição dos pontos fixos no plano do rotor	36
Figura 13 - Perfil de velocidade do vento definido pela lei de potência.....	37
Figura 14 - Comparação entre os espectros de potência	39
Figura 15 - Velocidades e ângulos locais no elemento	40
Figura 16 - Forças locais no elemento	42
Figura 17 - Fluxograma do método BEM.....	44
Figura 18 - Formas modais da pá	46
Figura 19 - Deslocamento da ponta da pá dentro do plano de rotação sob vento estável.....	48
Figura 20 - Deslocamento da ponta da pá fora do plano sob vento estável	48
Figura 21 - Resposta dinâmica do sistema sem controle dentro do plano de rotação	49
Figura 22 - Resposta dinâmica do sistema sem controle fora do plano	50
Figura 23 - FFT da resposta do sistema sem controle dentro do plano	51
Figura 24 - FFT da resposta do sistema sem controle fora do plano	52
Figura 25 - Resposta dinâmica do sistema com controle passivo sem amortecimento aerodinâmico	53
Figura 26 - Resposta dinâmica do sistema com controle passivo com amortecimento aerodinâmico	54
Figura 27 - FFT da resposta do sistema com controle passivo sem amortecimento aerodinâmico	55
Figura 28 - FFT da resposta do sistema com controle passivo com amortecimento aerodinâmico	56

Figura 29 - Deslocamento do AMS passivo sem amortecimento aerodinâmico.....	56
Figura 30 - Deslocamento do AMS passivo com amortecimento aerodinâmico	57
Figura 31 - Resposta dinâmica do sistema com controle ativo sem amortecimento aerodinâmico	58
Figura 32 - Resposta dinâmica do sistema com controle ativo com amortecimento aerodinâmico	58
Figura 33 - FFT da resposta do sistema com controle ativo sem amortecimento aerodinâmico	60
Figura 34 - FFT da resposta do sistema com controle ativo com amortecimento aerodinâmico	60
Figura 35 - Deslocamento do AMS ativo sem amortecimento aerodinâmico	61
Figura 36 - Deslocamento do AMS ativo com amortecimento aerodinâmico	62
Figura 37 - Forças sobre o sistema com controle ativo sem amortecimento aerodinâmico	62
Figura 38 - Forças sobre o sistema com controle ativo com amortecimento aerodinâmico	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características da turbina de referência.....	45
Tabela 2 - Frequências naturais do modelo desenvolvido e do modelo de referência	47
Tabela 3 - Valores pico, pico a pico e RMS da resposta do sistema sem controle	50
Tabela 4 - Parâmetros dos AMS	53
Tabela 5 - Valores pico, pico a pico e RMS da resposta do sistema com controle passivo.....	54
Tabela 6 - Valores pico, pico a pico e RMS da resposta do sistema com controle ativo	59

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMS	Absorvedor de Massa Sintonizada
AMSA	Absorvedor de Massa Sintonizada Ativa
AMSAC	Absorvedor de Massa Sintonizada Ativa Cabeada
AMSS	Absorvedor de Massa Sintonizada Semiativa
BEM	<i>Blade Element Momentum</i> (Momento do elemento da pá)
GDL	Graus De Liberdade
HAWT	<i>Horizontal Axis Wind Turbine</i> (Turbina eólica de eixo horizontal)
LQR	<i>Linear Quadratic Regulator</i> (Regulador linear quadrático)
NREL	<i>National Renewable Energy Laboratory</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Modelos

$[A]$	Matriz de estado
$[B]$	Matriz de entrada
$[C]$	Matriz de amortecimento
$d_{i,in}$ e $d_{i,out}$	Deslocamentos dentro e fora do plano de cada ponto ao longo da pá “ i ”
E	Módulo de elasticidade da pá
f_{ot}	Razão das frequências naturais ótima
g	Gravidade
G	Força gravitacional
$[G]$	Matriz de ganho
i	Pá em estudo, $i=1, 2$ e 3
I_{in} e I_{out}	Momentos de inércia da área da seção transversal da pá nos eixos globais
I_{inout}	Produto de inércia da área da seção transversal da pá nos eixos globais
I_{in}^* e I_{out}^*	Momentos de inércia da área da seção transversal da pá nos eixos principais
$[I_c]$	Matriz de influência do controle
$k_{a,p}$	Rigidez do absorvedor da pá “ i ”
$k_{a,n}$	Rigidez do absorvedor da torre/nacele
$k_{e,in}$ e $k_{e,out}$	Rigidez elástica das pás dentro e fora do plano
k_c	Rigidez elástica do acoplamento entre as vibrações <i>edgewise</i> e <i>flapwise</i>
$k_{g,in}$ e $k_{g,out}$	Rigidez devido a força centrífuga
$k_{gr,in}$ e $k_{gr,out}$	Rigidez devido à força da gravidade
$k_{n,in}$ e $k_{n,out}$	Rigidez da torre/nacele dentro e fora plano
$[K]$	Matriz de rigidez
L	Comprimento da pá
m_{ab}	Massa do absorvedor
$m_{a,p}$	Massa dos absorvedores das pás e
$m_{a,n}$	Massa do absorvedor da torre/nacele
m_{est}	Massa da estrutura
M_n	Soma das massas da torre, da nacele e do hub
$[M]$	Matriz de massa
$[M_c]$	Matriz de controlabilidade

N	Força centrífuga
$p_{i,T}$	Carregamento dentro do plano sobre a pá na direção de rotação
$p_{i,N}$	Carregamento fora do plano de rotação na direção da velocidade do vento
$P_{i,in}$ e $P_{i,out}$	Integrais das forças aerodinâmicas sobre a pá “ i ”
$P_{n,in}$ e $P_{n,out}$	Integrais das forças aerodinâmicas sobre a torre/nacele
$q_{a,i}$	Deslocamento relativo do absorvedor na pá “ i ”
$q_{a,n}$	Deslocamento relativo do absorvedor na torre/nacele
$q_{i,in}$ e $q_{i,out}$	Deslocamentos da ponta da pá “ i ” dentro e fora do plano
$q_{n,in}$ e $q_{n,out}$	Deslocamentos da torre/nacele dentro e fora do plano
$\dot{q}_{n,in}$ e $\dot{q}_{n,out}$	Velocidades absolutas da torre/nacele dentro e fora do plano
Q_i	Força generalizada na coordenada generalizada q_i
$Q_{i,in}$ e $Q_{i,out}$	Forças aerodinâmicas generalizadas da pá “ i ”
$Q_{n,in}$ e $Q_{n,out}$	Forças generalizadas da torre/nacele
$\{\ddot{q}\}$, $\{\dot{q}\}$ e $\{q\}$	Vetores aceleração, velocidade e deslocamento generalizados
$\{Q\}$	Vetor do carregamento aerodinâmico generalizado
$\{Q_g\}$	Vetor do carregamento gravitacional generalizado
$\{\bar{q}\}$	Vetor da variável de estado
$\{\bar{Q}\}$	Vetor força aerodinâmica no espaço de estado
$\{\bar{Q}_g\}$	Vetor força gravitacional no espaço de estado
$[Q_{LQR}]$	Matrizes de ponderação do controle LQR
r_i	Vetor posição de cada ponto da pá “ i ”
$r_{a,i}$	Vetor posição dos MAS
$[R_{LQR}]$	Matrizes de ponderação do controle LQR
T	Energia cinética do sistema
u_{ai}	Força no atuador da pá “ i ”
u_{an}	Força no atuador da torre
$\{U_a\}$	Vetor das forças dos atuadores
$\{U_m\}$	Vetor das forças de controle generalizadas
v_i	Velocidade absoluta da pá “ i ”
$v_{a,i}$	Velocidade absoluta dos AMS das pás
V	Energia potencial do sistema
w_{ab}	Frequência natural do AMS

w_{est}	Frequência natural da estrutura principal
x_0	Posição dos absorvedores ao longo do comprimento da pá
ζ_{ot}	Fator de amortecimento ótimo do absorvedor
$\theta_{i,in}$ e $\theta_{i,out}$	Inclinações de cada ponto da pá devido ao deslocamento dentro e fora do plano
μ	Densidade de massa linear da pá
μ_{ot}	Razão de massa
ϕ_{in} e ϕ_{out}	Formas modais das vibrações dentro e fora do plano
Ψ_i	Ângulo entre pá “ <i>i</i> ” e o eixo vertical orientado para cima
Ω	Rotação do rotor

Forças Aerodinâmicas

a	Fator de indução de fluxo axial
a_t	Fator de indução de fluxo tangencial
a_z	Decremento de coerência
b_z	Parâmetro de offset
B	Número de pás no rotor
c	Corda do perfil do elemento
cis	Parâmetro que indica a proporção de cisalhamento
$coh_{z,ij}$	Coerência entre os pontos i e j na direção longitudinal
C_d	Coefficiente de arrasto
C_l	Coefficientes de sustentação
C_n	Coefficientes normal
C_t	Coefficientes tangencial
d	Distância entre os pontos i e j
D	Força de arrasto
f	Frequência em Hz
F_p	Correção de ponta e raiz de Prandtl
$[H]$	Matriz triangular inferior
I_{flu}	Intensidade da flutuação em porcentagem
L	Força de sustentação
L_z	Parâmetro de escala
p_n	Força normal ao plano do rotor
p_t	Força tangencial ao plano do rotor

$p_{i,N}$	Carregamento normal sobre a pá “ i ”
$p_{i,T}$	Carregamento tangencial sobre a pá “ i ”
r	Distância do elemento ao centro do rotor (raio do elemento)
R	Raio na ponta da pá
R_{hub}	Raio do cubo (hub)
S_z	Densidade espectral da componente longitudinal
U_o	Velocidade do vento
v_{e-ip} e v_{e-op}	Velocidades do elemento devido a deflexão da pá dentro e fora do plano
V_{rel}	Velocidade relativa total
$\{v_f\}$	Vetor velocidade flutuante do vento
$\{v_m\}$	Vetor velocidade média do vento
$\{V\}$	Vetor velocidade do vento em cada ponto
x	Altura do ponto
x_r	Altura do centro do rotor
α	Ângulo de ataque
θ	Ângulo de torção do elemento
ρ	Densidade do ar
σ_z	Desvio padrão da velocidade da componente longitudinal
$\{\varphi_n\}$	Vetor com os ângulos de fase aleatórios
\emptyset	Ângulo de escoamento
Ω	Velocidade de rotação do rotor

SUMÁRIO

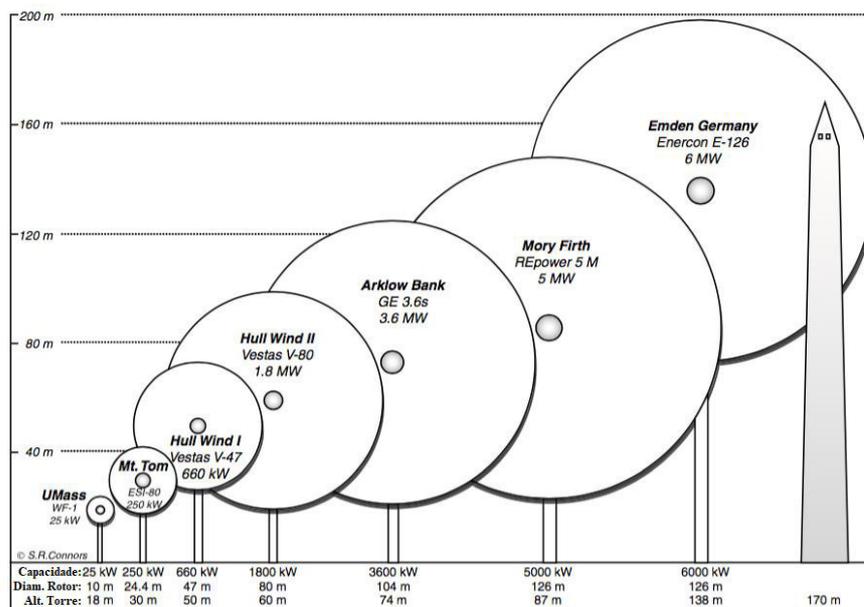
1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivo	19
<i>1.1.1</i>	<i>Objetivos específicos</i>	19
2	REVISÃO DE LITERATURA	20
3	SISTEMAS DE CONTROLE DE VIBRAÇÕES	22
4	MODELAGEM	25
4.1	Modelo sem controle	25
4.2	Modelo com controle passivo	30
4.3	Modelo com controle ativo	32
5	FORÇAS AERODINÂMICAS	36
5.1	Campo de velocidade do vento	36
5.2	Método BEM	40
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO	45
6.1	Validação do modelo	46
6.2	Resposta do modelo sem controle	49
6.3	Resposta do modelo com controle passivo	52
6.4	Resposta do modelo com controle ativo	57
7	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	64
7.1	Conclusões	64
7.2	Sugestões	65
	REFERÊNCIAS	66
	APÊNDICE A – MATRIZES E VALORES DO MODELO SEM CONTROLE	69
	APÊNDICE B – MATRIZES DO MODELO COM CONTROLE	72
	ANEXO A – PROPRIEDADES ESTRUTURAIS E AERODINÂMICAS DA TURBINA DE 5MW DA NREL	74

1 INTRODUÇÃO

Em um cenário de problemas ambientais e instabilidades no setor energético, a energia eólica assume papel importante no presente e no futuro das fontes de energia do mundo. Convertendo a energia cinética em energia elétrica sem a emissão de gases poluentes, sua utilização promove a redução da grande quantidade de gases emitidos pelo setor de energia. Associado a isso, com o avanço da tecnologia empregada, desenvolvendo turbinas mais eficientes e com maiores capacidades, o preço da energia eólica diminuiu para quase um terço desde 2009 tornando-a uma das fontes de eletricidade mais competitivas do mercado. A sua expansão entre as fontes de energia bate recorde a cada ano, sendo, no final de 2015, responsável por aproximadamente 7% da capacidade de geração de energia global. O Brasil é o mercado para energia eólica mais promissor da América Latina, entrando em 2016 no seletivo grupo de países que possuem mais de 10GW instalados (GWEC, 2016).

De acordo com Burton *et al.* (2011), aumentos expressivos na potência gerada pela turbina ocorrem com a ampliação da área varrida pelas pás e com a incidência de ventos com velocidade maiores. Assim, para produzir mais, diminuir os custos e proporcionar um melhor aproveitamento do local ocupado, tem-se desenvolvido turbinas mais altas com diâmetros maiores.

Figura 1 – Evolução do diâmetro do rotor das turbinas



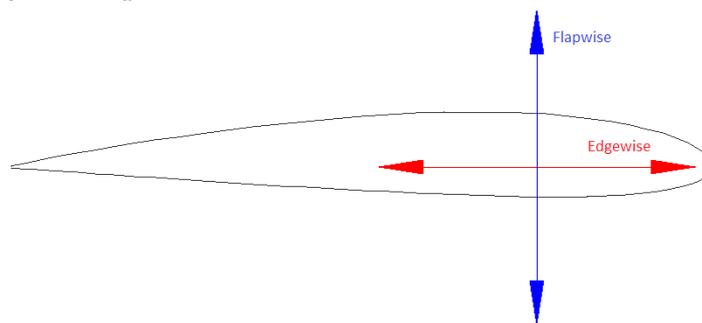
Fonte: Adaptado de Manwell, MCGowan e Rogers (2009)

A Figura 1 mostra o avanço no tamanho dos aerogeradores juntamente com a capacidade de produção, apresentando uma evolução de 25kW em turbinas com 10m de diâmetro e 18m de altura até 6MW em turbinas com 126m de diâmetro e 138 de altura (MANWELL; MCGOWAN; ROGERS, 2009). Atualmente, a maior turbina já construída é a V164, um protótipo fabricado pela dinamarquesa, Vestas. A V164 possui o diâmetro do rotor de 164m, a altura do rotor de 140m e comprimento da pá de 80m, podendo produzir até 9MW (VESTAS, 2017).

A evolução nas turbinas eólicas não ficou apenas na altura e no diâmetro do rotor, mas também na inclusão de materiais mais leves e resistentes. Apesar do aumento da resistência dos materiais usados, ocorreu uma flexibilização da estrutura devido a utilização de componentes longos e esbeltos. Uma estrutura flexível associada as forças aleatórias do vento próximas da frequência natural da estrutura podem causar vibrações excessivas, vindo a apresentar fadiga estrutural e até o colapso da estrutura em casos extremos (CHOU *et al.*, 2013).

Os principais modos de vibração em pás de turbinas eólicas são vibrações *flapwise* e *edgewise*. Vibração *flapwise* é conhecida como o “bater de asa” e representa o movimento na direção perpendicular a corda do perfil da pá. A vibração *edgewise*, também denominada de *lead-lag*, representa o movimento de borda na direção da corda do perfil (BURTON *et al.*, 2011; HANSEN, 2008). A Figura 2 ilustra a direção das vibrações em relação ao perfil aerodinâmico da pá.

Figura 2 - Vibrações *flapwise* e *edgewise*

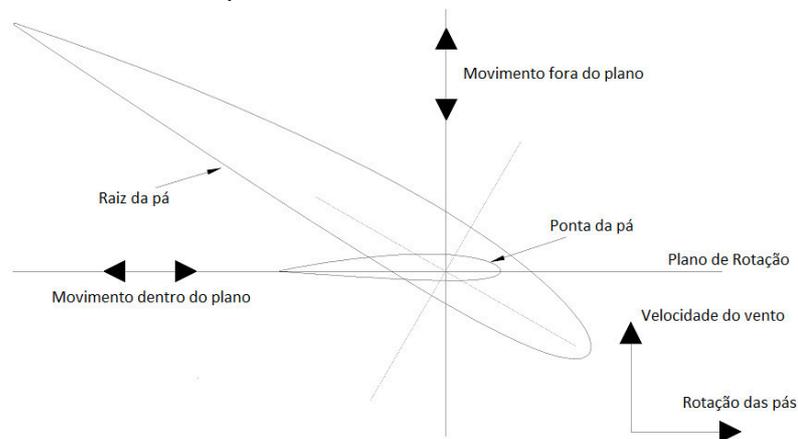


Fonte: o Autor

Devido ao projeto aerodinâmico de turbinas eólicas, as pás possuem um eixo de torção que gera um acoplamento entre os modos de vibração *edgewise* e *flapwise*. Esse acoplamento torna a análise em qualquer sistema de coordenadas uma combinação entre os dois modos, pois um possui influência sobre o outro. Para analisar o comportamento das pás, divide-se o movimento em dois: o movimento dentro do plano de rotação e o movimento fora do plano de rotação, como é apresentado na Figura 3. O comportamento dentro do plano é predominante

edgewise e interage com o deslocamento lateral da torre. Enquanto que o movimento fora do plano é predominantemente *flapwise* e interage com o deslocamento longitudinal da torre.

Figura 3 - Movimento dentro e fora do plano



Fonte: o Autor

O aumento da flexibilidade das pás intensifica esses modos de vibração e modifica a interação entre a estrutura e o carregamento. Ahlström (2006) pesquisou a influência do aumento da flexibilidade na produção de energia. Verificou que o crescimento da amplitude de oscilação das pás provoca a redução da eficiência de conversão de energia na turbina eólica causando perda na produção.

Com o conhecimento da interação entre a estrutura elástica e as forças aerodinâmicas aleatórias atuantes sobre o sistema, também chamada de interação aeroelástica, identificou-se que, em condições de operação, as vibrações *flapwise* são fortemente amortecidas aerodinamicamente enquanto que as vibrações *edgewise* possuem amortecimento aerodinâmico muito baixo e em certos casos chegando a ser negativo (HANSEN, 2007; THOMSEN *et al.*, 2000)

A combinação dessa característica com as propriedades estruturais da pá pode resultar em um amortecimento total negativo na direção *edgewise*. Isso acontece quando a soma do amortecimento estrutural com o amortecimento aerodinâmico na direção *edgewise* fica negativo, gerando momentos de instabilidade aeroelástica que podem acarretar falhas catastróficas rapidamente (RIZIOTIS *et al.*, 2004).

Com esses problemas estruturais específicos do comportamento aeroelástico das pás agravados pela flexibilização e a incidência de fortes ventos, surgiu a necessidade de controlar as vibrações estruturais principalmente na direção *edgewise* para evitar a diminuição da produção e possíveis falhas estruturais. Muitas pesquisas sobre controle de vibrações em pás

de turbinas eólicas utilizando absorvedores de massa sintonizada já foram realizadas sem considerar o efeito do amortecimento aerodinâmico, como por exemplo Arrigan *et al.* (2011, 2014), Dinh, Basu e Nagarajaiah (2016), Huang *et al.* (2010), Fitzgerald e Basu (2014) e Fitzgerald, Basu e Nielsen (2013). Diante disso, existe a necessidade de analisar o desempenho dos sistemas de controle de vibrações com a interação aeroelástica para promover um estudo mais realista considerando o efeito do amortecimento aerodinâmico.

