



**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM ABSORVEDOR
DINÂMICO DE VIBRAÇÕES EM CABOS
CONDUTORES DE ENERGIA ELÉTRICA**

Felipe Farias Cavalcanti

**Dissertação de Mestrado
Ciências Mecânicas**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM ABSORVEDOR
DINÂMICO DE VIBRAÇÕES EM CABOS CONDUTORES DE
ENERGIA ELÉTRICA

Felipe Farias Cavalcanti

Orientador: Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, Phd. (ENM/ UnB)

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

PUBLICAÇÃO: ENM.DM - XXX.XXX

BRASÍLIA/DF: 30 de março de 2023

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise do Desempenho de um Absorvedor Dinâmico de
Vibrações em Cabos Condutores de Energia Elétrica

Felipe Farias Cavalcanti

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS REQUISITOS PAR-
CIAIS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS
MECÂNICAS.

APROVADA POR:

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, Phd. (ENM/ UnB)
(Orientador)

Prof. Raphael Araújo Cardoso, Phd. (DEM/CT/UFRN)
(Examinador Externo)

Prof^a. Aline Souza de Paula, Phd. (ENM/UnB)
(Examinadora Interna)

Prof. Cosme Roberto Moreira da Silva, Phd. (ENM/UnB)
(Examinador Interno)

BRASÍLIA/DF, 30 DE MARÇO DE 2023.

FICHA CATALOGRÁFICA

CAVALCANTI, Felipe Farias

Análise do Desempenho de um Absorvedor Dinâmico de Vibrações em Cabos Condutores de Energia Elétrica [Distrito Federal] 2023.

xvii, 74 p. (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2023.)

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília.

Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

Palavras-chave:

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------------|
| 1. Absorvedor Dinâmico de Vibrações | 2. Método da CIGRÉ |
| 3. Cabos de linhas de transmissão | 4. Método de Elementos Finitos |
| I. ENM/FT/UnB | |

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

CAVALCANTI, Felipe Farias(2023). Análise do Desempenho de um Absorvedor Dinâmico de Vibrações em Cabos Condutores de Energia Elétrica . Dissertação de Mestrado, Publicação ENM.DM - XXX.XXX, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, Distrito Federal, xvii, 74 p.

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Felipe Farias Cavalcanti.

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO: Análise do Desempenho de um Absorvedor Dinâmico de Vibrações em Cabos Condutores de Energia Elétrica .

GRAU / ANO: MESTRE / 2023

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

Felipe Farias Cavalcanti

Agradeço primeiramente a Deus, sem ele nada seria possível, a meus pais pela paciência e apoio durante a minha trajetória no mestrado, ao meu orientador e a todos os professores que me auxiliaram neste trabalho, em especial à Prof^a Aline Souza de Paula. Aos profissionais de saúde que me ajudaram durante essa etapa e as pessoas que contribuíram diretamente e indiretamente para que este trabalho lograsse êxito. Ao CNPQ Capes por contribuir significativamente para a realização dessa pesquisa. À Aline da xerox por acreditar no meu potencial e ser minha psicóloga nos horários livres. À minha amiga Ma. Marília Pinheiro por me ajudar nesse processo.

Resumo

Falhas em cabos condutores causam perdas consideráveis no setor elétrico, acarretando a interrupção das atividades diárias e comerciais. Os efeitos de cargas ambientais (vento) incidindo sobre o condutor aceleram o processo de fadiga em estruturas acessórias, que por sua vez diminuem a vida do sistema, podendo causar colapsos estruturais. Este trabalho apresenta uma análise do comportamento dinâmico de cabos condutores de energia a partir da realização de simulações numéricas utilizando-se os *softwares* ANSYS e Python considerando o cabo sozinho e com absorvedor do tipo Stockbridge acoplado. O modelo adotado considera um comportamento linear do cabo e do absorvedor dinâmico de vibrações - ADV, cujo método de extração das funções resposta em frequência foi diferente do já abordado na literatura. Para a obtenção da resposta numérica do sistema, utilizou-se o Método de Elementos Finitos (MEF). Inicialmente as frequências naturais obtidas foram comparadas com a solução analítica do cabo modelado como uma viga. Na sequência, realizou-se um estudo visando obter o melhor posicionamento do absorvedor ao longo do cabo. Foram adotadas duas formas para avaliar as faixas de operação dos ADVs, revelando posições de melhor desempenho do ADV quando comparadas ao Método da CIGRÉ. Como principal resultado, tem-se a posição $P_3 = 17,8242$ m da extremidade do cabo para a análise não - ajustada com 0,6458 Hz de soma das bandas e a posição $P_8 = 47,5312$ m da extremidade do cabo para a análise ajustada com 0,5226 Hz de soma. Em termos de redução de amplitude, a posição $P_{10} = 59,414$ m é a mais indicada para a instalação do absorvedor no cabo. Constatou-se portanto um desempenho satisfatório do ADV na redução das amplitudes de vibração do sistema em faixas específicas de frequência.

Palavras-chaves: Absorvedor Dinâmico de Vibrações; Método da CIGRÉ; Cabos de linhas de transmissão; Método de Elementos Finitos.

Abstract

Failures in conductive cables cause considerable losses in the electrical sector, causing the interruption of daily and commercial activities. The effects of environmental loads (wind) on the conductor accelerate the fatigue process in accessory structures, which in turn decreases the life of the system and may cause structural collapses. This work presents an analysis of the dynamic behavior of energy conducting cables based on numerical simulations using *softwares* ANSYS and Python considering the cable alone and with a Stockbridge type absorber coupled. The adopted model considers a linear behavior of the cable and the dynamic vibration absorber - ADV, whose method of extracting the frequency response functions was different from that already discussed in the literature. To obtain the numerical response of the system, the Finite Element Method (FEM) was used. Initially, the natural frequencies obtained were compared with the analytical solution of the cable modeled as a beam. Next, a study was carried out to obtain the best positioning of the absorber along the cable. Two ways were adopted to evaluate the operating ranges of the ADVs, revealing positions of better performance of the ADV when compared to the CIGRÉ Method. As a main result, we have the position $P_3 = 17.8242$ m from the end of the cable for the non-adjusted analysis with 0.6458 Hz of band sum and the position $P_8 = 47,5312$ m from the end of the cable for the adjusted analysis with 0.5226 Hz sum. In terms of amplitude reduction, position $P_{10} = 59.414$ m is the most suitable for installing the absorber on the cable. Therefore, it was verified a satisfactory performance of the ADV in the reduction of the vibration amplitudes of the system in specific frequency bands.

Key-words: Dynamic Vibration Absorber, CIGRÉ method, Transmission lines cables, Finite Element Method.

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Justificativa	3
1.2	Contribuições	4
1.3	Objetivos	4
1.4	Estrutura da Dissertação	5
2	REVISÃO DA LITERATURA	6
2.1	Aspectos Gerais	6
2.2	Estudos sobre formulação matemática dos cabos a partir da teoria de barras e vigas e análises de fadiga	6
2.3	Estudos acerca de vibrações em estruturas acessórias e cabos de linhas de transmissão	8
3	VIBRAÇÕES EM CONDUTORES	13
3.1	Aspectos Gerais	13
3.2	Classificação dos movimentos em condutores	13
3.2.1	Vibrações Eólicas	14
3.2.2	Galope do condutor	17
3.2.3	Oscilações devido à esteira	18
4	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
4.1	Aspectos Gerais	21
4.2	Modelagem do condutor	21
4.2.1	Solução geral de vibrações livre	23
4.2.1.1	Condição de contorno para uma viga bi-apoiada	26
4.3	Método de Elementos Finitos	28
4.3.1	Método de Elementos Finitos no <i>software</i> ANSYS	29
4.4	Função Resposta em Frequência	29
4.5	Absorvedor Dinâmico de Vibração	32
4.5.1	Sistema de um grau de liberdade	32

4.5.2	Absorvedor não - amortecido	33
4.6	Normas sobre o posicionamento do ADV	36
5	METODOLOGIA	39
5.1	Aspectos Gerais	39
5.2	Cabo sem Absorvedor	40
5.2.1	Escolha do elemento	40
5.2.2	Construção da geometria e propriedades mecânicas	40
5.2.3	Análises Modais	41
5.2.3.1	Solução Analítica	43
5.2.4	Análise Harmônica	44
5.3	Absorvedor Dinâmico	45
5.3.1	Escolha dos elementos	45
5.3.2	Construção da geometria e propriedades mecânicas	45
5.3.3	Análise Modal	47
5.4	Cabo com Absorvedor	48
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES	50
6.1	Cabo sem ADV	50
6.1.1	Análise de convergência de malha	50
6.1.2	Resultados das análises modais	51
6.1.3	Resultado da análise harmônica	53
6.2	Absorvedor Dinâmico de Vibrações	54
6.2.1	Resultados da análise modal	54
6.3	Cabo com ADV	56
6.3.1	Resultados das duas formas de avaliar a faixa de operação do ADV	56
6.3.2	Comparações com o Método da CIGRÉ	63
6.4	Análise da atenuação das amplitudes de vibração	66
7	CONCLUSÕES	70
7.1	Sugestões para trabalhos futuros	72
	REFERÊNCIAS	73

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Ruptura dos fios do cabo condutor de energia elétrica. Fonte: Modificado de (SANTOS, 2015).	2
Figura 1.2 – ADV do tipo Stockbridge. Fonte: Retirado de (MAIA, 2018).	3
Figura 1.3 – Absorvedores Dinâmicos de Vibração em linhas de transmissão de energia elétrica. Fonte: Retirado de (MAIA, 2018).	3
Figura 3.1 – (A) Escoamento externo em torno do cabo condutor; (B) Amplitude máxima de vibração do cabo. Fonte: Modificado de (SNEGOVSKI, 2004).	14
Figura 3.2 – Tipos de regimes de fluxo em cilindros circulares . Fonte: Retirado de (JUNIOR, 2011).	15
Figura 3.3 – Número de Strouhal versus Número de Reynolds para cilindros circulares com superfícies lisas e rugosas . Fonte: Retirado de (MARCHI; MERINO, 2014).	16
Figura 3.4 – Tipos comuns de depósitos de gelo em cabos condutores. Fonte: Modificado de (JAFARI; HOU; ABDELKEFI, 2020).	17
Figura 3.5 – (A) Oscilações induzidas por esteira em um feixe duplo de condutores; (B) Forças de sustentação e de arrasto desequilibradas em um cabo condutor . Fonte: Modificado de (LILIEN, 2004).	18
Figura 3.6 – Modos de Vibrar induzidos por esteiras em condutores paralelos. Fonte: Modificado de (WARDLAW et al., 1975).	19
Figura 4.1 – Elemento de viga do cabo condutor. Fonte: Modificado de (SANTOS, 2015)	21
Figura 4.2 – Elemento infinitesimal de viga. Fonte: Modificado de (SANTOS, 2015)	22
Figura 4.3 – Sistema cabo condutor e absorvedor não amortecido. Fonte: Modificado de (FILHO, 2021).	33
Figura 4.4 – Comparação da FRF do sistema sem e com Absorvedor. Fonte: Retirado de (MAIA, 2018).	36
Figura 4.5 – Posição ótima do ADV segundo o critério russo. Fonte: Retirado de (MAIA, 2018).	37
Figura 5.1 – Linhas de Transmissão Niveladas. Fonte: Retirado de (SILVA, 2012).	39

Figura 5.2 – Elemento BEAM 188. Fonte: Retirado de (BANDEIRA; GONZALEZ, 2008).	40
Figura 5.3 – Cabo Grosbeak ACSR. Fonte: Modificado de (SILVA, 2022).	41
Figura 5.4 – Esquemático do cabo condutor representado por uma viga bi - apoiada sob força de tensionamento axial. Fonte: Modificado de (SILVA, 2022).	42
Figura 5.5 – Aplicação das condições de contorno.	43
Figura 5.6 – Representação dos locais e inserção do forçamento unitário. Modificado de (SILVA, 2022).	44
Figura 5.7 – Comparação do (A) ADV utilizado (B) Absorvedor Stockbrige real. Fonte: Modificado de (SILVA, 2022).	45
Figura 5.8 – Quantidade de elementos e condições de contorno na modelagem do ADV.	47
Figura 5.9 – Representação dos locais de acoplamento do ADV e inserção do forçamento unitário. Modificado de (SILVA, 2022).	48
Figura 6.1 – Erro (%) versus frequências naturais.	50
Figura 6.2 – Modos de vibrar: (A) Primeiro modo - 0,2741 Hz; (B) Segundo modo - 0,5488 Hz; (C) Terceiro modo - 0,8246 Hz; (D) Quarto modo - 1,1020 Hz .	52
Figura 6.3 – Modos de vibrar: (A) Quinto modo - 1,3815 Hz; (B) Sexto modo - 1,6638 Hz; (C) Sétimo modo - 1,9494 Hz; (D) Oitavo modo - 2,2387 Hz	52
Figura 6.4 – Modos de vibrar: (A) Nono modo - 2,5322 Hz; (B) Décimo modo - 2,8305 Hz.	53
Figura 6.5 – FRF do cabo sem absorvedor.	54
Figura 6.6 – Primeiro modo de vibrar do ADV - $\omega_1 = 1.3815$ Hz.	55
Figura 6.7 – Segundo modo de vibrar do ADV - $\omega_2 = 2.5322$ Hz	55
Figura 6.8 – FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_1 = 5,9414$ m para primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_2 = 11,8828$ m para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).	56
Figura 6.9 – FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_3 = 17,8242$ m para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_4 = 23,7656$ m para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).	57
Figura 6.10–FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_5 = 29,707$ m para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_6 = 35,6484$ m para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).	58
Figura 6.11–FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_7 = 41,5898$ m para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_8 = 47,5312$ m para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).	59
Figura 6.12–FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_9 = 53,4726$ m para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_{10} = 59,414$ m para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).	60
Figura 6.13–Desempenho do absorvedor nos locais de fixação para o primeiro caso.	61
Figura 6.14–Desempenho do absorvedor nos locais de fixação para o segundo caso. .	62

Figura 6.15–FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $X_5 = 11,0143$ m para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $X_9 = 6,0091$ m para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).	64
Figura 6.16–Comparação do desempenho do ADV na posição P_3 com o Método da CIGRÉ para o primeiro caso.	65
Figura 6.17–Comparação do desempenho do ADV na posição P_8 com o Método da CIGRÉ para o segundo caso.	66
Figura 6.18–FRFs do cabo sem e com ADV acoplado na posição $P_{10} = 59,414$ m em que o pico (A) -frequência A, o pico (B) - frequência B, pico (C) - frequência não amortecida e o pico (D) - frequência amortecida para o quinto modo. O pico (E) - frequência E, o pico (F) -frequência F, pico (G) -frequência não amortecida e o pico (H) - frequência amortecida para o nono modo.	67
Figura 6.19–Comportamento da amplitude de vibração para o quinto modo para diferentes posições do ADV.	68
Figura 6.20–Comportamento da amplitude de vibração para o nono modo para diferentes posições do ADV.	68

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Características dos tipos de vibrações e comparações. Fonte: Retirado de (SANTOS et al., 2008).	20
Tabela 2 – Propriedades mecânicas e dimensões do cabo ACSR Grosbeak. Fonte: Modificado de (SILVA, 2022; SILVA et al., 2020).	41
Tabela 3 – Valores de cada posição	44
Tabela 4 – Propriedades mecânicas e dimensões adotadas para o absorvedor dinâmico. Fonte: Modificado de (SILVA, 2022).	46
Tabela 5 – Comparação das frequências naturais entre a solução via MEF e a solução do autor (SILVA, 2022) para $L_1 = 51,950m$	51
Tabela 6 – Comparação entre frequências naturais calculadas analiticamente e via MEF para $L = 65.355$ m.	51
Tabela 7 – Frequências naturais do ADV.	54

Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>ACSR</i>	Condutor de Alumínio com reforço de aço
<i>APDL</i>	<i>ANSYS Parametric Design Language</i>
<i>MEF</i>	Método de Elementos Finitos
<i>FRF</i>	Funções Resposta em Frequência
<i>CIGRÉ</i>	Conselho Internacional sobre Grandes Sistemas Elétricos
<i>ADV</i>	Absorvedor Dinâmico de Vibrações

Lista de Símbolos

Re	Número de Reynolds
V	Velocidade [m/s]
F_L	Força de sustentação [N]
ν	Coefficiente de Poisson
D	Diâmetro do cabo condutor [m]
R	Raio do cabo condutor [m]
f_s	Frequência de formação de vórtices [Hz]
St	Número de Strouhal
ρ	Densidade [kg/m^3]
F_D	Força de descolamento de vórtices [N]
ω_n, f_n	Frequência natural [Hz]
L	Comprimento do cabo [m]
L_1	Comprimento do cabo 1 [m]
Ω	Frequência de forçamento [Hz]
C_L	Coefficiente de sustentação
I	Momento de inércia [m^4]
T	Força de tensionamento [N]
A	Área do cabo [m^2]
ρA	Densidade linear [kg/m]
E	Módulo de elasticidade do cabo condutor [N/m^2]
ω	Banda de frequência escolhida [Hz]

ω_r	Frequências naturais [Hz]
m_p	Massa do sistema primário [kg]
m_s	Massa do sistema secundário [kg]
F_p	Força aplicada no sistema primário [N]
$\alpha(\omega)$	Receptância [dB]
ω_p	Frequência natural do sistema primário isolado [Hz]
ω_s	Frequência natural do sistema secundário isolado [Hz]
μ	Razão de massas
X_s	Posicionamento do ADV pelo método CIGRÉ [m]
λ	Comprimento de onda [m]
m_e	Massa pontual esquerda do componente (II) do ADV [kg]
m_d	Massa pontual direita do componente (II) do ADV [kg]
E_2	Módulo de elasticidade da parte (II) do ADV [N/m^2]
E_1	Módulo de elasticidade da parte (I) do ADV [N/m^2]
L_e	Comprimento da viga do lado esquerdo (II) [m]
L_d	Comprimento da viga do lado direito (II) [m]
L_b	Comprimento da braçadeira [m]
R_1	Raio das partes (I) e (II) do ADV [m]
D_1	Diâmetro das partes (I) e (II) do ADV [m]
ω_{MEF}	Frequências naturais calculadas via MEF [Hz]
ω_{SA}	Frequências naturais calculadas via solução analítica [Hz]
M_{Le}	Massa da viga do lado esquerdo do ADV [kg]
M_{Ld}	Massa da viga do lado direito do ADV [kg]
M_b	Massa da braçadeira [kg]

1 Introdução

Cabos são estruturas leves e flexíveis, amplamente utilizadas na engenharia em diversas aplicações, seja para suportar cargas mecânicas e ambientais, transmitir energia, entre outras funcionalidades (TANG *et al.*, 2020; LEPIDI; GATTULLI; VESTRONI, 2007). Em projetos mecânicos de linhas de transmissão de energia, os cabos juntamente com os dispositivos presentes na linha, quando bem dimensionados, evitam a ocorrência de efeitos indesejáveis como sobrecargas mecânicas e elétricas, apresentando maior durabilidade e eficiência (BRAGA *et al.*, 2011).

