

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CONTROLE ATIVO DE VIBRAÇÕES EM TORRES DE AEROGERADORES

por

Nícolas Rusch Karnopp

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

Porto Alegre, Dezembro de 2019

CIP - Catalogação na Publicação

Karnopp, Nicolas Rusch
Controle Ativo de vibrações em torres de aerogeradores.
-- 2019.
15 f.
Orientador: Herbert Martins Gomes.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre,
BR-RS, 2019.

1. Controle ativo de vibrações. 2. LQR. 3. Absorvedores
dinâmicos de vibrações. 4. Controle Híbrido. 5. Elementos
finitos. I. Gomes, Herbert Martins, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Nícolas Rusch Karnopp

CONTROLE ATIVO DE VIBRAÇÕES EM TORRES DE AEROGERADORES

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

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Felipe Tempel Stumpf

Prof. Dr. Daniel Milbrath De Leon

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Porto Alegre, Dezembro de 2019

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho de conclusão à minha família, por todo o apoio e incentivo que me foi transmitido ao longo da graduação, além de toda a educação que me foi dada ao longo dos anos. Aos meus amigos, que me proporcionaram momentos de descontração e alegria, e têm uma grande participação na minha graduação. A todos os professores que contribuíram para minha formação, em especial ao meu orientador, Herbert Martins Gomes, por me passar ensinamentos que tornaram possível a realização deste trabalho.

EPÍGRAFE

“Quando você tiver provado a sensação de voar, andará na terra com seus olhos voltados ao céu, pois lá você esteve e para lá desejará retornar.”

Leonardo da Vinci

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2019

CONTROLE ATIVO DE VIBRAÇÕES EM TORRES DE AEROGERADORES

Karnopp, Nicolas Rusch

nicolas.rk@hotmail.com

Resumo. *Devido à demanda de fontes de energias renováveis e limpas, a geração de energia elétrica a partir de fazendas eólicas tem se tornado uma realidade no Brasil. A unidade central de geração da energia nestas fazendas são os aerogeradores compostos basicamente por torre, nacelle e pás. A diminuição de massa e material é sempre desejável nestas unidades devido ao impacto final de custos que se tem numa fazenda composta por diversas unidades. A fonte de excitação externa principal nestes sistemas é o vento, ou o próprio sistema, como no caso de eventual desbalanceamento. O projeto da torre de suporte e das fundações devem levar em conta os esforços quase-estáticos assim como os esforços variáveis e transientes a que o sistema pode estar exposto em serviço e que poderiam levar a problemas relativos à fratura e/ou fadiga. Minimizar a massa dessas estruturas e manter seu nível de vibração em valores aceitáveis é uma tarefa difícil que pode ser feita com o controle da vibração tanto de forma passiva (com Amortecedores de Massa Sintonizados, AMS) ou de forma ativa com atuadores, sendo este último a forma com melhor desempenho geral [Lima et al, 2019]. Este trabalho propõe investigar o controle ativo de vibrações para sistemas de aerogeradores.*

Palavras-chave: *Controle Ativo de Vibrações, LQR, Aerogeradores, Amortecedores de Massa Sintonizados.*

Abstract. *Due to the demand for renewable and clean energy sources, the generation of electricity from wind farms has become a reality in Brazil. The central unit of energy generation in these farms are the wind turbines composed basically of tower, nacelle and blades. Reduction in mass and material is always desirable in these units due to the final cost impact on a farm consisting of several units. The main external excitation source in these systems is wind, or the system itself, as in the case of possible imbalance. The design of the support tower and foundations must take into account quasi-static stresses as well as the varying and transient stresses to which the system may be exposed in service and which could lead to fracture and / or fatigue problems. Minimizing the mass of these structures and keeping their vibration level at acceptable values is a difficult task that can be done by controlling vibration either passively (with Tuned Mass Dampers, TMD) or actively with actuators, the latter being the best performing overall [Lima et al, 2019]. This paper proposes to investigate the active vibration control for wind turbine systems.*

Keywords: *Active Vibration Control, LQR, Wind Turbine Towers, Tuned Mass Dampers.*

1. INTRODUÇÃO

Atualmente o Brasil é o 8º país do mundo em produção de energia eólica. A malha energética brasileira conta atualmente com aproximadamente 8,3% do total de energia gerada, perdendo para os 60,9% advindos da matriz hidrelétrica e dos 9,3% das usinas de biomassa. A ABEEólica (Associação Brasileira de Energia Eólica) estima que o Brasil, cuja capacidade instalada é 12 GW, tenha potencial eólico superior a 500 GW [EBC, 2018]. Mais da metade da energia consumida pela região nordeste já é de origem eólica.

Novos aerogeradores flexíveis tornam as torres dos geradores mais vulneráveis a ações externas extremas de vento, efeitos de ondas (*offshore*) e excitações sísmicas. Sistemas de absorção de energia em estruturas têm sido utilizado largamente em estruturas civis como meio barato e relativamente eficiente de limitar as vibrações nestas estruturas, entretanto de eficiência limitada e com baixa robustez. A possibilidade de ter-se um sistema de controle ativo que permita a mudança das propriedades dinâmicas da estrutura, em tempo real, para lidar com estes carregamentos variáveis e grande parte das vezes aleatórios, abre novos horizontes para estruturas mais arrojadas e eficientes.

1.1. Motivação

O uso de aerogeradores tem se tornado uma realidade, principalmente em regiões propícias para este fim como do nordeste e costa do Brasil em função da intensidade destes ventos e de sua constância. O uso de absorvedores dinâmicos de vibração passivos tem sua eficiência limitada e comprometida quando as excitações atuantes são diferentes daquelas para os quais eles foram projetados. Além do mais, no caso do controle ativo, a necessidade de eletricidade para uso de atuadores não é um problema já que na própria torre a mesma está sendo gerada. Esta atenuação de vibração visa, em última análise, prolongar a vida útil das estruturas da torre quanto à fadiga, permitir o projeto de estruturas mais esbeltas e altas (para o melhor aproveitamento do potencial eólico) e, portanto, sujeitas a vibrações mais intensas do vento, resguardando o correto funcionamento das partes mecânicas móveis (caixas amplificadoras) e componentes sensíveis presentes na nacele do aerogerador.

1.2. Revisão Bibliográfica

Há inúmeros tipos de amortecedores de vibração, dos quais poucos se tornaram muito populares devido à sua capacidade de mitigar significativamente as vibrações estruturais. São eles: Amortecedor de Massa Sintonizado, Amortecedor de Líquido Sintonizado e Amortecedores de Fluido Controláveis [Rahman et al., 2015].

O Amortecedor de Massa Sintonizado (AMS) foi apresentado por Den Hartog (1985) e é um simples sistema massa-mola-amortecedor acoplado à estrutura principal, tornando-se um grau de liberdade adicional que servirá para dissipar a energia de vibração presente na estrutura primária.

O Amortecedor de Líquido Sintonizado (ALS), teve o seu uso proposto para a contenção de vibrações induzidas pelo vento em estruturas esbeltas por Sakai et al. (1989). Devido a seu sucesso ao amortecer construções, ele foi também utilizado para torres de turbinas eólicas, o que foi investigado em maiores detalhes por Ghaemmaghami et al. (2012). Alkmin (2015) apurou que variando a razão de massa entre 5% e 10% percebe-se pouca diferença na eficiência do amortecimento, recomendando então que utilize-se a menor razão de massa possível neste intervalo.

Amortecedores de Fluido Controláveis (AFC) utilizam fluidos controláveis dentro do amortecedor, com destaque para fluidos magnetoreológicos (MR), caso que foi investigado por Caterino (2015). Tal modelo modifica as propriedades mecânicas do fluido em tempo real através da ação de campos magnéticos, de acordo com a resposta instantânea da torre. Caterino (2015)

verificou, com um AFC posicionado na base da torre que, em alguns casos, o momento fletor na base diminui às custas de um deslocamento maior no topo da torre.