1.1 Objetivo

O objetivo geral dessa pesquisa é investigar a influência do amortecimento aerodinâmico, utilizando o método BEM quase-estático com interação aeroelástica, sobre controle de vibrações no plano de rotação em pás de turbinas eólicas de eixo horizontal (*horizontal axis wind turbine* - HAWT) com absorvedores de massa sintonizada passiva e ativa.

1.1.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- Implementar e validar o modelo de turbina eólica e o método do momento do elemento da pá (*blade element momentum* - BEM) quase-estático;
- Comparar a resposta dinâmica do sistema sem controle considerando e não considerando o amortecimento aerodinâmico;
- Verificar o desempenho do controle passivo em relação ao sistema sem controle incluindo o amortecimento aerodinâmico;
- Analisar o desempenho do controle ativo utilizando a estratégia do regulador linear quadrático (*linear quadratic regulator* - LQR) calculada no instante de tempo igual a zero.

2 REVISÃO DE LITERATURA

O controle de vibrações em pás de turbinas eólicas ganhou o foco dos pesquisadores nos últimos anos, sendo a eficiência de alguns dispositivos e estratégias de controle avaliada em diversas condições. Uma breve descrição dos trabalhos sobre controle de vibrações em pás de aerogeradores utilizando absorvedores de massa sintonizada (AMS) será apresentado nessa seção.

Arrigan *et al.* (2011, 2014), Dinh, Basu e Nagarajaiah (2016) e Huang *et al.* (2010) investigaram numericamente o desempenho de absorvedores de massa sintonizada semiativa no controle de vibrações em pás de turbinas eólicas. No estudo, eles usaram dispositivos com rigidez variável controlados por um algoritmo de rastreamento da frequência dominante do sistema baseado na transformada de Fourier de curto prazo (*Short-time Fourier transform - STFT*) proposto por Nagarajaiah e Varadarajan (2005). As principais diferenças entre as pesquisas estão na modelagem da estrutura da turbina e no carregamento externo.

O foco de Arrigan *et al.* (2011) era o controle de vibrações *flapwise* nas pás. Para isso, incluiu no seu modelo somente o movimento da torre e das pás fora do plano. Em outro estudo, Arrigan *et al.* (2014) focaram a pesquisa no controle de vibrações *edgewise*, avaliando somente o comportamento dinâmico nessa direção. Os dois estudos consideraram que a turbina estava em terra firme (*onshore*) sujeita a forças do vento estável e aleatório, calculando as forças aerodinâmicas através de equações diretas. Seus resultados indicaram uma redução significativa nas vibrações com adição do sistema de controle semiativo comparando com o sistema sem controle.

Já Dinh, Basu e Nagarajaiah (2016) e Huang *et al.* (2010) estudaram o AMS semiativa na redução da energia de vibração *edgewise* nas pás de turbinas eólicas *offshore*. Em seus modelos consideraram apenas o movimento no plano de rotação e acrescentaram o carregamento das ondas sobre a estrutura da turbina. Dinh, Basu e Nagarajaiah (2016) apresentaram um estudo mais complexo, acrescentando graus de liberdade ao modelo da estrutura e calculando o carregamento aerodinâmico através da teoria do momento do elemento da pá (*blade element momentum - BEM*). Nos dois estudos, o comportamento dinâmico da estrutura com controle semiativo foi simulado em diferentes condições de carregamento, variando também a rotação e a frequência natural do sistema para simular falhas na estrutura. O desempenho do controle semiativo foi comparado com o sistema sem controle e com controle passivo. Os resultados dos dois comprovaram a sensibilidade do controle passivo com variações na frequência natural da estrutura, perdendo seu desempenho quando a frequência dominante

do sistema se afasta da frequência de sintonização. Já o sistema semiativo alcançou melhor desempenho que o controle passivo, uma vez que rastreia a frequência dominante do sistema e ajusta os parâmetros do dispositivo absorvedor para sintonizar continuamente o AMS semiativo. Além dessas conclusões, Dinh, Basu e Nagarajiah (2016) compararam seus resultados com outras pesquisas e observaram que o sistema semiativo avaliado obteve melhor desempenho quando estava aplicado a turbinas *onshore* (em terra firme).

Fitzgerald e Basu (2014) e Fitzgerald, Basu e Nielsen (2013) analisaram numericamente a performance de absorvedores de massa sintonizada ativa no controle de vibrações *edgewise* em pás de turbinas eólicas. Os absorvedores de massa sintonizada ativa foram instalados em cada pá e na torre direcionados para absorver as vibrações *edgewise* das pás e as vibrações laterais da torre. Buscando ampliar a eficiência do controle ativo, Fitzgerald e Basu (2014) adicionaram um cabo ao absorvedor de massa sintonizada ativa já construído por Fitzgerald, Basu e Nielsen (2013), onde uma extremidade estava fixada no absorvedor e a outra na ponta da pá. O cabo está tensionado transmitindo o movimento do absorvedor para a ponta da pá.

Nas duas pesquisas, as forças do controle ativo são aplicadas ao sistema pela inclusão de atuadores controlados através do método do regulador linear quadrático (*linear quadratic regulator* – LQR). Os modelos de turbina avaliam o movimento dentro e fora do plano de rotação, considerando também a interação entre eles. As forças aerodinâmicas foram calculadas através do método BEM, avaliando assim as propriedades aerodinâmicas das pás. Fitzgerald, Basu e Nielsen (2013) observaram que o AMS ativo alcançou grandes reduções na resposta do sistema em relação ao controle passivo. Fitzgerald e Basu (2014) verificaram uma melhor performance do absorvedor de massa sintonizada ativa cabeada (AMSAC) em relação ao controle ativo e passivo sem cabos na mitigação das vibrações dentro do plano nas pás de aerogeradores.

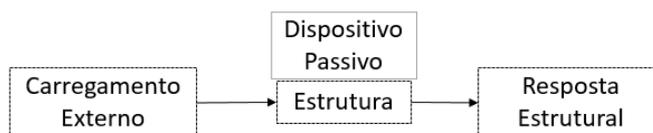
3 SISTEMAS DE CONTROLE DE VIBRAÇÕES

Os sistemas de controle de vibrações já possuem uma vasta aplicação em construções civis, como prédios, torres e pontes. Nos últimos anos, pesquisadores aliaram o conhecimento do controle estrutural com os problemas dinâmicos das turbinas eólica, promovendo diversos estudos sobre controle de vibrações em estruturas de aerogeradores.

O controle estrutural ocorre quando se acrescenta dispositivos ao sistema, mudando sua rigidez e amortecimento, com o objetivo de absorver a energia de vibração da estrutura principal e evitar a falha precoce devido a carregamentos dinâmicos. Os sistemas de controle mais usados são os sistemas passivos, ativos e semiativos que serão descritos nos parágrafos seguintes.

O sistema de controle passivo foi o primeiro a ser estudado como controle estrutural. Sendo um sistema barato, confiável e de fácil implementação, é definido pela sua independência de fontes externas de energia. Na sua forma convencional, consiste apenas no acréscimo de elementos de rigidez e amortecimento à estrutura principal. Através do movimento da estrutura produz movimento relativo e absorve a energia de vibração diminuindo a amplitude de oscilação da estrutura principal. Possuindo os parâmetros fixos, o desempenho do controle passivo é limitado a uma estreita banda de frequência, sendo sensível a variações da frequência principal da estrutura (PINKAEW; FUJINO, 2001; SYMANS; CONSTANTINOU, 1999). A Figura 4 apresenta o fluxo de interação do controle passivo.

Figura 4 - Esquema do controle passivo

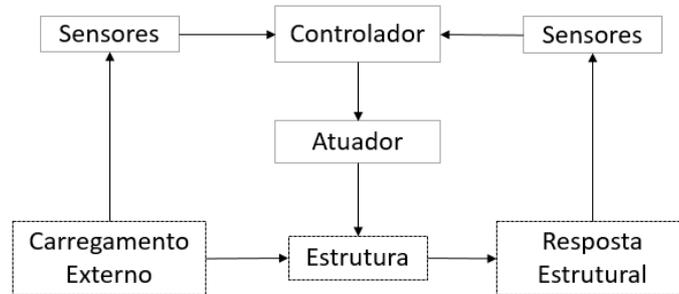


Fonte: Adaptado de Soong e Spencer Jr. (2002)

O sistema de controle ativo foi desenvolvido para suprir todas as limitações do controle passivo, sendo caracterizado pela adição de energia externa ao sistema através de um elemento ativo, como os atuadores. O controle ativo utiliza a resposta dinâmica da estrutura fornecida por sensores para aplicar a força necessária à estrutura através de atuadores ativos. Essa força é calculada por controladores de acordo com estratégias de controle predefinidas. Os ajustes em tempo real no sistema de controle ativo provocam um melhor desempenho na diminuição de vibrações em comparação com o controle passivo. No entanto, seu desempenho

está vinculado ao grande consumo de energia externa, podendo causar instabilidades no sistema quando o controle apresentar mau funcionamento (PINKAEW; FUJINO, 2001; RAHMAN *et al.*, 2015). A Figura 5 apresenta o fluxo de interação do controle ativo.

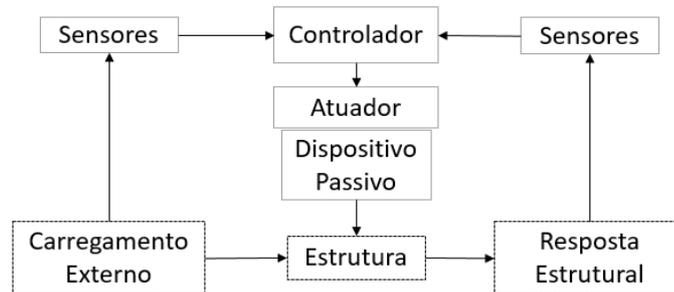
Figura 5 - Esquema do controle ativo



Fonte: Adaptado de Soong e Spencer Jr. (2002)

O controle semiativo é definido pelo uso da energia externa apenas para modificar os parâmetros do dispositivo absorvedor, como rigidez e amortecimento, combinando a estabilidade do controle passivo com a adaptabilidade do controle ativo, como ilustrado na Figura 6. O sistema semiativo utiliza a resposta dinâmica da estrutura fornecida por sensores para realizar as modificações nos parâmetros de acordo com estratégias semiativas, que calculam os ajustes necessários com o objetivo de promover uma melhor dissipação de energia de vibração (PINKAEW; FUJINO, 2001; SYMANS; CONSTANTINOU, 1999).

Figura 6 - Esquema do controle semiativo

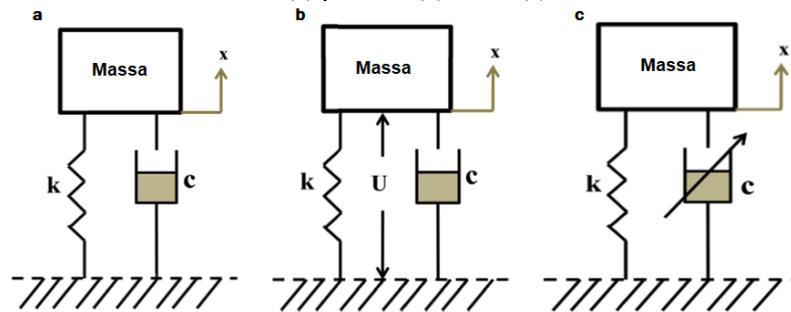


Fonte: Adaptado de Soong e Spencer Jr. (2002)

Um absorvedor dinâmico usado com muita frequência nos estudos de controle estrutural é o absorvedor de massa sintonizada (AMS). Esse dispositivo consiste de uma segunda massa inserida ao sistema principal com elementos de mola e amortecimento. No controle passivo, esse absorvedor é usado sem adicionar outros elementos, usando apenas o movimento da própria estrutura para absorver e dissipar a energia de vibração. Incluindo

atuadores ativos entre os seus elementos, os absorvedores são capazes de forçar, no momento e na quantidade certa, a diminuição da resposta da estrutura. Nessa configuração, recebem o nome de absorvedores de massa sintonizada ativa ou AMSA. Usados também como dispositivos semiativos, onde um parâmetro, rigidez ou amortecimento, é ajustado continuamente para maximizar a dissipação de energia. No controle semiativo recebem o nome absorvedores de massa sintonizada semiativa ou AMSS (RAHMAN *et al.*, 2015). A Figura 7 mostra a configuração do AMS em cada um dos controles.

Figura 7 - Absorvedor de massa sintonizada: (a) passiva; (b) ativa; (c) semiativa



Fonte: Adaptado de Rahman *et al.* (2015)

4 MODELAGEM

4.1 Modelo sem controle

Uma estrutura contínua possui infinitos graus de liberdade e uma análise considerando todos necessitaria de um grande esforço computacional. Um método muito usado para modelar a estrutura com um número reduzido de graus de liberdade é a aproximação modal ou superposição dos modos. Nesse método, o deslocamento da estrutura é descrito pela combinação linear de funções básicas que representam os modos de vibração da estrutura. Quando a frequência de excitação está próxima de uma frequência de natural da estrutura, a estrutura vibra de acordo com a forma modal daquela frequência natural (RAO, 2008).

Nesse trabalho, o modelo numérico da turbina eólica foi criado através da formulação de energia de Euler-Lagrange baseado no modelo de Fitzgerald, Basu e Nielsen (2013). A aproximação modal foi usada para modelar a estrutura e reduzir o tempo da simulação computacional. Assumindo que o carregamento externo não excita os modos de vibração da turbina nas frequências mais altas, o comportamento dinâmico das pás foi descrito pelo primeiro modo de vibração em cada direção (dentro e fora do plano).

As pás foram modeladas como vigas contínuas de Euler-Bernoulli com dois graus de liberdade (GDL) generalizados considerando os efeitos das forças centrífuga e gravitacional e o acoplamento das vibrações *edgewise* e *flapwise*. Para focar o estudo no comportamento das pás, a torre foi modelada como uma massa pontual na altura do rotor possuindo dois GDL generalizados com rigidez e amortecimento. O rotor está fixado a uma grande massa representando as massas da torre, da nacelle e do hub.

Os deslocamentos dentro e fora do plano de cada ponto ao longo da pá “*i*”, onde $i=1, 2$ e 3 , são $d_{i,in}(x, t)$ e $d_{i,out}(x, t)$ respectivamente e podem ser representados através da aproximação modal igual as seguintes expressões:

$$d_{i,in}(x, t) = \Phi_{in}(x) \cdot q_{i,in}(t) \quad (1)$$

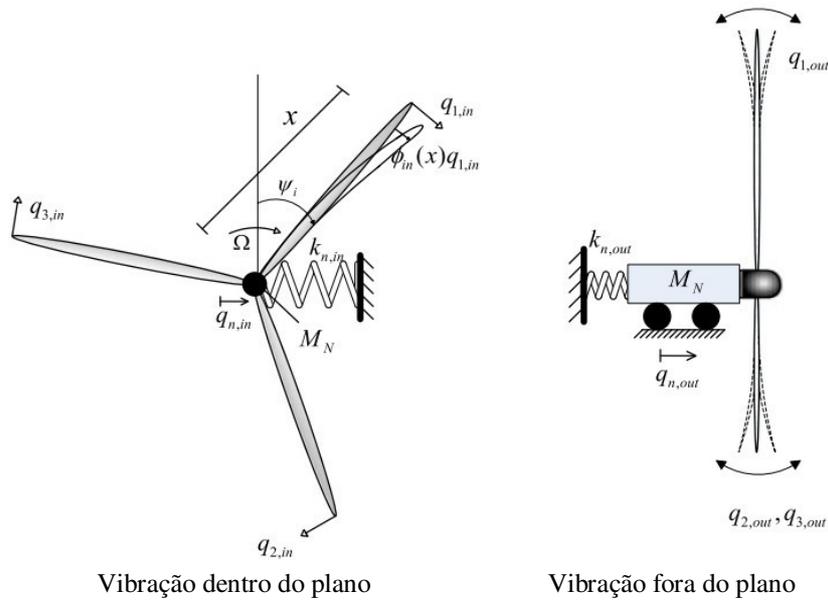
$$d_{i,out}(x, t) = \Phi_{out}(x) \cdot q_{i,out}(t) \quad (2)$$

Onde $\Phi_{in}(x)$ é a forma modal das vibrações dentro do plano e $\Phi_{out}(x)$ é a forma modal das vibrações fora do plano. Essas formas modais estão normalizadas, assim, as coordenadas generalizadas, $q_{i,in}(t)$ e $q_{i,out}(t)$, representam os deslocamentos da ponta da pá “*i*”. A Figura 8 ilustra os 8 graus de liberdade do sistema sem controle, onde $q_{n,in}(t)$ e $q_{n,out}(t)$

indicam o deslocamento da torre/nacele dentro e fora do plano. O vetor das coordenadas generalizadas é organizado dessa forma:

$$\{q\} = \{q_{1,in}, q_{2,in}, q_{3,in}, q_{n,in}, q_{1,out}, q_{2,out}, q_{3,out}, q_{n,out}\}^T$$

Figura 8 - Modelagem da turbina



Fonte: Fitzgerald, Basu e Nielsen (2013)

A formulação de energia de Euler-Lagrange foi usada para deduzir a equação que governa o movimento do modelo. Nessa formulação, os movimentos dos GDL são descritos através do total de energia cinética, total de energia potencial e total de forças não conservativas, como força de amortecimento ou forças externas, em termos de coordenadas generalizadas. A formulação de energia de Euler-Lagrange é dada por:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i \quad (3)$$

Onde T representa a energia cinética do sistema, V a energia potencial e Q_i é a força generalizada na coordenada generalizada q_i . A expressão da energia potencial está apresentada na Equação (4) e leva em conta a rigidez da estrutura e os efeitos das forças gravitacional e centrífuga na rigidez das pás.

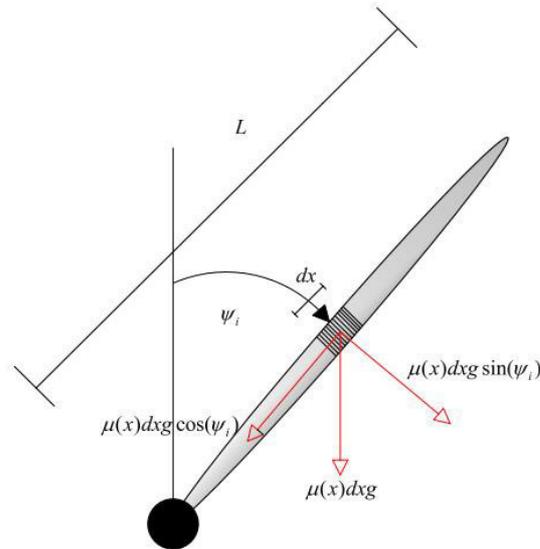
$$V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \int_0^L \left[EI_{in}(x) \cdot \left(\frac{\partial \theta_{i,in}}{\partial x} \right)^2 dx + N(x) \cdot \left(\frac{\partial d_{i,in}}{\partial x} \right)^2 dx + G(x) \cdot \left(\frac{\partial d_{i,in}}{\partial x} \right)^2 dx + EI_{out}(x) \cdot \left(\frac{\partial \theta_{i,out}}{\partial x} \right)^2 dx + N(x) \cdot \left(\frac{\partial d_{i,out}}{\partial x} \right)^2 dx + G(x) \cdot \left(\frac{\partial d_{i,out}}{\partial x} \right)^2 dx + 2EI_{inout}(x) \cdot \left(\frac{\partial \theta_{i,in}}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial \theta_{i,out}}{\partial x} \right) dx \right] + \frac{1}{2} k_{n,in} q_{n,in}^2 + \frac{1}{2} k_{n,out} q_{n,out}^2 \quad (4)$$

Onde L representa o comprimento da pá, E é o módulo de elasticidade da pá, $k_{n,in}$ é a rigidez da torre/nacele dentro do plano e $k_{n,out}$ é a rigidez da torre/nacele fora plano. $\theta_{i,in}$ e $\theta_{i,out}$ são as inclinações de cada ponto da pá devido ao deslocamento, como ilustra a Equação (5).

$$\begin{aligned}\theta_{i,in} &= \frac{\partial d_{i,in}}{\partial x} \\ \theta_{i,out} &= \frac{\partial d_{i,out}}{\partial x}\end{aligned}\quad (5)$$

Devido a rotação, a força centrífuga N e a gravitacional G influenciam na rigidez da estrutura, tornando o sistema variante no tempo. Com a ocorrência de pequenos deslocamentos durante a rotação das pás, as componentes axiais, ao longo do comprimento, provocam o aumento ou a diminuição da rigidez da estrutura dentro e fora do plano. A força centrífuga e a componente axial da força gravitacional estão descritas nas Equações (6) e (7). A Figura 9 apresenta a força da gravidade sobre a pá e as componentes axial e normal.