Em um projeto estrutural de linhas de transmissão, a escolha dos tipos de materiais utilizados nos cabos condutores e estruturas acessórias, o nível de tensão a que estão submetidos e as condições de carga são importantes para o entendimento do processo de falha do sistema e posterior manutenção (REINKE *et al.*, 2020). Segundo (ROLIM *et al.*, 2013a), as falhas nos condutores causam perdas consideráveis no setor elétrico, causando a interrupção das atividades diárias e comerciais. Um bom exemplo a ser citado é a falha de um condutor ACSR (Condutor de Alumínio com reforço de aço) em 2002, que atingiu o sul, sudeste e centro - oeste do Brasil, deixando quase 67 milhões de brasileiros sem energia (AZEVEDO; CESCÓN, 2002). De acordo com (TIAN; LIU, 2021), os efeitos de cargas ambientais (vento) incidindo sobre o condutor e o depósito de gelo na superfície do mesmo, aceleram o processo de fadiga em estruturas acessórias, que por sua vez diminuem a vida do sistema, causando colapsos estruturais.

Segundo (WOLF *et al.*, 2018; JAFARI; SARKAR, 2020), a ação direta de forças externas, provenientes de cargas eólicas entre outras, sobre os cabos condutores causam o atrito entre os fios dos cabos, culminando na sua ruptura em um determinado número de ciclos. No momento em que a frequência de excitação se aproxima da frequência de ressonância, ocorre a amplificação de tensões e deformações nos pontos de fixação dos cabos condutores, como apoios ou grampos, promovendo o aumento dos esforços cíclicos, causando a ruptura dos fios componentes do condutor por fadiga (MAIA, 2018). O processo de ruptura por fadiga nos fios do cabo condutor é ilustrado na Fig.(1.1).

De acordo com (MATT; CASTELLO, 2007), a energia mecânica é dissipada entre os fios constituintes do cabo condutor (amortecimento de Coulomb) e devido às perdas aerodinâmicas durante as vibrações de flexão (amortecimento aerodinâmico). Salienta-se também que no processo de tensionamento do cabo, o condutor suporta diretamente as

ações da tensão axial e da carga de torção (JIAN et al., 2019).

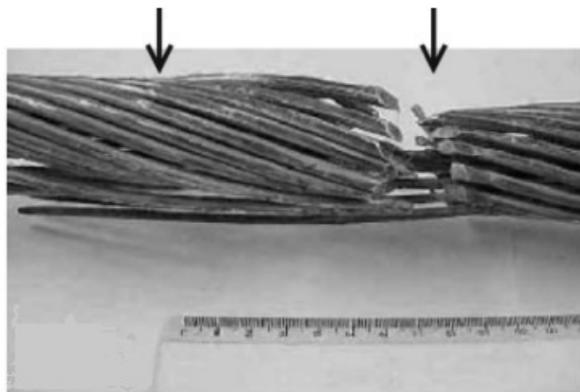


Figura 1.1 – Ruptura dos fios do cabo condutor de energia elétrica. Fonte: Modificado de (SANTOS, 2015).

Em seus estudos (MCCLURE; LAPOINTE, 2003) investigaram um caso de uma seção de linha de transmissão de energia que sofreu duas falhas na torre devido a quebras dos condutores durante uma tempestade de gelo. Esse trabalho foi dividido em duas partes: a primeira em relação a análise estática, que estabelece a base dos cálculos no projeto estrutural de linhas de transmissão; e a última relacionada a análise dinâmica que prevê a resposta transitória da linha de transmissão submetida à cargas externas atuantes no condutor, que podem ser estáticas (gelo) ou quase estáticas (vento estável idealizado), induzindo a falha repentina dos componentes. Na parte dinâmica utilizou-se o *software* de elementos finitos ADINA para prever o comportamento real do modelo. O modelo dinâmico foi aplicado com sucesso em diversos exemplos de cabos.

Para controlar os fenômenos de vibrações eólicas (liberação de vórtices no condutor, na faixa de frequência de 3 a 150 Hz, para velocidades de 1 a 7 m / s), galope do condutor (depósito de gelo na superfície dos condutores, na faixa de frequência entre 0,1 e 3 Hz, para velocidades de 7 a 18 m / s) e oscilações induzidas por esteira (quando um condutor penetra na esteira do outro, em uma frequência de 0,15 a 10 Hz, com velocidades de 4 a 18 m / s), são utilizados absorvedores (BRAGA et al., 2011; ROSSI et al., 2020; CANALES et al., 2008).

Geralmente os Absorvedores Dinâmicos de Vibrações - ADVs são utilizados em sistemas onde as variáveis de projeto não podem ser alteradas, funcionando como sistemas secundários que quando acoplados ao sistema primário (cabo condutor) absorvem a energia deste. Desenvolvido em 1924 por George H. Stockbridge, o absorvedor tem a finalidade de dissipar a energia mecânica do sistema primário, e conseqüentemente atenuar as amplitudes de vibração do cabo condutor (CANALES et al., 2008). De acordo com (VAJA; BARRY; TANBOUR, 2018; NGUYEN; MACDONALD, 2018), esses são eficazes quando suas frequências naturais são sintonizadas nas frequências de Strouhal. O ADV mais utilizado é o *Stockbridge* - Fig.(1.2), composto por dois contrapesos localizados nas extremidades de um cabo, denominado de cabo mensageiro (CANALES et al., 2008; MAIA, 2018).



Figura 1.2 – ADV do tipo Stockbridge. Fonte: Retirado de (MAIA, 2018).

De acordo com (SILVA, 2012), é de suma importância o desenvolvimento de técnicas que venham a mitigar os danos estruturais em cabos condutores e conseqüentemente a não interrupção do fornecimento de energia, ressaltando-se assim a importância do acoplamento de ADVs ao longo do cabo condutor. Conforme (SAVI; PAULA, 2017) o absorvedor linear (sistema secundário) deve ser projetado de forma adequada para funcionar em frequências naturais bem definidas. As frequências naturais do ADV devem ser sintonizadas nas frequências de ressonância do cabo condutor. Por esse motivo, torna-se necessário realizar as análises dinâmicas do cabo condutor e do absorvedor separadamente, antes do acoplamento dos dois sistemas. Na Fig.(1.3) tem-se uma ilustração do conjunto (absorvedores e cabos) nas linhas de transmissão de energia elétrica.

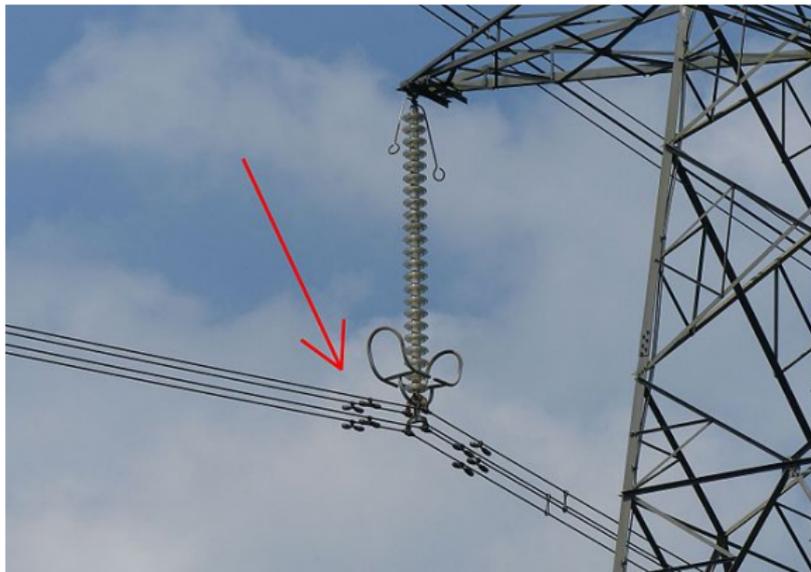


Figura 1.3 – Absorvedores Dinâmicos de Vibração em linhas de transmissão de energia elétrica. Fonte: Retirado de (MAIA, 2018).

1.1 Justificativa

Os cabos condutores presentes em linhas de transmissão elétrica estão submetidos a diversas condições externas que interferem diretamente no funcionamento do sistema (estruturas acessórias, dentre outras). Este trabalho contribui na avaliação do comportamento dinâmico de um cabo condutor sem e com ADV, identificando as situações relacionadas

aos maiores níveis de vibrações devido à aplicação de cargas, assim como a mitigação dos níveis de vibrações. A influência positiva do absorvedor aumenta o número de ciclos de vida do cabo, permitindo maior economia e redução dos custos para o sistema de linhas de transmissão de energia. A análise numérica realizada pode contribuir para o projeto e estudo de novas estruturas mais resistentes à agentes externos, que operem por mais tempo e segurança.

1.2 Contribuições

Esta dissertação apresenta duas formas de avaliar o desempenho do ADV acoplado ao cabo. Na primeira, a faixa de desempenho do absorvedor é definido pela distâncias entre os dois picos de ressonância entre a frequência de projeto do ADV (análise não-ajustada - primeiro caso); na segunda, a faixa é definida a partir de amplitudes de vibrações menores quando comparadas à situação sem ADV (análise ajustada - segundo caso). A partir da metodologia proposta, foi possível obter os melhores posicionamentos do ADV, que foram diferentes do que é proposto pela Norma da CIGRÉ (Conselho Internacional sobre Grandes Sistemas Elétricos). A norma apresentada pela CIGRÉ orienta que o posicionamento do absorvedor ao longo do cabo deve estar em 1,70 vezes $1/4$ do comprimento de onda. Os resultados obtidos neste estudo sugerem que o posicionamento do ADV em posições específicas, diferentes das apresentadas pela Norma, reduz consideravelmente as amplitudes de vibração do cabo. As principais contribuições deste trabalho em relação aos modelos já existentes na literatura (MAIA, 2018; SILVA, 2022) são: realização da análise de convergência do problema, obtenção das Funções Resposta em Frequência médias pela média aritmética das FRFs individuais que correspondem as posições de $P_1 = 5,9414$ m à $P_{10} = 59,414$ m apresentadas na Tab.(3); calibração dos parâmetros do absorvedor para obter as frequências de sintonização para um cabo com comprimento de 65,355 m; confronto dos resultados das análises não - ajustada e ajustada com o Método da CIGRÉ a partir do *software* ANSYS e análise das amplitudes de vibração nas posições de $P_1 = 5,9414$ m à $P_{10} = 59,414$ m.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo geral estudar o efeito do posicionamento do ADV ao longo de um cabo condutor no que se refere a mitigação dos níveis de vibração, considerando duas formas distintas de calcular a faixa de operação do ressonador.

Os objetivos específicos são:

- Realizar análises modal e harmônica de cabos condutores de linhas de transmissão utilizando o Método de Elementos Finitos - MEF a partir do *software* ANSYS;

- Simular numericamente o ADV, a fim de encontrar duas frequências que coincidam com duas frequências de ressonância do cabo condutor;
- Realizar a simulação do conjunto (cabo condutor e absorvedor) e analisar o comportamento dinâmico;
- Avaliar o desempenho do ADV a partir da mudança do seu posicionamento ao longo do cabo para duas formas de calcular a faixa de operação do ADV;
- Avaliar a diminuição das amplitudes de vibração com a aplicação do ADV.

1.4 Estrutura da Dissertação

Este trabalho está estruturado da seguinte forma:

Este capítulo apresenta o problema de estudo, a justificativa e os objetivos deste trabalho. O capítulo 2 apresenta diversas teorias e estudos recentes encontrados na literatura, relacionados a cabos condutores de linhas de transmissão de energia tais como: formulações matemáticas, análises de fadiga e estudos de vibrações em estruturas acessórias (espaçadores, ADVs, dentre outras) em linhas de transmissão.

O capítulo 3 aborda os diferentes tipos de vibrações em cabos condutores de energia, bem como as características associadas ao movimentos dos condutores na presença de cargas externas ambientais.

O capítulo 4 apresenta o arcabouço teórico do trabalho, como o estudo acerca da teoria dinâmica de sistemas contínuos, tais como: a apresentação da equação das frequências naturais e autofunções do cabo condutor modelados a partir do elemento de viga BEAM 188. O modelo de Elementos Finitos também foi definido, tais como as etapas de solução no *software* ANSYS. Por último, é tratada a Função Resposta em Frequência - FRF, a dinâmica do ADV sem amortecimento e suas normas de posicionamento ao longo do cabo condutor.

No capítulo 5 é apresentada a metodologia do trabalho, bem como o procedimento para a realização das análises dinâmicas do cabo condutor e do ADV separados e acoplados. O capítulo 6 apresenta os resultados e discussões das simulações desenvolvidas na metodologia. No capítulo 7 são realizadas as considerações finais, a conclusão do projeto e as propostas para trabalhos futuros.

2 Revisão da Literatura

2.1 Aspectos Gerais

Primordialmente a construção de modelos e as principais formulações matemáticas para o estudo do comportamento de cabos condutores de linhas de transmissão, basearam-se nas formulações da teoria de viga, considerando os efeitos de rigidez geométrica, de flexão, de cisalhamento e inércia rotacional (SOUSA et al., 2011).

Segundo (KALOMBO et al., 2019), os carregamentos de vento por sua vez fazem com que o cabo sofra a ação da força de aperto, gerando tensão de flexão e tensão média devida à carga de estiramento do cabo. As principais análises sobre os procesos de falha, seja por fadiga, entre outros, aos cabos de linhas de transmissão, também serão apresentados nesse capítulo. Estudos recentes acerca da utilização de absorvedores dinâmicos do tipo *Stockbridge* serão apresentados. Os principais métodos para a modelagem de cabos e absorvedores também serão aqui apresentados.

2.2 Estudos sobre formulação matemática dos cabos a partir da teoria de barras e vigas e análises de fadiga

Em 2011 Sousa e colaboradores (SOUSA et al., 2011) analisaram a influência da rigidez à flexão, do cisalhamento e da inércia rotacional nas frequências naturais de condutores de linhas de transmissão, cujos resultados foram comparados com os observados usando a teoria de cordas vibrantes, no qual apenas a rigidez geométrica é considerada. Sousa e colaboradores (SOUSA et al., 2011) observaram que ao desprezar os efeitos de rigidez à flexão, cisalhamento e inércia rotacional foram induzidos erros de 34% nas frequências naturais. Daí a importância de levar em consideração a teoria de viga. No estudo de (SOUSA et al., 2011), foi desenvolvida analiticamente a equação de movimento do cabo assumindo pequenas deformações, aplicando-se por último o Método de Newton - Raphson para solucionar as equações não - lineares. Em seus estudos, (GONG et al., 2020) simplificaram a modelagem de cabos, abordando sua rigidez estática e dinâmica, sendo a última a combinação da primeira e do coeficiente dinâmico do cabo, (GONG et al., 2020) mostrou boa concordância das análises estática e dinâmica que mostram que o modelo

de mola baseado na rigidez dinâmica, apresenta boa precisão e eficiência computacional superior em comparação com o modelo de cabo suspenso.

Estabeleceu-se, no estudo de (JR, 2003), a elaboração de um elemento finito de barra, utilizado em análises estática e dinâmica não - lineares de pórticos planos e estruturas formadas por cabos, dando relevância ao estudo de cabos de linhas de transmissão. Neste estudo, utilizou-se a formulação co - rotacional, que se baseia em um sistema auxiliar de coordenadas que se move com o elemento a medida que o mesmo se deforma, consistindo no desenvolvimento de uma nova metodologia para o tratamento de cargas distribuídas.

Em 2013 Rolim e colaboradores (ROLIM et al., 2013b) mostraram que uma das principais causas de ruptura do cabo por fadiga é devido a ação do vento ao longo do cabo, induzindo tensões cíclicas. Nesse estudo foi utilizada a equação de Poffenberger - Swart (P-S) para relacionar os deslocamentos e tensões no cabo condutor. A solução analítica formulada por J.Poffenberger e R.Swart (POFFENBERGER; SWART, 1965), mostrou que a relação de proporcionalidade entre flexão dinâmica e deslocamento diferencial é utilizada em análises lineares em cabos multicondutores.

Foi proposto por (RUIZ; LOYOLA; BELTRAN, 2020), em seu estudo, um algoritmo para estimar a faixa de tensão versus o número de ciclos experimentais para um cabo através das simulações do Método de Monte Carlo e as Técnicas de Amostragem do Conceito de Importância, baseando-se em abordagem probabilística de incertezas nas propriedades do cabo, tais como: condições iniciais, amortecimento e excitação do vento. Este algoritmo, modela um cabo de alta fidelidade, considerando suas componentes helicoidais, sendo capaz de capturar as mudanças na curvatura do cabo devido às vibrações transversais, imprescindíveis para o estudo de fadiga em cabos.

Em sua análise (PAPAILIOU, 1997) apresentou um modelo mais sofisticado de cabos condutores submetidos a cargas de tração e flexão simultâneas, levando em conta a geometria helicoidal dos fios, o atrito intercamadas e o deslizamento intercamadas durante a flexão, que levam a uma rigidez de flexão variável, ou seja, uma rigidez que muda com o deslocamento de flexão e a tensão aplicada no condutor. O atrito e deslizamento intercamadas são fatores que causam o rompimento dos cabos e conseqüentemente a fadiga em cabos condutores. O conceito teórico de (PAPAILIOU, 1997), validou-se a partir de testes sob uma configuração de medida inovadora, o "scanner de cabos", que detecta, por varredura sem contato da superfície do condutor, o deslocamento e a curvatura do eixo do condutor. Sendo esse estudo importante para prevenir a ruptura de cabos condutores, reforçando as áreas fragilizadas.

Em seu estudo, (REINKE et al., 2020) observaram que a aplicação de tratamentos térmicos ineficientes e a presença de impurezas de ferro nas microestruturas reduzem a resistência à fadiga, a vida à fadiga e, conseqüentemente, as propriedades mecânicas de um cabo condutor. Em seu estudo (LEPIDI; GATTULLI; VESTRONI, 2007) mostraram que a intensidade do dano, bem como sua extensão, alteram significativamente as características

dinâmicas, frequências e formas modais dos cabos. Segundo (ROSSI et al., 2020), para identificar danos no condutor, devido ao fenômeno do galope do condutor, análises de risco podem ser utilizadas para melhorar a saúde da estrutura.

No estudo de (LAVANDOSCKI, 2005), foram encontrados resultados do comportamento estrutural de cabos de linhas de transmissão, sujeitas a excitação eólica, bem como: deslocamentos, tensões, modos, frequências naturais e respostas dinâmicas, com a finalidade de estimar os parâmetros correlacionados à vida útil do cabo. A partir das tensões foram estimadas a vida útil do cabo, sendo de importância fundamental no estudo de fadiga em cabos. Segundo (MCCLURE; LAPOINTE, 2003), os materiais podem se tornar uma fonte de não - linearidade quando os suportes são danificados, induzindo a grandes tensões e respectivamente a falhas.