Entretanto, ainda que estes amortecedores, em sua forma passiva, sejam muito efetivos para carregamentos harmônicos em frequências bastante próximas da frequência para a qual estes foram sintonizados, sua aplicação é bastante limitada, uma vez que não há uma frequência dominante na vibração de turbinas eólicas e eles podem inclusive agravar a vibração da torre a depender da frequência [Basu, 2014].

Em situações nas quais uma ação de controle rápida é necessária, um AMS passivo pode não ter uma resposta satisfatória. Para tais casos há os amortecedores ativos e híbridos, onde acrescenta-se um atuador hidráulico em paralelo à rigidez e ao amortecimento do AMS. Lima et al. (2019) realizaram um estudo que comparou estes três tipos de amortecedores sob excitações harmônicas e observaram que o AMS híbrido é aquele que apresenta resposta mais rápida e maior diminuição das oscilações da torre.

1.3. Objetivos

Estudar o comportamento de torres de aerogeradores frente à vibração e aos esforços causados por ela e comparar sistemas utilizados para atenuação da mesma. O principal objetivo é então avaliar, utilizando um amortecedor do tipo AMS, os sistemas passivos e híbridos (ativos + passivos) na redução da aceleração causada na nacela e dos esforços provocados na estrutura de torres de aerogeradores sob condições de excitação do vento.

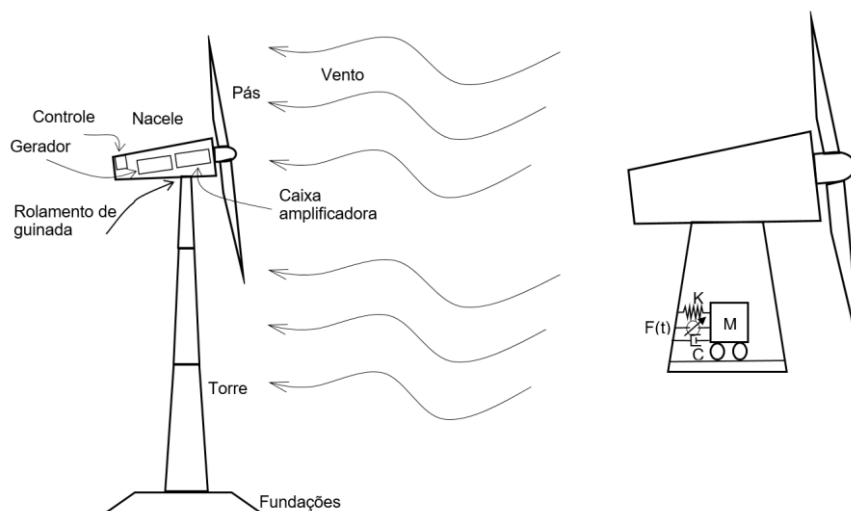
2. FUNDAMENTAÇÃO

2.1. Partes essenciais de um aerogerador

Aerogeradores são equipamentos que visam extrair a energia do vento, convertendo-a em energia elétrica. Eles o fazem por meio de suas pás, que podem capturar esta energia tanto por conta do arrasto, como também devido à sustentação, quando estas são formadas por perfis aerodinâmicos. As pás entram então em movimento, girando um eixo conectado a uma caixa amplificadora, que tem a função de entregar uma rotação elevada e com baixa oscilação a um gerador que, por sua vez, realiza a conversão da energia mecânica em elétrica.

No caso de turbinas eólicas de eixo horizontal, as mais utilizadas na geração em larga escala, tem-se também a nacela. A nacela é um compartimento que contém a maior parte dos elementos mencionados acima, localizada no topo da torre, em alturas de até 160 metros. Ela também é o componente de maior peso do sistema e por tal motivo faz com que seja necessário o controle de possíveis vibrações geradas pelo vento. O amortecimento é feito muitas vezes por um Amortecedor de Vibrações Dinâmico (AVD). Um desenho esquemático das partes essenciais de um aerogerador e uma representação de um AVD instalado num aerogerador são mostrados nas Figuras 1(a) e 1(b), respectivamente. Neste trabalho as siglas AVD (Amortecedor de Vibrações Dinâmico), AMS (Amortecedor de Massa sintonizado) e TMD (*Tuned Mass Damper*) serão utilizadas como sinônimos.

Figura 1 – (a) Principais partes de um aerogerador. (b) Amortecedor de Vibrações Dinâmico posicionado próximo à nacele



2.2. Equações de movimento

Conforme Rao (2011), aplicando-se a segunda Lei de Newton (Equação 1) a cada uma das massas existentes no diagrama de corpo livre chega-se às equações do movimento, que podem ser representadas em forma matricial (Equação 2) partindo-se da equação de movimento (Equação 1).

$$m_i \ddot{\vec{x}}_i = \sum_j F_{ij} \quad (1)$$

onde $\sum_j F_{ij}$ denota a soma de todas as forças j atuando na massa m_i .

$$[M]\ddot{\vec{x}}(t) + [C]\dot{\vec{x}}(t) + [K]\vec{x}(t) = \vec{F} \quad (2)$$

onde $[M]$, $[C]$ e $[K]$ são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente. \vec{x} , $\dot{\vec{x}}$, $\ddot{\vec{x}}$ e \vec{F} são os vetores de deslocamento, velocidade, aceleração e força, respectivamente.

Este sistema de equações diferenciais de segunda ordem tem sua solução tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência. A Equação 2 é válida para cada nó, em suas respectivas coordenadas locais. Para que toda a estrutura seja representada em um só sistema de equações, deve-se rotacionar as matrizes locais para um sistema de coordenadas global, conforme procedimento representado na Equação 3. Após rotação das matrizes, as mesmas são sobrepostas em uma só matriz global de acordo com a numeração global dos graus de liberdade, gerando assim uma equação da mesma forma que a Equação 1, onde as dimensões das matrizes serão $n \times n$, onde n é o número de graus de liberdade do sistema. Os vetores terão dimensões $n \times 1$.

$$[A_e] = [T]^T [A] [T] \quad (3)$$

onde $[T]$ é a matriz de rotação, $[A]$ é a matriz a ser rotacionada e $[A_e]$ é a matriz A representada em coordenadas globais.

2.2.1. O algoritmo de Newmark para integração no tempo

A solução da equação no domínio do tempo segue o método de integração numérica implícita de Newmark, que consiste em três equações de recorrência, considerando as variações lineares do deslocamento, velocidade e aceleração. Segundo Clough e Penzien (1993), citados por Foschiera (2018), a estabilidade de tal método depende dos parâmetros α e β , sendo este incondicionalmente estável para $\alpha \geq (1/4)(\beta + 1/2)^2$ e $\beta \geq 1/2$.

Assim, discretiza-se o tempo em intervalos pré-determinados Δt . Neste trabalho o intervalo considerado foi de 1×10^{-2} s. As equações são calculadas na seguinte ordem: deslocamento, aceleração e velocidade (Equações 4, 5 e 6, respectivamente).

$$\vec{x}_{i+1} = \left[\frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} [M] + \frac{\beta}{\alpha \Delta t} [C] + [K] \right]^{-1} \times \left\{ \vec{F}_{i+1} + [M] \left(\frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} \vec{x}_i + \frac{1}{\alpha \Delta t} \dot{\vec{x}}_i + \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \ddot{\vec{x}}_i \right) + [C] \left(\frac{\beta}{\alpha \Delta t} \vec{x}_i + \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1 \right) \dot{\vec{x}}_i + \left(\frac{\beta}{\alpha} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} \ddot{\vec{x}}_i \right) \right\} \quad (4)$$

$$\ddot{\vec{x}}_{i+1} = \left[\frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} \right] (\vec{x}_{i+1} - \vec{x}_i) - \left[\frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} \right] \dot{\vec{x}}_i - \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \ddot{\vec{x}}_i \quad (5)$$

$$\dot{\vec{x}}_{i+1} = \dot{\vec{x}}_i + [(1 - \beta)\ddot{\vec{x}}_i + \beta\ddot{\vec{x}}_{i+1}]\Delta t \quad (6)$$