Figura 9 - Força gravitacional sobre a pá



Fonte: Fitzgerald, Basu e Nielsen (2013)

$$N(x) = \Omega^2 \cdot \int_x^L \mu(x') \cdot x' \cdot dx' \quad (6)$$

$$G(x) = -g \cdot \cos \Psi_i \cdot \int_x^L \mu(x') \cdot dx' \quad (7)$$

Onde $\mu(z)$ é densidade de massa linear da pá em relação seu comprimento L , g é a gravidade (considerada igual a $9,80665\text{m/s}^2$) e Ω representa a rotação do rotor, mantida contantes nesse estudo. O azimutal Ψ_i representa o ângulo entre pá “ i ” e o eixo vertical

orientado para cima como indicado nas Figura 8 e Figura 9. Seu valor para cada pá é calculado através da equação:

$$\Psi_i = \Omega t + \frac{2\pi}{3}(i - 1) \quad (8)$$

Na Equação (4), I_{in} , I_{out} e I_{inout} representam os momentos de inércia e o produto de inércia da área da seção transversal da pá nos eixos globais dentro e fora do plano. Esses parâmetros são calculados através da Equação (9), onde efetua-se a transformação dos momentos de inércia dos eixos principais (I_{in}^* e I_{out}^*) para os eixos globais (I_{in} , I_{out} e I_{inout}), dentro e fora do plano. Isso é necessário devido a torção estrutural das pás em relação ao eixo principal.

$$\begin{aligned} I_{in}(x) &= \frac{I_{in}^*(x) + I_{out}^*(x)}{2} + \frac{I_{in}^*(x) - I_{out}^*(x)}{2} \cos 2\beta \\ I_{out}(x) &= \frac{I_{in}^*(x) + I_{out}^*(x)}{2} - \frac{I_{in}^*(x) - I_{out}^*(x)}{2} \cos 2\beta \\ I_{inout}(x) &= \frac{I_{in}^*(x) - I_{out}^*(x)}{2} \sin 2\beta \end{aligned} \quad (9)$$

Simplificando a equação da energia potencial:

$$\begin{aligned} V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (k_{e,in} + k_{g,in} + k_{gr,in}) q_{i,in}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (k_{e,out} + k_{g,out} + k_{gr,out}) q_{i,out}^2 + \sum_{i=1}^3 k_c q_{i,in} q_{i,out} \\ + \frac{1}{2} k_{n,in} q_{n,in}^2 + \frac{1}{2} k_{n,out} q_{n,out}^2 \end{aligned} \quad (10)$$

Onde $k_{e,in}$ e $k_{e,out}$ são a rigidez das pás dentro e fora do plano e k_c é a rigidez elástica do acoplamento entre as vibrações *edgewise* e *flapwise*. $k_{g,in}$ e $k_{g,out}$ representam a parcela da rigidez devido a força centrífuga e $k_{gr,in}$ e $k_{gr,out}$ a parcela da rigidez devido à força da gravidade.

A expressão da energia cinética T do sistema é:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \int_0^L \mu(x) v_i^2 dx + \frac{1}{2} M_n \dot{q}_{n,in}^2 + \frac{1}{2} M_n \dot{q}_{n,out}^2 \quad (11)$$

Onde M_n é a soma das massas da torre, da nacele e do hub, $\dot{q}_{n,in}$ é a velocidade absoluta da torre/nacele no plano e $\dot{q}_{n,out}$ é a velocidade absoluta da torre/nacele fora do plano. v_i representa a velocidade absoluta da pá “ i ”. Devido ao movimento de rotação, as pás foram modeladas usando um vetor posição, r_i , a partir do centro do rotor sem deslocamento em um sistema de coordenadas rotacionais ($i(t)$, $j(t)$ e $k(t)$). A equação 12 ilustra o vetor posição de cada ponto ao longo da coordenada x da pá.

$$r_i(x, t) = (x + q_{n,in} \sin \Psi_i) i(t) + (\emptyset_{in}(x) q_{i,in} + q_{n,in} \cos \Psi_i) j(t) + (\emptyset_{out}(x) q_{i,out} + q_{n,out}) k(t) \quad (12)$$

Com a derivada do vetor posição, r_i , em relação ao tempo obtém-se o vetor velocidade v_i . Substituindo as expressões da energia potencial e cinética, Equações (10) e (11), na Equação (3) de Euler-Lagrange encontra-se a equação do movimento e as matrizes do sistema.

$$[M(t)]\{\ddot{q}\} + [C(t)]\{\dot{q}\} + [K(t)]\{q\} = \{Q\} + \{Q_g\} \quad (13)$$

Onde $[M(t)]$ é a matriz de massa, $[C(t)]$ a matriz de amortecimento e $[K(t)]$ a matriz de rigidez que, devido a rotação, essas matrizes são variantes no tempo. Essas matrizes e valores para o sistema sem controle estão descritas no Apêndice A. Os termos $\{\ddot{q}\}$, $\{\dot{q}\}$ e $\{q\}$ são os vetores aceleração, velocidade e deslocamento generalizados. O vetor do carregamento aerodinâmico generalizado $\{Q\}$ e o vetor do carregamento gravitacional generalizado $\{Q_g\}$ são calculados através do princípio do trabalho virtual descrito mais a frente.

Antecipando o conhecimento das variáveis de saída do método BEM pode-se demonstrar a determinação do vetor do carregamento aerodinâmico generalizado, Q . O método BEM, com o conhecimento da velocidade do vento sobre o rotor, calcula o carregamento dentro do plano sobre a pá na direção de rotação, $p_{i,T}(x, t)$, e o carregamento fora do plano de rotação na direção da velocidade do vento, $p_{i,N}(x, t)$. O trabalho virtual total das forças aerodinâmicas é:

$$\delta w = \sum_{i=1}^3 (\delta q_{i,in} P_{i,in} + \delta q_{i,out} P_{i,out} + \delta q_{n,in} P_{n,in} + \delta q_{n,out} P_{n,out}) \quad (15)$$

Onde $P_{i,in}$ e $P_{i,out}$ são as integrais das forças aerodinâmicas sobre a pá “ i ” considerando as formas modais e $P_{n,in}$ e $P_{n,out}$ são as integrais das forças aerodinâmicas sobre a torre/nacele. A Equação (16) ilustra as fórmulas para o cálculo desses parâmetros. Derivando a equação do trabalho virtual total para cada coordenada generalizada obtém-se as forças aerodinâmicas generalizadas, Q , como mostra a Equação (16).

$$\begin{aligned} P_{i,in} &= \int_0^L p_{i,T}(x, t) \phi_{in}(x) dx & Q_{i,in} &= \frac{\delta w}{\delta q_{i,in}} = P_{i,in}; i = 1,2,3 \\ P_{i,out} &= \int_0^L p_{i,N}(x, t) \phi_{out}(x) dx & Q_{i,out} &= \frac{\delta w}{\delta q_{i,out}} = P_{i,out}; i = 1,2,3 \\ P_{n,in} &= \int_0^L p_{i,T}(x, t) dx \cos \Psi_i & Q_{n,in} &= \frac{\delta w}{\delta q_{n,in}} = \sum_{i=1}^3 P_{n,in} \\ P_{n,out} &= \int_0^L p_{i,N}(x, t) dx & Q_{n,out} &= \frac{\delta w}{\delta q_{n,out}} = \sum_{i=1}^3 P_{n,out} \end{aligned} \quad (16)$$

Onde $Q_{i,in}$ e $Q_{i,out}$ são as forças aerodinâmicas generalizadas da pá “ i ” e $Q_{n,in}$ e $Q_{n,out}$ são as forças generalizadas da torre/nacele.

A carregamento gravitacional possui duas componentes atuantes sobre a pá, axial e transversal, ilustrados na Figura 9. Como já foi mencionado, a força axial é a responsável pelo efeito sobre a rigidez das pás, enquanto que a componente transversal ou normal ao comprimento da pá causa o carregamento gravitacional dentro do plano sobre a estrutura. O trabalho virtual total da força gravitacional é:

$$\delta w_g = \sum_{i=1}^3 \int_0^L dG_N \phi_{in} \delta q_{i,in} + \sum_{i=1}^3 \int_0^L dG_N \cos \Psi_i \delta q_{n,in} \quad (17)$$

Onde $dG_N = \mu(x) dx g \sin \Psi_i$. A equação do trabalho virtual (17) é derivada em relação as coordenadas generalizadas para obter as forças gravitacionais generalizadas, $\{Q_g\}$, resultando em:

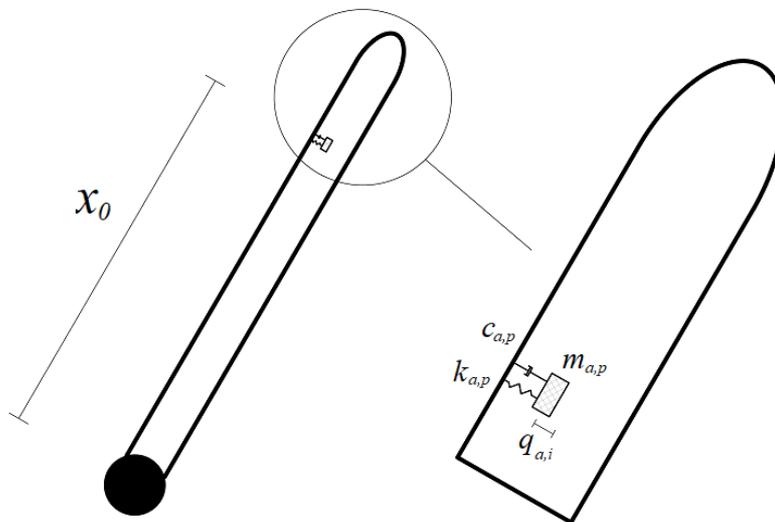
$$Q_{i,g} = \frac{\delta w_g}{\delta q_{i,in}} = \int_0^L \mu(x) \phi_{in} dx g \sin \Psi_i = \int_0^L \mu(x) \phi_{in}(x) dx g \sin \Psi_i$$

$$Q_{n,g} = \frac{\delta w_g}{\delta q_{n,in}} = \sum_{i=1}^3 \int_0^L \mu(x) dx g \sin \Psi_i \cos \Psi_i = 0 \quad (18)$$

4.2 Modelo com controle passivo

No modelo com controle, absorvedores de massa sintonizada são colocados a uma distância x_0 do centro do rotor em cada pá e no topo da torre/nacele para reduzir as vibrações dentro do plano, adicionando 4 GDL. A Figura 10 mostra o posicionamento do AMS dentro da pá.

Figura 10 - Modelo de pá com AMS



A aplicação intensa de absorvedores de massa sintonizada em controle de vibrações estruturais, impulsionou pesquisadores a buscar pela determinação dos parâmetros ótimos (rigidez, amortecimento e massa) dos absorvedores para diferentes forças de excitação (CHUNG *et al.*, 2013).

Em estruturas com elevado grau de amortecimento, a determinação de parâmetros ótimos é feita através de procedimentos numéricos e expressões empíricas. Para estruturas sem amortecimento ou levemente amortecidas, fórmulas explícitas podem ser utilizadas para calcular parâmetros ótimos aproximados de forma rápida (GHOSH; BASU, 2007).

Os parâmetros ótimos dos absorvedores utilizados nessa pesquisa foram determinados através das fórmulas explícitas de Den Hartog (1956), Equações (19) e (20), desenvolvidas através da teoria do “ponto fixo” para absorvedores de massa sintonizada com viscosidade linear inseridos em estruturas não amortecidas sob excitações harmônicas. O primeiro parâmetro a ser especificado é a massa do AMS através da razão entre a massa do absorvedor e a massa da estrutura, $\mu_{ot} = m_{ab}/m_{est}$. Os outros parâmetros são calculados em função da razão de massa. A Equação (19) calcula a razão das frequências naturais ótima, $f_{ot} = w_{ab}/w_{est}$, onde w_{ab} é a frequência natural do AMS e w_{est} é a frequência natural da estrutura principal. Quando o absorvedor satisfaz essa equação ele está sintonizado à estrutura principal.

$$f_{ot} = \frac{1}{1 + \mu_{ot}} \quad (19)$$

Com a frequência natural, w_{ab} , e a massa, m_{ab} , calcula-se a rigidez da mola do AMS, $k_{ab} = w_{ab}^2 \cdot m_{ab}$. A Equação (20) determina o fator de amortecimento ótimo do absorvedor, ζ_{ot} .

$$\zeta_{ot} = \sqrt{\frac{3\mu_{ot}}{8(1 + \mu_{ot})^3}} \quad (20)$$

Depois da determinação da razão ótima de frequência e do fator de amortecimento ótimo, pode-se calcular o valor do amortecimento do AMS, $c_{ab} = 2 \cdot \zeta_{ot} \cdot w_{ab} \cdot m_{ab}$.

Após determinação dos parâmetros de cada um dos AMS, considerando os absorvedores das pás iguais para balancear a estrutura, as matrizes do sistema podem ser calculadas com a inclusão das energias potencial e cinética dos absorvedores. A expressão da energia potencial V para o sistema com adição dos absorvedores fica:

$$V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (k_{e,in} + k_{g,in} + k_{gr,in}) q_{i,in}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 (k_{e,out} + k_{g,out} + k_{gr,out}) q_{i,out}^2 + \sum_{i=1}^3 k_c q_{i,in} q_{i,out} \quad (21)$$

$$+ \frac{1}{2} k_{n,in} q_{n,in}^2 + \frac{1}{2} k_{n,out} q_{n,out}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 k_{a,p} q_{a,i}^2 + \frac{1}{2} k_{a,n} q_{a,n}^2$$

Onde $k_{a,p}$ representa a rigidez do absorvedor da pá “i” e $k_{a,n}$ representa a rigidez do absorvedor da torre/nacele. Os termos $q_{a,i}$ e $q_{a,n}$ são coordenadas generalizadas que representam o deslocamento relativo dos absorvedores em relação a linha de centro da pá “i” e da torre/nacele, respectivamente. Com a adição desses 4 GDL, o vetor das coordenadas generalizadas fica com 12 GDL e é organizado dessa forma:

$$\{q\} = \{q_{1,in}, q_{2,in}, q_{3,in}, q_{n,in}, q_{1,out}, q_{2,out}, q_{3,out}, q_{n,out}, q_{a,1}, q_{a,2}, q_{a,3}, q_{a,n}\}^T$$

A expressão da energia cinética T do sistema com adição dos AMS é:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \int_0^L \mu(x) v_i^2 dx + \frac{1}{2} M_n \dot{q}_{n,in}^2 + \frac{1}{2} M_n \dot{q}_{n,out}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 m_{a,p} v_{a,i}^2 + \frac{1}{2} m_{a,n} (\dot{q}_{a,n} + \dot{q}_{n,in})^2 + \frac{1}{2} m_{a,n} \dot{q}_{n,out}^2 \quad (22)$$

Onde $m_{a,p}$ é a massa dos absorvedores das pás e $m_{a,n}$ é a massa do absorvedor da torre/nacele. A velocidade absoluta dos absorvedores das pás, $v_{a,i}$, é obtida derivando o vetor posição $r_{a,i}$ dos AMS em relação ao tempo. $r_{a,i}$ é definido no mesmo sistema de coordenadas rotacionais da pá e descrito como:

$$r_{a,i}(t) = (x_0 + q_{n,in} \sin \Psi_i) i(t) + (\phi_{in}(x_0) q_{i,in} + q_{n,in} \cos \Psi_i + q_{a,i}) j(t) + (\phi_{out}(x_0) q_{i,out} + q_{n,out}) k(t) \quad (23)$$

O termo x_0 é a posição dos absorvedores ao longo do comprimento da pá como ilustra a Figura 10.

Com as expressões (21) e (22), a equação de Euler-Lagrange, Equação (2), é desenvolvida para obter as matrizes do sistema na equação do movimento, Equação (24).

$$[M(t)]\{\ddot{q}\} + [C(t)]\{\dot{q}\} + [K(t)]\{q\} = \{Q\} + \{Q_g\} \quad (24)$$

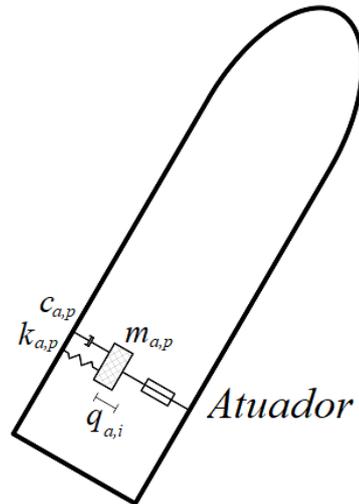
As matrizes $[M(t)]$, $[C(t)]$ e $[K(t)]$ são variantes no tempo e os vetores $\{Q\}$ e $\{Q_g\}$ são ampliados para incluírem os GDL dos dispositivos de controle. Essas matrizes para o sistema com os AMS estão descritas no Apêndice B.

4.3 Modelo com controle ativo

O modelo com controle ativo utiliza as mesmas matrizes $[M(t)]$, $[C(t)]$ e $[K(t)]$ e os vetores $\{Q\}$ e $\{Q_g\}$ do sistema com controle passivo. Os absorvedores de massa sintonizada ativa (AMSA), modelados nesse estudo, possuem os mesmos parâmetros definidos no controle passivo através das Equações (19) e (20). Atuadores ativos foram adicionados aos absorvedores para promover a aplicação contínua das forças de controle. A Figura 11 demonstra a inclusão dos atuadores aos AMSA no interior das pás. As forças de controle são calculadas de acordo

com a estratégia do regulador linear quadrático (LQR) que proporciona o controle ótimo para sistemas lineares e invariantes no tempo.

Figura 11 - Inclusão do atuador no AMS



Fonte: o Autor

O vetor $\{U_a\}$ representa as forças aplicadas ao sistema pelos atuadores e está definido na Equação (25).

$$\{U_a\} = \begin{Bmatrix} u_{a1} \\ u_{a2} \\ u_{a3} \\ u_{an} \end{Bmatrix} \quad (25)$$

Onde u_{ai} são as forças nos atuadores das pás e u_{an} é a força no atuador da torre. A equação do movimento para o sistema de controle ativo tem a inclusão das forças de controle, como ilustra a equação:

$$[M(t)]\{\ddot{q}\} + [C(t)]\{\dot{q}\} + [K(t)]\{q\} = \{Q\} + \{Q_g\} + \{U_m\} \quad (26)$$

Onde $\{U_m\}$ é o vetor das forças de controle generalizadas, obtido através do princípio do trabalho virtual usando as forças do vetor $\{U_a\}$. O trabalho virtual das forças de controle é:

$$\delta w_g = \sum_{i=1}^3 (\delta q_{a,i} + \delta q_{i,in} \phi_{in}(x_0)) u_{ai} + \sum_{i=1}^3 \delta q_{i,in} \phi_{in}(x_0) u_{ai} + (\delta q_{a,n} + \delta q_{n,in}) u_{an} + \delta q_{n,in} u_{an} \quad (27)$$

Derivando a Equação (27) em relação as coordenadas generalizadas obtêm-se o vetor $\{U_m\}$ dado pela equação:

$$\{U_m\} = [I_c]\{U_a\} \quad (28)$$

Onde $[I_c]$ é a matriz de influência do controle dada por:

$$[U_c] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (29)$$

Para desenvolver o controle e obter o vetor $\{U_a\}$ é necessário representar a equação do movimento do sistema no espaço de estados da seguinte forma:

$$\{\dot{q}\} = [A]\{\bar{q}\} + \{\bar{Q}\} + \{\bar{Q}_g\} + [B]\{U_m\} \quad (30)$$

Onde: $\{\bar{q}\} = \begin{Bmatrix} \{q\} \\ \{\dot{q}\} \end{Bmatrix}$ é o vetor da variável de estado;

$[A] = \begin{bmatrix} 0_{12 \times 12} & I_{12 \times 12} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}$ é a matriz de estado;

$\{\bar{Q}\} = \begin{Bmatrix} 0_{12 \times 1} \\ M^{-1}Q \end{Bmatrix}$ é o vetor força aerodinâmica no espaço de estado;

$\{\bar{Q}_g\} = \begin{Bmatrix} 0_{12 \times 1} \\ M^{-1}Q_g \end{Bmatrix}$ é o vetor força gravitacional no espaço de estado;

$[B] = \begin{bmatrix} 0_{12 \times 4} \\ M^{-1}I_c \end{bmatrix}$ é a matriz de entrada.

Um conceito muito importante na análise do controle é a controlabilidade do sistema que está relacionado com a existência de uma lei de controle factível. Um sistema é dito controlável se for possível transferir cada variável de estado de um ponto inicial qualquer para um ponto final qualquer durante um intervalo de tempo através da aplicação de um vetor de controle (OGATA, 2010).

Definindo a matriz de controlabilidade do sistema igual a:

$$[M_c] = [B \quad AB \quad A^2B \quad \dots \quad A^{2n-1}B] \quad (31)$$

Onde A é a matriz de estado, $n \times n$, e B é a matriz de entrada, $n \times m$.

O sistema A e B é dito controlável se o posto da matriz de controlabilidade for igual a n (OGATA, 2010).