2.3 Estudos acerca de vibrações em estruturas acessórias e cabos de linhas de transmissão

Em estudos realizados por (MACHADO et al., 2020; DUTKIEWICZ; MACHADO, 2019), foram investigadas análises dinâmicas de um cabo condutor de linhas de transmissão sob o embasamento teórico do Método de Elementos Espectrais. Este método baseia-se na solução analítica da equação da onda de deslocamento no domínio da frequência; além disso, foi mostrado a partir destes estudos que a precisão das previsões do modelo reduzem os esforços computacionais quando comparados a modelos de elementos finitos (MEF). Dois modelos numéricos baseados no Método de Elementos Espectrais foram construídos para linhas de transmissão levando em conta o amortecimento histerético e aerodinâmico e cujas análises consideram diagramas de dispersão e funções de resposta em frequência (FRFs).

Segundo (LEE, 2009), o Método dos Elementos Espectrais apresenta um método de malha semelhante ao MEF, nos quais as funções de forma de elemento aproximadas são substituídas por funções de forma dinâmica obtidas a partir da solução exata das equações diferenciais governantes. A diferença do Método dos Elementos Espectrais em relação ao Método de Elementos Finitos, é que um único elemento modela qualquer parte contínua e uniforme da estrutura, apresentando-se como uma vantagem. Esse recurso reduz significativamente o número de elementos necessários no modelo de estrutura e melhora a precisão da solução do sistema dinâmico. Além disso, uma solução de problema linear é resolvida usando a equação da matriz do sistema global relacionada aos graus de liberdade nodais espectrais globais (GDLs), na solução no domínio do tempo apenas é necessária a transformada discreta inversa de Fourier (TDF). As vantagens do Método dos Elementos Espectrais segundo (DOYLE, 1989b; LEE, 2009; DOYLE, 1989a) são: baixos custos computacionais, eficácia em lidar com problemas no domínio da frequência e com as condições de contorno não refletivas dos problemas de domínio infinito ou semi-infinito.

O Método dos Elementos Espectrais são aplicados em diversas situações na engenharia, como o estudo da dinâmica de rotor, laminado composto e rede periódica realizado por Lee (LEE, 2009), o comportamento de onda em compósitos e em meios homogêneos com aplicações em estruturas, monitoramento da saúde e controle ativo de vibração (CHAKRABORTY; GOPALAKRISHNAN, 2003; MACHADO; KHALIJ; FABRO, 2019), e relacionado à detecção de danos estruturais, incluindo propagação estocástica e de onda (OSTACHOWICZ, 2008).

No seu livro (SAVI; PAULA, 2017) apresentou conceitos fundamentais para a modelagem de cabos como sistemas contínuos, bem como a aplicação corretas das condições de contorno. Foi apresentado também uma introdução a modelos dinâmicos não - lineares. Sendo o livro de (SAVI; PAULA, 2017) de fundamental importância para esse estudo. No trabalho dos autores (SIMPSON; SALMON; TAYLOR, 1990), foram apresentadas as principais metodologias associadas ao controle de vibrações em cabos múltiplos de linhas de transmissão de alta tensão. A primeira metodologia consiste na combinação de espaçadores de elementos rígidos e amortecedores do tipo *Stockbridge* nas extremidades da linha; a última diz respeito ao posicionamento adequado de espaçadores-amortecedores. No seu estudo (OLIVEIRA et al., 2020) afirma que amortecedores do tipo *Stockbridge* são eficazes e robustos para mitigar a vibração de cabos suspensos, sujeitos a vibrações induzidas por vórtice e outros tipos de vibrações ressonantes. Esses amortecedores consistem em duas massas e um cabo mensageiro acoplado ao cabo por um braçadeira. Observou-se, no estudo de (DI et al., 2020), que a frequência de vibração diminui com o aumento da amplitude de vibração, assim como o amortecimento. Portanto, para que o controle de vibração seja eficaz é necessário escolher um amortecedor *Stockbridge* com grande frequência, pois grandes frequências implicam em menores amplitudes. De acordo com (ANDERSON; HAGEDORN, 1995), os espaçadores - amortecedores são utilizados para mitigar a falha por fadiga em condutores devido à vibração eólica, fortalecendo o descrito anteriormente por outros autores.

No trabalho de (SILVA, 2022) realizaram-se análises modais e harmônicas via Método de Elementos Finitos para averiguar o comportamento dinâmico de um cabo condutor sem e com absorvedores de vibração. Nesse modelo, considerou-se apenas a aplicação de um carregamento concentrado ao cabo condutor. A fim de ampliar a faixa de atenuação, implementou-se ao cabo um conjunto de absorvedores. O desempenho também foi quantificado a partir das faixas de atenuação. No seu estudo (SILVA, 2022) observou-se que na posição a 18,1825 metros da extremidade do cabo condutor foi a melhor para a atenuação das duas frequências de projeto e que o posicionamento do absorvedor ao longo do cabo interfere diretamente na performance. Os melhores resultados para o aumento das faixas de atenuação foi com 5 e 10 ADVs acoplados ao cabo, entretanto observou-se que o incremento de massa no cabo é um fator adverso que limita as suas aplicações.

No âmbito da análise do controle passivo de vibrações, o trabalho de (MAIA, 2018) teve como objeto de estudo a investigação do posicionamento de um absorvedor

a partir do critério de energia total de vibração do cabo. Inicialmente realizaram-se as análises dinâmicas via MEF do cabo condutor sozinho e com ADV de forma livre ou com a aplicação de cargas concentradas e distribuídas. Avaliou-se o desempenho a partir da energia total do sistema, onde as melhores localizações para o ADV são confrontadas com a disposição recomendada pelo método CIGRÉ. Para um carregamento concentrado observou-se que a melhor locação do ADV consiste em 0,704 m do grampo de suspensão. No cabo simulado com cargas distribuídas, verificou-se que os posicionamentos do ADV em todas as frequências de ressonância ficaram próximos ao resultado da norma. Na situação com forçamento distribuído ao longo do cabo, constatou-se que o absorvedor reduziu a vibração no condutor quando comparado com o método CIGRÉ.

Na pesquisa de (OLIVEIRA et al., 2007) foi proposta uma técnica, a partir do Método de Elementos Finitos, que analisou o comportamento dinâmico das linhas de transmissão de energia. Este modelo considerou o efeito da não - linearidade geométrica, decorrentes do acoplamento das estruturas acessórias (cabos, isoladores) e a estrutura. Utilizaram-se no modelo elementos finitos de pórtico e treliça espacial. A ação do vento sobre a estrutura foi computada ao sistema a partir das propriedades estáticas, configurando um processo não - determinístico. A parcela dinâmica, assim como neste trabalho é fundamental para prever o real comportamento do sistema.

O trabalho de (CARVALHO, 2015) teve por objeto de estudo a análise dinâmica de linhas de transmissão sujeitas a solicitações do vento. Neste trabalho o comportamento estático do sistema foi previsto através de um modelo tridimensional englobando todo o sistema estrutural (torres, cabos e cadeias de isoladores), com a atuação de cargas de vento estáticas equivalentes. Na parte dinâmica do modelo avaliou-se um modelo espacial de um cabo isolado, englobando as não linearidades geométricas (grandes deformações) e o amortecimento aerodinâmico, de grande importância nos casos em que a estrutura assume velocidades próximas às do vento. De acordo com (MCCLURE; LAPOINTE, 2003), tem-se que a análise dinâmica é utilizada para prever a resposta transitória da linha de transmissão submetida à cargas dinâmicas, bem como: as que induzem falha dos componentes estruturais ou causam o derramamento de gelo repentino nos condutores.

A pesquisa proposta por (MCCLURE; LAPOINTE, 2003), estuda o comportamento da modelagem macróscopica em análises dinâmicas de linhas de transmissão, em uma seção de linha que sofreu duas falhas da torre devido à ruptura do condutor durante uma tempestade de gelo, cujo objetivo é capturar as características provenientes da propagação de cargas dinâmicas em uma seção da linha. Essa modelagem de cabos foi realizada por meio do *software* ADINA, que utiliza uma abordagem de elementos finitos, adequado para a análise de linhas de transmissão sujeitas à quebra de condutores (falhas de componentes de linha), oferecendo grandes formulações cinemáticas que simulam a remoção de elementos de cabo durante a análise, fornecendo uma maneira de impedir que a queda de um condutor rompido atinja ao solo. Salienta-se que a ruptura de um elemento condutor causa mudanças nas condições de contorno do sistema e induzem grandes deslocamentos não - lineares dos

cabos e da coluna do isolador. Para a construção da malha de elementos finitos, foram observadas as principais características do problema, bem como: o tempo de quebra do cabo, o espaçamento entre os pontos de integração (formulação dos elementos) e os incrementos de tempo utilizados na integração direta das equações incrementais de movimento. Os cabos foram modelados por elementos de treliça isoparámetros de dois nós (lineares) com três graus de liberdade translacionais disponíveis em cada nó em modelos tridimensionais (e dois em modelos bidimensionais).

De acordo com (KEYHAN; MCCLURE; HABASHI, 2013a), os cabos condutores de linhas de transmissão, são extremamente afetados por cargas dinâmicas, em especial à do vento, responsáveis pelos esforços máximos de 80 % dos elementos estruturais (JUNIOR, 2007; HOLMES, 2020), podendo também aplicar, em linhas de transmissão com comprimento de 500 m, altas forças no topo das estruturas de suportes, gerando altas tensões (CARVALHO; QUEIROZ; FAKURY, 2016; STENGEL et al., 2017a) e levando à possíveis falhas. Os cabos são afetados por apresentarem grande comprimento e maior flexibilidade com relação aos seus suportes. Utilizando-se para os mesmos, diferentes tipos de elementos utilizados nos suportes, que apresentam maior rigidez.

O trabalho de (OLIVEIRA et al., 2020) foi baseado na apresentação de uma metodologia numérica via MEF que avaliasse o comportamento estrutural de cabos de linhas de transmissão sob cargas de ventos dinâmicas não - determinísticas, levando em conta o amortecimento aerodinâmico e a não - linearidade geométrica, considerando diferentes vãos e velocidades de vento. Os resultados das simulações numéricas foram comparados com os resultados das análises quase - estáticas considerando a velocidade média e as análises quase - estáticas realizadas com base nas normas NBR ABNT 6123, aqui utilizada, NBR ABNT 5422, IEC 60826, EN 50341 e ASCE 74. Estas normas utilizam procedimentos simplificados para estimar as forças dinâmicas em linhas de transmissão sujeitas ao vento. Entretanto os fatores corretivos, são determinados de formas diferentes em cada norma, implicando em valores diferentes de força do vento. O trabalho de (OLIVEIRA et al., 2020), considerou o amortecimento aerodinâmico, e avaliou a influência da velocidade do vento e do comprimento do vão na resposta dinâmica de cabos, além de comparar os resultados das forças do vento com outras normas, sendo de relevante contribuição para este trabalho. Outros pesquisadores (BATTISTA; RODRIGUES; PFEIL, 2003; CLUNI; GUSELLA; BARTOLI, 2008; Prasad Rao et al., 2010; MARA; HONG, 2013; HUNG et al., 2014; WANG; CHEN; LI, 2017), desenvolveram estudos numéricos e analíticos e contribuíram para a pesquisa acerca do comportamento de linhas de transmissões sujeitas a ação dinâmica do vento. No âmbito da interação fluido - estrutura, outros autores (KEYHAN; MCCLURE; HABASHI, 2013b; STENGEL et al., 2017b; CARVALHO et al., 2018) analisaram a importância de se realizar análises dinâmicas de cabos isolados a cargas de vento, com a inserção do amortecimento aerodinâmico na análise.

Em seu trabalho (SANTOS, 2015) desenvolveu um modelo baseado no Método de Elementos Finitos para um condutor sem e com amortecedor Stockbridge considerando

a teoria de viga Euler - Benoulli sob tração axial. Observou-se nesse estudo uma boa concordância com o estudo experimental de (BARBIERI; JÚNIOR; BARBIERI, 2004).

3 Vibrações em Condutores

3.1 Aspectos Gerais

De acordo com (MATT; CASTELLO, 2007), um dos principais agentes externos que causam as vibrações de cabos condutores, presentes nas linhas de transmissão de energia elétrica, é o vento; juntamente com outras intempéries: gelo, chuvas. Com a atuação do vento no cabo condutor, forças aerodinâmicas provenientes do escoamento, como: sustentação, arrasto e momento, são geradas. Segundo (MATT; CASTELLO, 2007), a força de sustentação atua na direção perpendicular ao fluxo, e a força de arrasto na direção normal ao fluxo médio. Forças estas, de acordo com (QI et al., 2015), que são correlacionadas com a densidade do ar, velocidade do vento e tamanho do condutor. Diferentes ângulos de sustentação, geram forças de sustentação com resultados diferentes, inferindo-se mudanças na velocidade do vento, e conseqüentemente no movimento do cabo condutor. No presente capítulo serão abordados os diferentes movimentos vibratórios pertinentes a cabos condutores.

3.2 Classificação dos movimentos em condutores

De acordo com (MATT; CASTELLO, 2007), na presença da carga de vento os condutores são submetidos a altas tensões e deformações, podendo causar conseqüentemente danos por fadiga. Segundo (BRAGA et al., 2011), a incidência das cargas eólicas sob os condutores geram:

- o atrito entre os fios constituintes do cabo condutor;
- perdas aerodinâmicas durante as vibrações de flexão;
- amplificação das amplitudes de vibração.

Os movimentos vibratórios dos cabos condutores são divididos em três tipos: Vibrações Eólicas, Galope do Condutor e Oscilações devido à Esteira. Estes serão apresentados em maiores detalhes a seguir.

3.2.1 Vibrações Eólicas

Vibrações eólicas correspondem aos tipos mais comuns de vibrações em condutores de linhas de transmissão de energia, que segundo (QI et al., 2015) são provocadas pelo desprendimento de vórtices na faixa de frequência de aproximadamente 0–150 Hz, à velocidades de vento na faixa de 0,5–7 m/s. Este desprendimento de vórtices em torno do condutor, causa a diferença entre as pressões superior e inferior, movimentando o mesmo. Na Fig.(3.1), tem-se um esboço do escoamento em torno do condutor e a resposta vibratória típica.

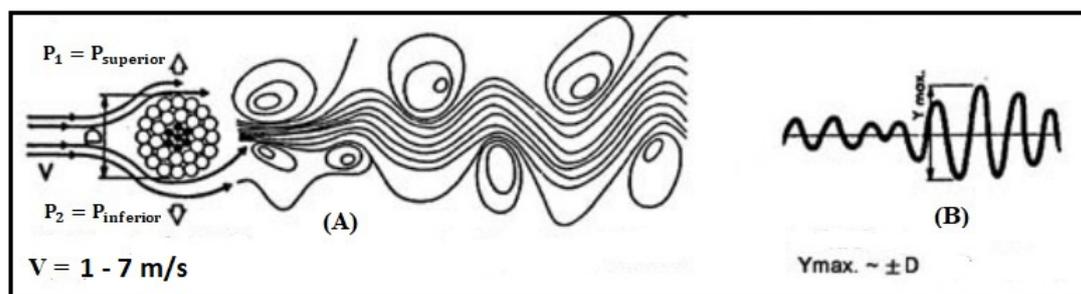


Figura 3.1 – (A) Escoamento externo em torno do cabo condutor; (B) Amplitude máxima de vibração do cabo. Fonte: Modificado de (SNEGOVSKI, 2004).

De acordo com (MATT, 2009), estes movimentos (vibrações) apesar de terem baixas amplitudes de aproximadamente uma vez o diâmetro do cabo condutor ($\sim 1D$), são responsáveis por fenômenos que podem comprometer a integridade estrutural causando a ruptura do cabo, por exemplo: a fadiga. Com o escoamento do fluido em torno do condutor, o ponto de separação da camada limite e as características de liberação de vórtices estão ligadas intimamente ao número de Reynolds, calculado a partir da Eq.(3.1).

$$Re = \frac{V.D}{\nu} \quad (3.1)$$

onde V é a velocidade do fluido, D é o diâmetro do condutor e ν é a viscosidade cinemática do fluido. Na Fig.(3.2), ilustra-se o comportamento do fluxo com o aumento do Número de Reynolds. De acordo com (JUNIOR, 2011), com o aumento da velocidade, e consequentemente do Número de Strouhal, tem-se o aumento da frequência de formação de vórtices, causando o desprendimento do fluxo em torno da superfície do cabo condutor, formando uma esteira de vórtices de Karman. Observa-se esse fenômeno na Fig.(3.2).

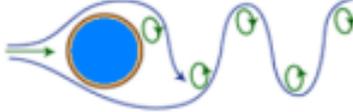
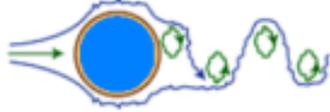
Esteira de Vórtices	Faixa do Número de Reynolds
	$Re < 5$ Regime de fluxo não separado.
	$5 \leq Re < 40$ Um par fixo de vórtices em turbulência.
	$40 \leq Re < 150$ Esteira de vórtices é laminar. $150 \leq Re < 300$ Transição para vórtice turbulento.
	$300 \leq Re < 3 \cdot 10^5$ A esteira de vórtices é totalmente turbulenta.
	$3 \cdot 10^5 \leq Re < 3,5 \cdot 10^6$ Camada-limite laminar sofreu transição turbulenta, sendo estreita e desorganizada.
	$3,5 \cdot 10^6 \leq Re$ Reestabelecimento da esteira de vórtices turbulento.

Figura 3.2 – Tipos de regimes de fluxo em cilindros circulares . Fonte: Retirado de (JUNIOR, 2011).

O número de Strouhal, relaciona a frequência de formação de vórtices f_s , o diâmetro do condutor D e a velocidade do vento V . Este valor é definido na Eq.(3.2) abaixo:

$$St = \frac{f_s D}{V} \quad (3.2)$$

Isolando-se a velocidade do vento na Eq.(3.2), tem-se a Eq.(3.3).

$$V = \frac{f_s D}{St} \quad (3.3)$$

Na Fig.(3.3), tem-se um gráfico do Número de Strouhal (St) versus Número de Reynolds para superfícies de cabo lisa e rugosa.