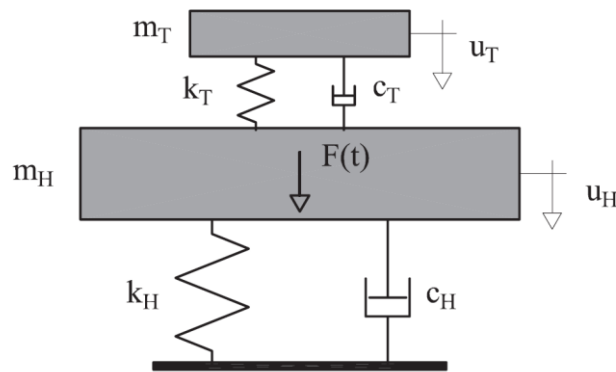
2.3. Projeto de um AMS

Para o adequado projeto de um AMS, é seguida a metodologia descrita por Dazio (2013). Para o caso de um sistema de 2 graus de liberdade (representado pela Figura 2), as equações do movimento são descritas pelo Sistema de Equações 7.

$$\begin{cases} m_H \ddot{u}_H + c_H \dot{u}_H + c_T (\dot{u}_H - \dot{u}_T) + k_H u_H + k_T (u_H - u_T) = F(t) \\ m_T \ddot{u}_T + c_T (\dot{u}_T - \dot{u}_H) + k_T (u_T - u_H) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

onde os subscritos H e T representam a estrutura a ser atenuada e o AMS, respectivamente.

Figura 2 – Sistema de dois graus de liberdade [Dazio, 2013]



Para facilitar a solução do sistema, na Tabela 1 são introduzidos alguns parâmetros adimensionais.

Para uma força de excitação harmônica $F(t) = \cos(\omega t)$ e substituindo em (7) os parâmetros adimensionais descritos na Tabela 1, chega-se ao Sistema de Equações 8.

$$\begin{cases} [-\Omega^2 = 2i\Omega(\zeta_H + \beta\gamma\zeta_T) + (1 + \beta^2\gamma)]U_H + [-2i\Omega\beta\gamma\zeta_T - \beta^2\gamma]U_T = U_{H0} \\ [-2i\Omega\beta\gamma\zeta_T - \beta^2\gamma]U_H + [-\Omega^2\gamma + 2i\Omega\beta\gamma\zeta_T + \beta^2\gamma]U_T = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Este sistema pode ser resolvido para a norma da amplificação dinâmica U_T/U_{H0} como função dos parâmetros mencionados acima através de

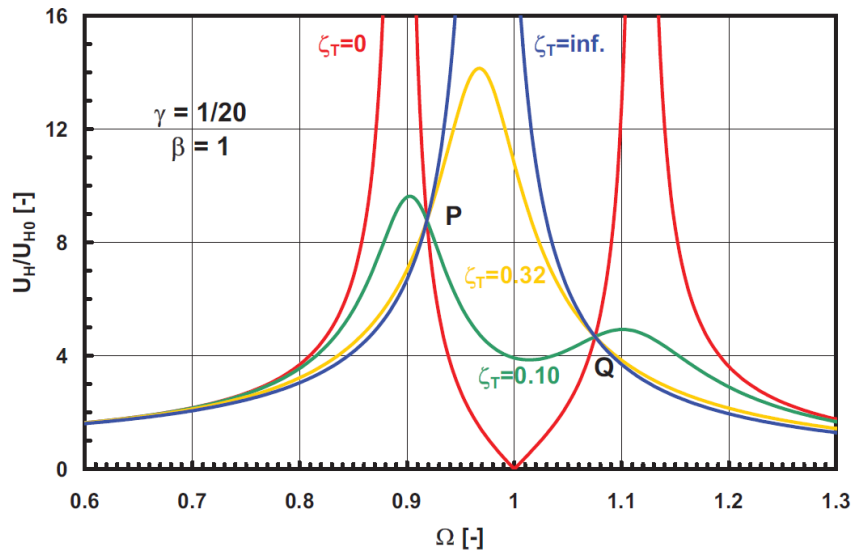
$$\left| \frac{U_H}{U_{H0}} \right| = \sqrt{\frac{(\beta^2 - \Omega^2)^2 + (2\Omega\beta\zeta_T)^2}{[(\beta^2 - \Omega^2) - \Omega^2\beta^2(1 - \gamma) + \Omega^2(\Omega^2 - 4\beta\zeta_H\zeta_T)]^2 + 4[(\beta^2 - \Omega^2)\zeta_H + (1 - \Omega^2 - \Omega^2\gamma)\beta\zeta_T]^2}} \quad (9)$$

Tabela 1 – Parâmetros adimensionais para a solução do sistema de equações.

$\gamma = m_T/m_H$	Razão de massa (massa do AMS/massa da estrutura)
$\omega_T = \sqrt{k_T/m_T}$	Frequência natural do AMS
$\omega_H = \sqrt{k_H/m_H}$	Frequência natural da estrutura sem o AMS
$\beta = \omega_T/\omega_H$	Razão das frequências naturais
$\Omega = \omega/\omega_H$	Razão da frequência de excitação com a frequência da estrutura
$\zeta_T = \frac{c_T}{2\sqrt{k_T m_T}}$	Razão de amortecimento do AMS
$\zeta_H = \frac{c_H}{2\sqrt{k_H m_H}}$	Razão de amortecimento da estrutura
$U_{H0} = F_H/k_H$	Deslocamento estático da estrutura

Para uma estrutura sem amortecimento ($\zeta_H = 0$), fixando-se os parâmetros β , γ e ζ_T , cujos valores são informados no gráfico, pode-se plotar esta expressão em função da razão da frequência de excitação com a frequência natural da estrutura (Ω). O gráfico está representado na Figura 3.

Figura 3 – Amplificação dinâmica vs. Razão de excitação [Dazio, 2013]



2.3.1. Parâmetros ótimos do AMS

Baseado em observações feitas no gráfico da Figura 3, Den Hartog (1985) encontrou os parâmetros ótimos para um AMS aplicado a uma estrutura não amortecida:

$$f_{T,opt} = \frac{f_H}{1+m_T/m_H} = \frac{f_H}{1+\gamma} \quad \text{ou} \quad \beta_{opt} = \frac{1}{1+\gamma} \quad (10)$$

$$\zeta_{T,opt} = \sqrt{\frac{3m_T/m_H}{8(1+m_T/m_H)^3}} = \sqrt{\frac{3\gamma}{8(1+\gamma)^3}} \quad (11)$$

onde o subscrito *opt* refere-se ao parâmetro otimizado e *f* refere-se à frequência natural. Tais parâmetros também podem ser aplicados a estruturas com baixo amortecimento.

2.3.2. Pontos importantes sobre o AMS

Dazio (2013) pontuou algumas observações importantes sobre a aplicação do AMS: (i) A sintonização da frequência do AMS deve ser bastante precisa; (ii) A conformidade com o amortecimento ótimo é menos importante; (iii) Aumentar demasiadamente a razão de massa não é vantajoso; (iv) A amplitude das oscilações diminui à medida que aumenta-se a razão de massa; (v) Razões de massa significativas estão entre 3% e 5%.

Com isto, podemos perceber a importância da escolha sensata de uma razão de massa. Uma massa muito grande não é desejada, visto que esta estará suspensa no topo da torre. Ao mesmo tempo, deve-se minimizar as oscilações para que estas não extrapolem o espaço disponível no interior da torre.

2.4. Projeto de um controlador Linear Quadrático (LQR)

Para que o AMS possua controle ativo, se faz necessária a utilização de um controlador, a qual se dá por meio de atuadores instalados em paralelo com a mola e o amortecedor já presentes no AMS. Assim, na equação de movimento (Equação 2), o termo referente à força contém tanto uma componente referente às forças externas quanto uma componente referente às forças de controle do atuador.