O regulador linear quadrático (*linear quadratic regulator* -LQR) é um controle com realimentação de estado que depende do conhecimento de todas as variáveis de estados para fornecer a força ótima com custo mínimo em um sistema linear e invariante no tempo. Nessa pesquisa, foi considerado que todas as variáveis de estado do sistema, $\{\bar{q}\}$, são conhecidas e

foram usadas pelo controle com realimentação para calcular a força necessária através da lei de controle:

$$\{U_a\} = [G]\{\bar{q}\} \quad (32)$$

Onde $[G]$ é a matriz de ganho ótimo definida através da minimização do índice de desempenho J :

$$J = \int_{t_i}^{t_f} [\{\bar{q}\}'[Q_{LQR}]\{\bar{q}\} + \{U_a\}'[R_{LQR}]\{U_a\}] dt \quad (33)$$

Onde $[Q_{LQR}]$ e $[R_{LQR}]$ são matrizes de ponderação do controle LQR que definem a importância relativa do erro e do custo energético, respectivamente. Assim valores elevados para $[Q_{LQR}]$ representam uma maior preocupação com a diminuição das variações do sistema, enquanto que valores altos para $[R_{LQR}]$ representam limitações das forças de controle para diminuir o custo energético (OGATA, 2010).

O controle é muito sensível a variação dessas matrizes. Para determiná-las, foram realizados testes com $[Q_{LQR}] = I_{24 \times 24}$ e $[R_{LQR}] = \rho_{LQR} \cdot I_{24 \times 4}$, variando o parâmetro ρ_{LQR} até atingir uma resposta satisfatória com uma força de controle dentro dos limites. A minimização do índice de desempenho J e a determinação da matriz de ganho ótimo foram realizadas através da equação matricial de Riccati, usando o comando $[G] = lqr([A], [B], [Q_{LQR}], [R_{LQR}])$ do MATLAB.

Staino, Basu e Nielsen (2012) verificaram a performance do controle LQR calculado através de dois métodos para um modelo de turbina eólica considerando apenas o movimento dentro do plano. Para tornar o sistema invariante no tempo e possibilitar a aplicação do método LQR, foi usado como primeiro método a transformação do sistema de coordenadas rotacionais em um sistema de coordenadas não rotacionais e como segundo método a utilização das matrizes no instante inicial ($t = 0$). Nos seus resultados, não observaram diferenças significativas entre os dois métodos. Nesse trabalho, foi testada a hipótese de aplicação do controle LQR considerando as matrizes do sistema no instante $t = 0$ para adequar os modelos aos requisitos do controle.

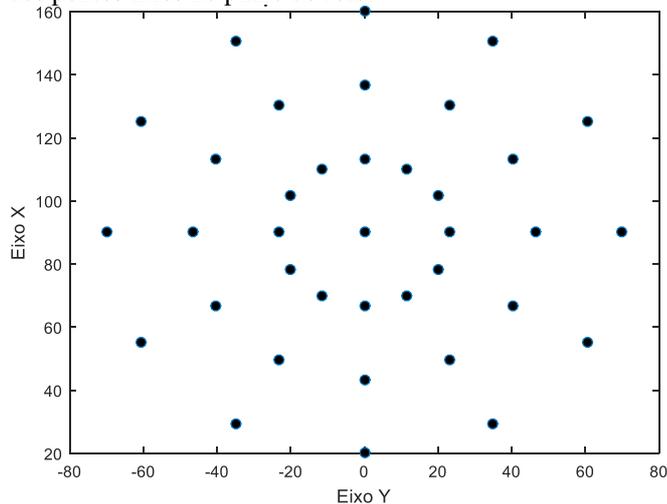
5 FORÇAS AERODINÂMICAS

O carregamento aerodinâmico foi gerado através de um campo de velocidade do vento variante no tempo para considerar o efeito da amostra rotacional sobre as pás da turbina. A velocidade do vento foi calculada para vários pontos no espaço considerando a variação temporal em cada ponto baseado em uma média mais uma função de flutuação. Para calcular forças aerodinâmicas mais realistas, as propriedades dos aerofólios das pás foram consideradas através da teoria do momento do elemento da pá (BEM) incluindo a interação aeroelástica através de modificações para considerar o amortecimento aerodinâmico sobre a estrutura.

5.1 Campo de velocidade do vento

A velocidade do vento sobre o rotor varia no tempo e no espaço em todas as direções devido às flutuações da atmosfera. Para diminuir os cálculos e simplificar o problema, considerou-se a velocidade resultante do vento sempre normal ao rotor. Um exemplo da distribuição dos pontos fixos no espaço para criar o campo de velocidade do vento no plano do rotor está ilustrado na Figura 12.

Figura 12 - Distribuição dos pontos fixos no plano do rotor



Fonte: o Autor

A velocidade do vento em cada ponto, definida pelo vetor $\{V(t)\}$, pode ser dividida em duas componentes, média, $\{v_m\}$, e flutuante ou aleatória, $\{v_f(t)\}$. A componente média considera o efeito da camada limite atmosférica, enquanto que a componente flutuante leva em conta as variações em curtos intervalos de tempo provocada por rajadas de vento por exemplo.

Assim, pode-se expressar o vetor velocidade, contendo a velocidade do vento em cada ponto fixo, através da equação:

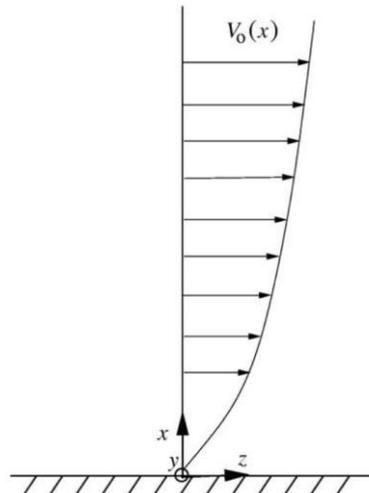
$$\{V(t)\} = \{v_m\} + \{v_f(t)\} \quad (34)$$

O perfil da velocidade média do vento foi modelado através da lei de potência, dada por:

$$v_m(x) = v_m(x_r) \left(\frac{x}{x_r} \right)^{cis} \quad (35)$$

Onde $v_m(x)$ é a velocidade média do vento na altura x e x_r é a altura do centro do rotor, onde a velocidade média $v_m(x_r)$ é conhecida. O termo *cis* é o parâmetro que indica a proporção de cisalhamento e, nesse trabalho, foi considerado o padrão da IEC para turbinas *onshore*, $cis = 0,2$ (BURTON *et al.*, 2011; JONKMAN, 2014). A Figura 13 apresenta o perfil definido pela Equação (35).

Figura 13 - Perfil de velocidade do vento definido pela lei de potência



Fonte: Hansen (2008)

A componente flutuante leva em conta as variações temporal e espacial da velocidade do vento. Para incluir essas variações no cálculo do campo de velocidade de vento, foram usadas a função de densidade espectral de potência e a função de coerência espacial de acordo com o algoritmo proposto por Hansen (2008) do método de Veers (1988).

A função de densidade espectral de potência indica a distribuição de energia contida em cada frequência harmônica. No presente trabalho, foi utilizado o modelo de espectro de potência de Kaimal especificado pela IEC 61400-1 (3ed) apresentado por Jonkman (2014), conforme a Equação (36).

$$S_z(f) = \frac{4\sigma_z^2 L_z / v_m(x_r)}{(1 + 6fL_z / v_m(x_r))^{5/3}} \quad (36)$$

Onde $S_z(f)$ é a densidade espectral da componente longitudinal, z , na frequência f ; f é frequência em Hz; L_z é o parâmetro de escala dado por $L_z = 8,10 \cdot (0,7 \cdot \min(60, x_r))$; σ_z é o desvio padrão da velocidade da componente longitudinal; e $v_m(x_r)$ é a velocidade média do vento na altura do rotor, x_r .

O desvio padrão, σ_z , é calculado através da equação:

$$\sigma_z = \frac{I_{flu}}{100} v_m(x_r) \quad (37)$$

Onde I_{flu} indica intensidade da flutuação em porcentagem, sendo selecionada de acordo com a necessidade da simulação.

Cada ponto possui o espectro de potência calculado pela Equação (36). No entanto, esses pontos no espaço não são independentes entre si. A velocidade em cada ponto é influenciada pelas velocidades nos outros pontos. Essa influência está relacionada com a frequência harmônica e a distância entre os pontos. Nesse trabalho, essa interdependência dos pontos no espaço é adicionada através da função de coerência espacial da IEC 61400-1 (3ed) apresentada por Jonkman (2014), conforme a equação:

$$Coh_{z,ij}(f) = e^{\left(-a_z \sqrt{\left(\frac{f d}{v_m(x_r)}\right)^2 + (b_z d)^2}\right)} \quad (38)$$

Onde $Coh_{z,ij}(f)$ é a coerência entre os pontos i e j na direção longitudinal, z , na frequência f ; f é a frequência em HZ; d é a distância entre os pontos i e j ; a_z é o decremento de coerência dado por $a_z = 12$; b_z é o parâmetro de offset dado por $b_z = 0,12 / (5,67 \cdot \min(60, x_r))$; e $v_m(x_r)$ é a velocidade média do vento na altura do rotor, x_r .

Para obter o espectro de potência do vento para pontos especificados, incluindo a coerência espacial entre todos os pontos, utiliza-se a equação:

$$S_{ij}(f) = Coh_{z,ij}(f) \sqrt{S_{ii}(f) \cdot S_{jj}(f)} \quad (39)$$

Onde S_{ij} é o espectro de potência do vento e $Coh_{z,ij}$ é a coerência espacial entre os pontos i e j .

A aplicação da transformada de Fourier inversa no espectro de potência do vento resulta em uma série temporal contendo a componente flutuante da velocidade do vento.

Assim, a componente flutuante foi calculada com as contribuições de cada frequência harmônica e de cada ponto, utilizando os espectros de potência do vento obtidos pela Equação (39) para definir a amplitude das contribuições. De acordo com Shinozuka e Jan (1972), a componente flutuante faz parte de um processo aleatório com média zero. Sendo assim, nesse trabalho, a série temporal da componente flutuante da velocidade do vento foi

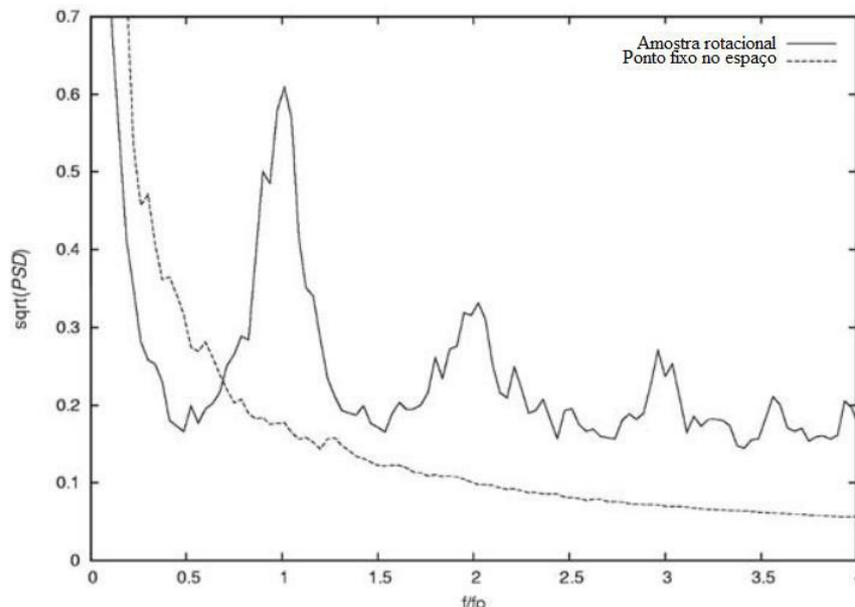
obtida através da transformada de Fourier inversa aplicada aos espectros de potência do vento com ângulos de fase aleatórios, como expressa a Equação (40). A velocidade total em cada ponto é obtida somando-se a componente média com a componente aleatória de acordo com a equação (38).

$$\{v_f(t)\} = \sum_{n=1}^N \sqrt{2 \cdot \Delta f} \cdot [H] * \cos(2 \cdot \pi \cdot f_n \cdot t + \{\varphi_n\}) \quad (40)$$

Onde $\{v_f(t)\}$ é o vetor contendo a componente flutuante da velocidade do vento de todos os pontos fixo; N é o número total de frequências; Δf é o incremento da frequência em Hz; f_n é a frequência em Hz; $[H]$ é uma matriz triangular inferior obtida através da decomposição da matriz S ; e $\{\varphi_n\}$ é o vetor com os ângulos de fase aleatórios entre 0 e 2π .

Devido a função de coerência espacial e a utilização de muito pontos, a série temporal da velocidade do vento que incide sobre pá rotacionando é diferente da série temporal de um ponto fixo no espaço. A série temporal para um ponto rotacionando é chamada de amostra rotacional e é obtida através da interpolação espacial dos pontos fixos. A Figura 14 mostra a diferença no espectro de potência do vento considerando um ponto fixo no espaço e um ponto rotacionando, onde f_0 é frequência de rotação do rotor.

Figura 14 - Comparação entre os espectros de potência



Fonte: Adaptado de Hansen (2008)

O espectro de potência do vento para um ponto rotacionando apresenta picos nas frequências múltiplas da frequência de rotação do rotor (HANSEN, 2008; VEERS, 1988). Esse

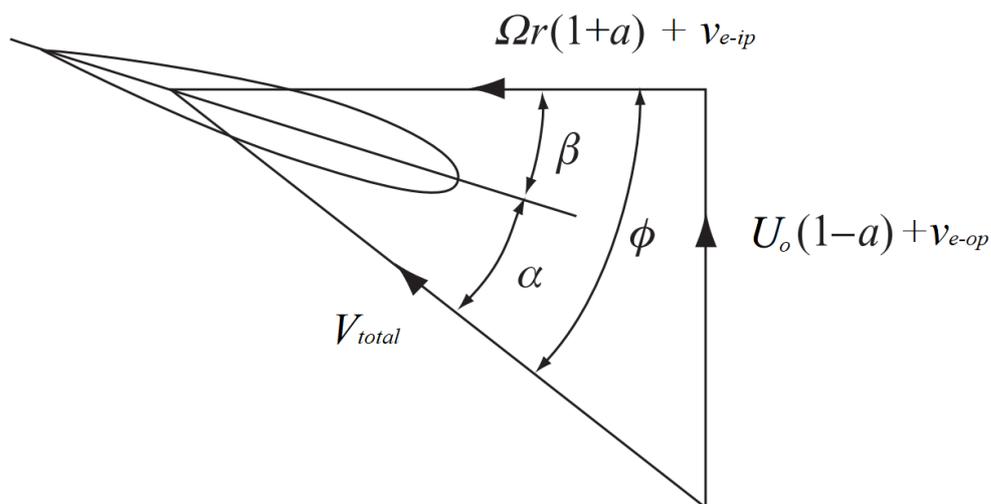
efeito da amostra rotacional sobre as pás é o responsável pelas grandes amplitudes de vibração que contribuem para a fadiga estrutural das pás e, por isso, foram considerados nesse estudo.

5.2 Método BEM

O método BEM clássico se originou de duas teorias diferentes: teoria do momento e teoria do elemento da pá. Na teoria do momento as forças sobre as pás são analisadas através da conservação do momento linear e angular dentro do volume de controle. Já na teoria do elemento, a pá é dividida em vários elementos e as forças são analisadas em cada um em função da geometria do perfil e as condições do fluxo local no elemento da pá (MANWELL; MCGOWAN; ROGERS, 2009).

Na teoria do momento do elemento de pá, o rotor é dividido em várias áreas anulares e considera-se que a pressão ou momento do fluxo em uma área anular só varia pela ação do elemento que varre essa área, não existindo, portanto, fluxo radial entre as áreas anulares. A junção dos dois métodos no método BEM gera um processo iterativo para determinar os fatores de indução e as forças aerodinâmicas considerando o fluxo local e as propriedades bidimensionais do perfil (BURTON *et al.*, 2011).

Figura 15 - Velocidades e ângulos locais no elemento



Fonte: Adaptado de Burton *et al.* (2011)

A Figura 15 apresenta os parâmetros que definem as condições do fluxo local sobre o perfil de um elemento. $U_o(1-a)$ representa a velocidade relativa axial, onde U_o é a velocidade do vento sobre cada elemento e a representa a interferência que a presença do rotor

gera sobre o escoamento do vento, sendo denominado fator de indução de fluxo axial. $\Omega r(1 + a_t)$ é a velocidade relativa tangencial, onde Ω é a velocidade de rotação do rotor, r é a distância do elemento ao centro do rotor (raio do elemento) e a_t é o fator de indução de fluxo tangencial que representa a influência da rotação da esteira.

A velocidade relativa total sobre o elemento da pá sem incluir o efeito do amortecimento aerodinâmico foi calculada através da equação:

$$V_{rel} = \sqrt{(U_o(1 - a))^2 + (\Omega r(1 + a_t))^2} \quad (41a)$$

Para levar em conta o amortecimento aerodinâmico, foi considerado o efeito do acoplamento entre a dinâmica da estrutura e a força aerodinâmica, incluindo nos cálculos as velocidades do elemento devido a deflexão da pá dentro e fora do plano, v_{e-ip} e v_{e-op} . Com essa interação, a força aerodinâmica é dependente da velocidade da estrutura e a resposta dinâmica da estrutura é dependente da força aerodinâmica. Assim, para chegar a um valor final, foram necessárias várias iterações até atingir a convergência. A velocidade relativa total sobre o elemento da pá considerando o amortecimento foi calculada através da Equação (41b) retirada de Moriarty e Hansen (2005).

$$V_{rel} = \sqrt{(U_o(1 - a) + v_{e-op})^2 + (\Omega r(1 + a_t) + v_{e-ip})^2} \quad (41b)$$

O ângulo de escoamento, ϕ , representa o ângulo entre a velocidade relativa e o plano de rotação do rotor como indicado na Figura 15. A Equação (42a) foi usada para calcular o ângulo de escoamento sem a inclusão do amortecimento aerodinâmico.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{U_o(1 - a)}{\Omega r(1 + a_t)} \right) \quad (42a)$$

Já a Equação (42b) retirada de Moriarty e Hansen (2005) foi usada para calcular o ângulo de escoamento considerando o efeito do amortecimento aerodinâmico.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{U_o(1 - a) + v_{e-op}}{\Omega r(1 + a_t) + v_{e-ip}} \right) \quad (42b)$$

Na Figura 15, θ é o ângulo de torção do elemento. Devido a otimização da geometria da pá, ela é projetada, geralmente, com um ângulo de torção maior na raiz que diminui até zerar na ponta da pá. O ângulo de ataque corresponde ao ângulo entre a velocidade relativa e a linha de corda e é calculado através da equação:

$$\alpha = \phi - \theta \quad (43)$$

Os coeficientes de sustentação e arrasto, C_l e C_d foram determinados através de tabelas contendo essas propriedades para cada aerofólio usado na geometria da pá. Esses coeficientes são as características aerodinâmicas próprias do perfil do elemento indicando a

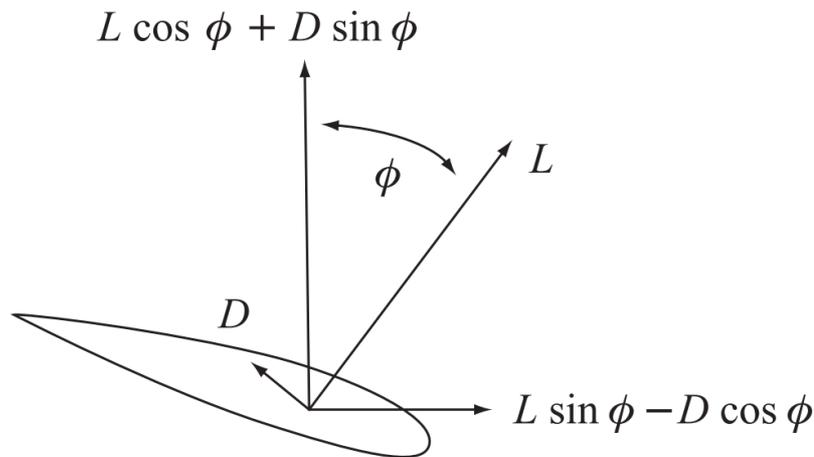
eficiência do aerofólio em gerar força de sustentação e de arrasto. Com os valores C_l e C_d , as forças de sustentação e de arrasto são dadas por:

$$L = \frac{1}{2} \rho V_{rel}^2 c C_l \quad (44)$$

$$D = \frac{1}{2} \rho V_{rel}^2 c C_d \quad (45)$$

Onde ρ é a densidade do ar (considerado igual a 1,225 kg/m³), c é corda do perfil do elemento.