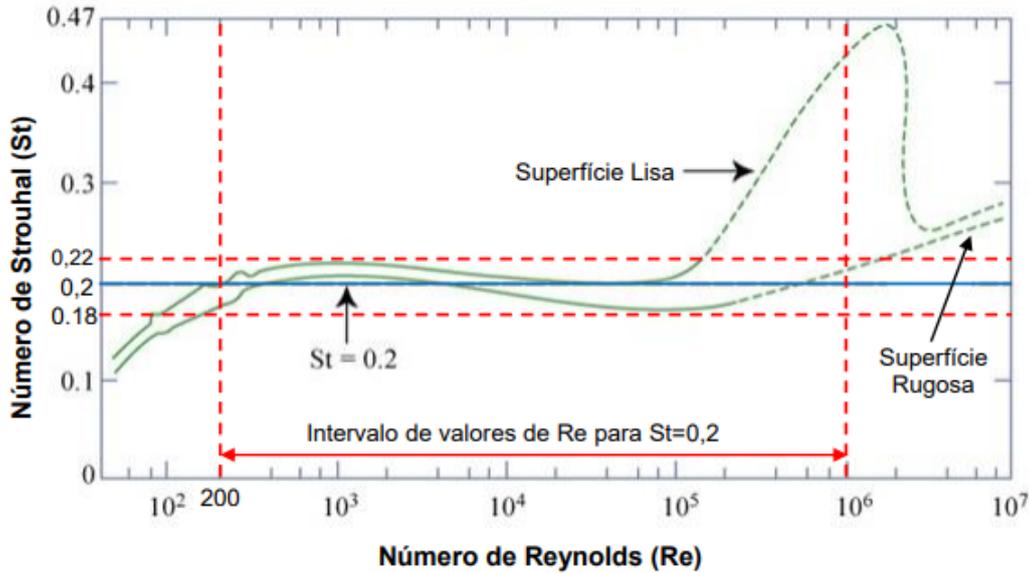


Figura 3.3 – Número de Strouhal versus Número de Reynolds para cilindros circulares com superfícies lisas e rugosas . Fonte: Retirado de (MARCHI; MERINO, 2014).

Com o aumento do Número de Reynolds, observando-se as Eq.(3.1) e Eq.(3.2) , tem-se um aumento do Número de Strouhal. A partir de estudos experimentais, (MATT; CASTELLO, 2007) mostraram que o número de Strouhal para cabos condutores está dentro da faixa de 0,185 a 0,22. Se uma frequência do cabo ω_n atingir uma dessas frequência de excitação f_s , o cabo irá vibrar, reduzindo a vida do sistema. Para este trabalho, assume-se um Número de Strouhal de $St = 0,19$, que de acordo com (MARCHI; MERINO, 2014; LABEGALINI et al., 1992) é bastante utilizado em projetos de linhas de transmissão, além de englobar a maior parte dos escoamentos laminares e turbulentos na faixa de $200 \leq Re \leq 10^6$, podendo ser aplicado tanto à superfícies lisas quanto à rugosas. Isso pode ser observado no gráfico da Fig.(3.3). Outra força importante a ser definida na Eq.(3.4) é a força de sustentação, que é a amplitude da força de descolamento de vórtices.

$$F_L = \frac{1}{2}\rho C_L D L V^2 \quad (3.4)$$

onde V é a velocidade do fluido, C_L é o coeficiente de sustentação, igual a 0,3, D é o diâmetro do cabo condutor, ρ é a densidade do ar, igual a $1,225 \frac{Kg}{m^3}$ e L o comprimento da amostra de cabo. Com a força de sustentação definida na Eq.(3.4), tem-se a força de descolamento de vórtices na Eq.(3.5).

$$F_D = \frac{1}{2}\rho C_L D L V^2 \sin(\Omega t) \quad (3.5)$$

onde Ω é a frequência de forçamento, definida como $\Omega = 2\pi\omega_n$. A fim de comparar os resultados com o trabalho de (SILVA, 2022), considerou-se uma força de sustentação de $F_L = 1N$.

3.2.2 Galope do condutor

De acordo com (JAFARI; HOU; ABDELKEFI, 2020), o galope do condutor é um fenômeno altamente perigoso, capaz de comprometer o sistema de linhas de transmissão de energia. Este é decorrente do depósito de gelo na superfície dos condutores, resultando em movimentos de baixas frequências (0,1 - 3 Hz) e altas amplitudes (5 - 100 vezes o diâmetro do condutor D). Salienta-se que com o depósito de gelo é incrementada massa ao cabo condutor, bem como o peso do sistema, inércia e o comportamento aerodinâmico. Para (JAFARI; HOU; ABDELKEFI, 2020), a camada de gelo depositada em cabos condutores dividem-se em triangular e crescente, conforme a Fig.(3.4).

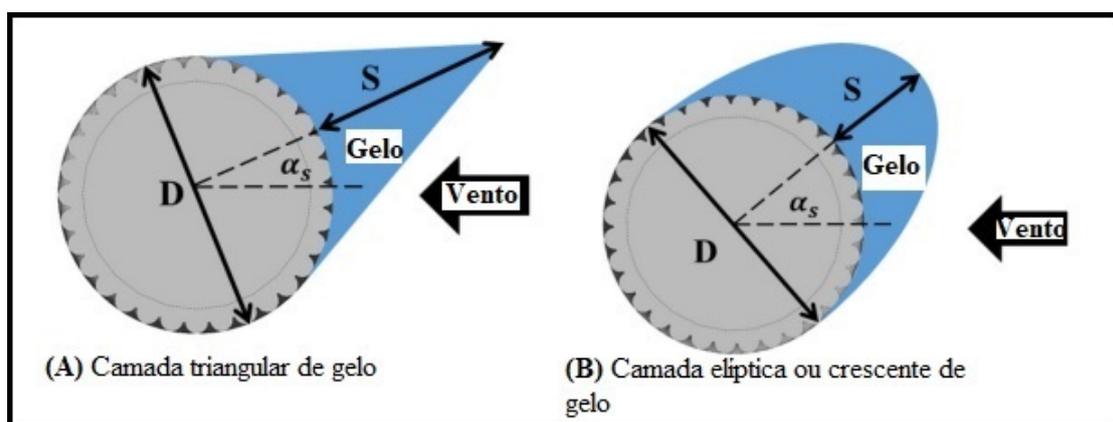


Figura 3.4 – Tipos comuns de depósitos de gelo em cabos condutores. Fonte: Modificado de (JAFARI; HOU; ABDELKEFI, 2020).

Esse fenômeno geralmente ocorre em temperaturas abaixo de 0°C , gerando instabilidades aerodinâmicas. Segundo (LAFORTE; ALLAIRE; LAFLAMME, 1998), os principais métodos convencionais para a remoção de gelo do condutor são do tipo: 1) Térmico (derretimento de gelo), 2) Mecânico (quebra do gelo) e 3) Passivos (força natural). Em consonância ao já falado anteriormente, (XINMIN; KUANJIUN; BIN, 2012) em seus estudos mostraram que os coeficientes aerodinâmicos mudam com o ângulo de ataque do cabo e que as forças aerodinâmicas aumentam para condutores com uma camada de gelo mais espessa.

Em seus estudos (KIM; SOHN, 2018), mostraram que quanto maior a espessura (S) da camada de gelo maior o coeficiente de arrasto, já o coeficiente de sustentação é zero para ângulos de ataque (α_s) de 0° e 180° ; ainda nesse estudo foi mostrada que a amplitude de vibração de camada de gelo triangular é maior que a elíptica. Observando-se a Fig. (3.4), tem-se que a camada triangular com possui uma ponta fina induz velocidades maiores que a elíptica (superfície mais abaulada). O galope é entendido como o resultado da combinação de modos de vibração de verticais e torcionais (BLEVINS, 1977; NIGOL; BUCHAN, 1981; RICHARDSON, 1981) em modelos mais complexos que envolvem o peso próprio dos cabos.

3.2.3 Oscilações devido à esteira

Outro caso particular de vibração de um feixe de condutores é a induzida por esteira. Geralmente o fenômeno ocorre quando os condutores estão desencapados e secos, podendo ocorrer com um condutor congelado ou na ocorrência de chuvas (SANTOS et al., 2008). Segundo (MIRANDA, 2017), são características de feixes de condutores (dois ou mais condutores) em uma linha de transmissão de energia.

De acordo com (SANTOS et al., 2008), a esteira produzida por um cabo a barlavento, lado onde sopra o vento, pode causar um desequilíbrio das forças de sustentação e arrasto (forças variáveis e complexas) sobre o cabo a sotavento, lado onde sai o vento, conforme mostra a Fig.(3.5). Este movimento de barlavento é transferido para o sotavento através de separadores ou de outros equipamentos.

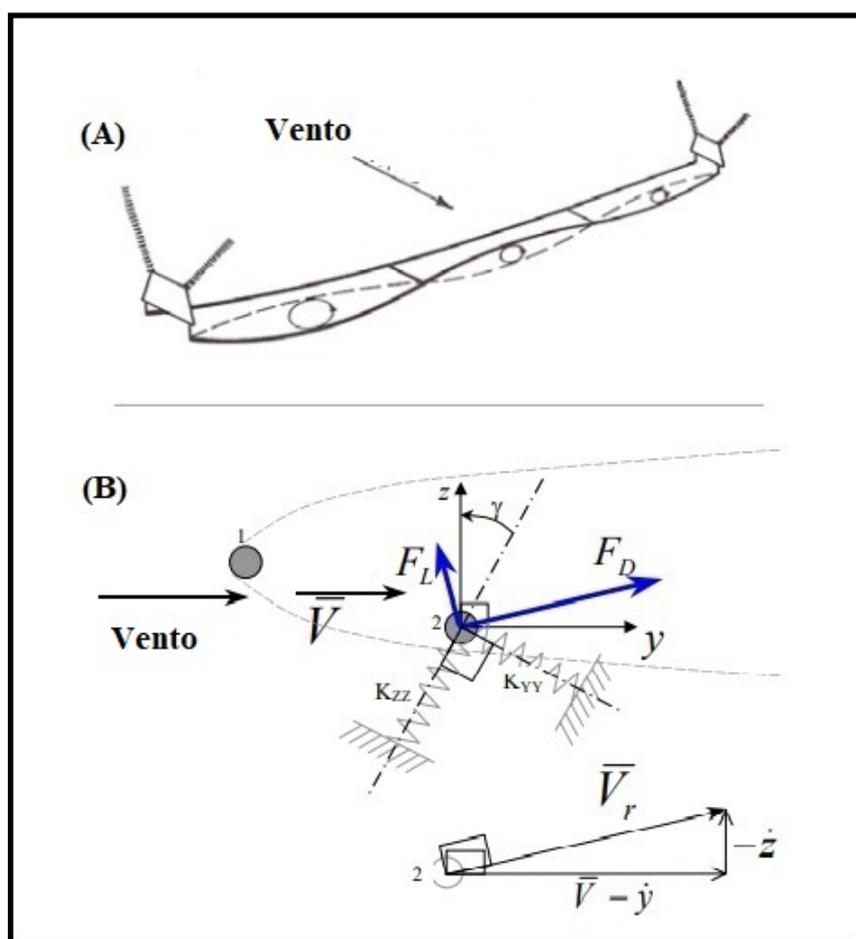


Figura 3.5 – (A) Oscilações induzidas por esteira em um feixe duplo de condutores; (B) Forças de sustentação e de arrasto desequilibradas em um cabo condutor .
Fonte: Modificado de (LILIEN, 2004).

Nesse tipo de vibração, a faixa de frequência é de 1 a 10 Hz e , ocorrendo a velocidade relativas do vento altas, na faixa de 4 a 18 m/s (ROCHA, 2012). Os principais movimentos que ocorrem nos condutores são elencados na Fig.(3.6).

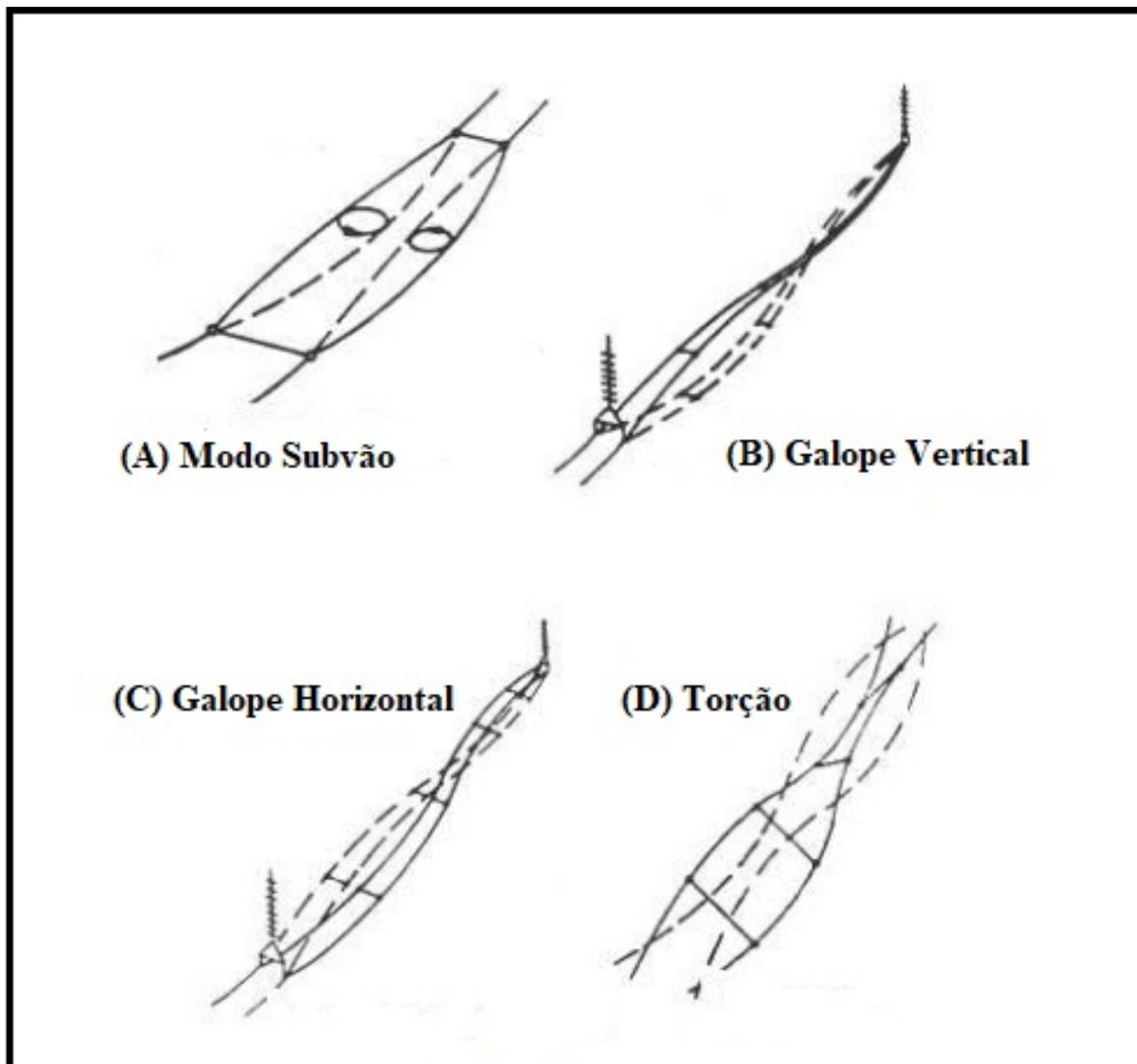


Figura 3.6 – Modos de Vibrar induzidos por esteiras em condutores paralelos. Fonte: Modificado de (WARDLAW et al., 1975).

Na Tab.(1), tem-se a comparação das características relativas aos três tipos de vibrações apresentadas neste trabalho.

Tabela 1 – Características dos tipos de vibrações e comparações. Fonte: Retirado de (SANTOS et al., 2008).

Movimentos Vibratórios	Vibração Eólica	Galope do Condutor	Oscilações devido à Esteira
Tipo de linha de transmissão afetada	Todas	Todas	Todas
Faixa de Frequência (Hz)	3 a 150	0,08 a 3	0,15 a 10
Faixa de amplitude (tomando o diâmetro do condutor (D) como medida)	0,01 a 1	5 a 300	Modo de corpo rígido 0,5 a 80 Modo de sub-vão 0,5 a 20
Condições de tempo favoráveis aos movimentos do condutor			
Característica do vento	Laminar	Laminar	Laminar
Velocidade do vento (m/s)	1 a 7	7 a 18	4 a 18
Superfície do condutor	Desencapada/ congelada uniformemente	Congelada assimetricamente	Desencapada / seca
Danos			
Tempo estimado para o desenvolvimento de falhas	3 meses a 20 anos	1 a 48 horas	4 a 18 horas
Causa direta do dano	Fadiga do metal devido a carregamento cíclico	Cargas dinâmicas altas	Colisão dos condutores e desgaste físico acelerado
Componentes de linha mais afetados pelos danos	Condutor e para - raios	Condutor, ferragens, isoladores e estruturas	Acessórios de suspensão, espaçadores, amortecedores e fios do condutor
Condições de projeto que afetam o movimento do condutor	Tensão da linha, autoamortecimento do condutor, uso de amortecedores e protetores (barras)	A relação entre as frequências naturais verticais e as frequências naturais torcionais, razão de decaimento e as condições de contorno	Separação e arranjo do subcondutor, inclinação do feixe e distância entre os espaçadores

4 Fundamentação Teórica

4.1 Aspectos Gerais

Neste capítulo são apresentados conceitos relevantes para este estudo, bem como a modelagem do condutor, considerando um modelo contínuo a partir do elemento de viga sob tração axial e a aplicação da teoria de vigas de Euler - Bernoulli, bem como a solução geral de vibrações livres. Também será apresentado o desenvolvimento algébrico da Função Resposta em Frequência, a dinâmica do Absorvedor de vibrações sem amortecimento, uma breve descrição das etapas do Método de Elementos Finitos no *software* ANSYS e as principais normas de posicionamento do ADV ao longo do cabo.

4.2 Modelagem do condutor

De acordo com os estudos de (BARBIERI; JÚNIOR; BARBIERI, 2004; SANTOS, 2015), para a compreensão do problema de vibrações provenientes da excitação eólica, faz-se necessário encontrar uma equação de movimento para uma viga submetida a uma força axial, cujo elemento é apresentado na Fig.(4.1).