Para realizar o controle do atuador, utiliza-se a teoria do Controlador Quadrático Linear (LQR – na sigla em inglês), que é baseada na teoria do controle ótimo e visa encontrar o *input* de controle ($u(t)$) que minimize o índice de performance (J), um índice frequentemente utilizado é representado pela Equação 12, ao mesmo tempo em que satisfaz a Equação 13

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\dot{\vec{x}}^T [Q] \dot{\vec{x}} + \vec{u}^T [R] \vec{u}) dt \quad (12)$$

$$\dot{\vec{x}} = [A] \vec{x} + [B] \vec{u}, \text{ para dado } \vec{x}(0) \quad (13)$$

onde $\vec{x}(t)$ e $\vec{u}(t)$ são os vetores de estado e de controle, respectivamente. $[Q]$ é uma matriz de pesos positivo-definida ou semidefinida tal que $\dot{\vec{x}}^T [Q] \dot{\vec{x}} \geq 0$ para $\dot{\vec{x}} \neq 0$, e $[R]$ é uma matriz positivo-definida tal que $\vec{u}^T [R] \vec{u} > 0$ para $\vec{u} \neq 0$.

Como se quer resolver um problema de minimização com uma restrição, combinam-se as Equações 12 e 13 utilizando o multiplicador de Lagrange (λ), o que nos leva à Equação 14, cujo Hamiltoniano está representado na Equação 15

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\dot{\vec{x}}^T [Q] \dot{\vec{x}} + \vec{u}^T [R] \vec{u}) dt + \vec{\lambda}^T ([A] \vec{x} + [B] \vec{u} - \dot{\vec{x}}) \quad (14)$$

$$H = \frac{1}{2} (\dot{\vec{x}}^T [Q] \dot{\vec{x}} + \vec{u}^T [R] \vec{u}) + \vec{\lambda}^T ([A] \vec{x} + [B] \vec{u}). \quad (15)$$

Utilizando-se do princípio variacional e realizando manipulações algébricas complexas, que estão detalhadas em Kwon e Bang (1997), chega-se às condições de otimização de J , que estão representadas nas Equações 16 e 17

$$\dot{\vec{\lambda}} = -\frac{\partial H}{\partial \vec{x}} = -[Q] \dot{\vec{x}} - [A]^T \vec{\lambda} \quad \text{para} \quad \vec{\lambda}(\infty) = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \vec{u}} = [R] \vec{u} + [B]^T \vec{\lambda} = 0 \quad (17)$$

Assim, o *input* ótimo de controle é uma função de $\vec{\lambda}$

$$\vec{u} = -[R]^{-1}[B]^T \vec{\lambda}. \quad (18)$$

Desta maneira, ao resolver para $\vec{\lambda}$ tem-se a solução. Contudo, como a condição de contorno de $\vec{\lambda}$ é dada no regime estacionário como $\vec{\lambda}(\infty) = 0$ e a condição inicial de \vec{x} é dada no tempo inicial $t = 0$, esta solução não é obtida facilmente. Um método popular é utilizar as seguintes relações:

$$\vec{\lambda} = [S]\vec{x} \quad (19)$$

$$\vec{u} = -[G]\vec{x} \quad (20)$$

$$[G] = [R]^{-1}[B]^T[S] \quad (21)$$

onde $[S]$ é uma matriz positivo-definida chamada de matriz de Ricatti, e $[G]$ é dita a matriz de ganho de *feedback*.

Substituindo-se (19) em (16) e aplicando-se uma leve manipulação algébrica chega-se em:

$$-\dot{[S]} = [S][A] + [A]^T[S] - [S][B][R]^{-1}[B]^T[S] + [Q] \quad (22)$$

A equação acima é uma equação diferencial matricial, e pode-se resolvê-la utilizando a solução estacionária. Quando o sistema atinge o regime estacionário a matriz de Ricatti satisfaz $[\dot{S}] = 0$. Assim, chegamos à Equação Algébrica de Ricatti (EAR):

$$0 = [S][A] + [A]^T[S] - [S][B][R]^{-1}[B]^T[S] + [Q] \quad (23)$$

Há alguns algoritmos para resolver a EAR, sendo um dos mais populares o método de Potter, que está programado no MATLAB na função `felqr.m`. Como retorno da função, teremos a matriz de Ricatti $[S]$ e a matriz de ganho de *feedback* $[G]$, podendo então resolver para $\vec{\lambda}$. De posse da matriz de ganho e dos demais parâmetros, simula-se a resposta do sistema no tempo. A simulação é feita através da função `felresp.m` e retorna os deslocamentos, velocidades, acelerações, bem como as forças de controle.

Os únicos parâmetros que devem ser definidos são as matrizes $[Q]$ e $[R]$, geralmente consulta-se a literatura para valores usuais, e um procedimento de tentativa e erro é utilizado para realizar pequenos ajustes. Para este trabalho, chegou-se em um resultado satisfatório com as matrizes a seguir:

$$[Q] = 10^{-2}[I]_{2n \times 2n} \quad (24)$$

$$[R] = 0,5 \cdot 10^{-13}[I]_{nfc \times nfc} \quad (25)$$

onde n é o número de graus de liberdade do sistema e nfc é o número de forças de controle. A matriz Q sofreu uma mudança adicional, atribuindo-se o valor de $1,5 \cdot 10^{-1}$ aos elementos (n, n) e $(n - 1, n - 1)$. Isto se deu para restringir a vibração dos dois graus de liberdade do AMS, visto que há uma restrição de espaço no interior da torre.

3. METODOLOGIA

O problema foi representado por meio de um código no *software* MATLAB, simulando-se uma torre de aerogerador que sofre a ação do vento em três situações distintas: sem AMS, com AMS e com um amortecedor híbrido, que é composto por um AMS e atuadores controlados por um regulador quadrático linear.

3.1. Modelo Numérico de Torre de Aerogerador

A torre de aerogerador utilizada neste trabalho foi semelhante à modelada por Furlanetto (2018), tendo apenas sofrido modificações em parâmetros referentes à espessura dos tubos que compõem a torre. O modelo consiste de elementos de pórtico espacial, que nos permitem verificar tanto os esforços normais quanto esforços cortantes e momentos fletores e torsões, tendo assim, seis graus de liberdade por nó. Este é consistido por 60 nós, que são interligados por 59 elementos, sendo 20 elementos para a torre, 9 para a nacela e 10 para cada uma das pás do aerogerador. Adicionalmente à consideração da massa dos elementos, por meio da massa específica de seus materiais, na matriz de massa global também foram adicionadas massas pontuais aos nós da nacela, devido à grande representatividade da mesma na massa total da estrutura.

Para a simulação dos casos com AMS foi adicionado um novo nó à estrutura, conectado ao topo da torre. Este nó possui dois graus de liberdade perpendiculares entre si, ambos no plano da seção transversal da torre, sendo um destes alinhado com a direção principal do vento, onde o AMS vai oscilar para diminuir as vibrações da torre.

3.2. Geração da ação do vento

A ação do vento foi simulada por meio de uma modelagem que descreve a sua velocidade em duas parcelas, a sua velocidade média e uma parcela flutuante, conforme descrito pela Equação 26

$$u(y, z, t) = \bar{U}(z) + \tilde{u}(y, z, t) \quad (26)$$

onde u é a velocidade do vento em um determinado ponto e período no tempo, $\bar{U}(z)$ é a velocidade média, modelada a partir da hipótese de camada limite atmosférica: $\bar{U}(z) = u_r (z/z_r)^\alpha$, onde u_r é a velocidade do vento em uma altura de referência z_r , sendo α um coeficiente determinado a partir da rugosidade do solo. A última parcela de (26) é referente à componente aleatória do vento e é fruto de uma análise estatística do vento. O espectro utilizado neste trabalho foi proposto por von Kármán. Mofiadakis et al. (1996) demonstram que o espectro de von Kármán provou-se mais verossímil na representação de um parque eólico, tanto em escala quanto na forma do espectro para condições de fluxo livre.