Figura 16 - Forças locais no elemento



Fonte: Burton *et al.* (2011)

A Figura 16 ilustra a direção dessas forças locais no elemento e a projeção delas nos planos normal e tangencial ao rotor utilizando o ângulo de escoamento. As forças normal e tangencial ao plano do rotor são dadas por:

$$p_n = \frac{1}{2} \rho V_{rel}^2 c C_n \quad (46)$$

$$p_t = \frac{1}{2} \rho V_{rel}^2 c C_t \quad (47)$$

Onde C_n e C_t são os coeficientes normal e tangencial calculados com os valores dos coeficientes de sustentação e de arrasto através das equações:

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi \quad (48)$$

$$C_t = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi \quad (49)$$

O método BEM possui algumas limitações devido as considerações feitas no desenvolvimento da teoria. Para transpor essas limitações e ser capaz de representar de forma mais realista as forças aerodinâmicas, precisa-se aplicar conceitos adicionais à teoria BEM. As correções de perda de ponta e de raiz são usadas para levar em conta a fuga do fluxo de ar na

ponta e na raiz da pá não considerado pela teoria. Nessa pesquisa, são usadas as equações proposta por Prandtl para atender a essas correções e condensadas na equação:

$$F_p = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left(e^{-\left(\frac{B \cdot (R-r)}{2r \sin \phi}\right)} \right) \cdot \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left(e^{-\left(\frac{B \cdot (r-R_{hub})}{2R_{hub} \sin \phi}\right)} \right) \quad (50)$$

Onde B é quantidade de pás no rotor, R é o raio na ponta da pá e R_{hub} é o raio do cubo (hub).

O método BEM utiliza um processo iterativo para encontrar os fatores de indução e as forças aerodinâmicas. Esse processo está descrito mais adiante no algoritmo proposto por Hansen (2008). Os fatores de indução são recalculados a cada iteração até que o erro entre os dois últimos valores seja menor que a tolerância predefinida. A equação para o cálculo do fator de indução axial é:

$$a = \frac{1}{\frac{4F_p \sin^2 \phi}{\sigma_s C_n} + 1} \quad (51)$$

Onde:

$$\sigma_s = \frac{c B}{2 \pi r} \quad (52)$$

O fator de indução tangencial é dado por:

$$a_t = \frac{1}{\frac{4F_p \sin \phi \cos \phi}{\sigma_s C_t} - 1} \quad (53)$$

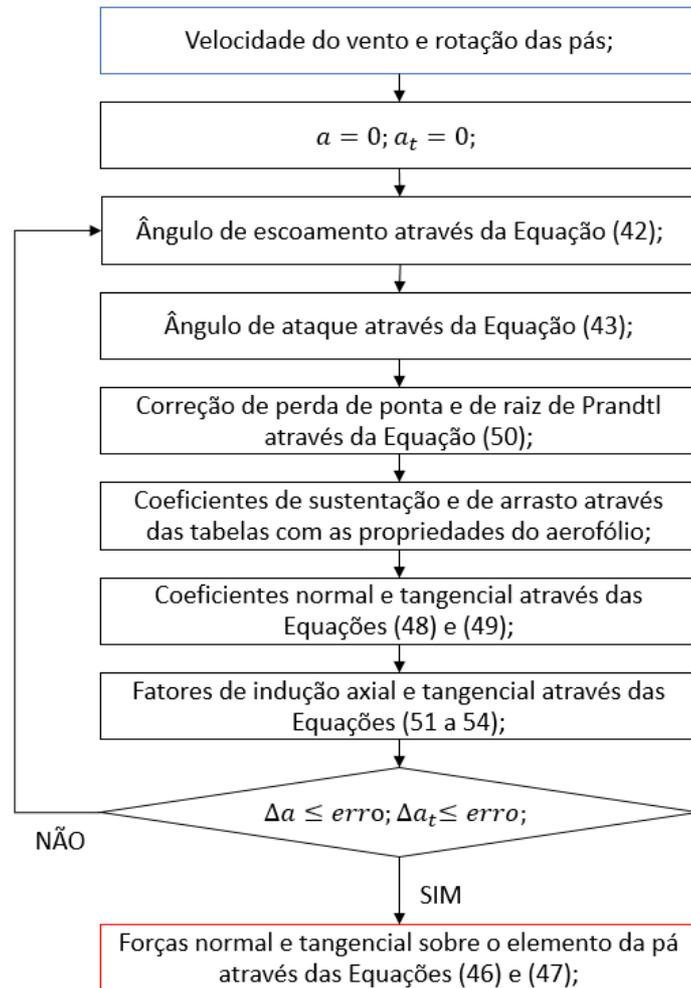
Outra limitação da teoria BEM ocorre quando o fator de indução axial se torna maior que 0,4, pois a teoria desenvolvida não é capaz de descrever o comportamento do escoamento. Para incluir essas condições ao método será usada a correção de Glauert modificada por Buhl Jr. (2005) através da equação:

$$a = \frac{18F_p - 20 - 3 \sqrt{C_T(50 - 36F_p) + 12F(3F_p - 4)}}{36F_p - 50} \quad (54)$$

Essa relação empírica é diferente das equações apresentadas por outros autores, mas foi necessária para eliminar instabilidades numéricas durante as simulações. O método BEM leva em conta condições estáveis para o cálculo das forças aerodinâmicas. Nesse estudo, ele foi aplicado considerando condições quase estáticas, onde as variações no ângulo de ataque são percebidas instantaneamente nas forças aerodinâmicas.

Algoritmo do método BEM proposto por Hansen (2008) modificado para considerar a dinâmica da estrutura foi usado para calcular as forças aerodinâmicas em cada elemento da pá, fornecendo ao final do cálculo o carregamento normal e tangencial sobre a pá, $p_{i,N}(x, t)$ e $p_{i,T}(x, t)$. O fluxograma do algoritmo está ilustrado na Figura 17.

Figura 17 - Fluxograma do método BEM



Fonte: o Autor

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O modelo de turbina eólica e os sistemas de controle de vibrações foram implementados no software MATLAB. As características da turbina eólica de 5MW do National Renewable Energy Laboratory (NREL) disponível no relatório técnico de Jonkman *et al.* (2009) foram usadas para avaliar o modelo matemático de aerogerador desenvolvido nessa pesquisa. A Tabela 1 mostra os detalhes da turbina de referência e o Anexo A contém as propriedades estruturais e aerodinâmicas usadas na implementação do modelo. As propriedades aerodinâmicas dos perfis podem ser consultadas no relatório de Jonkman *et al.* (2009). As pás foram modeladas com o comprimento de 61,5m e 8 aerofólios diferentes.

Tabela 1 - Características da turbina de referência

Potência Nominal	5MW
Orientação, configuração do rotor	Upwind; 3 pás
Diâmetro do rotor, do hub	129m, 3m
Altura do hub	90m
Velocidade do vento: limite inferior, nominal, limite superior	3m/s; 11,4m/s; 25m/s
Rotação do rotor: limite inferior, nominal	6,9rpm; 12,1rpm
Massa do rotor	110 000kg
Massa da nacele	240 000kg
Comprimento da pá	61,5m
Massa integral total da pá	17 740kg
Fator de amortecimento estrutural da pá (todos os modos)	0,477465%
Altura da torre	87,6m
Massa integral total da torre	347 460kg
Fator de amortecimento estrutural da torre (todos os modos)	1%

Fonte: o Autor

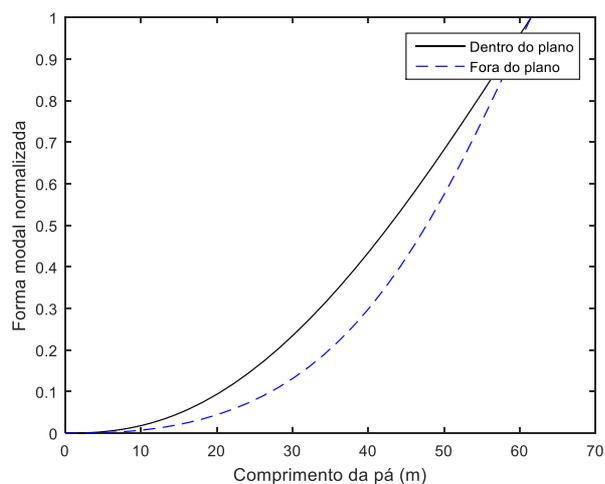
As primeiras formas modais da pá de referência de 5MW da NREL dentro e fora do plano, dadas pelas Equações (55) e (56), estão expressas em polinômios de sexta ordem normalizados, retiradas do relatório técnico de Jonkman *et al.* (2009). A Figura 18 apresenta a forma modal em cada direção.

$$\phi_{in}(\bar{x}) = 0,3627\bar{x}^2 + 2,5337\bar{x}^3 - 3,5772\bar{x}^4 + 2,3760\bar{x}^5 - 0,6952\bar{x}^6 \quad (55)$$

$$\phi_{out}(\bar{x}) = 0,0622\bar{x}^2 + 1,7254\bar{x}^3 - 3,2452\bar{x}^4 + 4,7131\bar{x}^5 - 2,2555\bar{x}^6 \quad (56)$$

Onde $\bar{x} = x/L$.

Figura 18 - Formas modais da pá



Fonte: o Autor

A torre foi modelada com uma massa pontual na altura do rotor com dois GDL, dentro e fora do plano. Os valores de massa, amortecimento e rigidez das pás e do conjunto torre nacele estão no Apêndice A, juntamente com as matrizes desenvolvidas. As simulações dos modelos foram realizadas através da função ODE45 do MATLAB utilizando as equações de movimento (13) e (24). Para a convergência da simulação, existe uma repetição dos cálculos devido a interação entre as forças aerodinâmicas calculadas pelo método BEM e as respostas dinâmicas do modelo obtidas pela função ODE45.

Os resultados encontram-se apresentados da seguinte forma. O primeiro resultado consiste na validação do modelo proposto através da análise de frequência e da comparação da resposta dinâmica com modelos já estabelecidos. Depois é apresentada a comparação do comportamento dinâmico do sistema sem controle com e sem amortecimento aerodinâmico. Em seguida, verifica-se o desempenho do controle passivo em relação ao sistema sem controle, analisando também a influência do amortecimento aerodinâmico. Como último resultado, o desempenho do controle ativo é comparado com a performance do controle passivo, também analisando a influência do amortecimento aerodinâmico sobre o controle.

6.1 Validação do modelo

A validação do comportamento dinâmico das pás do modelo desenvolvido foi realizada em duas etapas. Na primeira, foram comparadas as frequências naturais das pás e do conjunto torre/nacele. Na segunda etapa, foi utilizado o simulador aeroelástico da NREL, FAST (JONKMAN; BUHL JR., 2005), para produzir a resposta dinâmica da pá sob vento estável e

comparar com o comportamento dinâmico da pá do modelo desenvolvido sob as mesmas condições.

As frequências naturais foram obtidas através da análise dos autovalores da razão entre as matrizes de rigidez e de massa do sistema sem controle considerando o rotor parado, $\Omega = 0$, em $t = 0$. As frequências da turbina de 5MW da NREL foram determinadas nas mesmas condições considerando o sistema completo, com mais GDL (JONKMAN *et al.*, 2009). A Tabela 2 apresenta os valores obtidos para o modelo de turbina *onshore* desenvolvido e para o aerogerador de 5MW do National Renewable Energy Laboratory.

Tabela 2 - Frequências naturais do modelo desenvolvido e do modelo de referência

Modelo	Pá		Torre	
	Dentro do plano	Fora do plano	Dentro do plano	Fora do plano
NREL	1,083	0,667	0,312	0,324
Desenvolvido	1,093	0,687	0,312	0,323

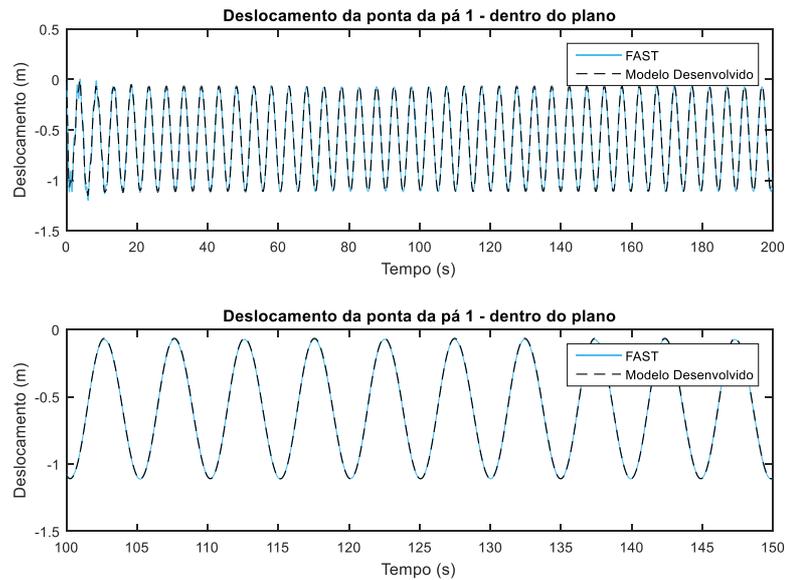
Fonte: o Autor

A frequência da pá dentro do plano no modelo criado é 0,9% maior e a frequência da pá fora do plano é 3,0% maior. Já as frequências da torre dentro e fora do plano são semelhantes ao modelo de referência. Com isso, o modelo desenvolvido possui as frequências naturais próximas da turbina de referência da NREL, indicando a boa representatividade em frequência do modelo criado.

Na segunda etapa, o modelo desenvolvido foi simulado com rotação constante de 12,1 rpm e com vento estável com velocidade média de 12 m/s a 90 m de altura variando somente na altura através da lei de potência (35). A resposta dinâmica do sistema foi comparada com os resultados obtidos no programa FAST da NREL, considerando as mesmas condições e propriedades. O programa FAST considera o efeito do amortecimento aerodinâmico e, portanto, o modelo também foi simulado com a inclusão desse efeito. O tempo de simulação foi de 200s e os resultados podem ser observados através das Figuras 19 e 20.

A Figura 19 apresenta o deslocamento da ponta da pá dentro do plano dos dois modelos: FAST e modelo desenvolvido. Já o deslocamento da ponta da pá fora do plano é apresentado na Figura 20. Para uma melhor observação da resposta estrutural, foi aplicado um zoom no intervalo 100-150s nos resultados.

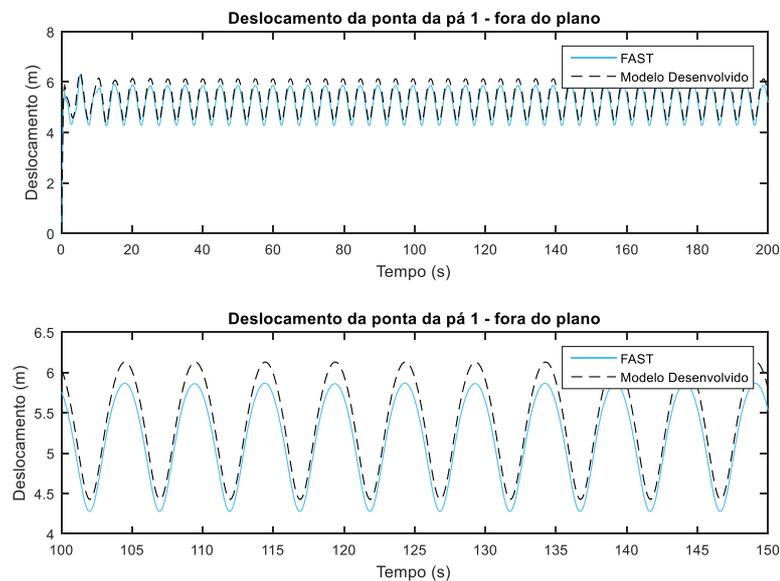
Figura 19 - Deslocamento da ponta da pá dentro do plano de rotação sob vento estável



Fonte: o Autor

Na resposta dinâmica da ponta da pá dentro do plano, indicado na Figura 19, percebe-se uma perfeita concordância entre os modelos.

Figura 20 - Deslocamento da ponta da pá fora do plano sob vento estável



Fonte: O Autor

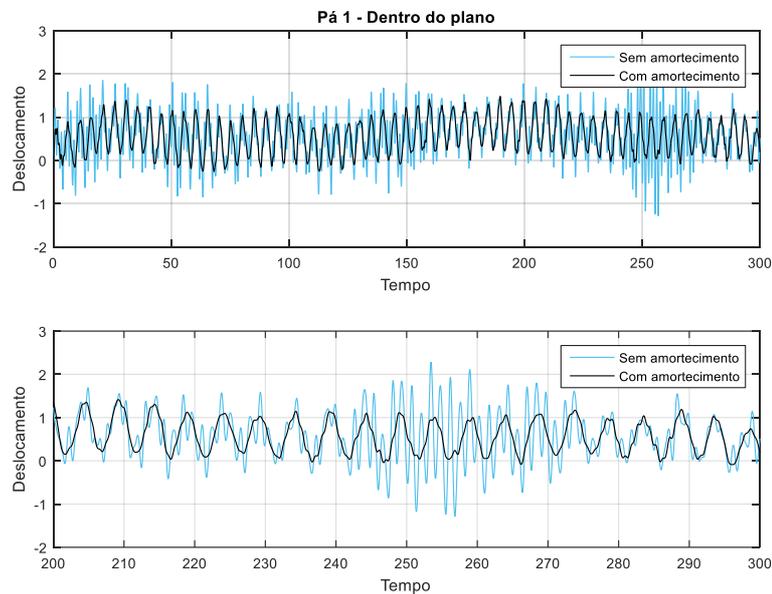
Já observando a Figura 20, nota-se uma pequena diferença entre os dois modelos na amplitude de deslocamento da ponta da pá fora do plano. Essa diferença é de 4% na amplitude máxima, sendo um valor aceitável pra a quantidade de considerações feitas no

modelo desenvolvido. Com esses resultados, o modelo de turbina eólica e o método BEM quase-estático propostos nesse trabalho são considerados validados, representando o comportamento dinâmico da pá dentro e fora do plano com precisão aceitável em comparação com o modelo turbina de 5MW da NREL.

6.2 Resposta do modelo sem controle

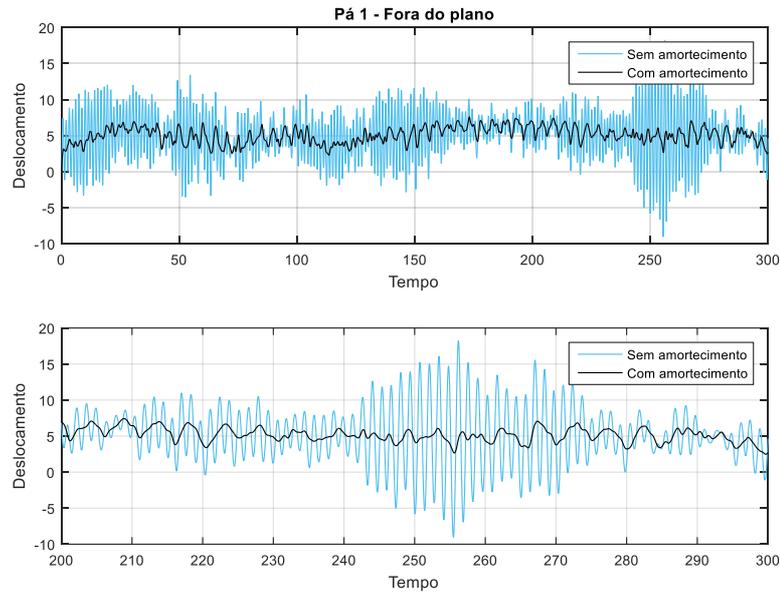
Para a verificação da resposta dinâmica da pá com e sem o amortecimento aerodinâmico, foram realizadas simulações considerando a rotação constante de 12,1 rpm e vento aleatório com média de 15m/s a 90m de altura e intensidade de flutuação de 20%. Como mencionado anteriormente, a inclusão do amortecimento aerodinâmico acontece através do acréscimo das velocidades da estrutura no cálculo da força aerodinâmica pelo método BEM. A Figura 21 ilustra a resposta dinâmica da pá dentro do plano de rotação incluindo e não incluindo o amortecimento aerodinâmico. Já a Figura 22 mostra a resposta dinâmica da pá fora do plano e com zoom no intervalo 200-300s.

Figura 21 - Resposta dinâmica do sistema sem controle dentro do plano de rotação



Fonte: O Autor

Figura 22 - Resposta dinâmica do sistema sem controle fora do plano



Fonte: O Autor

A Tabela 3 possui os valores de pico, pico a pico e RMS dos deslocamentos da ponta da pá dentro e fora do plano de rotação com e sem amortecimento aerodinâmico.