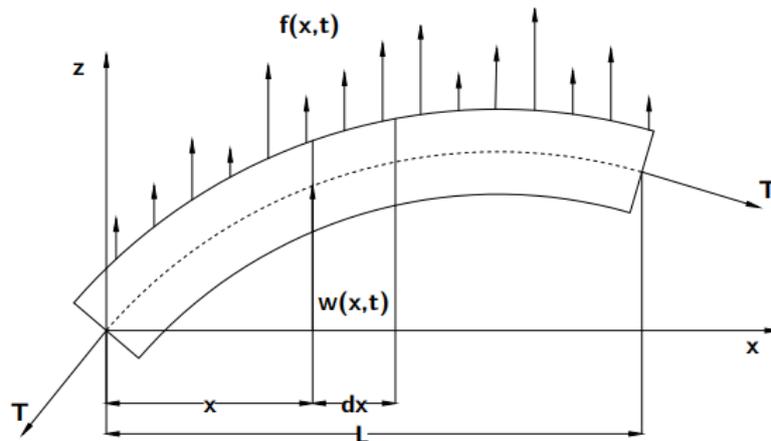


Figura 4.1 – Elemento de viga do cabo condutor. Fonte: Modificado de (SANTOS, 2015)

Considerando o elemento infinitesimal de viga, tem-se a Fig.(4.2). Sendo $W(x, t)$ o deslocamento vertical da linha neutra, $f(x, t)$ é a força distribuída na direção vertical,

$A(x)$ é a área da seção transversal, $I(x)$ é o momento de inércia da seção transversal, E é o módulo de elasticidade longitudinal, $\rho(x)$ é a densidade do cabo e T é a força de tensionamento axial.

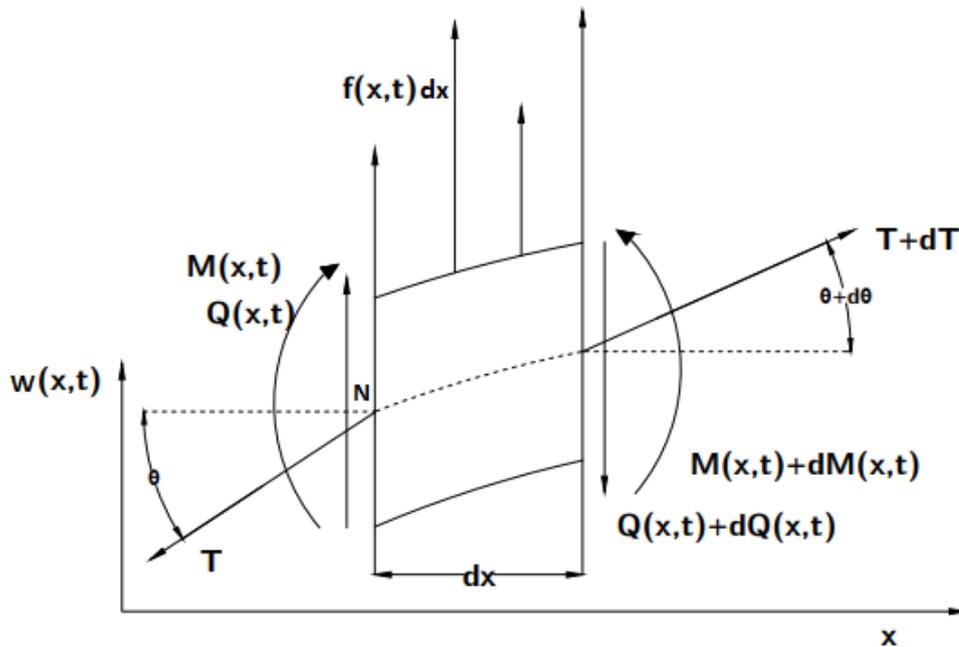


Figura 4.2 – Elemento infinitesimal de viga. Fonte: Modificado de (SANTOS, 2015)

De acordo com (SANTOS, 2015) devem ser feitas algumas hipóteses acerca do modelo em estudo:

- Aplicação da teoria de Euler - Bernoulli, assumindo uma viga fina e esbelta, no qual o comprimento é muito maior que o diâmetro da seção transversal $D \ll \frac{L}{20}$;
- O momento de inércia I e a $\rho.A$ são constantes;
- A carga de tensionamento T no elemento é constante;
- Rigidez EI constante;
- Aplicação do princípio dos pequenos deslocamentos, no qual a rotação é muito menor que o deslocamento vertical da viga.

Fazendo-se o somatório de forças em z no elemento infinitesimal, apresentado na Fig.(4.2), tem-se a Eq.(4.1).

$$Q - Q - dQ + f(x,t)dx - T \sin \theta + (T + dT) \sin(\theta + d\theta) = \rho A dx \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} \quad (4.1)$$

Sendo θ o deslocamento angular. Fazendo-se o somatório de momentos em relação ao ponto N do elemento infinitesimal da Fig.(4.2), tem-se a Eq.(4.2).

$$M + dM - (Q + dQ)dx + f(x, t)dx \frac{dx}{2} - M = 0 \quad (4.2)$$

De acordo com (INMAN; SINGH, 1994), tem-se que o momento fletor está relacionado com a deflexão da viga, sendo mostrado na Eq.(4.3).

$$M(x, t) = EI \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \quad (4.3)$$

Considerando os termo $dx \frac{dx}{2} \cong 0$ e $dQdx \cong 0$, tem-se a reescrita da Eq.(4.2) na Eq.(4.4).

$$Q = \frac{\partial M}{\partial x} \quad (4.4)$$

Encontrando-se a derivada de $Q(x, t)$ apresentado na Eq.(4.4), tem-se a Eq.(4.5).

$$dQ = EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} dx \quad (4.5)$$

Assumindo pequenas deformações, tem-se a Eq.(4.6).

$$\sin(\theta + d\theta) \cong \theta + d\theta = \theta + \frac{\partial \theta}{\partial x} dx = \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} + \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} dx \quad (4.6)$$

Substituindo-se as Eq.(4.6), Eq.(4.5) e Eq.(4.3) na Eq.(4.1), tem-se a Eq.(4.7).

$$-EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} dx + f(x, t)dx + \frac{\partial}{\partial x} \left(T \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \right) dx = \rho A dx \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} \quad (4.7)$$

Dividindo-se os dois lados da Eq.(4.7) por dx , tem-se a Eq.(4.8).

$$EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} - T \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} = f(x, t) \quad (4.8)$$

Em seu estudo (BARBIERI; JÚNIOR; BARBIERI, 2004) modelou o cabo a partir da Eq.(4.8). A Eq.(4.8) é a Equação de Movimento do cabo modelado por elemento de viga sob a ação de uma força axial. O forçamento $f(x, t)$ é proveniente da excitação eólica.

4.2.1 Solução geral de vibrações livre

De acordo com (SAVI; PAULA, 2017), para encontrar a solução geral de vibrações livres desconsideram-se os forçamentos, sendo a Eq.(4.8) reescrita na Eq.(4.9).

$$EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} - T \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} = 0 \quad (4.9)$$

O primeiro passo para a resolução da equação diferencial parcial (EDP), apresentada na Eq.(4.9), é aplicar a separação de variáveis, mostrado na Eq.(4.10).

$$w(x, t) = W(x)\eta(t) \quad (4.10)$$

Onde $W(x)$ representa a configuração espacial da viga e $\eta(t)$ representa o comportamento temporal. Derivando-se duas vezes a Eq.(4.10) em relação a x e t , tem-se as Eq.(4.11) e Eq.(4.12), respectivamente.

$$\frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} = \frac{d^2 W(x)}{dx^2} \eta(t) \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = W(x) \frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} \quad (4.12)$$

Substituindo-se as Eq.(4.11) e Eq.(4.12) na Eq.(4.9), tem-se a Eq.(4.13).

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 W(x)}{dx^2} \right) \eta(t) + \rho A W(x) \frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} - T \frac{d^2 W(x)}{dx^2} \eta(t) = 0 \quad (4.13)$$

Reescrevendo-se a Eq.(4.13), tem-se a Eq.(4.14).

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 W(x)}{dx^2} \right) \eta(t) - T \frac{d^2 W(x)}{dx^2} \eta(t) = -\rho A W(x) \frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} \quad (4.14)$$

Dividindo-se simultaneamente os dois lados da Eq.(4.14) por $\rho A W(x)$ e $\eta(t)$, tem-se a Eq.(4.15).

$$\frac{1}{\rho A W(x)} \frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 W(x)}{dx^2} \right) - \frac{1}{\rho A W(x)} T \frac{d^2 W(x)}{dx^2} = -\frac{1}{\eta(t)} \frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} \quad (4.15)$$

No qual o lado esquerdo da Eq.(4.15) depende apenas do espaço e o lado direito da Eq.(4.15) depende apenas do tempo. A Eq.(4.15) é de natureza distinta sendo verdade para todos os x e t , quando estes forem iguais a uma constante. Essa pode ser reescrita na Eq.(4.16)

$$\frac{1}{\rho A W(x)} \frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 W(x)}{dx^2} \right) - \frac{1}{\rho A W(x)} T \frac{d^2 W(x)}{dx^2} = -\frac{1}{\eta(t)} \frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} = \omega^2 \quad (4.16)$$

Com isso a Eq.(4.16) pode ser reescrita nas Eq.(4.17) e Eq.(4.18).

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 W(x)}{dx^2} \right) - T \frac{d^2 W(x)}{dx^2} - \omega^2 \rho A W(x) = 0 \quad (4.17)$$

$$\frac{d^2 \eta(t)}{dt^2} + \omega^2 \eta(t) = 0 \quad (4.18)$$

A solução temporal da Eq.(4.18) representa uma equação diferencial ordinária, cuja solução é escrita na Eq.(4.19).

$$\eta(t) = C\cos(\omega t) + D\sin(\omega t) \quad (4.19)$$

Onde as constantes C e D, apresentadas na Eq.(4.19), são obtidas a partir das condições iniciais. Para o problema espacial, mostrado na Eq.(4.17) admite-se a solução da Eq.(4.20).

$$W(x) = Ce^{sx} \quad (4.20)$$

Onde C é uma constante. Substituindo-se a Eq.(4.20) na Eq.(4.17), tem-se a Eq.(4.21).

$$s^4 - \frac{T}{EI}s^2 - \frac{\rho A\omega^2}{EI} = 0 \quad (4.21)$$

As raízes da Eq.(4.21) são encontradas na Eq.(4.22).

$$s_{1,2}^2 = \frac{T}{2EI} \pm \sqrt{\left(\frac{T}{2EI}\right)^2 + \frac{\rho A\omega^2}{EI}} \quad (4.22)$$

Onde duas raízes são reais $s_1 = -s_3 \in \mathbb{R}$ e duas são complexas $s_2 = -s_4 \in \mathbb{C}$. Com isso a solução geral no espaço pode ser escrita da seguinte forma:

$$W(x) = C_1e^{s_1x} + C_2e^{s_2x} + C_3e^{s_3x} + C_4e^{s_4x} \quad (4.23)$$

Como $s_1 = -s_3 \in \mathbb{R}$ e $s_2 = -s_4 \in \mathbb{C}$, a Eq.(4.23) pode ser reescrita na Eq.(4.24).

$$W(x) = C_1e^{s_1x} + C_2e^{-s_1x} + C_3e^{js_2x} + C_4e^{-js_2x} \quad (4.24)$$

Definindo $C_1 = \frac{1}{2}(A_1 + A_2)$ e $C_2 = \frac{1}{2}(A_1 - A_2)$, onde A_1 e A_2 são constantes, reescreve-se a Eq.(4.24) na Eq.(4.25).

$$W(x) = \frac{1}{2}(A_1 + A_2)e^{s_1x} + \frac{1}{2}(A_1 - A_2)e^{-s_1x} + C_3e^{js_2x} + C_4e^{-js_2x} \quad (4.25)$$

Aplicando-se a identidade de Euler $e^{\pm j\theta} = \cos(\theta) \pm j\sin(\theta)$, a propriedade distributiva e definindo-se que as constantes $C_3 + C_4 = A_3$ e $j(C_3 - C_4) = A_4$ na Eq.(4.25), tem-se a Eq.(4.26).

$$W(x) = \frac{1}{2}A_1(e^{s_1x} + e^{-s_1x}) + \frac{1}{2}A_2(e^{s_1x} - e^{-s_1x}) + A_3\cos(s_2x) + A_4\sin(s_2x) \quad (4.26)$$

Seja o $\cosh(s_1x) = \frac{(e^{s_1x} + e^{-s_1x})}{2}$ e $\sinh(s_1x) = \frac{(e^{s_1x} - e^{-s_1x})}{2}$, reescreve-se a Eq.(4.26) na forma da Eq.(4.27).

$$W(x) = A_1 \cosh(s_1x) + A_2 \sinh(s_1x) + A_3 \cos(s_2x) + A_4 \sin(s_2x) \quad (4.27)$$

A Eq.(4.27) é a solução espacial da EDP. Onde as constantes A_1 , A_2 , A_3 e A_4 são encontradas a partir das condições de contorno do problema.

4.2.1.1 Condição de contorno para uma viga bi-apoiada

De acordo com (INMAN; SINGH, 1994), se as extremidades da viga forem simplesmente apoiadas, estas restringem a deflexão, ou seja $W(x) = 0$, e o momento fletor $EI \frac{d^2W(x)}{dx^2} = 0$. Como a equação de movimento para uma viga é de quarta ordem, precisam-se de quatro condições de contorno. Estas são listadas nas Eq.(4.28) à Eq.(4.31).

$$W(0) = 0 \quad (4.28)$$

$$EI \frac{d^2W(0)}{dx^2} = 0 \quad (4.29)$$

$$W(L) = 0 \quad (4.30)$$

$$EI \frac{d^2W(L)}{dx^2} = 0 \quad (4.31)$$

Derivando-se duas vezes a Eq.(4.27), tem-se a Eq.(4.32).

$$\frac{d^2W(x)}{dx^2} = A_1 s_1^2 \cosh(s_1x) + A_2 s_1^2 \sinh(s_1x) - A_3 s_2^2 \cos(s_2x) - A_4 s_2^2 \sin(s_2x) \quad (4.32)$$

Substituindo-se as condições de contorno em $x = 0$, apresentadas nas Eq.(4.28) e Eq.(4.29), nas Eq.(4.27) e Eq.(4.32) tem-se a Eq.(4.33).

$$A_1 = A_3 = 0 \quad (4.33)$$

Em $x = L$, substituem-se a Eq.(4.33) nas Eq.(4.27) e Eq.(4.32), resultado no sistema da Eq.(4.34).

$$\begin{cases} A_2 \sinh(s_1L) + A_4 \sin(s_2L) = 0 \\ A_2 s_1^2 \sinh(s_1L) - A_4 s_2^2 \sin(s_2L) = 0 \end{cases} \quad (4.34)$$

Escrevendo o sistema da Eq.(4.34) para a forma matricial, tem-se a Eq.(4.35).

$$\begin{bmatrix} \sinh(s_1L) & \sin(s_2L) \\ s_1^2 \sinh(s_1L) & -s_2^2 \sin(s_2L) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_2 \\ A_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.35)$$

Para que o sistema matricial apresentado na Eq.(4.35) admita soluções não - nulas o determinante da matriz deve ser igual a zero, conforme o mostrado na Eq.(4.36).

$$\begin{vmatrix} \sinh(s_1L) & \sin(s_2L) \\ s_1^2 \sinh(s_1L) & -s_2^2 \sin(s_2L) \end{vmatrix} = 0 \quad (4.36)$$

Resolvendo-se o determinante da Eq.(4.36) pela Regra de Sarrus, tem-se a Eq.(4.37).

$$-\sinh(s_1L)s_2^2 \sin(s_2L) - s_1^2 \sinh(s_1L) \sin(s_2L) = 0 \quad (4.37)$$

Multiplicando-se os dois lados da Eq.(4.37) por -1 e colocando-se $\sin(s_2L)$ em evidência, tem-se a Eq.(4.38).

$$\sin(s_2L) \left[\sinh(s_1L) (s_1^2 + s_2^2) \right] = 0 \quad (4.38)$$

A Eq.(4.38), pode ser reescrita na Eq.(4.39).

$$\sinh(s_1L) \sin(s_2L) = 0 \quad (4.39)$$

Uma vez que $\sinh(s_1L) > 0$ para quaisquer valores de $s_1L \neq 0$. Dessa forma as únicas raízes para a Eq.(4.39) são:

$$s_2 = \frac{n\pi}{L}, n = 1, 2, 3, \dots, \infty \quad (4.40)$$

A partir das Eq.(4.40) e Eq.(4.22), encontram-se as frequências naturais a partir da Eq.(4.41).

$$\omega_n = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \sqrt{n^4 + \frac{n^2 TL^2}{\pi^2 EI}}, n = 1, 2, 3, \dots, \infty \quad (4.41)$$

A partir dos infinitos autovalores apresentados na Eq.(4.41), estão associadas as suas autofunções. Substituindo-se as Eq.(4.33), Eq.(4.40) e suas implicações na Eq.(4.27), tem-se a Eq.(4.42).

$$W_n(x) = A_4 \sin\left(\frac{n\pi}{L}x\right), n = 1, 2, 3, \dots, \infty \quad (4.42)$$

A Eq.(4.42), representa a solução espacial do problema. Assumindo-se a normalização da Eq.(4.43) para encontrar a constante A_4 , tem-se:

$$\int_0^L \rho A W_n^2(x) dx = 1, n = 1, 2, \dots, \infty \quad (4.43)$$

Substituindo-se a Eq.(4.42) na Eq.(4.43), tem-se a Eq.(4.44).

$$\rho A \int_0^L \sin^2\left(\frac{n\pi x}{L}\right) dx = 1, n = 1, 2, \dots, \infty \quad (4.44)$$

Seja a identidade trigonométrica $\sin^2(x) = \frac{1-\cos(2x)}{2}$, tem-se a solução da integral da Eq.(4.44), e consequentemente o valor de A_4 na Eq.(4.45).

$$A_4 = \sqrt{\frac{2}{\rho AL}} \quad (4.45)$$

Substituindo-se a Eq.(4.45) na Eq.(4.42), tem-se a Eq.(4.46).

$$W_n(x) = \sqrt{\frac{2}{\rho AL}} \sin\left(\frac{n\pi x}{L}\right), n = 1, 2, 3, \dots, \infty \quad (4.46)$$

A Eq.(4.46) representam as autofunções normalizadas. Com isso, tem-se a solução livre dada pela superposição das soluções individuais na Eq.(4.47).

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} W_n(x) [C \cos(\omega_n t) + D \sin(\omega_n t)] \quad (4.47)$$

No qual C e D são encontradas pelas condições iniciais.

4.3 Método de Elementos Finitos

De acordo com (MAIA, 2018; NASCIMENTO, 2011), o Método dos Elementos Finitos tem por objetivo resolver numericamente, a partir da discretização do domínio em pequenos elementos, as Equações Diferenciais Parciais (EDP) - sistema contínuo - que governam o problema do cabo condutor, por um conjunto de Equações Diferenciais Ordinárias (EDO). Estas equações resolvem o sistema complexo de uma forma simplificada. Conforme (SAVI, 2006; MAIA, 2018; RAO, 2017), a partir das funções de forma impostas ao problema, tem-se uma solução aproximada e não exata, nos quais são resolvidos sistemas de equações lineares ou não - lineares. As simulações desse trabalho, envolvendo o Método de Elementos Finitos são desenvolvidas por meio do software ANSYS APDL.