O campo de vento foi gerado por meio de um algoritmo desenvolvido por Wang e Cheynet (2018), que é baseado em uma simulação de Monte Carlo. Por tratar-se de uma estrutura de grande porte, as flutuações na velocidade do vento não são as mesmas para todos os pontos, para tal precisa-se correlacionar estas flutuações de velocidade espacialmente, o que permite identificar as flutuações em cada ponto do espaço. Segundo Davenport et al. (1961) tal correlação pode ser descrita a partir da Equação 27

$$Coh(d, f) = \exp \left[-\frac{f \sqrt{C_z^2(z_1 - z_2) + C_y^2(y_1 - y_2)}}{\bar{U}} \right] \quad (27)$$

Onde Coh é a correlação espacial de velocidades, y_1 , y_2 , z_1 e z_2 são as coordenadas de dois pontos da face da estrutura atingida pelo vento, f é a frequência em Hertz e C_z e C_y são coeficientes de decaimento exponencial empíricos, sendo adotados para este trabalho os valores de $C_z = 7$ e $C_y = 10$, os quais produzem distribuições de velocidade e carregamento correlacionados semelhantes a torres de aerogeradores e ao local onde está instalada a torre.

A força de arrasto na estrutura foi calculada com o auxílio da Equação 28, que resulta em uma força escalonada e aplicada de maneira concentrada sobre cada nó n do modelo

$$F_n = A_n C_D (Re) \rho [\bar{U}(z) + \tilde{u}(y, z, t)]^2, \quad (28)$$

onde A_n é a área das duas metades adjacentes ao nó em questão, C_D é o coeficiente de arrasto e ρ é a massa específica do vento. A força resultante nas pás é calculada considerando-se tanto o arrasto quanto a sustentação.

4. RESULTADOS

A partir da metodologia descrita, criou-se um programa no *software* MATLAB. A rotina foi aplicada ao modelo de aerogerador apresentado na seção 3.1, variando-se os parâmetros de entrada $[Q]$, $[R]$ e γ . O parâmetro γ foi tomado como 1%, estando na ordem de grandeza recomendada por Dazio (2013).

Por meio deste trabalho buscou-se diminuir as acelerações no topo da torre, assim, diminuindo o potencial dano causado aos componentes presentes na nacele em um eventual vento de rajada ou tempestade severa que possa vir a atingir o local onde o aerogerador está instalado. Também buscou-se diminuir a oscilação dos esforços na torre, que contribuem significativamente para a abertura de trinca. Como indicado anteriormente, utilizou-se apenas 2 AMS para as direções x e y posicionados no topo da torre e sintonizados para as duas primeiras frequências amortecidas do sistema, que correspondem aos primeiros modos de flexão da torre, vibrando lateralmente e longitudinalmente, respectivamente. As frequências para as quais os AMS foram sintonizados foram a primeira e a segunda frequências naturais para os eixos y e x , respectivamente.

A excitação do vento foi gerada conforme a metodologia descrita em 3.2, considerando-se uma velocidade média de 25 m/s numa altura de referência de 10 m, o que é bastante severo para turbinas eólicas, podendo gerar ventos de 31 m/s na altura da nacele, dadas as condições utilizadas para este trabalho. Um valor usual para a velocidade de corte em grande parte das curvas de potência é de 25 m/s na altura da nacele, ou seja, no caso analisado os freios já estão acionados e as pás estão estáticas. Em todas as simulações manteve-se o mesmo perfil de vento aleatório para que os resultados possam ser comparáveis.

4.1. Acelerações no topo da torre

As acelerações nos eixos x e y medidas no topo da torre estão representadas na Figura 5, onde vemos em preto a representação para o caso sem AMS (indicado pelo índice “s”), em azul o caso com AMS passivo (indicado pelo índice “ams”), e em vermelho o caso com AMS híbrido (indicado com índice “h”). A figura 4 mostra a disposição dos eixos com relação ao modelo da torre.

Figura 4 – Modelo da torre com indicação dos eixos

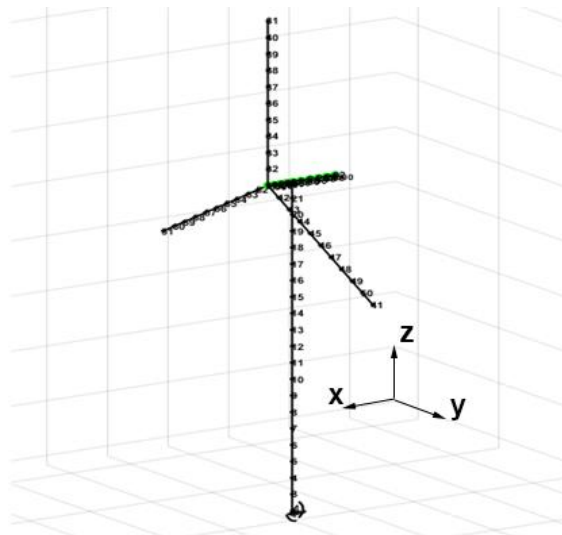
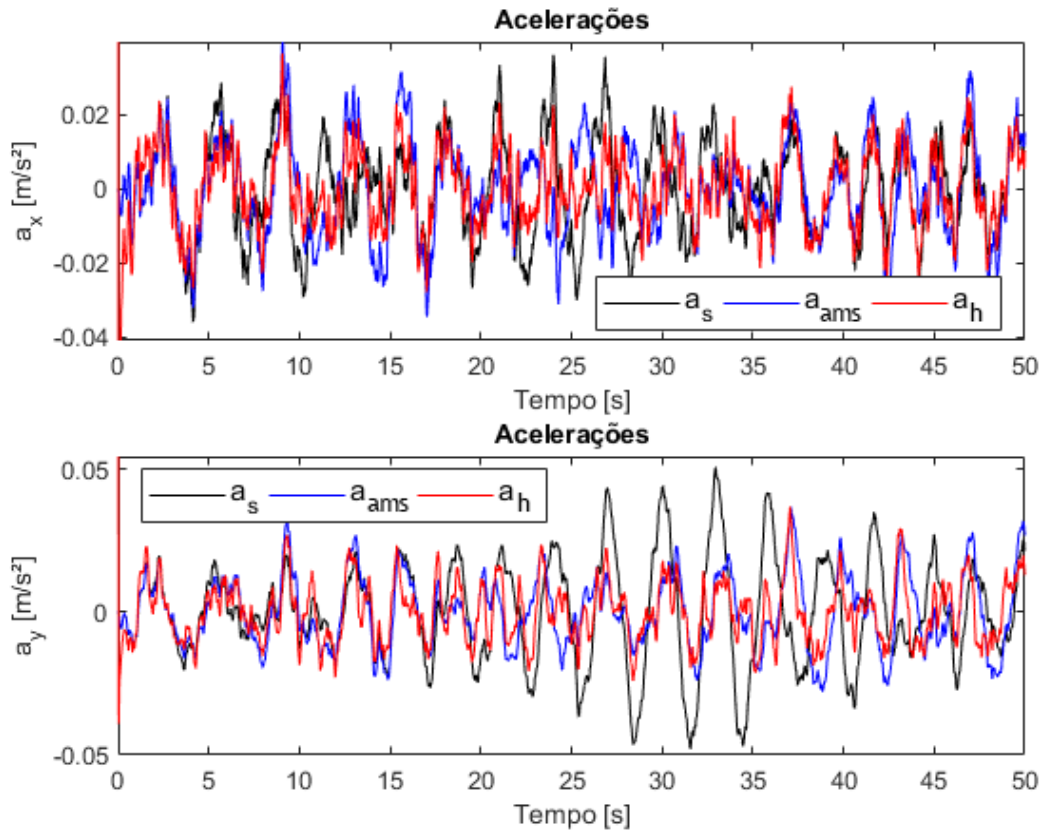


Figura 5 – Acelerações medidas no topo da torre do aerogerador.