Tabela 3 - Valores pico, pico a pico e RMS da resposta do sistema sem controle

Modelo/Amortecimento	Pico (m)	Pico a Pico (m)	RMS (m)
Dentro do plano / Sem amortecimento	2,285	3,570	0,799
Dentro do plano / Com amortecimento	1,482	1,733	0,711
Fora do plano / Sem Amortecimento	18,264	27,304	6,255
Fora do plano / Com amortecimento	7,601	5,312	5,330

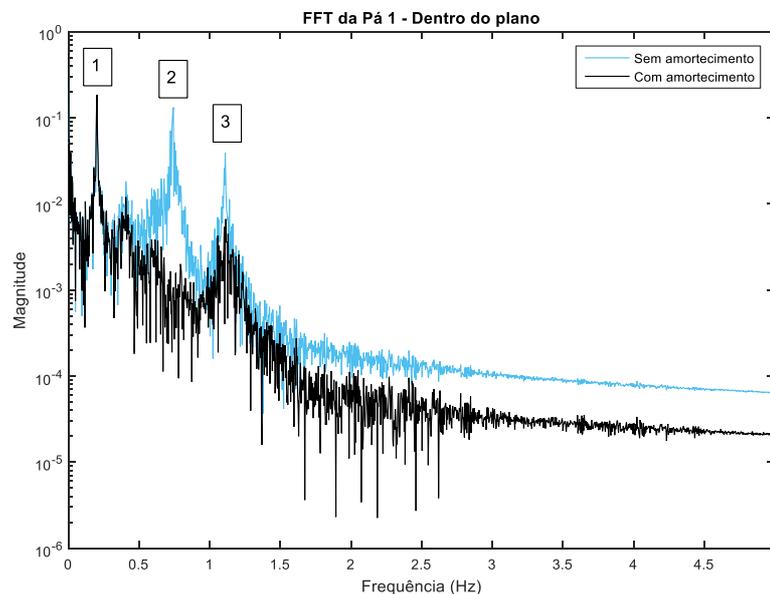
Fonte: o Autor

Através das Figuras 21 e 22 observa-se reduções significativas nos deslocamentos da pá dentro e fora do plano com a inclusão do amortecimento aerodinâmico. Com a Tabela 3 pode-se quantificar em porcentagem as reduções observadas. Com a inclusão do amortecimento aerodinâmico o pico máximo do deslocamento da pá dentro do plano diminuiu em 35,13% e fora do plano teve uma redução de 58,38%. A distância pico a pico dentro do plano reduziu em 51,45% enquanto que fora do plano a redução foi de 80,54%. O valor RMS (*root mean square*) que representa o valor efetivo do deslocamento diminuiu em 10,92% dentro do plano e em

14,78% fora do plano. Outra forma de verificar essa redução nas vibrações dentro e fora do plano é através da aplicação da transformada rápida de Fourier (*fast Fourier transform* – FFT) na resposta dinâmica da pá indicando as frequências que promovem maiores excitações a estrutura.

A Figura 23 apresenta a FFT do deslocamento dentro do plano sem e com amortecimento aerodinâmico, onde pode-se observar uma leve redução em torno da frequência da pá dentro do plano, 1,105Hz (ponto 3). Outra observação sobre a Figura 23 é que a frequência, induzida pelas vibrações fora do plano e representada pelo ponto 2 (0,737Hz), possui grande influência sobre o movimento no plano de rotação quando não considerado o amortecimento aerodinâmico. Isso acontece devido ao acoplamento das vibrações *edgewise* e *flapwise* como mencionado na introdução. Nota-se também que ocorrem maiores reduções nessa faixa de frequência com a inclusão do amortecimento, indicando um maior amortecimento no movimento fora do plano. O ponto 1 na Figura 23 representa a frequência de rotação das pás, 0,2Hz.

Figura 23 - FFT da resposta do sistema sem controle dentro do plano

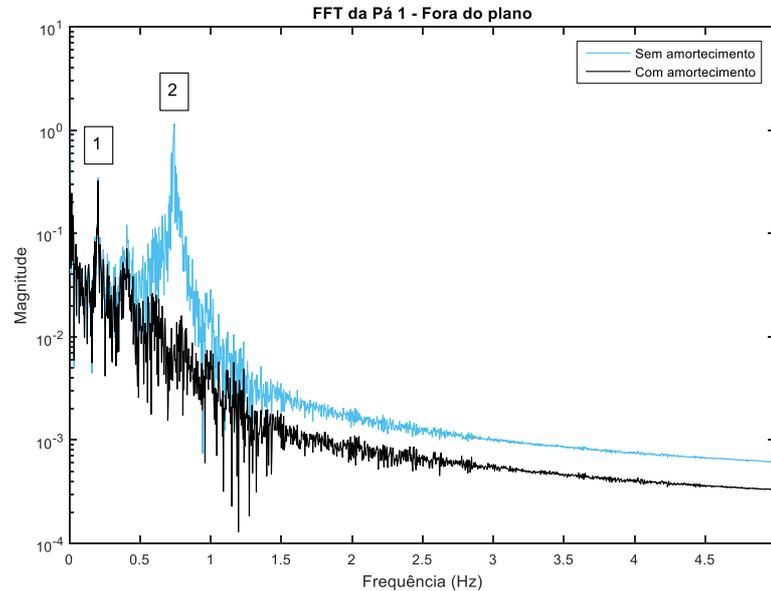


Fonte: O Autor

Já a Figura 24 mostra a FFT do deslocamento da pá fora do plano de rotação incluindo e não incluindo o amortecimento aerodinâmico. Novamente observa-se a grande redução da magnitude de vibração próximo a frequência natural da pá fora do plano (ponto 2) com a inclusão do amortecimento aerodinâmico. A Figura 24 também mostra que, ao contrário

das vibrações no plano de rotação, o movimento fora do plano não possui grande influência do acoplamento com o movimento dentro do plano.

Figura 24 - FFT da resposta do sistema sem controle fora do plano



Fonte: O Autor

Dessa forma, apesar das simplificações do modelo e do método BEM, observa-se uma maior redução da vibração fora do plano como mencionado por Hansen (2007) e Thomsen *et al.* (2000). Verifica-se também que, com a forte influência do movimento fora do plano, o estudo do controle de vibrações dentro do plano não estaria completo sem a inclusão do acoplamento entre os movimentos.

6.3 Resposta do modelo com controle passivo

Os AMS adicionados às pás e a torre/nacele possuem a razão de massa igual a 3% e foram sintonizados com a primeira frequência natural da pá e da torre/nacele dentro do plano de rotação considerando a pá rotacionando com velocidade constante de 12,1rpm. As frequências naturais do sistema rotacionando foram obtidas através da análise dos autovalores da razão entre as matrizes de rigidez e de massa do sistema sem controle em $t = 0$. Foram encontradas as frequências de 1,1046 Hz para a pá no plano e de 0,3117 Hz para a torre/nacele no plano. Os AMS estão localizados a 50m do centro do rotor na direção do comprimento da pá e a amplitude máxima do deslocamento do absorvedor dentro da pá é igual a 80% da metade

da corda do perfil. A Tabela 4 mostra os valores dos parâmetros dos AMS das pás e da torre/nacele.

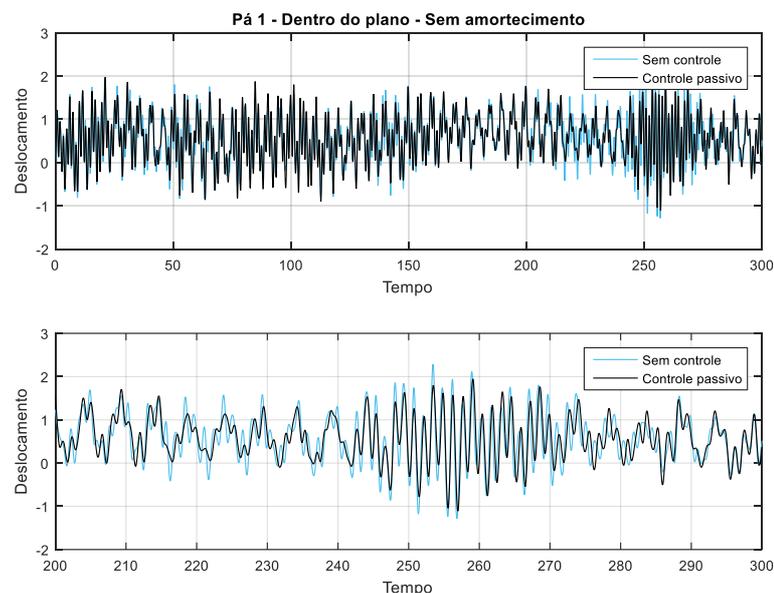
Tabela 4 - Parâmetros dos AMS

	Descrição	Valor
AMS da Pá	Massa	42,4677 kg
	Rigidez	$1,93 \cdot 10^3$ N/m
	Amortecimento	58,07 N.s/m
	Posição	50 m
	Amplitude Máxima	1,07 m
AMS da torre/nacele	Massa	$2,09 \cdot 10^4$ kg
	Rigidez	$7,56 \cdot 10^4$ N/m
	Amortecimento	$8,07 \cdot 10^3$ N.s/m

Fonte: o Autor

O modelo com controle passivo foi testado nas mesmas condições que o sistema sem controle, com rotação constante de 12,1 rpm e vento aleatório com média de 15m/s a 90m de altura e intensidade de flutuação de 20%. A partir desse item, o foco do trabalho é o comportamento dinâmico da pá dentro do plano para verificar a influência do amortecimento aerodinâmico sobre o controle de vibrações no plano de rotação. A Figura 25 ilustra o deslocamento da pá do modelo sem controle e com controle passivo sem incluir o amortecimento aerodinâmico.

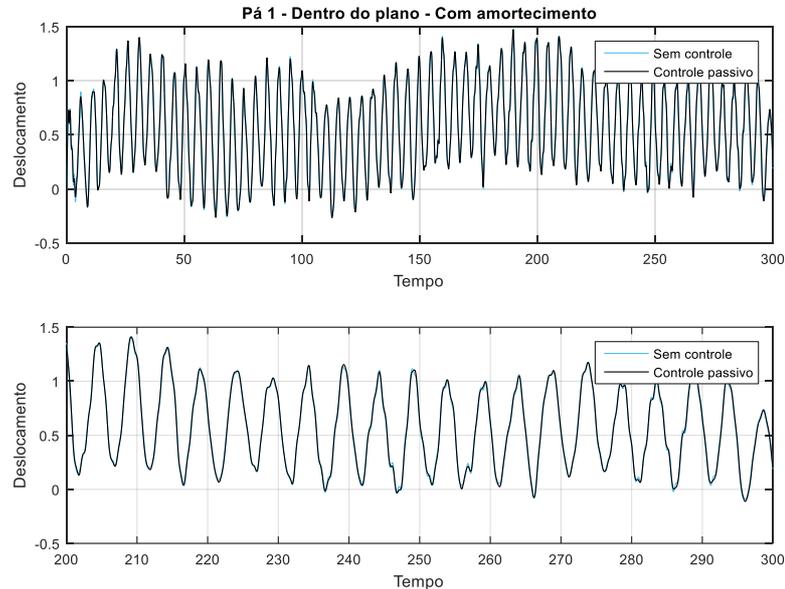
Figura 25 - Resposta dinâmica do sistema com controle passivo sem amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

Já a Figura 26 apresenta a comparação entre reposta da pá do sistema sem controle e com controle passivo incluindo o efeito do amortecimento aerodinâmico.

Figura 26 - Resposta dinâmica do sistema com controle passivo com amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

A Tabela 5 mostra os valores de pico, pico a pico e RMS para o sistema sem controle e com controle passivo incluindo e não incluindo o amortecimento aerodinâmico.

Tabela 5 - Valores pico, pico a pico e RMS da resposta do sistema com controle passivo

Modelo/Amortecimento	Pico (m)	Pico a Pico (m)	RMS (m)
Sem controle / Sem amortecimento	2,285	3,570	0,799
Controle passivo / Sem amortecimento	1,944	3,054	0,781
Sem controle / Com Amortecimento	1,482	1,733	0,711
Controle passivo / Com amortecimento	1,470	1,737	0,713

Fonte: o Autor

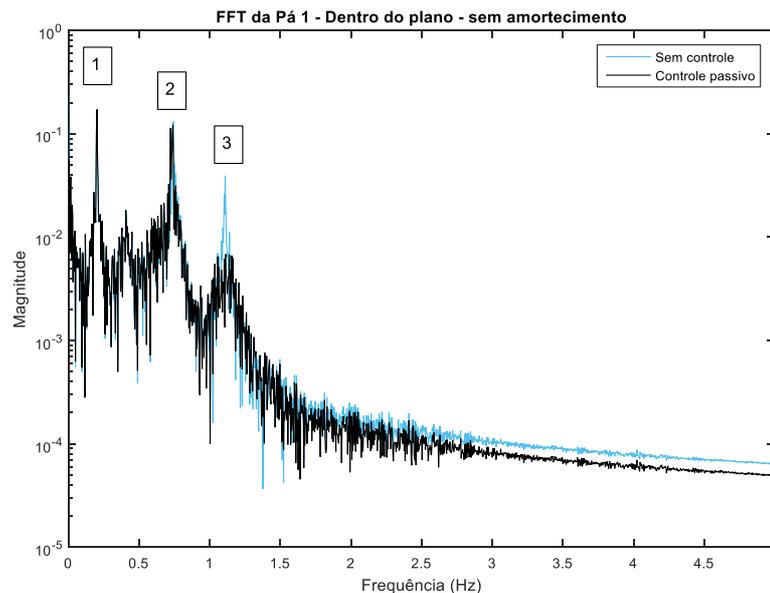
Na simulação sem amortecimento aerodinâmico (Figura 25) observa-se que o controle passivo foi capaz de controlar as vibrações da pá em certos momentos durante a simulação. Através dos valores na Tabela 5, o controle passivo diminuindo em até 14,94% o

pico máximo, 14,46% a distância pico a pico e 2,18% o RMS na simulação sem amortecimento aerodinâmico.

Já com a inclusão do amortecimento aerodinâmico, sua performance se reduz a basicamente zero como pode ser observado na Figura 26 e na Tabela 5. Essa redução drástica da performance do controle passivo pode ter acontecido devido à modificação dos parâmetros ótimos com a inclusão do amortecimento aerodinâmico já que a equação de otimização não considera esse amortecimento.

A Figura 27 apresenta a análise espectral da resposta do sistema sem controle e com controle passivo sem considerar o amortecimento aerodinâmico, onde pode-se verificar a redução proporcionada pela inclusão do controle. Apesar dessa diminuição, nota-se também a limitação do controle passivo, reduzindo as vibrações apenas em uma estreita banda de frequência.

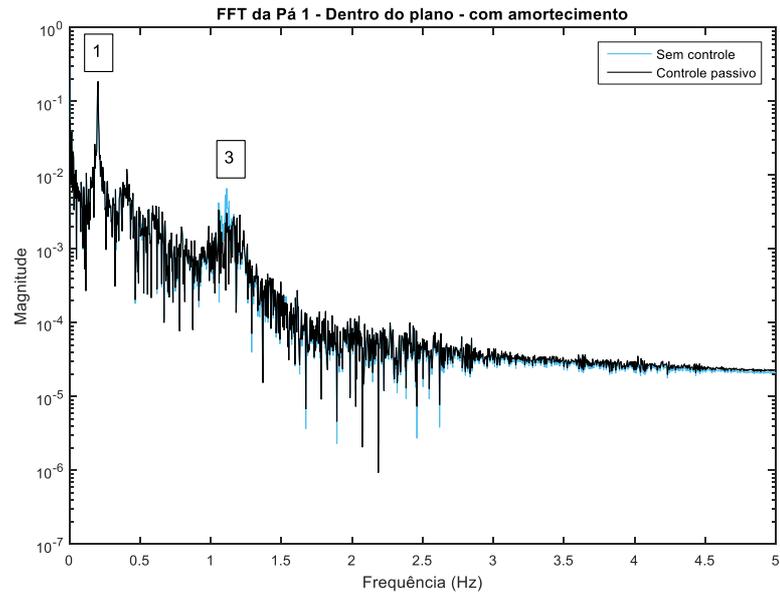
Figura 27 - FFT da resposta do sistema com controle passivo sem amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

A Figura 28 ilustra a FFT da resposta dinâmica da pá dentro do plano do sistema sem controle e com controle passivo incluindo o amortecimento aerodinâmico. Analisando a Figura 28, verifica-se que a inclusão do amortecimento aerodinâmico não inibiu completamente o desempenho do AMS passivo, apesar disso sua utilização fica inviável com uma performance tão baixa.

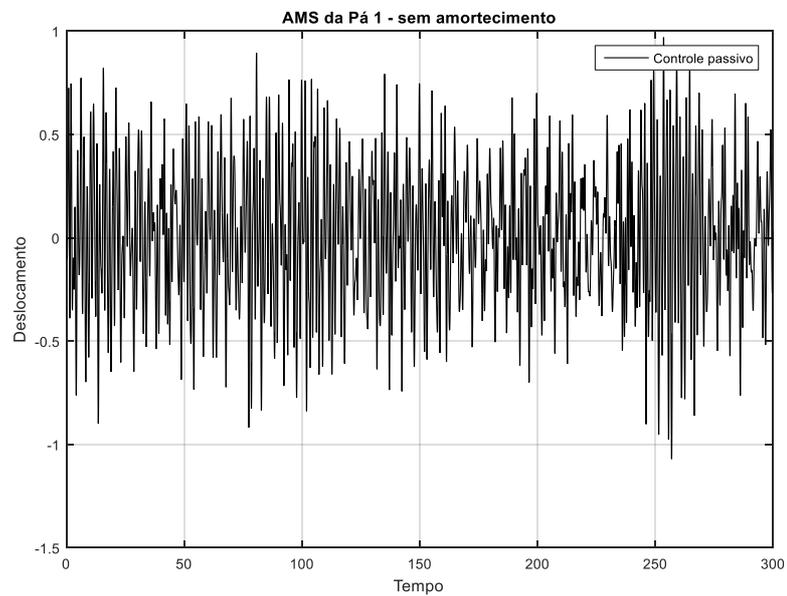
Figura 28 - FFT da resposta do sistema com controle passivo com amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

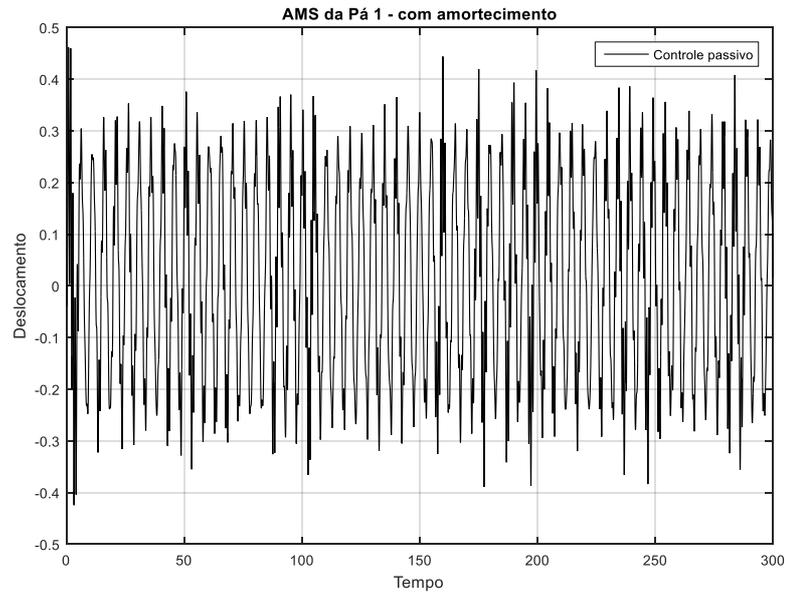
As Figuras 29 e 30 apresentam a resposta dinâmica do absorvedor dentro da pá sem amortecimento e com amortecimento aerodinâmico, respectivamente.

Figura 29 - Deslocamento do AMS passivo sem amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

Figura 30 - Deslocamento do AMS passivo com amortecimento aerodinâmico



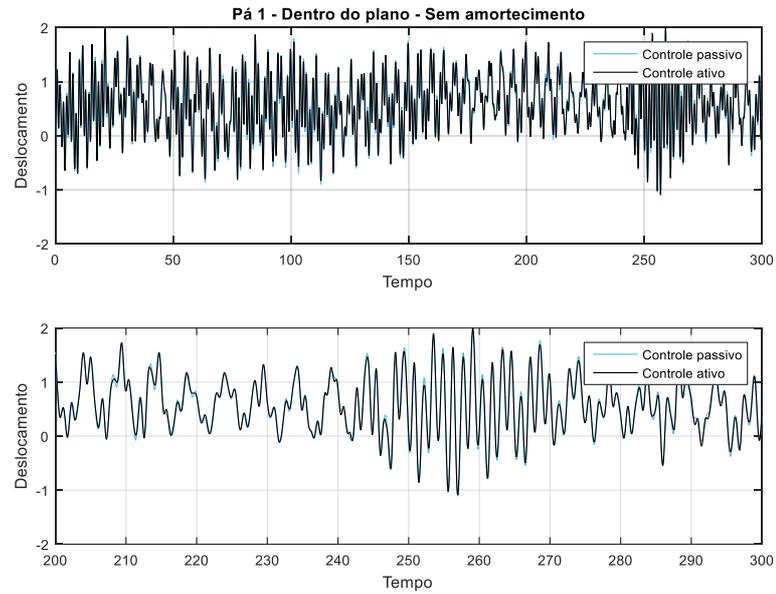
Fonte: O Autor

Nas duas situações, com e sem amortecimento aerodinâmico o absorvedor de massa sintonizada passiva pode ser facilmente adequado para operar dentro dos limites da corda do perfil.