O Método dos Elementos Finitos tem por finalidade estimar uma propriedade contínua, nesse caso o deslocamento, que é regido por uma Equação Diferencial Parcial (Eq.(4.8)), por um sistema discreto formado por um agrupamento de funções contínuas por partes determinadas em um número finito de sub - domínios. Estes são chamados de elementos. Ligando-se um elemento à outro, tem-se os nós (SAVI, 2006). De acordo

com (INMAN; SINGH, 1994), quanto maior o número de elementos, maior o número de nós. A ligação de todos os nós e elementos em um domínio estrutural é chamada de malha. Esta pode ser discretizada por diferentes tipos de elementos: linear, bidimensional e tridimensional (INMAN; SINGH, 1994; NASCIMENTO, 2011).

4.3.1 Método de Elementos Finitos no *software* ANSYS

O *software* ANSYS, utiliza o MEF para a resolução de problemas complexos de engenharia. Nesse trabalho o problema abordado contempla as análises dinâmicas do cabo. Para a resolução dessas análises, o ANSYS segue três etapas:

- Pré - Processamento;
- Solução;
- Pós - Processamento.

O pré - processamento engloba a maior parte da modelagem, cujos objetivos são: a escolha dos tipos de elementos, nesse caso o elemento de viga BEAM 188 e MASS 21, a definição das propriedades dos materiais para o cabo e absorvedor, bem como densidade, Coeficiente de Poisson e Módulo de Elasticidade, a construção da geometria do problema, bem como a inserção dos valores das suas seções transversais e comprimentos, a discretização do domínio e posterior geração da malha de elementos finitos. Segundo (NASCIMENTO, 2011; HUGHES, 2012) os elementos podem ser: segmentos de retas para problemas unidimensionais, triângulos ou quadriláteros para problemas bidimensionais, tetraedros ou hexaedros para problemas tridimensionais. Para cada um desses elementos estruturais: barra, viga, membrana, placa, casca, etc, tem-se uma teoria correlacionada para sua aplicação.

Na etapa de solução do problema, aplicam-se as condições de contorno, os carregamentos e forças atuantes no sistema estrutural. É nesse processo que as equações de governança do sistema, nesse caso as Equações Diferenciais Parciais, são resolvidas para todo o conjunto simultaneamente. Ressalta-se que condições de contorno diferentes, implicam em soluções diferentes. Por último, tem-se o pós - processamento, que engloba a listagem e análise dos resultados, bem como os deslocamentos nodais, as funções resposta em frequências, dentre outros.

4.4 Função Resposta em Frequência

A partir do Método de Elementos Finitos o cabo, apesar de ser um sistema contínuo, é discretizado em um conjunto de Equações Diferenciais Ordinárias. Por esse motivo é apresentada a construção algébrica da Função Resposta em Frequência considerando-se

um sistema discreto com n graus de liberdade. Primeiramente, foi de suma importância converter as n Equações Diferenciais Ordinárias acopladas em n Equações Diferenciais Ordinárias desacopladas de segunda ordem, a fim de obter a solução da equação de movimento do sistema, utilizando as coordenadas modais. Dessa maneira, a solução é obtida através da análise de n sistemas de 1 grau de liberdade.

Para um sistema discreto forçado harmonicamente e sem amortecimento, a equação de movimento do sistema é descrita pela Eq.(4.48).

$$[M] \{\ddot{u}(t)\} + [K] \{u(t)\} = \{F(t)\} \quad (4.48)$$

sendo M a matriz de massa, K a matriz de rigidez, $u(t)$ e $\ddot{u}(t)$ os vetores de deslocamento e aceleração, respectivamente e $F(t)$ o forçamento harmônico.

Admitindo uma transformação de coordenadas do tipo:

$$\{u(t)\} = [\Gamma] \{\eta(t)\} \quad (4.49)$$

onde $[\Gamma]$ é a matriz modal e o vetor $\{\eta\}$ as coordenadas normais do sistema. Substituindo-se a Eq.(4.49) na Eq.(4.48), tem-se a Eq.(4.50).

$$[M] [\Gamma] \{\ddot{\eta}(t)\} + [K] [\Gamma] \{\eta(t)\} = \{F(t)\} \quad (4.50)$$

Pré - multiplicando-se a Eq.(4.50) por $[\Gamma]^T$ e sabendo-se que $[\Gamma]^T [M] [\Gamma] = [I]$ e $[\Gamma]^T [K] [\Gamma] = [\Lambda] = [diag(\omega^2)]$, tem-se a Eq.(4.51).

$$[I] \{\ddot{\eta}(t)\} + [\Lambda] \{\eta(t)\} = [\Gamma]^T \{F(t)\} \quad (4.51)$$

Chamando $Q(t) = [\Gamma]^T F(t)$, a Eq.(4.51) pode ser reescrita na Eq.(4.52).

$$[I] \{\ddot{\eta}(t)\} + [\Lambda] \{\eta(t)\} = \{Q(t)\} \quad (4.52)$$

Para uma excitação harmônica o vetor de forças generalizado é dado por:

$$F(t) = \{F\} e^{i\omega t} \quad (4.53)$$

A solução harmônica é conduzida pela forma:

$$\{u(t)\} = \{U\} e^{i\omega t} \quad (4.54)$$

Na base modal, tem-se as Eq.(4.55) e Eq.(4.56).

$$\{\eta(t)\} = \{\eta\} e^{i\omega t} \quad (4.55)$$

$$Q(t) = [\Gamma]^T \{F\} e^{i\omega t} \quad (4.56)$$

Substituindo as Eq.(4.55), Eq.(4.56) na Eq.(4.52) tem-se a Eq.(4.57).

$$[I] i^2 \omega^2 \{\eta\} e^{i\omega t} + [\Lambda] \{\eta\} e^{i\omega t} = [\Gamma]^T \{F\} e^{i\omega t} \quad (4.57)$$

Evidenciando-se o termo $\{\eta\} e^{i\omega t}$ no lado esquerdo da Eq.(4.57), tem-se a Eq.(4.58).

$$\{\eta\} e^{i\omega t} [\Lambda - \omega^2 I] = [\Gamma]^T \{F\} e^{i\omega t} \quad (4.58)$$

A Eq.(4.58) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\{\eta\} e^{i\omega t} = \frac{[\Gamma]^T \{F\} e^{i\omega t}}{[\Lambda - \omega^2 I]} \quad (4.59)$$

Substituindo-se a Eq.(4.55) na Eq.(4.59), tem-se:

$$\{\eta(t)\} = \frac{[\Gamma]^T \{F\} e^{i\omega t}}{[\Lambda - \omega^2 I]} \quad (4.60)$$

Substituindo-se a Eq.(4.49) na Eq.(4.60) e manipulando-se matematicamente a Eq.(4.60), tem-se a Eq.(4.61).

$$[\alpha(\omega)] = \frac{\{U\} e^{i\omega t}}{\{F\} e^{i\omega t}} = \frac{[\Gamma] [\Gamma]^T}{[\Lambda - \omega^2 I]} \quad (4.61)$$

Onde $[\alpha(\omega)]$ é a matriz de receptância, que contém as Funções Resposta em Frequência do sistema. A partir da Eq.(4.61) a matriz de receptância pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\{U\} = [\alpha(\omega)] \{F\} \quad (4.62)$$

A partir da Eq.(4.62) encontra-se a amplitude da resposta do sistema na coordenada i da seguinte maneira:

$$U_i = \alpha(\omega)_{i1} F_1 + \alpha(\omega)_{i2} F_2 + \alpha(\omega)_{i3} F_3 + \alpha(\omega)_{i4} F_4 + \dots + \alpha(\omega)_{in} F_n \quad (4.63)$$

Considerando somente uma força de excitação no sistema, atuante na coordenada j , tem-se a Eq.(4.64).

$$\alpha(\omega)_{ij} = \frac{U_i}{F_j} \quad (4.64)$$

sendo que F_j não pode ser zero.

A Eq.(4.64) mostra que o ij –ésimo termo da matriz de receptância é a função de resposta em frequência, quando o sistema possui a aplicação de força na coordenada j e possui resposta na coordenada i .

A Eq.(4.61) também pode ser reescrita da seguinte forma:

$$[\alpha(\omega)] = \frac{[\Gamma][\Gamma]^T}{[diag(\omega_r^2 - \omega^2)]}, r = 1, 2, 3, \dots, n \quad (4.65)$$

onde r representa as frequências naturais dos modos de vibrar do sistema. Assumindo $[\alpha_{jk}(\omega)]$ em termos de resposta, tem-se a Eq.(4.66).

$$[\alpha_{jk}(\omega)] = \sum_{r=1}^n \frac{\Gamma_{jr}\Gamma_{kr}}{\omega_r^2 - \omega^2} \quad (4.66)$$

A Eq.(4.66) representa a resposta no j –ésimo grau de liberdade com força unitária aplicada no k –ésimo grau de liberdade. Onde ω_r representa as frequências naturais do sistema, ω a banda de frequência escolhida e Γ a componente da matriz modal normalizada pela matriz de massa.

4.5 Absorvedor Dinâmico de Vibração

Segundo (GODOY, 2016), um absorvedor dinâmico de vibrações é um dispositivo responsável por controlar as amplitudes de vibração de um sistema principal através da absorção da maior parte da energia de vibração. O ADV insere mais um grau de liberdade ao sistema e tem como função atenuar as amplitudes de vibrações em frequências específicas. O sistema secundário (ADV) é projetado para sintonizar sua frequência com o sistema primário (cabo condutor), absorvendo parte da energia vibratória deste (SAVI; PAULA, 2017).

4.5.1 Sistema de um grau de liberdade

Apesar do cabo ser modelado como um sistema contínuo e, por conseguinte, com infinitos GDL, o absorvedor de vibração é sintonizado em apenas uma frequência natural. Dessa forma, apresenta-se a teoria de ADV para um sistema primário de 1 GDL, sendo que esse GDL possui a frequência natural do cabo que se deseja sintonizar/trabalhar. A frequência natural estipula o intervalo de tempo no decurso no qual a função se reproduz. Conhecer a resposta ou o movimento de um sistema vibratório é um dos objetivos da análise de vibração (INMAN; SINGH, 1994; MAIA, 2018).

4.5.2 Absorvedor não - amortecido

Na Fig.(4.3), observa-se um sistema composto por um absorvedor não amortecido conectado a um cabo condutor. Salienta-se que o ADV é projetado de tal maneira que haja a absorção de energia do sistema primário em sua frequência de sintonização (MAIA, 2018).

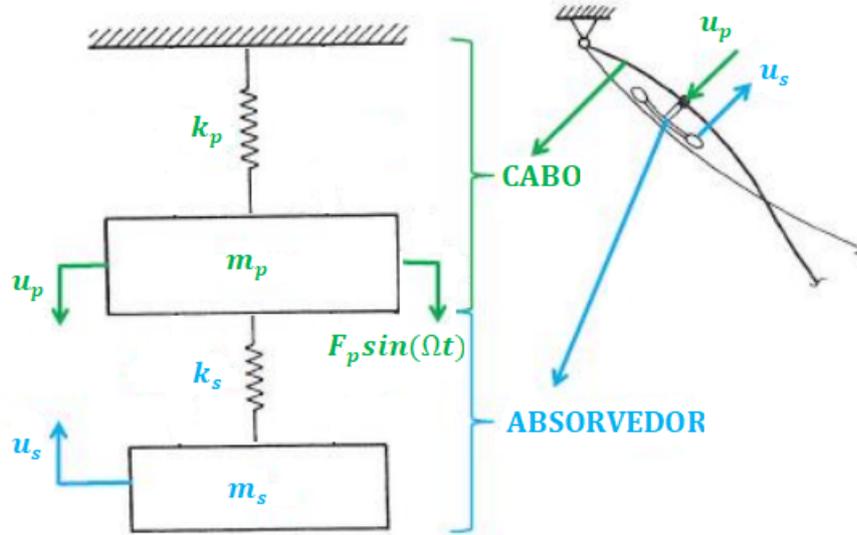


Figura 4.3 – Sistema cabo condutor e absorvedor não amortecido. Fonte: Modificado de (FILHO, 2021).

Com base no modelo da Fig.(4.3) e adotando-se o sentido para baixo como positivo, escrevem-se as equações de movimento:

$$m_p \ddot{u}_p + k_p u_p + k_s (u_p - u_s) = F_p \sin(\Omega t) \quad (4.67)$$

$$m_s \ddot{u}_s + k_s (u_s - u_p) = 0 \quad (4.68)$$

em que m_p é a massa do sistema primário, m_s é a massa do sistema secundário, k_p é a rigidez do sistema primário, k_s é a rigidez do sistema secundário, u_p é o vetor de deslocamento do sistema primário, \ddot{u}_p é o vetor de aceleração do sistema primário, $F_p \sin(\Omega t)$ é o forçamento harmônico aplicado no sistema primário, u_s e \ddot{u}_s são os vetores de deslocamento e aceleração do sistema secundário, respectivamente.

Reescrevendo-se as Eq.(4.67) e Eq.(4.68) na forma matricial, tem-se:

$$\begin{bmatrix} m_p & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_p(t) \\ \ddot{u}_s(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_p + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_p(t) \\ u_s(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_p \\ 0 \end{bmatrix} \sin(\Omega t) \quad (4.69)$$

Admitindo-se a solução particular da seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} u_p(t) \\ u_s(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_p \\ U_s \end{bmatrix} \sin(\Omega t) \quad (4.70)$$

Substituindo-se a Eq.(4.70) na Eq.(4.69) tem-se:

$$\begin{bmatrix} k_p + k_s - m_p\Omega^2 & -k_s \\ -k_s & k_s - m_s\Omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_p \\ U_s \end{bmatrix} \sin(\Omega t) = \begin{bmatrix} F_p \\ 0 \end{bmatrix} \sin(\Omega t) \quad (4.71)$$

Dividindo-se os dois lados da Eq.(4.71) por $\sin(\Omega t)$, encontra-se a Eq.(4.72).

$$\begin{bmatrix} k_p + k_s - m_p\Omega^2 & -k_s \\ -k_s & k_s - m_s\Omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_p \\ U_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_p \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.72)$$

Multiplicando-se os dois lados da Eq.(4.72) por $\begin{bmatrix} k_p + k_s - m_p\Omega^2 & -k_s \\ -k_s & k_s - m_s\Omega^2 \end{bmatrix}^{-1}$ tem-se:

$$\begin{bmatrix} U_p \\ U_s \end{bmatrix} = \frac{1}{(k_p + k_s - m_p\Omega^2)(k_s - m_s\Omega^2) - k_s^2} \begin{bmatrix} k_s - m_s\Omega^2 & k_s \\ k_s & k_p + k_s - m_p\Omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_p \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.73)$$

A partir da Eq.(4.73) escrevem-se as amplitude dos sistema primário e secundário da seguinte forma:

$$U_p = \frac{(k_s - m_s\Omega^2)F_p}{(k_p + k_s - m_p\Omega^2)(k_s - m_s\Omega^2) - k_s^2} \quad (4.74)$$

$$U_s = \frac{k_s F_p}{(k_p + k_s - m_p\Omega^2)(k_s - m_s\Omega^2) - k_s^2} \quad (4.75)$$

A partir das Eq.(4.76) e Eq.(4.77) são apresentadas as frequências naturais do sistemas isolados primário e secundário , respectivamente.

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}} \quad (4.76)$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \quad (4.77)$$

Substituindo-se as Eq.(4.76) e Eq.(4.77) nas Eq.(4.74) e Eq.(4.75) tem-se:

$$\frac{U_p}{\frac{F_p}{k_p}} = \frac{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_s}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_s}{k_p} - \left(\frac{\Omega}{\omega_p}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_s}\right)^2\right] - \frac{k_s}{k_p}} \quad (4.78)$$

$$\frac{U_s}{\frac{F_p}{k_p}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_s}{k_p} - \left(\frac{\Omega}{\omega_p}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_s}\right)^2\right] - \frac{k_s}{k_p}} \quad (4.79)$$

Com o objetivo de anular a amplitude de vibração do sistema primário, o termo $\left(\frac{\Omega}{\omega_s}\right)^2$ da Eq.(4.78) deve ser igual a um. Como consequência, tem-se que $\Omega = \omega_s$, ou seja, quando a frequência de excitação for igual a frequência natural do absorvedor, ocorre a atenuação no ADV.

Inserindo-se $\Omega = \omega_s$ na Eq.(4.79), tem-se a Eq.(4.80).

$$U_s = -\frac{F_p}{k_s} \quad (4.80)$$

Como visto anteriormente, o absorvedor é projetado para evitar o fenômeno de ressonância do sistema primário. A partir dessa premissa, tem-se a Eq.(4.81).

$$\omega_p = \omega_s = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}} = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \quad (4.81)$$

A Eq.(4.81) mostra que as frequências de ressonância dos sistemas primário e secundário devem ser iguais para que ocorra a atenuação.

A razão de massa do sistema secundário e primário e as razões de frequência são apresentadas nas Eq.(4.82), Eq.(4.83) e Eq.(4.84), respectivamente.

$$\mu = \frac{m_s}{m_p} \quad (4.82)$$

$$g = \frac{\Omega}{\omega_p} \quad (4.83)$$

$$f = \frac{\omega_s}{\omega_p} \quad (4.84)$$

A Eq.(4.82) é utilizada para comparar o tamanho do absorvedor em relação à estrutura primária. Inserindo-se as Eq.(4.82), Eq.(4.83) e Eq.(4.84) na Eq.(4.78) e normalizando-a, tem-se a Eq.(4.85).

$$|G(\omega)| = \left| \frac{U_p}{\frac{F_p}{k_p}} \right| = \left[\frac{(g^2 - f^2)^2}{[\mu g^2 f^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.85)$$

sendo $|G(\omega)|$ o módulo da função resposta em frequência, FRF. A partir da Fig.(4.4) é esboçado o efeito de atenuação do ressonador quando acoplado ao sistema principal.