Vê-se que os picos de aceleração são muito maiores no caso sem AMS. Ainda percebe-se que o AMS não é tão efetivo em uma das direções, isto se dá devido à natureza aleatória da excitação do vento. O AMS tem funcionamento dimensionado para uma excitação na frequência natural da estrutura, caso este em que consegue atingir reduções da ordem de 90% [Lima et al, 2019]. Por meio da Tabela 2, pode-se perceber, comparando-se os valores r.m.s., que o controle híbrido tem significativa participação na redução das acelerações.

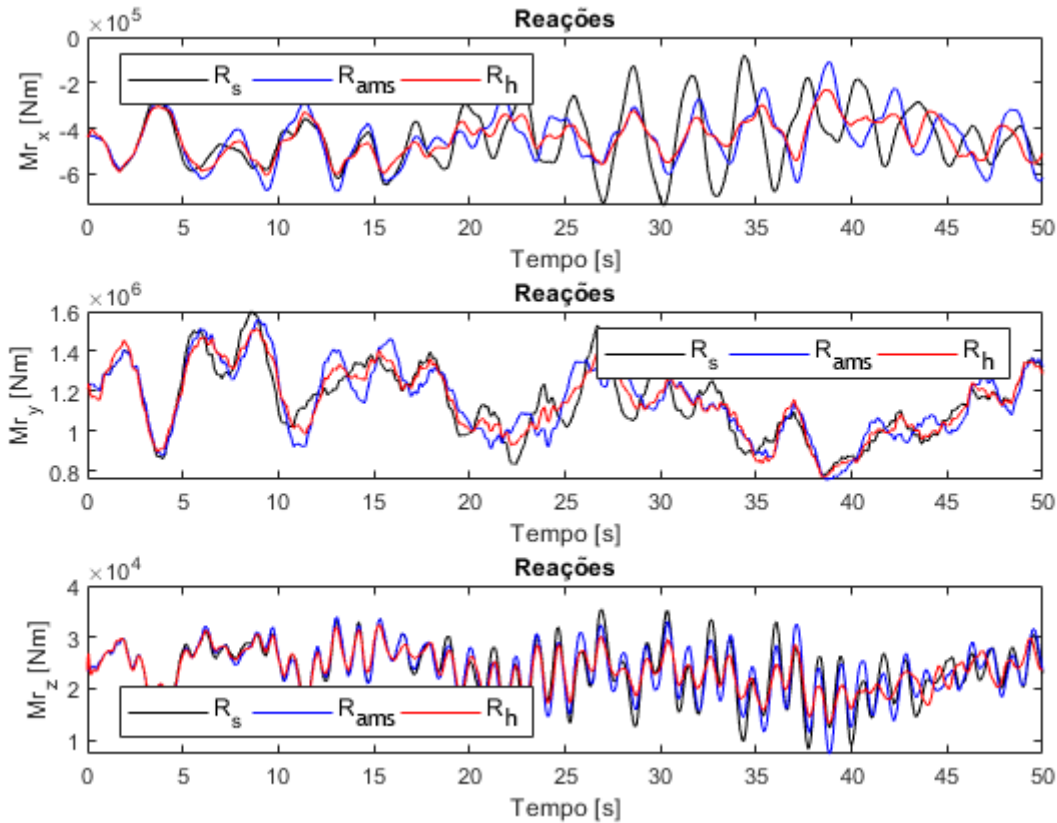
Tabela 2 - Acelerações no topo da torre do aerogerador

	Sem controle		Controle passivo		Controle híbrido	
	Máximo (m/s ²)	r.m.s. (m/s ²)	Máximo (m/s ²)	r.m.s. (m/s ²)	Máximo (m/s ²)	r.m.s. (m/s ²)
x	$3,67 \times 10^{-2}$	$1,30 \times 10^{-2}$	$4,07 \times 10^{-2}$	$1,28 \times 10^{-2}$	$3,64 \times 10^{-2}$	$1,05 \times 10^{-2}$
y	$5,07 \times 10^{-2}$	$1,84 \times 10^{-2}$	$3,69 \times 10^{-2}$	$1,27 \times 10^{-2}$	$3,69 \times 10^{-2}$	$1,07 \times 10^{-2}$
redução percentual do r.m.s.						
	Sem controle → Passivo		Passivo → Híbrido		Sem Controle → Híbrido	
x	-1,73%		-18,12%		-19,54%	
y	-30,98%		-15,86%		-41,93%	

4.2.Reações na base da torre

As reações mais relevantes medidas na base da torre, que estão representadas na Figura 6, são os momentos fletores M_{r_x} e M_{r_y} , e o momento torsor M_{r_z} .

Figura 6 – Reações medidas na base da torre do aerogerador



Pode-se perceber que as reações oscilam em torno do mesmo valor médio para os três casos distintos, estando a maior contribuição dos amortecedores na diminuição da amplitude de oscilação das reações, o que está demonstrado na Tabela 3 por meio do desvio r.m.s.

Tabela 3 – Reações medidas na base da torre do aerogerador

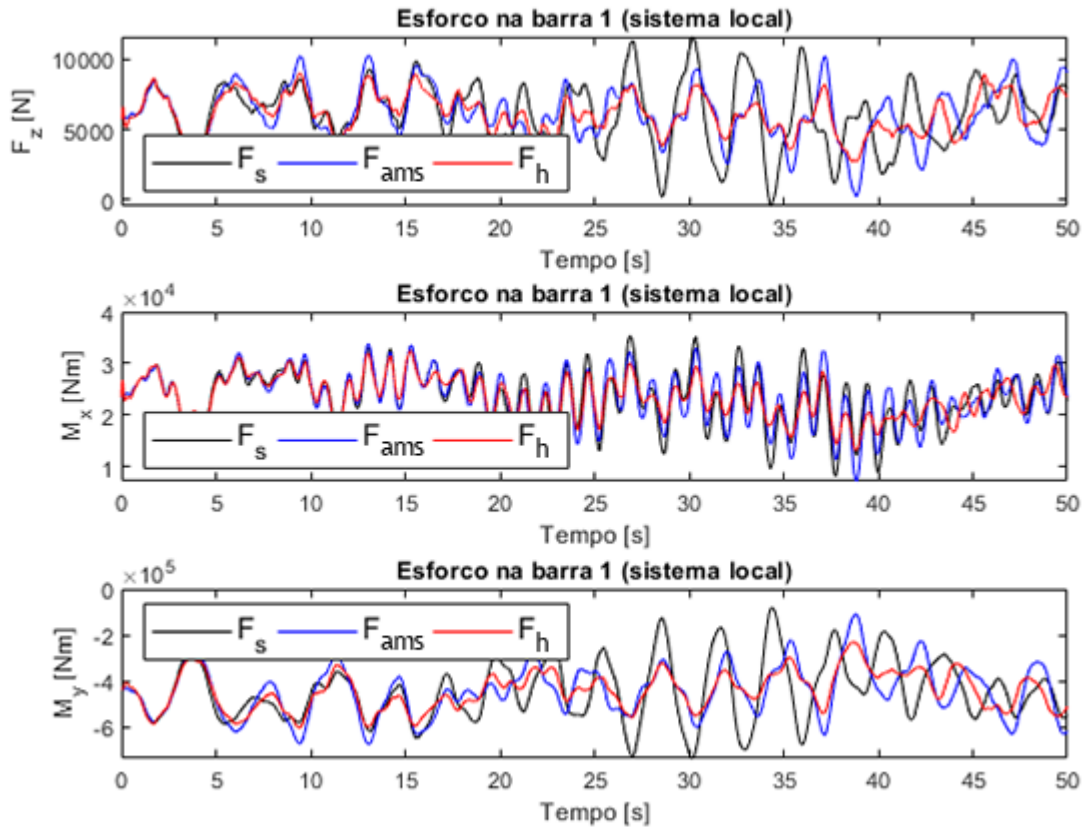
	Sem controle		Controle passivo		Controle híbrido	
	r.m.s.	Desvio r.m.s.	r.m.s.	Desvio r.m.s.	r.m.s.	Desvio r.m.s.
Mx (Nm)	$4,62 \times 10^5$	$1,31 \times 10^5$	$4,56 \times 10^5$	$1,09 \times 10^5$	$4,51 \times 10^5$	$8,16 \times 10^4$
My (Nm)	$1,16 \times 10^6$	$1,78 \times 10^5$	$1,16 \times 10^6$	$1,78 \times 10^5$	$1,16 \times 10^6$	$1,70 \times 10^5$
Mz (Nm)	$2,42 \times 10^4$	$5,10 \times 10^3$	$2,42 \times 10^4$	$4,90 \times 10^3$	$2,40 \times 10^4$	$3,90 \times 10^3$
Redução percentual do desvio r.m.s.						
	Sem controle → Passivo		Passivo → Híbrido		Sem Controle → Híbrido	
Mx	-16,93%		-25,21%		-37,87%	
My	-0,06%		-4,55%		-4,61%	
Mz	-4,16%		-20,47%		-23,78%	