6.4 Resposta do modelo com controle ativo

A performance do absorvedor de massa sintonizada ativa foi avaliada em relação ao sistema com controle passivo. Os resultados foram coletados nas mesmas condições, já mencionadas, do sistema sem controle e com controle passivo, rotação constante de 12,1 rpm e vento com velocidade média de 15 m/s a 90 m de altura e intensidade de flutuação de 20%. Os resultados apresentados do controle ativo foram obtidos considerando o valor de $\rho_{LQR} = 1.10^{-8}$. A Figura 31 compara o deslocamento da ponta da pá dentro do plano com controle passivo e ativo sem incluir o amortecimento aerodinâmico.

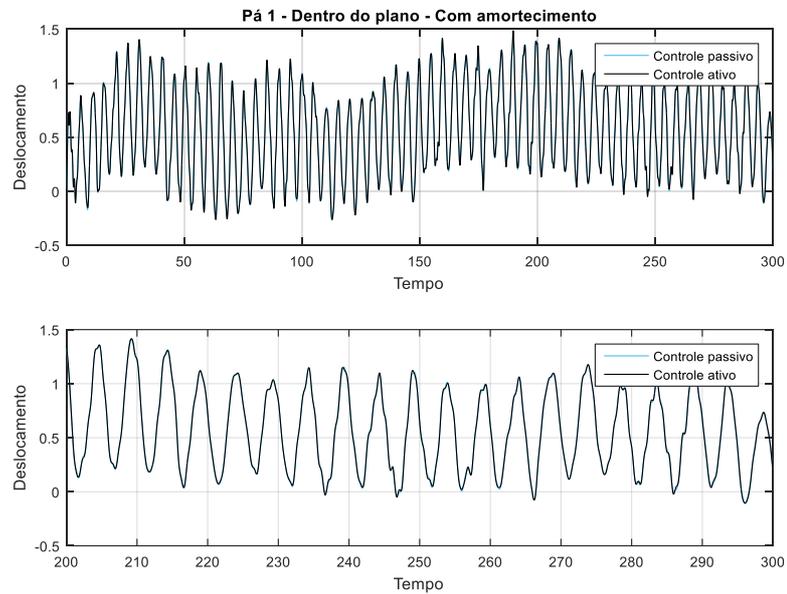
Figura 31 - Resposta dinâmica do sistema com controle ativo sem amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

Já a Figura 32 apresenta a resposta da pá com controle passivo e ativo com amortecimento aerodinâmico.

Figura 32 - Resposta dinâmica do sistema com controle ativo com amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

Para completar os dados, a Tabela 6 possui os valores de pico, pico a pico e RMS para o sistema com controle passivo e ativo incluindo e não incluindo o amortecimento aerodinâmico.

Tabela 6 - Valores pico, pico a pico e RMS da resposta do sistema com controle ativo

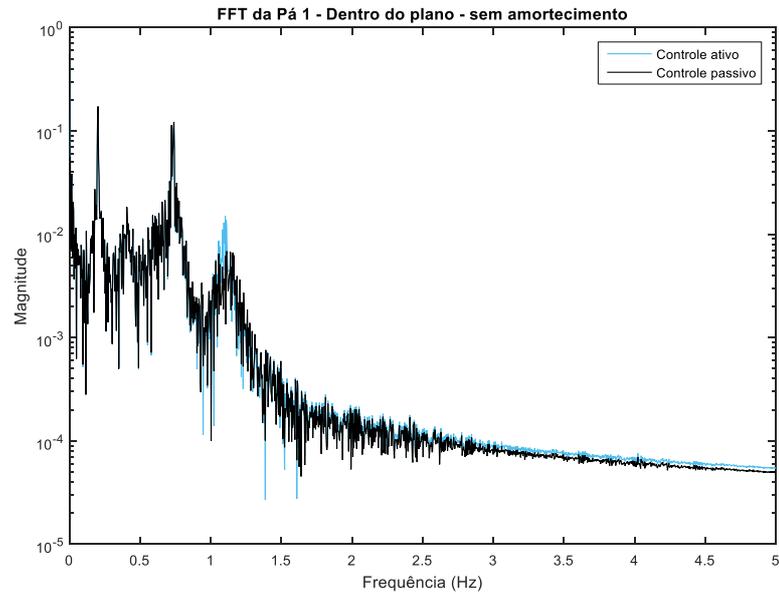
Modelo/Amortecimento	Pico (m)	Pico a Pico (m)	RMS (m)
Controle passivo / Sem amortecimento	1,944	3,054	0,781
Controle ativo / Sem amortecimento	1,998	3,088	0,778
Controle passivo / Com Amortecimento	1,470	1,737	0,713
Controle ativo / Com amortecimento	1,487	1,748	0,714

Fonte: o Autor

Com as Figuras 31 e 32 e a Tabela 6, ao contrário do que se esperava, o controle ativo obteve um desempenho pior que o controle passivo considerando ou não o amortecimento aerodinâmico, chegando a aumentar as vibrações no sistema com a inclusão da força de controle. Para comprovar esses resultados, vários testes foram realizados variando o valor de ρ_{LQR} na matriz de ponderação $[R_{LQR}]$ do controle LQR, mas a resposta permanece basicamente a mesma e a força de controle não promove benefício algum na redução das vibrações na pá da turbina.

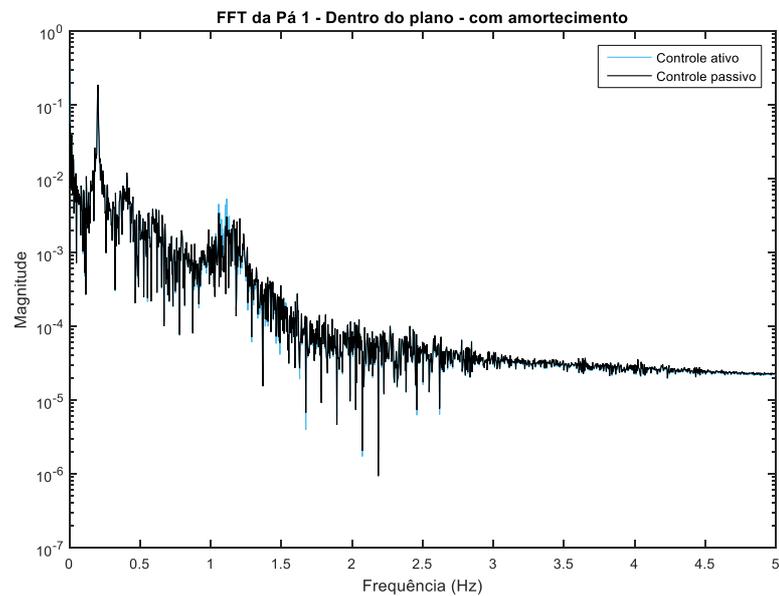
A FFT da resposta do sistema com controle passivo e ativo com e sem amortecimento aerodinâmico, Figuras 33 e 34, comprova o que foi mencionado no último parágrafo. A inclusão do controle ativo no sistema aumentou as vibrações da pá dentro do plano de rotação considerando ou não o amortecimento aerodinâmico.

Figura 33 - FFT da resposta do sistema com controle ativo sem amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

Figura 34 - FFT da resposta do sistema com controle ativo com amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

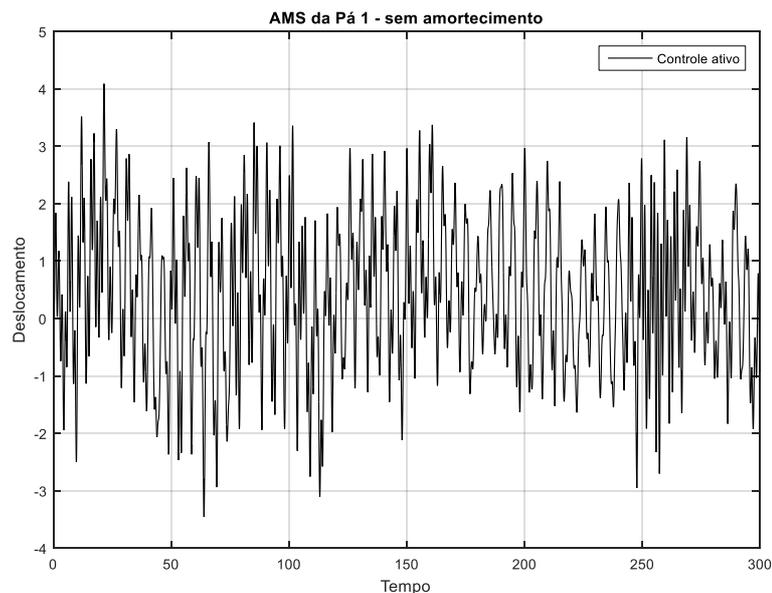
Fazendo uma análise da matriz de controlabilidade do sistema, verifica-se que a matriz de estado $[A]$, definida na Equação (30), é uma matriz de 24 linhas por 24 colunas e para esse sistema ser totalmente controlável o posto da matriz de controlabilidade deve ser igual a 24. No entanto, quando calculado o valor do posto da matriz de controlabilidade do sistema desenvolvido, o resultado é igual 18, indicando que o sistema não é totalmente controlável.

Apesar da matriz de ganho ser determinada, a força de controle produzida não é uma força ótima para a redução das vibrações no sistema.

Dessa forma, a hipótese de aplicar o controle LQR calculando a matriz de ganho com as matrizes $[M(t)]$, $[C(t)]$ e $[K(t)]$ em $t = 0$ resultou em um desempenho nulo para o controle ativo. Com isso, as vibrações do sistema desenvolvido não foram reduzidas nos dois casos, com e sem o amortecimento aerodinâmico. Novas hipóteses de aplicação do controle LQR serão deixadas como sugestões para trabalhos futuros.

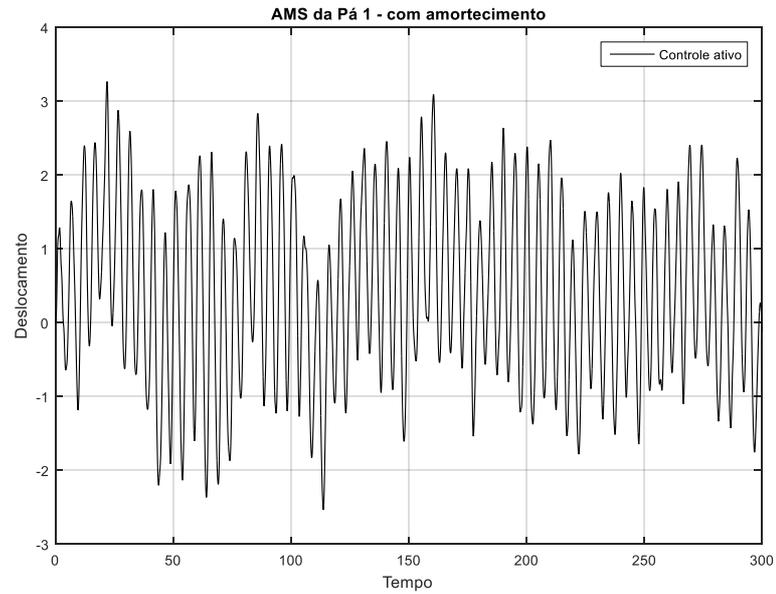
As Figuras 35 e 36 apresentam o deslocamento do AMS ativo dentro da pá sem e com amortecimento aerodinâmico. Percebe-se que devido a força de controle não ser ótima para o sistema completo, além do controle ativo aumentar as vibrações na estrutura, ele também amplia os deslocamentos do absorvedor. Assim, o absorvedor ultrapassa a amplitude máxima no interior da pá.

Figura 35 - Deslocamento do AMS ativo sem amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

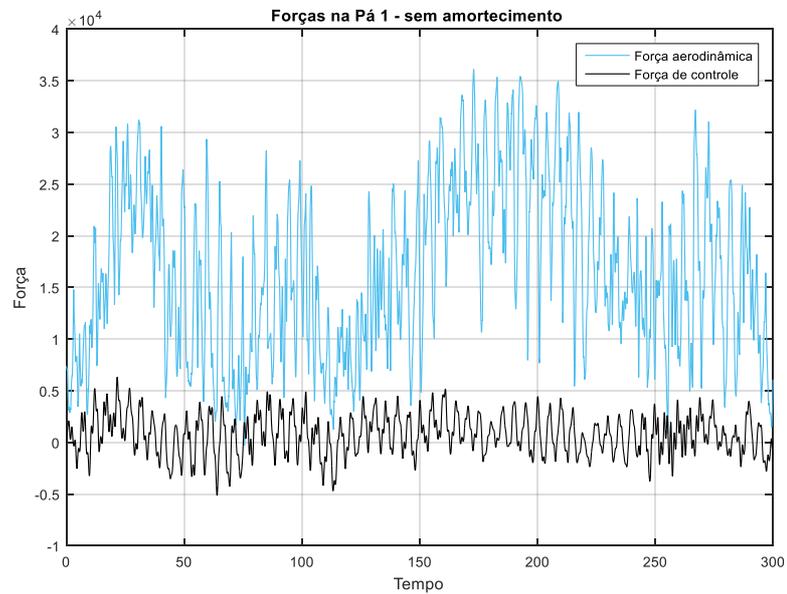
Figura 36 - Deslocamento do AMS ativo com amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

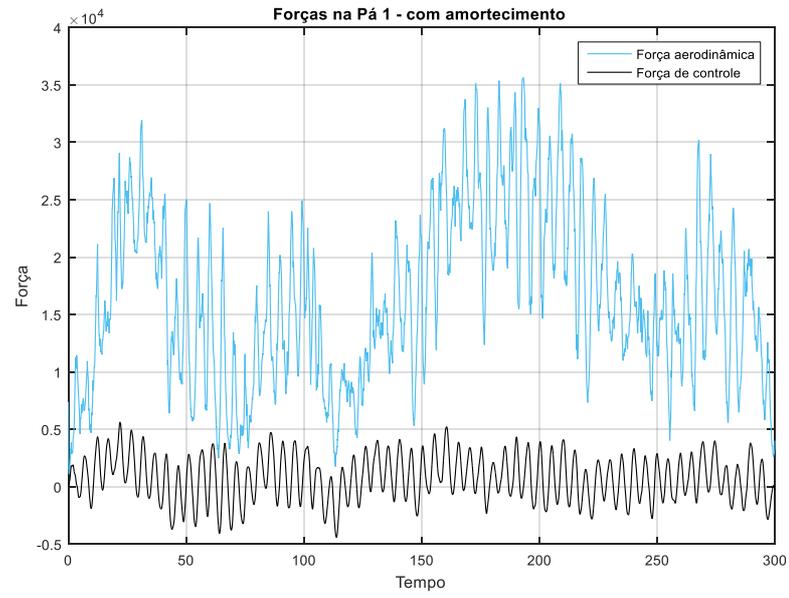
As forças aerodinâmicas e de controle produzidas sobre o modelo com controle ativo são apresentadas nas Figuras 37 e 38.

Figura 37 - Forças sobre o sistema com controle ativo sem amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

Figura 38 - Forças sobre o sistema com controle ativo com amortecimento aerodinâmico



Fonte: O Autor

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

7.1 Conclusões

Nesse trabalho, verificou-se o efeito do amortecimento aerodinâmico sobre a resposta dinâmica da pá dentro e fora do plano de rotação e a sua influência no desempenho dos absorvedores de massa sintonizada passiva e ativa no controle de vibrações no plano de rotação nas pás de aerogeradores.

Para o estudo, foi desenvolvido um modelo de turbina eólica *onshore* e implementado no software MATLAB. O modelo foi gerado utilizando a formulação de energia de Euler-Lagrange, considerando as pás como vigas contínuas através das formas modais e incluindo o acoplamento entre os movimentos dentro e fora do plano. Foi implementado também o método BEM para o cálculo das forças aerodinâmicas incluindo a interação aeroelástica para considerar o efeito do amortecimento aerodinâmico sobre a turbina.

O modelo proposto possui as frequências naturais próximas as frequências do modelo de turbinas de 5MW da NREL tomado como referência para esse estudo. Além disso, a resposta dinâmica do modelo sob vento estável considerando o amortecimento aerodinâmico quando comparada com a resposta obtida no simulador aeroelástico FAST atinge com elevada precisão o comportamento dinâmico da turbina *onshore*. Com esses resultados, o modelo é validado para representar a resposta dinâmica da estrutura e o método BEM desenvolvido encontra-se em concordância com programas já estabelecidos.

A comparação da resposta do sistema sem controle com e sem a inclusão do amortecimento aerodinâmico comprovou que o movimento fora do plano é mais amortecido que o movimento dentro do plano como já mencionado na literatura. Observou-se também que o movimento fora do plano possui forte influência sobre as vibrações no plano de rotação e por isso deve-se considerar o acoplamento entre os movimentos no estudo e controle de vibrações dentro do plano.

Para estudar o controle de vibrações dentro do plano, foram adicionados absorvedores de massa sintonizada no interior de cada pá e sobre o conjunto torre/nacele nessa direção. O campo de velocidade do vento sobre o rotor da turbina foi gerado utilizando a distribuição de Kaimal, ângulos de fase aleatórios e transformada de Fourier inversa.

O absorvedor de massa sintonizada passiva obteve reduções significativas nas vibrações sem a inclusão do amortecimento aerodinâmico. Foi observada também sua limitação a uma estreita banda de frequência, sendo muito sensível a variações na frequência principal da

estrutura. Com a inclusão do amortecimento aerodinâmico através do método BEM, os resultados mostraram que o desempenho do controle passivo diminuiu a quase zero, sendo, portanto, desnecessária a utilização do controle passivo para reduzir as vibrações dentro do plano.

Forças de controle foram aplicadas ao sistema através de atuadores instalados entre os absorvedores e a estrutura da pá para simular o controle ativo. A estratégia de controle ótimo LQR foi utilizada para calcular as forças ótimas a serem aplicadas ao sistema com o propósito de reduzir as vibrações estruturais na pá dentro do plano. A hipótese de determinar a matriz de ganho do controle LQR, considerando as matrizes de massa, rigidez e amortecimento estrutural no instante de tempo igual a zero, não reduziu as vibrações do sistema, fornecendo uma força qualquer no lugar da força ótima.

7.2 Sugestões

O controle de vibrações em aerogeradores é uma área de pesquisa em grande desenvolvimento. São projetadas turbinas cada vez maiores e sujeitas a carregamentos aerodinâmicos mais fortes, acarretando o aumento de problemas estruturais como vibrações excessivas. Devido a interação aeroelástica, as pás estão sob forças externas que aumentam a amplitude de oscilação prejudicando ainda mais sua estrutura e desempenho. Como sugestões para trabalhos futuros em vibrações em pás de turbinas eólicas, seguem os seguintes tópicos:

- a) Otimizar os parâmetros do AMS para o sistema sem e com amortecimento aerodinâmico, modelando o amortecimento aerodinâmico para ser incluído na matriz de amortecimento;
- b) Avaliar o controle LQR com a mudança de coordenadas generalizadas para tornar o sistema invariante no tempo e controlável;
- c) Otimizar as matrizes de ponderação do controle LQR para promover uma redução das vibrações com uma menor força de controle;
- d) Verificar a performance de outros dispositivos e estratégia de controle, assim como o sistema de controle semiativo;
- e) Incrementar a modelagem da torre eólica para representar uma resposta mais verídica da torre sob carregamento dinâmico;
- f) Implementar o método BEM com modelos dinâmicos que avaliem com maior precisão a força aerodinâmica aleatória.