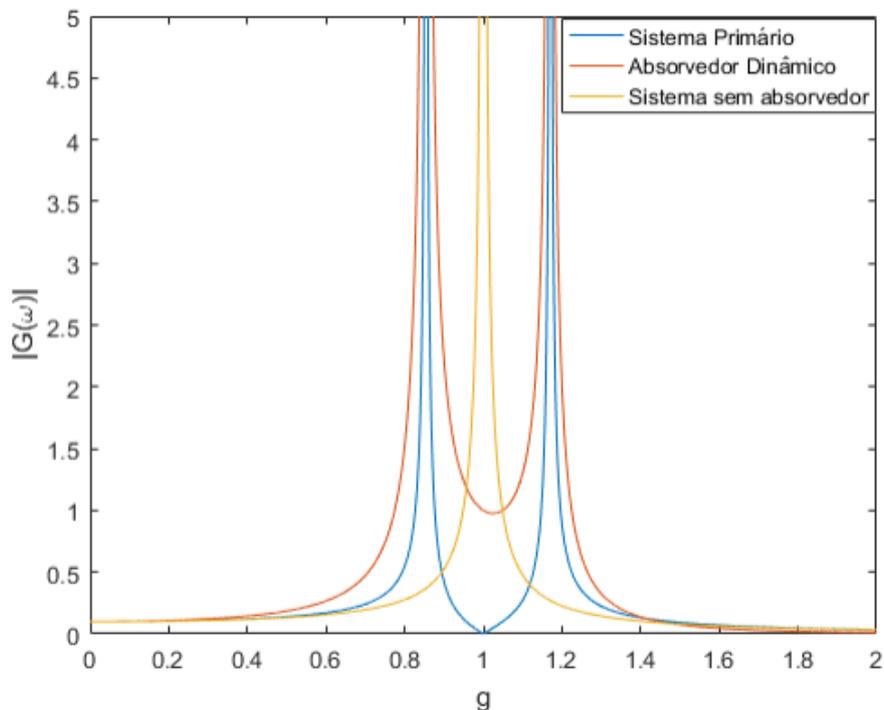


Figura 4.4 – Comparação da FRF do sistema sem e com Absorvedor. Fonte: Retirado de (MAIA, 2018).

A partir da FRF da Fig.(4.4), (MAIA, 2018) retrata os seguintes comportamentos: de um sistema sem ADV (curva amarela), de um sistema com ADV (curva azul) e de um sistema com um ADV projetado para operar fora da frequência de ressonância (curva vermelha). A curva amarela representa o fenômeno da ressonância, onde a frequência de forçamento é igual a frequência de ressonância do sistema primário. Observa-se também a presença de um pico, que representa um grau de liberdade do sistema. Ao inserir um ressonador (curva azul), observa-se nitidamente o efeito de atenuação no sistema primário, que promove a anulação a amplitude de vibração em $g = 1$, transformando um sistema de um grau de liberdade em dois graus de liberdade. Salienta-se que cada pico representa uma frequência de ressonância do sistema.

4.6 Normas sobre o posicionamento do ADV

De acordo com (MAIA, 2018) as principais normas, relatórios e métodos para avaliar o posicionamento dos amortecedores ao longo do cabo são: Norma 61897 (IEC, 1998), Norma 664 (IEEE, 1993), relatório técnico 17 (IEEE, 2015) e o Método da CIGRÉ (Conselho Internacional sobre Grandes Sistemas Elétricos, em francês) exposto no trabalho de (SILVA, 2006). A primeira indica os requisitos mecânicos e elétricos que o absorvedor do tipo Stockbridge deve apresentar. A Norma 664 (IEEE, 1993) retrata que o ADV deve ser instalado por determinação do fabricante, a não ser que seja especificado pelo comprador. Reforçando o que foi dito pela Norma 664, o relatório técnico 17 do Instituto de

Engenheiros Elétricos e Eletrônicos (IEEE, 2015) enuncia que cada fabricante é responsável por preescrever o local em que os ressonadores devem ser introduzidos.

Nos trabalhos de (SILVA, 2006; LABEGALINI et al., 1992) são apresentados dois critérios para o posicionamento ótimo dos ressonadores. O primeiro, chamado de critério russo, expressa que o posicionamento mais adequado do ADV é no ponto de maior amplitude de vibração e mais próximo dos apoios, ou seja no centro do primeiro pico ($1/4$ do comprimento de onda, λ). Na Fig.(4.5) é ilustrado a posição teórica ideal do absorvedor Stockbridge de acordo com o critério russo.

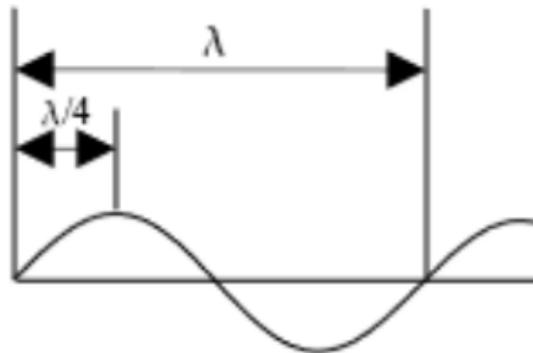


Figura 4.5 – Posição ótima do ADV segundo o critério russo. Fonte: Retirado de (MAIA, 2018).

Conforme (SILVA, 2006) o segundo critério, chamado de Método da CIGRÉ, declara que o posicionamento ótimo do absorvedor está em 1,7 vezes o valor estabelecido pelo critério russo. A Eq.(4.86), escreve o enunciado pelo Método da CIGRÉ.

$$X_s = 0,85 \left(\frac{\lambda}{2} \right) = 1,70 \left(\frac{\lambda}{4} \right) \quad (4.86)$$

onde λ é fornecido pela seguinte equação:

$$\lambda = \frac{1}{f_n} \sqrt{\frac{T}{\rho A}} \quad (4.87)$$

sendo T a força de tração aplicada ao cabo [N], ρA é a massa por unidade de comprimento [kg/m] e f_n é uma frequência de ressonância do cabo [Hz] associada a uma frequência em que o cabo será exposto.

Considerando que as vibrações eólicas são causadas pelo despreendimento de vórtices, é possível usar a Eq.(4.88) para estimar a frequência de descolamento, ou seja:

$$f_s = St \frac{V}{D} \quad (4.88)$$

Quando a f_n for igual a f_s , apresentada na Eq.(4.88), ocorre o fenômeno da ressonância. Substituindo-se $f_n = f_s$ na Eq.(4.87), tem-se a Eq.(4.89).

$$\lambda = 5,26 \frac{D}{V} \sqrt{\frac{T}{\rho A}} \quad (4.89)$$

Inserindo-se a Eq.(4.89) na Eq.(4.86), tem-se a Eq.(4.90).

$$X_s = 2,24 \frac{D}{V} \sqrt{\frac{T}{\rho A}} \quad (4.90)$$

que é a expressão do posicionamento do ADV, dependendo da velocidade do vento de acordo com a CIGRÉ.

5 Metodologia

5.1 Aspectos Gerais

Neste capítulo são apresentadas as etapas do trabalho, bem como o pré - processamento e solução do modelo do cabo condutor ACSR via Método de Elementos Finitos. Segundo (SANTOS, 2015), um dos principais fenômenos que causa a falha em cabos condutores, bem como em grampos de sustentação, é a vibração proveniente da excitação eólica. De acordo com (BARRY, 2010), os cabos condutores são formados por um conjunto de fios enrolados helicoidalmente, nos quais os principais tipos são:

- Condutor de Alumínio reforçado por Aço (ACSR) - o mais comum em linhas de transmissão e utilizado nesse estudo, tendo alta resistência à tração;
- Condutor todo de Alumínio (AAC) - com 95 % de pureza de alumínio;
- Condutor todo em liga de alumínio (AAAC - fabricado a partir de uma liga alumínio-magnésio- silício, mostrando boa resistência à corrosão e relação resistência-peso).

Segundo (NASCIMENTO, 2011), fatores como relevo e vegetação, influenciam no tamanho do comprimento do cabo e nas condições de equilíbrio. Por esse motivo, optou-se pela simplificação do modelo em um modelo no qual o desnível entre os dois apoios é zero. Este é mostrado na Fig.(5.1).

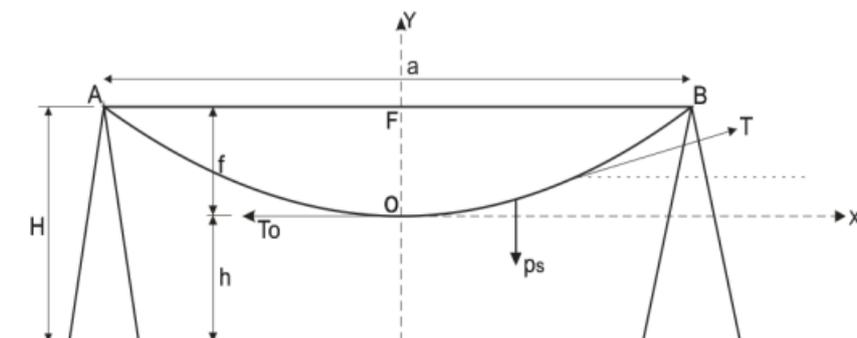


Figura 5.1 – Linhas de Transmissão Niveladas. Fonte: Retirado de (SILVA, 2012).

5.2 Cabo sem Absorvedor

5.2.1 Escolha do elemento

O primeiro passo na análise é escolher o tipo de análise que é do tipo estrutural. Em seguida escolhe-se o tipo de elemento finito, que nesse caso é um elemento utilizado para a análise vigas e cabos com carga de tensão axial. De acordo com (BANDEIRA; GONZALEZ, 2008), o elemento BEAM 188 é um elemento uniaxial, se encontrando no espaço tridimensional, o mesmo possui seis ou sete graus de liberdade em cada nó. Os seis graus de liberdade padrão são translação em relação às eixos x , y e z e rotação em relação aos eixos x , y e z . De acordo com (LIMA, 2019) o sétimo grau de liberdade corresponde a magnitude de empenamento, que ocorre em vigas de seção não circular submetidas a cargas torcionais. A partir do uso desse elemento devem ser definidas as propriedades das seções transversais. Esse elemento é mostrado na Fig.(5.2).

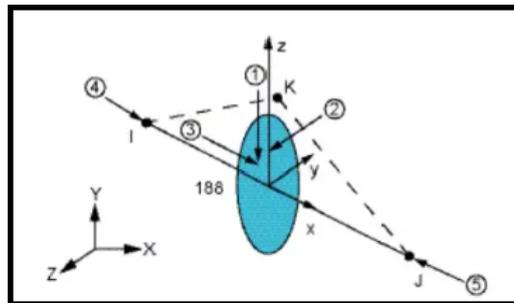


Figura 5.2 – Elemento BEAM 188. Fonte: Retirado de (BANDEIRA; GONZALEZ, 2008).

Sendo seus eixos locais definidos da seguinte forma, conforme (BANDEIRA; GONZALEZ, 2008):

- X é definido pelos nós I e J ;
- Y é ortogonal a X ;
- Z é ortogonal a X e Y e está contido no plano IJK , com sentido do nó K .

5.2.2 Construção da geometria e propriedades mecânicas

O cabo Grosbeak ACSR, ilustrado na Fig.(5.3), foi escolhido a fim de comparar alguns resultados obtidos nesse estudo com outros resultados obtidos na literatura (SILVA, 2022). Com a finalidade de simplificar a modelagem do cabo, utilizou-se um material do tipo homogêneo definido por (SILVA et al., 2020).



Figura 5.3 – Cabo Grosbeak ACSR. Fonte: Modificado de (SILVA, 2022).

Na Tab.(2), tem-se as propriedades mecânicas e dimensões do cabo condutor Grosbeak ACSR.

Tabela 2 – Propriedades mecânicas e dimensões do cabo ACSR Grosbeak. Fonte: Modificado de (SILVA, 2022; SILVA et al., 2020).

Propriedades utilizadas no modelo do cabo sem absorvedor	Valor ou nomenclatura
Tipo do condutor	Grosbeak - ACSR
Diâmetro da seção transversal (D)	0,02515 m
Raio da seção transversal (R)	0,012575 m
Área da seção transversal (A)	$4,968 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Comprimento do vão (L)	65,355 m
Densidade do material do cabo condutor (ρ)	$2622,3 \text{ kg/m}^3$
Coefficiente de Poisson do material do cabo condutor (ν)	0,3
Módulo de Elasticidade do material do cabo condutor (E)	$2,464 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$
Momento de Inércia (I)	$1,964 \times 10^{-8} \text{ m}^4$
Força de excitação (F_L)	1 N
Densidade linear do cabo (ρA)	1,3028 kg/m
Pré - tensão (T)	1.670 N

A fim de encontrar a massa do sistema primário m_p , utilizou-se a Eq.(5.1).

$$m_p = \rho V = \rho \pi R^2 L \quad (5.1)$$

Substituindo-se os valores de ρ , R e L , da Tab.(2), na Eq.(5.1), tem-se a massa do sistema primário.

$$m_p = 85,1387 \text{ kg} \quad (5.2)$$

5.2.3 Análises Modais

Na Fig.(5.4), tem-se o esquemático do condutor de linha de transmissão como uma viga bi - apoiada.



Figura 5.4 – Esquemático do cabo condutor representado por uma viga bi - apoiada sob força de tensionamento axial. Fonte: Modificado de (SILVA, 2022).

Para a carga de tração mostrada na Fig.(5.4), realizaram-se duas análises modais. A primeira foi feita com o comprimento $L_1 = 51,950 \text{ m}$ a fim de comparar com o estudo de (SILVA, 2022) e validar o modelo; e a última foi realizada com o comprimento de $L = 65,355 \text{ m}$, validada a partir da solução analítica calculada no *software* Python. Utilizou-se uma viga no espaço bidimensional a fim de comparar com os resultados do estudo de (SILVA, 2022). Para a execução das análises modais, tem-se os seguintes passos:

- Determinar a análise: Estrutural;
- Definir o elemento de viga BEAM 188;
- Aplicar as propriedades do material elencadas anteriormente;
- Definir a geometria das seções;
- Gerar os pontos 1 e 2, mostrados na Fig.(5.4);
- Gerar a linha que liga os dois pontos ;
- Gerar a malha do problema com 1024 elementos ;
- Aplicar as condições de contorno nos pontos 1 e 2 e nos nós internos;
- Aplicar a carga de tensionamento no nó 2, bem como a ativação dos efeitos de pré - tensão;
- Escolher a solução do tipo estática;
- Escolher a próxima solução do tipo: modal;
- Pedir para extrair os 9 primeiros modos na primeira análise modal e os 10 primeiros modos na segunda análise modal;
- Escolher a faixa de frequência de 0 a 3,5 Hz na primeira análise e de 0 a 3 Hz na segunda análise modal;
- Resolver o problema de autovetores e autofunções;
- Listar os resultados do problema proposto.

Antes da realização das análises modais realizaram-se análises estáticas, com o objetivo de inserir os efeitos de pré-tensionamento no cabo, no qual a tensão irá atuar na rigidez do cabo. Para explicar com mais afinco as condições de contorno do problema, tem-se a Fig.(5.5).

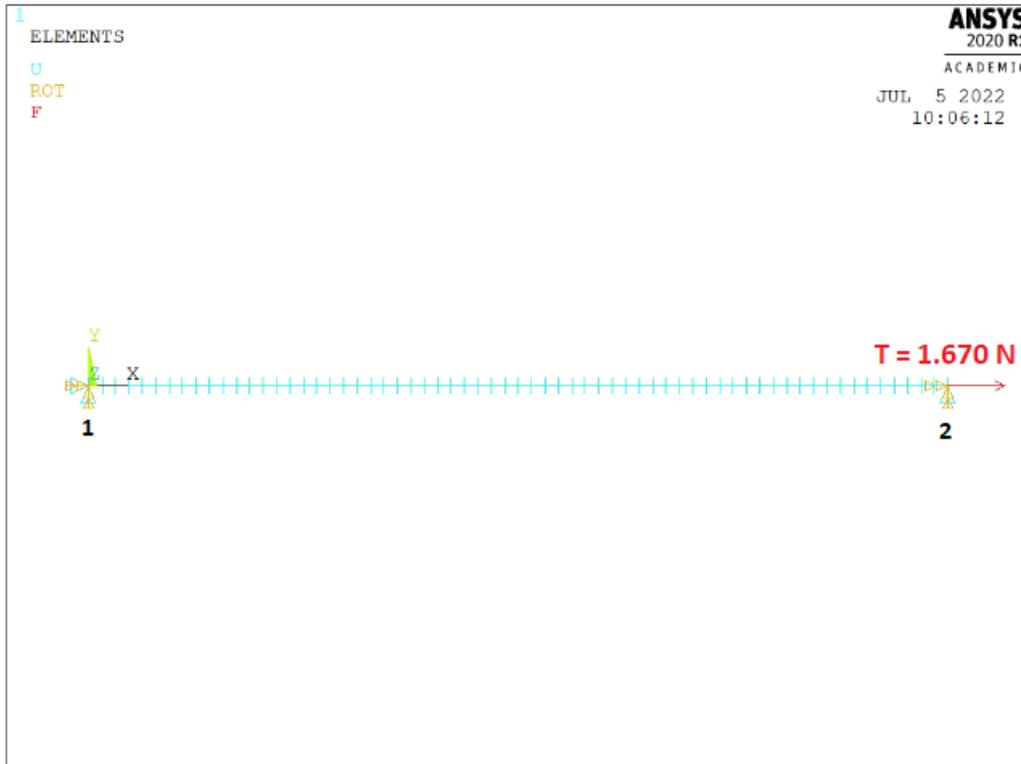


Figura 5.5 – Aplicação das condições de contorno.

No ponto 1 da Fig.(5.5) restringem-se os deslocamentos U_x, U_y, U_z, Rot_x e Rot_y ; no ponto 2 restringem-se os deslocamento U_y, U_z, Rot_x e Rot_y . Para visualizar os modos no plano xy e comparar com os resultados do autor (SILVA, 2022), restringiram-se os deslocamentos U_z em todos os nós da estrutura. Foram feitos os mesmos procedimentos descritos anteriormente para o cabo com comprimento de $L = 65,355 m$. Para a análise do cabo com comprimento $L_1 = 51,950 m$ utilizaram-se 2000 elementos para comparar com o trabalho de (SILVA, 2022). Neste estudo realizou-se a análise de convergência, cuja malha escolhida foi de 1024 elementos. Esta escolha será fundamentada nos resultados a partir do gráfico construído no *software* Python.

5.2.3.1 Solução Analítica

A solução analítica do problema foi encontrada no *software* Python a partir da expressão da Eq.(4.41). Essa expressão representa os autovalores do problema.

5.2.4 Análise Harmônica

Com a validação do modelo, a partir das análises modais apresentadas nos resultados, realizou-se uma análise harmônica para o cabo de $L = 65.355 \text{ m}$ sem absorvedor, a fim de comparar com os resultados do cabo com ADV. Na Fig.(5.6), são apresentadas as posições de inserção do absorvedor ao longo do cabo e a aplicação da carga na posição P_{10} .

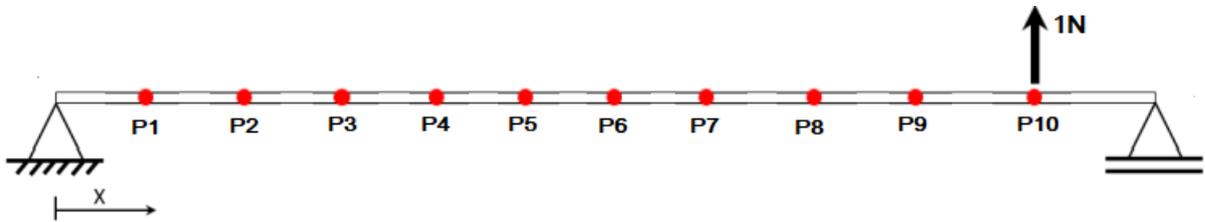


Figura 5.6 – Representação dos locais e inserção do forçamento unitário. Modificado de (SILVA, 2022).