4.3. Esforços no elemento de base da torre

Os esforços mais relevantes medidos na base da torre estão representados na Figura 7, são a força axial F_z e os momentos fletores M_x e M_y .

Para a Força em Z, e momentos em X e Y pode-se dizer que da mesma maneira que as reações, o valor r.m.s. se manteve estável, mas a variação em relação à média teve um decréscimo considerável.

Figura 7 – Esforços medidos na barra de base da torre, engastada



Como ocorre com as reações na base, os esforços oscilam em torno dos mesmos valores médios, sendo a maior contribuição dos amortecedores a redução da amplitude de oscilação dos esforços, o que está demonstrado na Tabela 4.

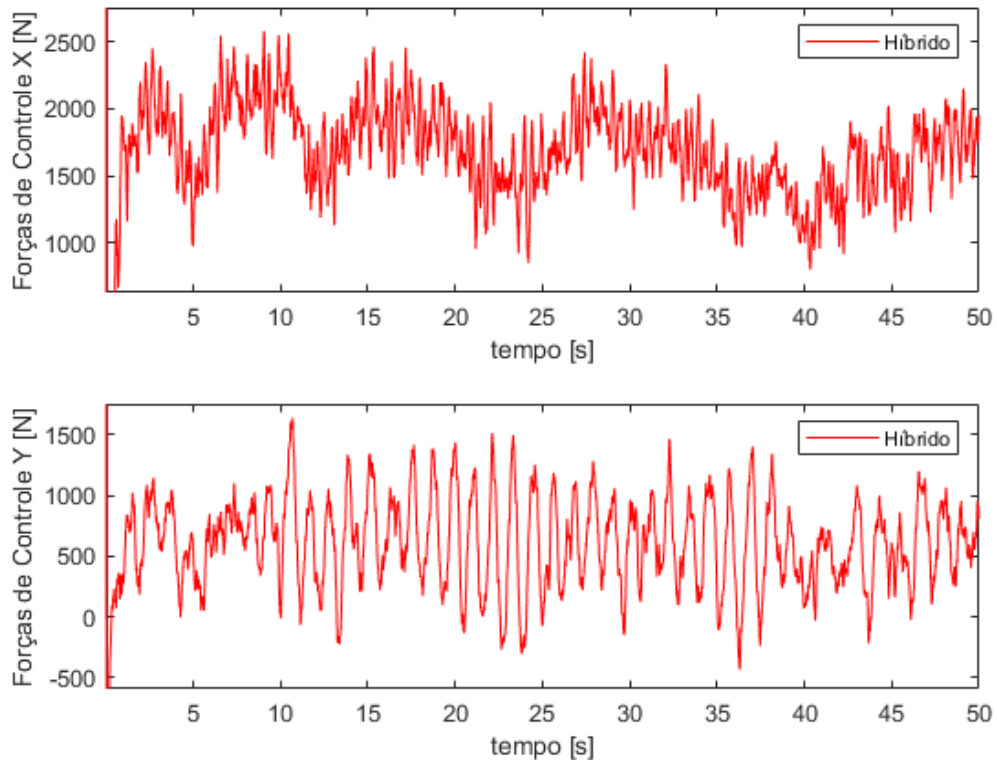
Tabela 4 – Esforços medidos na barra da base da torre, engastada

	Sem controle		Controle passivo		Controle híbrido	
	r.m.s.	Desvio r.m.s.	r.m.s.	Desvio r.m.s.	r.m.s.	Desvio r.m.s.
Fz (N)	$6,54 \times 10^3$	$2,27 \times 10^3$	$6,41 \times 10^3$	$1,87 \times 10^3$	$6,29 \times 10^3$	$1,35 \times 10^3$
Mx (Nm)	$2,42 \times 10^4$	$5,10 \times 10^3$	$2,42 \times 10^4$	$4,90 \times 10^3$	$2,40 \times 10^4$	$3,90 \times 10^3$
My (Nm)	$4,62 \times 10^5$	$1,31 \times 10^5$	$4,56 \times 10^5$	$1,09 \times 10^5$	$4,51 \times 10^5$	$8,16 \times 10^4$
Redução percentual do desvio r.m.s.						
	Sem controle → Passivo		Passivo → Híbrido		Sem Controle → Híbrido	
Fz	-17,59%		-27,62%		-40,35%	
Mx	-4,16%		-20,47%		-23,78%	
My	-16,93%		-25,21%		-37,87%	

4.4. Forças de controle

As forças de controle têm por objetivo movimentar a massa do AMS por meio de um atuador. As forças exercidas pelos atuadores dos amortecedores posicionados nas direções x e y estão representadas na Figura 8.

Figura 8 – Forças de controle do AMS híbrido.



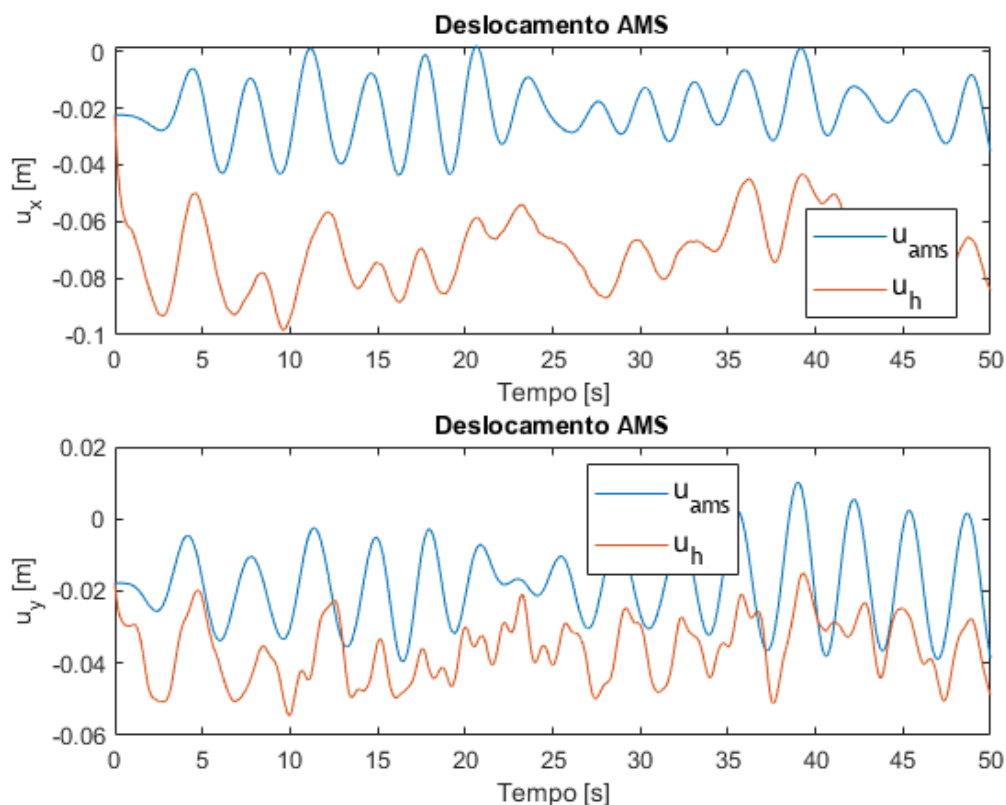
As forças máximas observadas para este caso são de 2581 N para o eixo x e 1637 N para o eixo y. Isto está de acordo com as forças exercidas por cilindros pneumáticos comerciais, como por exemplo a linha Heavy Duty – Séries 3400 e 3520 [PARKER AUTOMATION, 2007].