REFERÊNCIAS

- AHLSTRÖM, A. Influence of wind turbine flexibility on loads and power production. **Wind Energy**, v. 9, n. 3, p. 237–249, 2006.
- ARRIGAN, J. et al. Control of flapwise vibrations in wind turbine blades using semi-active tuned mass dampers. **Structural Control and Health Monitoring**, v. 18, n. 1, p. 840–851, 2011.
- ARRIGAN, J. et al. A frequency tracking semi-Active algorithm for control of edgewise vibrations in wind turbine blades. **Smart Structures and Systems**, v. 13, n. 2, p. 177–201, 2014.
- BUHL JR., M. L. **A New Empirical Relationship between Thrust Coefficient and Induction Factor for the Turbulent Windmill State**. Technical Report NREL/TP-500-36834. Golden, Colorado, ago. 2005. Disponível em: <<https://nwtc.nrel.gov/>>
- BURTON, T. et al. **Wind Energy Handbook**. 2. ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2011.
- CHOU, J. S. et al. Failure analysis of wind turbine blade under critical wind loads. **Engineering Failure Analysis**, v. 27, p. 99–118, 2013.
- CHUNG, L. L. et al. Optimal design formulas for visvous tuned massa dampers in wind-excited structures. **Structural Control and Health Monitoring**, v. 20, n. 1, p. 320–336, 2013.
- DEN HARTOG, J. **Mechanical vibrations**. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 1956.
- DINH, V. N.; BASU, B.; NAGARAJAIAH, S. Semi-active control of vibrations of spar type floating offshore wind turbines. **Smart Structures and Systems**, v. 18, n. 4, p. 683–705, 2016.
- FITZGERALD, B.; BASU, B. Cable connected active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades. **Journal of Sound and Vibration**, v. 333, n. 23, p. 5980–6004, 2014.
- FITZGERALD, B.; BASU, B.; NIELSEN, S. R. K. Active tuned mass dampers for control of in-plane vibrations of wind turbine blades. **Structural Control and Health Monitoring**, v. 20, n. 1, p. 1377–1396, 2013.
- GHOSH, A.; BASU, B. A closed-form optimal tuning criterion for TMD in damped structures. **Structural Control and Health Monitoring**, v. 14, n. 1, p. 681–692, 2007.
- GWEC. **Global Wind Energy Outlook 2016**. Disponível em: <http://www.apren.pt/fotos/newsletter/conteudos/globalwindenergyoutlook2016_1483545282.pdf>. Acesso em: 6 jul. 2017.
- HANSEN, M. H. Aeroelastic instability problems for wind turbines. **Wind Energy**, v. 10, n. 6, p. 551–577, 2007.
- HANSEN, M. O. L. **Aerodynamics of Wind Turbines**. 2. ed. Londres: Earthscan, 2008.

HUANG, C. et al. Semi-Active Algorithm for Edgewise Vibration Control in Floating Wind Turbine Blades. **Earth and Space 2010: Engineering, Science, Construction, and Operations in Challenging Environments**, 2010.

JONKMAN, B. J. **TurbSim User's Guide**. Technical Report NREL/TP-DRAFT VERSION. Golden, Colorado, out. 2014. Disponível em: <<https://nwtc.nrel.gov/>>

JONKMAN, J. et al. **Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development**. Technical Report NREL/TP-500-38060. Golden, Colorado, fev. 2009. Disponível em: <<https://nwtc.nrel.gov/>>

JONKMAN, J. M.; BUHL JR., M. L. **FAST User's Guide**. Technical Report NREL/EL-500-38230. Golden, Colorado, ago. 2005. Disponível em: <<https://nwtc.nrel.gov/>>

MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L. **Wind Energy Explained: Theory, Design and Application**. 2. ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2009.

MORIARTY, P. J.; HANSEN, A. C. **AeroDyn Theory Manual**. Technical Report NREL/EL-500-36881. Golden, Colorado, dez. 2005. Disponível em: <<http://www.nrel.gov/>>

NAGARAJAIAH, S.; VARADARAJAN, N. Short time Fourier transform algorithm for wind response control of buildings with variable stiffness TMD. **Engineering Structures**, v. 27, n. 3, p. 431–441, 2005.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

PINKAEW, T.; FUJINO, Y. Effectiveness of semi-active tuned mass dampers under harmonic excitation. **Engineering Structures**, v. 23, n. 7, p. 850–856, 2001.

RAHMAN, M. et al. Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control : A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 43–54, 2015.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

RIZIOTIS, V. A. et al. Aeroelastic stability of wind turbines: The problem, the methods and the issues. **Wind Energy**, v. 7, n. 4, p. 373–392, 2004.

SHINOZUKA, M.; JAN, C. M. Digital simulation of random processes and its applications. **Journal of Sound and Vibration**, v. 25, p. 111–128, 1972.

SOONG, T. T.; SPENCER JR., B. F. Supplemental energy dissipation: State-of-the-art and state-of-the-practice. **Engineering Structures**, v. 24, n. 3, p. 243–259, 2002.

STAINO, A.; BASU, B.; NIELSEN, S. R. K. Actuator control of edgewise vibrations in wind turbine blades. **Journal of Sound and Vibration**, v. 331, n. 6, p. 1233–1256, 2012.

SYMANS, M. D.; CONSTANTINOU, M. C. Semi-active control systems for seismic protection of structures: a state-of-the-art review. **Engineering Structures**, v. 21, n. 6, p. 469–487, 1999.

THOMSEN, K. et al. A Method for Determination of Damping for Edgewise Blade Vibrations. **Wind Energy**, v. 3, n. 4, p. 233–246, 2000.

VEERS, P. S. **Three-dimensional wind simulation**. Sandia Report/SAND88-0152 UC-261. Livermore, California, mar. 1988.

VESTAS. **World's most powerful wind turbine once again smashes 24 hour power generation record as 9 MW wind turbine is launched**. Disponível em: <<http://www.mhivestasoffshore.com/new-24-hour-record/>>. Acesso em: 6 jul. 2017.

APÊNDICE A – MATRIZES E VALORES DO MODELO SEM CONTROLE

MATRIZ DE MASSA

$$m_0 = \int_0^L \mu(x) \cdot dx = 1,7609 \cdot 10^4 \text{ kg} \quad (57)$$

$$m_{1,in} = \int_0^L \mu(x) \phi_{in}(x) \cdot dx = 3,0506 \cdot 10^3 \text{ kg} \quad (58)$$

$$m_{1,out} = \int_0^L \mu(x) \phi_{out}(x) \cdot dx = 2,1397 \cdot 10^3 \text{ kg} \quad (59)$$

$$m_{2,in} = \int_0^L \mu(x) (\phi_{in}(x))^2 \cdot dx = 1,4156 \cdot 10^3 \text{ kg} \quad (60)$$

$$m_{2,out} = \int_0^L \mu(x) (\phi_{out}(x))^2 \cdot dx = 910,9503 \text{ kg} \quad (61)$$

$$M_n = m_{torre} + m_{nacele} + m_{hub} + 3m_0 = 6,9707 \cdot 10^5 \text{ kg} \quad (62)$$

[M]	1	2	3	4	5	6	7	8
1	$m_{2,in}$			$m_{1,in} \cos \Psi_1$				
2		$m_{2,in}$		$m_{1,in} \cos \Psi_2$				
3			$m_{2,in}$	$m_{1,in} \cos \Psi_3$				
4	$m_{1,in} \cos \Psi_1$	$m_{1,in} \cos \Psi_2$	$m_{1,in} \cos \Psi_3$	M_n				
5					$m_{2,out}$			$m_{1,out}$
6						$m_{2,out}$		$m_{1,out}$
7							$m_{2,out}$	$m_{1,out}$
8					$m_{1,out}$	$m_{1,out}$	$m_{1,out}$	M_n

MATRIZ DE RIGIDEZ

Rigidez elástica

$$k_{e,in} = \int_0^L EI_{in} \left(\frac{d^2 \phi_{in}}{dx^2} \right)^2 dx = 6,6061 \cdot 10^4 \text{ N/m} \quad (64)$$

$$k_{e,out} = \int_0^L EI_{out} \left(\frac{d^2 \phi_{out}}{dx^2} \right)^2 dx = 1,7266 \cdot 10^4 \text{ N/m} \quad (65)$$

$$k_{e,inout} = \int_0^L EI_{inout} \left(\frac{d^2 \phi_{in}}{dx^2} \right) \left(\frac{d^2 \phi_{out}}{dx^2} \right) dx = -4,2333 \cdot 10^3 \text{ N/m} \quad (66)$$

Rigidez devido à força centrífuga

$$N(x) = \Omega^2 \cdot \int_{x'}^L \mu(x') \cdot x' \cdot dx' \quad (67)$$

$$k_{c,in} = \Omega^2 \cdot \int_0^L \left(\int_{x'}^L \mu(x') \cdot x' \cdot dx' \right) \left(\frac{d\phi_{in}}{dx} \right)^2 dx = 3,2731 \cdot 10^3 \text{ N/m} \quad (68)$$

$$k_{c,out} = \Omega^2 \cdot \int_0^L \left(\int_{x'}^L \mu(x') \cdot x' \cdot dx' \right) \left(\frac{d\phi_{out}}{dx} \right)^2 dx = 2,5969 \cdot 10^3 N/m \quad (69)$$

Rigidez devido à força gravitacional

$$G(x) = -g \cdot \cos \Psi_i \cdot \int_x^L \mu(x') \cdot dx' \quad (70)$$

$$k_{g,in} = -g \cdot \int_0^L \left(\int_{x'}^L \mu(x') \cdot dx' \right) \left(\frac{d\phi_{in}}{dx} \right)^2 dx = -444,3899 N/m \quad (71)$$

$$k_{g,out} = -g \cdot \int_0^L \left(\int_{x'}^L \mu(x') \cdot dx' \right) \left(\frac{d\phi_{out}}{dx} \right)^2 dx = -321,7054 N/m \quad (72)$$

Rigidez da torre

$$k_{t,in} = M_n \cdot (f_{t,in} \cdot 2 \cdot \pi)^2 = 2,6788 \cdot 10^6 N/m \quad (73)$$

$$k_{t,out} = M_n \cdot (f_{t,out} \cdot 2 \cdot \pi)^2 = 2,8888 \cdot 10^6 N/m \quad (74)$$

Onde $f_{t,in} = 0,3117 \text{ Hz}$ e $f_{t,out} = 0,3240 \text{ Hz}$.

Para a matriz

$$k_{b,in} = k_{e,in} + k_{c,in} - \Omega^2 \cdot m_{2,in} \quad (75)$$

$$k_{b,out} = k_{e,out} + k_{c,out} \quad (76)$$

[K]	1	2	3	4	5	6	7	8
1	$k_{b,in} + k_{g,in} \cos \Psi_1$				$k_{e,inout}$			
2		$k_{b,in} + k_{g,in} \cos \Psi_2$				$k_{e,inout}$		
3			$k_{b,in} + k_{g,in} \cos \Psi_3$				$k_{e,inout}$	
4	$-\Omega^2 m_{1,in} \cos \Psi_1$	$-\Omega^2 m_{1,in} \cos \Psi_2$	$-\Omega^2 m_{1,in} \cos \Psi_3$	$k_{t,in}$				
5	$k_{e,inout}$				$k_{b,out} + k_{g,out} \cos \Psi_1$			
6		$k_{e,inout}$				$k_{b,out} + k_{g,out} \cos \Psi_2$		
7			$k_{e,inout}$				$k_{b,out} + k_{g,out} \cos \Psi_3$	
8								$k_{t,out}$

MATRIZ DE AMORTECIMENTO

$$c_{b,in} = 2\xi_b \sqrt{k_{b,in} m_{2,in}} = 93,0416 \cdot N \cdot s/m \quad (78)$$

$$c_{b,out} = 2\xi_b \sqrt{k_{b,out} m_{2,out}} = 40,6203 \cdot 10^6 \cdot N \cdot s/m \quad (79)$$

$$c_{t,in} = 2\xi_t \sqrt{k_{t,in} M_{n,in}} = 2,7330 \cdot 10^4 \cdot N \cdot s/m \quad (80)$$

$$c_{t,out} = 2\xi_t \sqrt{k_{t,out} M_{n,out}} = 2,8381 \cdot 10^4 \cdot N \cdot s/m \quad (81)$$

[C]	1	2	3	4	5	6	7	8
1	$c_{b,in}$							
2		$c_{b,in}$						
3			$c_{b,in}$					
4	$-2\Omega m_{1,in} \sin \psi_1$	$-2\Omega m_{1,in} \sin \psi_2$	$-2\Omega m_{1,in} \sin \psi_3$	$c_{t,in}$				
5					$c_{b,out}$			
6						$c_{b,out}$		
7							$c_{b,out}$	
8								$c_{t,out}$

(82)

APÊNDICE B – MATRIZES DO MODELO COM CONTROLE

MATRIZ DE MASSA

$$m_{2bin} = m_{2,in} + m_{db}(\phi_{in}(x_0))^2 \quad (83)$$

$$m_{2bout} = m_{2,out} + m_{db}(\phi_{out}(x_0))^2 \quad (84)$$

$$m_{1bin} = m_{1,in} + m_{db}\phi_{in}(x_0) \quad (85)$$

$$m_{1bout} = m_{1,out} + m_{db}\phi_{out}(x_0) \quad (86)$$

$$M_{nd} = m_{torre} + m_{nacele} + m_{hub} + 3m_0 + m_{dn} + 3m_{db} \quad (87)$$

[M]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	m_{2bin}			$m_{1bin} \cos \Psi_1$					$m_{db}\phi_{in}(x_0)$			
2		m_{2bin}		$m_{1bin} \cos \Psi_2$						$m_{db}\phi_{in}(x_0)$		
3			m_{2bin}	$m_{1bin} \cos \Psi_3$							$m_{db}\phi_{in}(x_0)$	
4	$m_{1bin} \cos \Psi_1$	$m_{1bin} \cos \Psi_2$	$m_{1bin} \cos \Psi_3$	M_{nd}					$m_{db} \cos \Psi_1$	$m_{db} \cos \Psi_2$	$m_{db} \cos \Psi_3$	m_{dn}
5					m_{2bout}			m_{1bout}				
6						m_{2bout}		m_{1bout}				
7							m_{2bout}	m_{1bout}				
8					m_{1bout}	m_{1bout}	m_{1bout}	M_{nd}				
9	$m_{db}\phi_{in}(x_0)$			$m_{db} \cos \Psi_1$					m_{db}			
10		$m_{db}\phi_{in}(x_0)$		$m_{db} \cos \Psi_2$						m_{db}		
11			$m_{db}\phi_{in}(x_0)$	$m_{db} \cos \Psi_3$							m_{db}	
12				m_{dn}								m_{dn}

MATRIZ DE RIGIDEZ

$$k_{bd,in} = k_{e,in} + k_{c,in} - \Omega^2 \cdot m_{2bin} \quad (89)$$

$$a_1 = -\Omega^2 \cdot m_{db}\phi_{in}(x_0) \quad (90)$$

$$a_2 = k_{db} - \Omega^2 \cdot m_{db} \quad (91)$$

[K]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	$k_{bd,in} + k_{g,in} \cos \Psi_1$				$k_{e,inout}$				a_1			
2		$k_{bd,in} + k_{g,in} \cos \Psi_2$				$k_{e,inout}$				a_1		
3			$k_{bd,in} + k_{g,in} \cos \Psi_3$				$k_{e,inout}$				a_1	
4	$(-\Omega^2 m_{1bin}) \cdot \cos \Psi_1$	$(-\Omega^2 m_{1bin}) \cdot \cos \Psi_2$	$(-\Omega^2 m_{1bin}) \cdot \cos \Psi_3$	$k_{t,in}$					$(-\Omega^2 m_{db}) \cdot \cos \Psi_1$	$(-\Omega^2 m_{db}) \cdot \cos \Psi_2$	$(-\Omega^2 m_{db}) \cdot \cos \Psi_3$	
5	$k_{e,inout}$				$k_{b,out} + k_{g,out} \cos \Psi_1$							
6		$k_{e,inout}$				$k_{b,out} + k_{g,out} \cos \Psi_2$						
7			$k_{e,inout}$				$k_{b,out} + k_{g,out} \cos \Psi_3$					
8								$k_{t,out}$				
9	a_1								a_2			
10		a_1								a_2		
11			a_1								a_2	
12												k_{dn}

MATRIZ DE AMORTECIMENTO

[C]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	$c_{b,in}$											
2		$c_{b,in}$				$k_{e,inout}$						
3			$c_{b,in}$				$k_{e,inout}$					
4	$-2\Omega m_{1bin} \sin \Psi_1$	$-2\Omega m_{1bin} \sin \Psi_1$	$-2\Omega m_{1bin} \sin \Psi_1$	$c_{t,in}$					$-2\Omega m_{db} \sin \Psi_1$	$-2\Omega m_{db} \sin \Psi_1$	$-2\Omega m_{db} \sin \Psi_1$	
5					$c_{b,out}$							
6						$c_{b,out}$						
7							$c_{b,out}$					
8								$c_{t,out}$				
9									c_{db}			
10										c_{db}		
11											c_{db}	
12												c_{dn}

(93)

**ANEXO A – PROPRIEDADES ESTRUTURAIS E AERODINÂMICAS DA TURBINA
DE 5MW DA NREL**

Raio (m)	Torção (°)	Densidade (kg/m)	Rigidez Flap (N•m2)	Rigidez Edge (N•m2)
1,5	13,308	678,935	1,81E+10	1,81E+10
1,7	13,308	678,935	1,81E+10	1,81E+10
2,7	13,308	773,363	1,94E+10	1,96E+10
3,7	13,308	740,550	1,75E+10	1,95E+10
4,7	13,308	740,042	1,53E+10	1,98E+10
5,7	13,308	592,496	1,08E+10	1,49E+10
6,7	13,308	450,275	7,23E+09	1,02E+10
7,7	13,308	424,054	6,31E+09	9,14E+09
8,7	13,308	400,638	5,53E+09	8,06E+09
9,7	13,308	382,062	4,98E+09	6,88E+09
10,7	13,308	399,655	4,94E+09	7,01E+09
11,7	13,308	426,321	4,69E+09	7,17E+09
12,7	13,181	416,820	3,95E+09	7,27E+09
13,7	12,848	406,186	3,39E+09	7,08E+09
14,7	12,192	381,420	2,93E+09	6,24E+09
15,7	11,561	352,822	2,57E+09	5,05E+09
16,7	11,072	349,477	2,39E+09	4,95E+09
17,7	10,792	346,538	2,27E+09	4,81E+09
19,7	10,232	339,333	2,05E+09	4,50E+09
21,7	9,672	330,004	1,83E+09	4,24E+09
23,7	9,110	321,990	1,59E+09	4,00E+09
25,7	8,534	313,820	1,36E+09	3,75E+09
27,7	7,932	294,734	1,10E+09	3,45E+09
29,7	7,321	287,120	8,76E+08	3,14E+09
31,7	6,711	263,343	6,81E+08	2,73E+09
33,7	6,122	253,207	5,35E+08	2,55E+09
35,7	5,546	241,666	4,09E+08	2,33E+09
37,7	4,971	220,638	3,15E+08	1,83E+09
39,7	4,401	200,293	2,39E+08	1,58E+09
41,7	3,834	179,404	1,76E+08	1,32E+09
43,7	3,332	165,094	1,26E+08	1,18E+09
45,7	2,890	154,411	1,07E+08	1,02E+09
47,7	2,503	138,935	9,09E+07	7,98E+08
49,7	2,116	129,555	7,63E+07	7,10E+08
51,7	1,730	107,264	6,11E+07	5,18E+08
53,7	1,342	98,776	4,95E+07	4,55E+08
55,7	0,954	90,248	3,94E+07	3,95E+08
56,7	0,760	83,001	3,47E+07	3,54E+08
57,7	0,574	72,906	3,04E+07	3,05E+08
58,7	0,404	68,772	2,65E+07	2,81E+08
59,2	0,319	66,264	2,38E+07	2,62E+08
59,7	0,253	59,340	1,96E+07	1,59E+08
60,2	0,216	55,914	1,60E+07	1,38E+08
60,7	0,178	52,484	1,28E+07	1,19E+08
61,2	0,140	49,114	1,01E+07	1,02E+08
61,7	0,101	45,818	7,55E+06	8,51E+07
62,2	0,062	41,669	4,60E+06	6,43E+07
62,7	0,023	11,453	2,50E+05	6,61E+06
63	0,000	10,319	1,70E+05	5,01E+06

Raio (m)	Comprimento (m)	Torção (°)	Corde (m)	Aerofólios (-)
1,5	0	13,308	3,542	Cylinder1.dat
2	0,5	13,308	3,542	Cylinder1.dat
2,5	1	13,308	3,542	Cylinder1.dat
2,8667	1,3667	13,308	3,542	Cylinder1.dat
5,6000	4,1	13,308	3,854	Cylinder1.dat
8,3333	6,8333	13,308	4,167	Cylinder2.dat
11,7500	10,25	13,308	4,557	DU40_A17.dat
15,8500	14,35	11,480	4,652	DU35_A17.dat
19,9500	18,45	10,162	4,458	DU35_A17.dat
24,0500	22,55	9,011	4,249	DU30_A17.dat
28,1500	26,65	7,795	4,007	DU25_A17.dat
32,2500	30,75	6,544	3,748	DU25_A17.dat
36,3500	34,85	5,361	3,502	DU21_A17.dat
40,4500	38,95	4,188	3,256	DU21_A17.dat
44,5500	43,05	3,125	3,010	NACA64_A17.dat
48,6500	47,15	2,319	2,764	NACA64_A17.dat
52,7500	51,25	1,526	2,518	NACA64_A17.dat
56,1667	54,6667	0,863	2,313	NACA64_A17.dat
58,9000	57,4	0,370	2,086	NACA64_A17.dat
61,6333	60,1333	0,106	1,419	NACA64_A17.dat
62,9500	61,4500	0,106	1,419	NACA64_A17.dat
63	61,4999	0,106	1,419	NACA64_A17.dat