4.5. Deslocamento do AMS

O deslocamento da massa do AMS foi um dos fatores limitantes para o amortecimento da estrutura, visto que há um espaço limitado no interior da torre. A massa do AMS é de 1% da estrutura, ou seja, 7290 kg. Considerando que a massa seria feita de chumbo, com densidade de 11340 kg/m³, seria necessário um cubo de 87 cm de lado. Como o interior da torre tem 1,14 m de diâmetro, restariam 13,5 cm para a oscilação em cada um dos lados.

A Figura 9 demonstra o deslocamento da massa do AMS ao longo do tempo para os casos com controle passivo e híbrido, em ambas as direções

Figura 9 – Deslocamento da massa do AMS para os casos com controle passivo e híbrido



Assim, pode-se perceber que a oscilação máxima é de 9,8 cm no caso do controle híbrido e de 4,3 cm no caso do controle passivo, ambos se encontrando dentro do limite de oscilação permitido. Possivelmente por razões da presença de outros componentes, como mola, amortecedor e atuador, a geometria da massa possa mudar, o que não está no escopo deste trabalho, mas tais mudanças não interfeririam significativamente no tamanho da massa, que continuaria acomodando-se no interior da torre.

5. CONCLUSÃO

O presente trabalho desenvolveu um estudo comparativo da utilização de amortecedores de massa sintonizados em turbinas eólicas para mitigar a ação do vento na vibração da torre, tendo efeitos na aceleração desenvolvida na nacelle bem como nos esforços resultantes na base da estrutura. Foram considerados três cenários diferentes: sem amortecimento, com amortecimento passivo e com controle ativo, também chamado de híbrido por conter a massa do AMS e forças de controle de um atuador (ativo + passivo).

O dimensionamento do amortecedor de massa sintonizado seguiu a metodologia prevista por Dazio (2013), que idealmente se aplica para estruturas sem amortecimento estrutural, mas que demonstra resultados satisfatórios para estruturas com baixo amortecimento. O projeto do controlador para instaurar o controle híbrido foi feito utilizando a teoria do controlador quadrático linear, que por sua vez se baseia na teoria do controle ótimo.

Após análise realizada por este trabalho, vê-se que o controle passivo apresenta uma certa melhora nos parâmetros de aceleração, reações e esforços, mas em alguns casos não é tão eficiente devido à natureza aleatória da excitação do vento, dado que o AMS é projetado para uma frequência em específico. Especialmente com relação a isto, o controle híbrido apresenta resultados

satisfatórios, visto que ele responde a estímulos medidos na estrutura e não se atém a apenas uma frequência.

É importante notar que as acelerações sofreram redução em seu valor médio, fato que não ocorreu para os esforços na torre e reações na base, que apenas tiveram sua amplitude reduzida, o que contribui para a diminuição da fadiga causada na estrutura.

Para trabalhos futuros sugere-se ademais do estudo de diferentes espectros de vento, a análise de efeitos de ondas, para o caso de parques eólicos *offshore*, e de abalos sísmicos. Também sugere-se a utilização de diferentes AMS, como amortecedores de líquido sintonizado, amortecedores de fluido controlável ou amortecedores pendulares.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALKMIN, Mansour Hassan. “**Controle de vibrações em turbina eólica utilizando absorvedor passivo de coluna de líquido sintonizado**”. 2015. 81 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2015.

BASU, Biswajit. “**Vibration and Power Control of Wind Turbines**”. Aalborg, Dinamarca, 2014. 69 p.

CATERINO, Nicola. Semi-active control of a wind turbine via magnetorheological dampers. “**Journal of Sound and Vibration**”, [s.l.], v. 345, p.1-17, jun. 2015. Elsevier BV.

CLOUGH, R. W., PENZIEN, J. “**Dynamics of Structures**”, Publisher: McGraw-Hill College; 2nd. Ed., 768p. 1993.

DAVENPORT, A. G., “**The spectrum of horizontal gustiness near the ground in high winds**”. Q.J.R. Meteorol. Soc., 87: 194–211, 1961

DAZIO, Alessandro. “**Fundamentals of Structural Dynamics**”. Nablus, Cisjordânia: An-najah National University, 2013. 435 p.

DEN HARTOG, Jacob Pieter. “**Mechanical vibrations**”. Courier Corporation, 1985.

EBC. Empresa Brasil de Comunicação. “**Brasil é o oitavo país do mundo em produção de energia eólica**”. 15-02-2018. Acessado em 01/09/2019. Disponível em <<http://agenciabrasil.ebc.com.br/economia/noticia/2018-02/brasil-e-o-oitavo-pais-do-mundo-em-producao-de-energia-eolica>>

FOSCHIERA, L. C. “**Análise dinâmica de torres de geradores eólicos sob carregamento aleatório do vento**”. 2018. 15p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

FURLANETTO, A. “**Otimização do projeto estrutural de torres de aço para aerogeradores**”. 2018. 15p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica)- Departamento de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, 2018.

GHAEMMAGHAMI, Amirreza; KIANOUSH, Reza; YUAN, Xian-xun. Numerical Modeling of Dynamic Behavior of Annular Tuned Liquid Dampers for Applications in Wind Towers. “**Computer-aided Civil and Infrastructure Engineering**”, [s.l.], v. 28, n. 1, p.38-51, 27 set. 2012. Wiley.

KWON, Young W.; BANG, Hyochoong. “**The Finite Element Method Using MATLAB**”. Boca Raton, Fl: Crc Press, 1997. 544 p.

LIMA, Douglas Mateus de; LÓPEZ-YÁNEZ, Pablo Aníbal; PEREIRA, Matheus Alves. Vibration control device for steel tubular towers of Horizontal Axis Wind Turbines. “**Latin American Journal of Solids and Structures**”, [s.l.], v. 16, n. 6, 2019.

MOFIADAKIS, E.E., GLINO, G.L., KOULOUVARI, M.J. “**The suitability of the von Karman spectrum for the structure of turbulence in a complex terrain wind farm**”. J. of Wind Engng. and Ind. Aerod. V. 62, pp.237-257, 1996.

PARKER AUTOMATION. **Linha Pneumática: Catálogo 1001-6 BR. 2007**. Disponível em: <https://www.parker.com/parkerimages/br/download/automation/pdf/1001_6_BR.pdf>. Acesso em: 30 nov. 2019.

RAHMAN, Mahmudur et al. Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control: A review. **“Renewable and Sustainable Energy Reviews”**, [s.l.], v. 51, p.43-54, nov. 2015. Elsevier BV.

RAO, S. S. **“Mechanical Vibrations”**, 6th Edition, Pearson Ed, 1112p., 2011.

SAKAI, F.; TAKAEDA, S.; TAMAKI, T. Tuned liquid column damper: new type device for suppression of building vibration. **“Proceedings of International Conference on High-rise Buildings”**, Nanjing, China, p.926-931, 1989.

WANG, J., CHEYNET, E., SNÆBJÖRNSSON, J. P., JAKOBSEN, J. B. **“Coupled aerodynamic and hydrodynamic response of a long span bridge suspended from floating towers”**. J. of Wind Energy and Ind. Aerod., v.177, pp.19-31, 2018.