O cabo foi dividido em dez posições igualmente espaçadas, descritas na Tab.(3).

Tabela 3 – Valores de cada posição

Posições	Valores
P ₁	5,9414 m
P ₂	11,8828 m
P ₃	17,8242 m
P ₄	23,7656 m
P ₅	29,707 m
P ₆	35,6484 m
P ₇	41,5898 m
P ₈	47,5312 m
P ₉	53,4726 m
P ₁₀	59,414 m

Para a execução da análise harmônica para o cabo sozinho, tem-se os seguintes passos:

- Realizar a análise modal, cujos passos foram mostrados anteriormente;
- Escolher no *software* ANSYS a análise do tipo harmônica;
- Aplicar o forçamento unitário na posição P_{10} ;
- Inserir o intervalo de frequência de 0 a 3 Hz e o número de passos, nesse caso 500 passos.
- Selecionar cada nó para a extração de cada FRF individual;
- Tirar a média aritmética do conjunto das FRFs individuais para a extração da FRF final.

5.3 Absorvedor Dinâmico

5.3.1 Escolha dos elementos

Na Fig.(5.7), tem-se a comparação da geometria do modelo do ADV utilizada neste trabalho com o Absorvedor Stockbridge real.

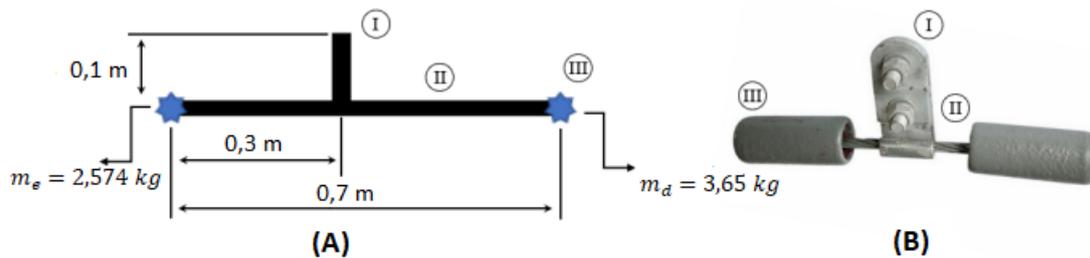


Figura 5.7 – Comparação do (A) ADV utilizado (B) Absorvedor Stockbridge real. Fonte: Modificado de (SILVA, 2022).

Como visto anteriormente na análise do cabo sem ADV, primeiramente deve-se determinar a análise do tipo estrutural e em seguida escolher os elementos utilizados na análise. Para a análise do absorvedor dinâmico, utilizaram-se os elementos BEAM 188, apresentado na Fig.(5.2), para os componentes (I) e (II) da Fig.(5.7) e o elemento MASS 21 para o componente (III) da Fig.(5.7). Segundo (LIMA, 2019), o elemento de massa concentrada MASS 21 é um elemento pontual (que tem apenas um nó), que possui seis graus de liberdade: deslocamentos em x, y e z e rotações em torno de x, y e z. Salienta-se que as duas massa mostradas na Fig.(5.7) devem ser inseridas nas direções x,y e z.

5.3.2 Construção da geometria e propriedades mecânicas

As propriedades mecânicas e dimensões, apresentadas na Tab.(4), foram escolhidas de modo que duas frequências do absorvedor fossem sintonizadas com duas frequências de ressonância do cabo condutor. Essas propriedades foram encontradas na literatura (SILVA, 2022), sendo recalibradas no *software* ANSYS para que suas frequências fossem equivalentes ao quinto ($\omega_5 = 1,3815Hz$) e nono ($\omega_9 = 2,5322Hz$) autovalores do cabo de 65,355 m.

Tabela 4 – Propriedades mecânicas e dimensões adotadas para o absorvedor dinâmico.
Fonte: Modificado de (SILVA, 2022).

Propriedades mecânicas e dimensões do Absorvedor	Valor
Diâmetro das partes (I) e (II) (D_1)	0,008358 m
Raio das partes (I) e (II) (R_1)	0,004179 m
Densidade das partes (I) e (II) (ρ)	2622,3 kg/m ³
Coefficiente de Poisson das partes (I) e (II) (ν)	0,3
Módulo de Elasticidade da parte (II) (E_2)	2,464 x 10 ¹⁰ N/m ²
Módulo de Elasticidade da parte (I) (E_1)	1 x 10 ¹⁶ N/m ²
Massa pontual esquerda do componente (II) (m_e)	2,574 kg
Massa pontual direita do componente (II) (m_d)	3,65 kg
Comprimento da viga do lado esquerdo (II) (L_e)	0,3 m
Comprimento da viga do lado direito (II) (L_d)	0,4 m
Comprimento da braçadeira (I) (L_b)	0,1 m

Para encontrar a massa do sistema secundário m_s utilizou-se a Eq.(5.3).

$$m_s = m_e + m_d + M_{Le} + M_{Ld} + M_b \quad (5.3)$$

onde m_e é a massa pontual esquerda do componente (II), m_d é a massa pontual direita do componente (II), M_{Le} é a massa da viga do lado esquerdo do ADV, M_{Ld} é a massa da viga do lado direito do ADV e M_b é a massa da braçadeira de sustentação. Com base nas Fig.(5.7) e Tab.(5.3), encontram-se as massas M_{Le} , M_{Ld} e M_b a partir das Eq.(5.4), Eq.(5.5) e Eq.(5.6), respectivamente.

$$M_{Le} = \rho\pi R_1^2 L_e = 0,0432kg \quad (5.4)$$

$$M_{Ld} = \rho\pi R_1^2 L_d = 0,0575kg \quad (5.5)$$

$$M_b = \rho\pi R_1^2 L_b = 0,0144kg \quad (5.6)$$

Substituindo-se os valores de massa, encontrados nas Eq.(5.4), Eq.(5.5) e Eq.(5.6), na Eq.(5.3) e sendo $m_e = 2,574 kg$ e $m_d = 3,65 kg$ tem-se o valor da massa do sistema secundário m_s .

$$m_s = 6,30kg \quad (5.7)$$

Substituindo-se as Eq.(5.2) e Eq.(5.7) na Eq.(4.82), tem-se, na Eq.(5.8), a razão de massa do sistema.

$$\mu = \frac{m_s}{m_p} = 0,07 \quad (5.8)$$

A quantidade de elementos que foram aplicados ao modelo do ADV e as condições de contorno do problema são apresentadas na Fig.(5.8).

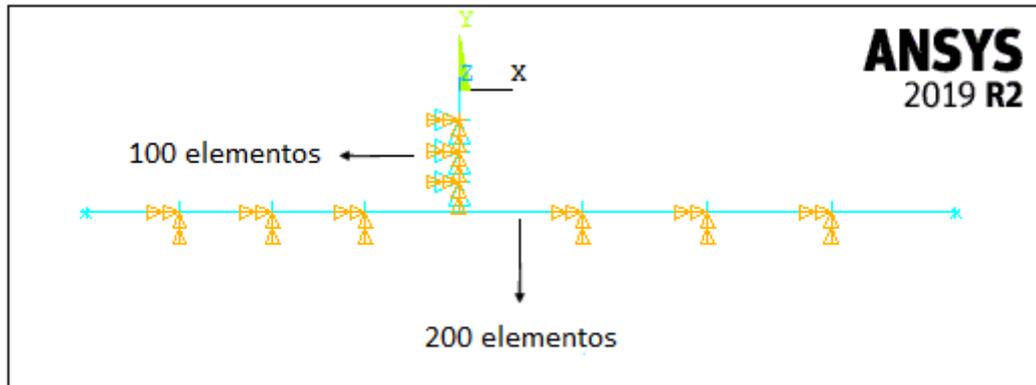


Figura 5.8 – Quantidade de elementos e condições de contorno na modelagem do ADV.

Salienta-se que a quantidade de elementos escolhida para o absorvedor dinâmico foi a mesma utilizada no trabalho de (SILVA, 2022). Com relação as condições de contorno tem-se: restrição do deslocamento em U_z e rotações Rot_x e Rot_y nas linhas dos componentes (I) e (II). Justifica-se a escolha de um alto módulo de elasticidade E_1 , para que a braçadeira, componente (I) da Fig.(5.7), fique estática e não interfira na dinâmica de vibração das massas pontuais do Absorvedor.

5.3.3 Análise Modal

Para a realização da análise modal do ADV no ANSYS, tem-se os seguintes passos:

- Determinar o tipo de análise: Estrutural;
- Definir os elementos BEAM 188 e MASS 21;
- Em constantes reais, adicionar no elemento MASS 21 o valor das massas m_e e m_d nas direções x,y e z. O processo é realizado duas vezes, uma vez para a m_e e outra para a m_d ;
- Aplicar as propriedades mecânicas do ADV definidas na Tab.(4);
- Criar a geometria do absorvedor;
- Em atributos de malha, atribuir a cada parte do ressonador as suas respectivas propriedades mecânicas, descritas na Tab.(4);
- Gerar a malha do ADV, cujos número de elementos foram descritos na Fig.(5.8);

- Selecionar a análise do tipo Modal;
- Pedir a extração dos dois primeiros modos de vibrar do ADV no intervalo de frequência de 0 a 120 Hz pelo método Block Lanczos;
- Aplicar as condições de contorno apresentadas na Fig.(5.8);
- Apresentar os resultados do problema.

5.4 Cabo com Absorvedor

Inicialmente, para o cabo de $L = 65,355 \text{ m}$, foram adotadas duas formas de avaliar a faixa de operação do ADV. Na análise A ou não-ajustada (primeiro caso), a faixa de operação do ADV é definida pela frequência entre dois picos de ressonância, localizados entre a frequência de projeto do ADV. Na análise B ou ajustada (segundo caso), a faixa de frequência de operação é definida para as situações em que a amplitude de resposta é menor que a situação sem ADV. A análise A é realizada a partir dos resultados advindos do ANSYS, enquanto na análise B é realizado um pós-processamento a partir no Python com o uso da função *axvspan*. Para os dois casos, utilizou-se um forçamento de magnitude unitária para diferentes frequências na posição P_{10} . O valor das posições de fixação do ADV foram apresentadas na Tab.(3). Na Fig.(5.9), tem-se um esquemático das posições de acoplamento do ADV no cabo.

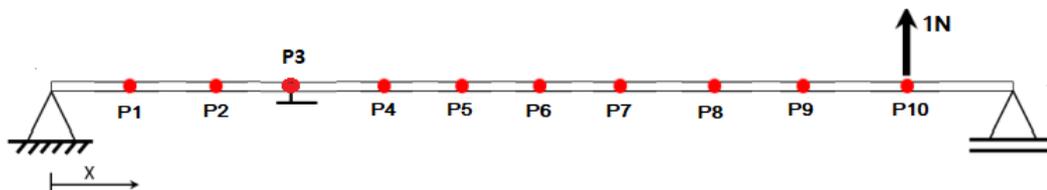


Figura 5.9 – Representação dos locais de acoplamento do ADV e inserção do forçamento unitário. Modificado de (SILVA, 2022).

Para a realização da análise harmônica do conjunto (cabo e ADV) no ANSYS, tem-se os seguintes passos:

- Determinar o tipo de análise: Estrutural;
- Definir os elementos BEAM 188 e MASS 21;
- Em constantes reais, adicionar no elemento MASS 21 o valor das massas m_e e m_d nas direções x,y e z. O processo é realizado duas vezes, uma vez para a m_e e outra para a m_d ;
- Aplicar as propriedades mecânicas do cabo e ADV definidas nas Tab. (2) e Tab.(4), respectivamente ;

- Criar a geometria do conjunto (cabo e absorvedor);
- Em atributos de malha, atribuir ao cabo e a cada parte do ressonador as suas respectivas propriedades mecânicas, descritas nas Tab.(2) e Tab.(4), respectivamente;
- Gerar a malha do conjunto (cabo e ADV): o cabo com 1024 elementos e o ADV com a quantidade de elementos especificada na Fig.(5.8);
- Selecionar a análise do tipo Modal;
- Pedir a extração dos onze primeiros modos de vibrar do conjunto no intervalo de frequência de 0 a 3 Hz pelo método Block Lanczos;
- Aplicar as condições de contorno para o cabo e absorvedor apresentadas nas Fig.(5.5) e Fig.(5.8), respectivamente;
- Apresentar os resultados do problema.
- Selecionar a análise do tipo Harmônica;
- Pedir para extrair as amplitudes e fases;
- Ativar os efeitos de pré - tensão;
- Definir o carregamento $F_y = 1$ N na posição $P_{10} = 59,414$ m;
- Colocar o intervalo da banda de análise de 0 a 3 Hz com número de passos igual a 500;
- Visualizar as FRFs individuais em cada posição, mostradas no esquemático da Fig.(5.9);
- Tirar a média aritmética do conjunto das FRFs individuais para a extração da FRF final para cada posição;
- Comparar as Funções Resposta em Frequência para cada posição do cabo com ADV com a FRF do cabo sem ADV no *software* Python;
- Comparar no *software* Python os resultados de melhor soma das faixas de atenuação para os dois casos de avaliação da faixa de operação do ADV com as duas melhores posições do absorvedor, definidas pelo Método da CIGRÉ (SILVA, 2006);
- Avaliar a posição de maior atenuação das amplitudes de vibração para as duas formas.

6 Resultados e Discussões

6.1 Cabo sem ADV

6.1.1 Análise de convergência de malha

Para o caso com o cabo com comprimento de $L = 65,355 \text{ m}$, calcularam-se os erros relativos percentuais pela Eq.(6.1).

$$Erro(\%) = \frac{|\omega_{MEF} - \omega_{SA}|}{\omega_{SA}} 100\% \quad (6.1)$$

sendo ω_{MEF} os autovalores calculados via MEF, com o auxílio do *software* ANSYS, e ω_{SA} as frequências naturais obtidas por solução analítica no Python. Na Fig.(6.1), tem-se o gráfico do Erro (%) versus as frequências naturais.

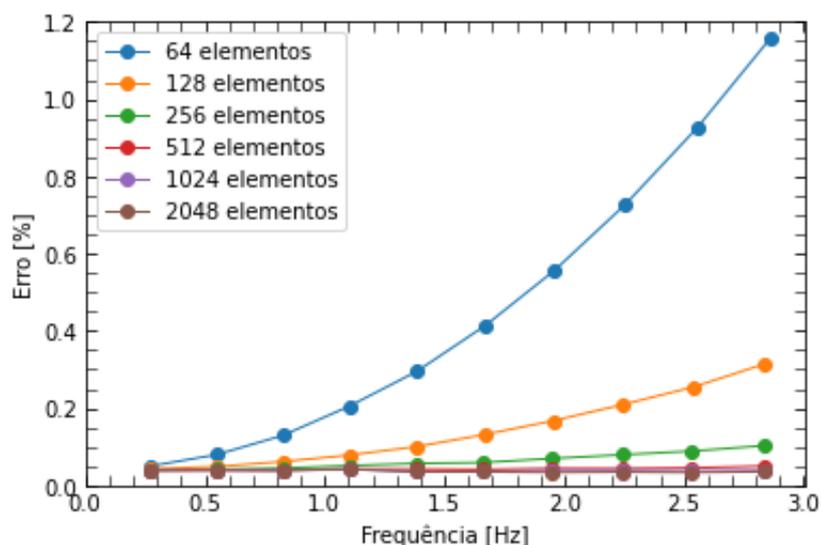


Figura 6.1 – Erro (%) versus frequências naturais.

Constata-se a partir da Fig.(6.1) que quanto menor o número de elementos, maiores são os erros associados ao modelo, entre 1,0 e 1,2 %. Esses erros aumentam com o crescimento das frequências naturais. Com o refinamento da malha, observam-se menores erros, entre 0,0389 e 0,0418 %, e a convergência em 1024 elementos. Sendo assim, utilizou-se uma malha de 1024 elementos nessa análise.

6.1.2 Resultados das análises modais

Na Tab.(5) os resultados das análises modais obtidas para o caso do cabo com $L_1 = 51,950 m$, com o auxílio do *software* ANSYS APDL, foram comparados com os resultados do trabalho de (SILVA, 2022).

Tabela 5 – Comparação das frequências naturais entre a solução via MEF e a solução do autor (SILVA, 2022) para $L_1 = 51,950m$.

Frequências Naturais	Solução MEF	Solução MEF Autor (SILVA, 2022)	Diferença (%)
ω_1	0,3449 Hz	0,3449 Hz	0,00 %
ω_2	0,6909 Hz	0,6909 Hz	0,00 %
ω_3	1,0391 Hz	1,0391 Hz	0,00 %
ω_4	1,3906 Hz	1,3906 Hz	0,00 %
ω_5	1,7463 Hz	1,7463 Hz	0,00 %
ω_6	2,1075 Hz	2,1074 Hz	0,01 %
ω_7	2,4749 Hz	2,4749 Hz	0,00 %
ω_8	2,8498 Hz	2,8497 Hz	0,01 %
ω_9	3,2329 Hz	3,2328 Hz	0,01 %

Observou-se, a partir da Tab.(5), uma boa concordância entre as frequências naturais calculadas com os autovalores calculados no trabalho de (SILVA, 2022), registrando uma diferença de 0,01 %. Em seguida, na Tab.(6), foram comparadas as frequências analíticas com as frequências naturais calculadas a partir do Método de Elementos Finitos.

Tabela 6 – Comparação entre frequências naturais calculadas analiticamente e via MEF para $L = 65.355 m$.

Frequências Naturais	Solução Analítica	Solução MEF	Erro (%)
ω_1	0,2740 Hz	0,2741 Hz	0,0390 %
ω_2	0,5486 Hz	0,5488 Hz	0,0392 %
ω_3	0,8242 Hz	0,8246 Hz	0,0382 %
ω_4	1,1015 Hz	1,1020 Hz	0,0418 %
ω_5	1,3810 Hz	1,3815 Hz	0,0348 %
ω_6	1,6632 Hz	1,6638 Hz	0,0349 %
ω_7	1,9487 Hz	1,9494 Hz	0,0385 %
ω_8	2,2378 Hz	2,2387 Hz	0,0389 %
ω_9	2,5313 Hz	2,5322 Hz	0,0371 %
ω_{10}	2,8294 Hz	2,8305 Hz	0,0389 %

Verificou-se, a partir da Tab.(6), um erro máximo de 0,0418 %. Com isso, tem-se a validação da implementação do modelo. Associadas aos autovalores tem-se as autofunções. Os modos de vibrar são ilustrados nas Fig.(6.2), Fig.(6.3) e Fig.(6.4).

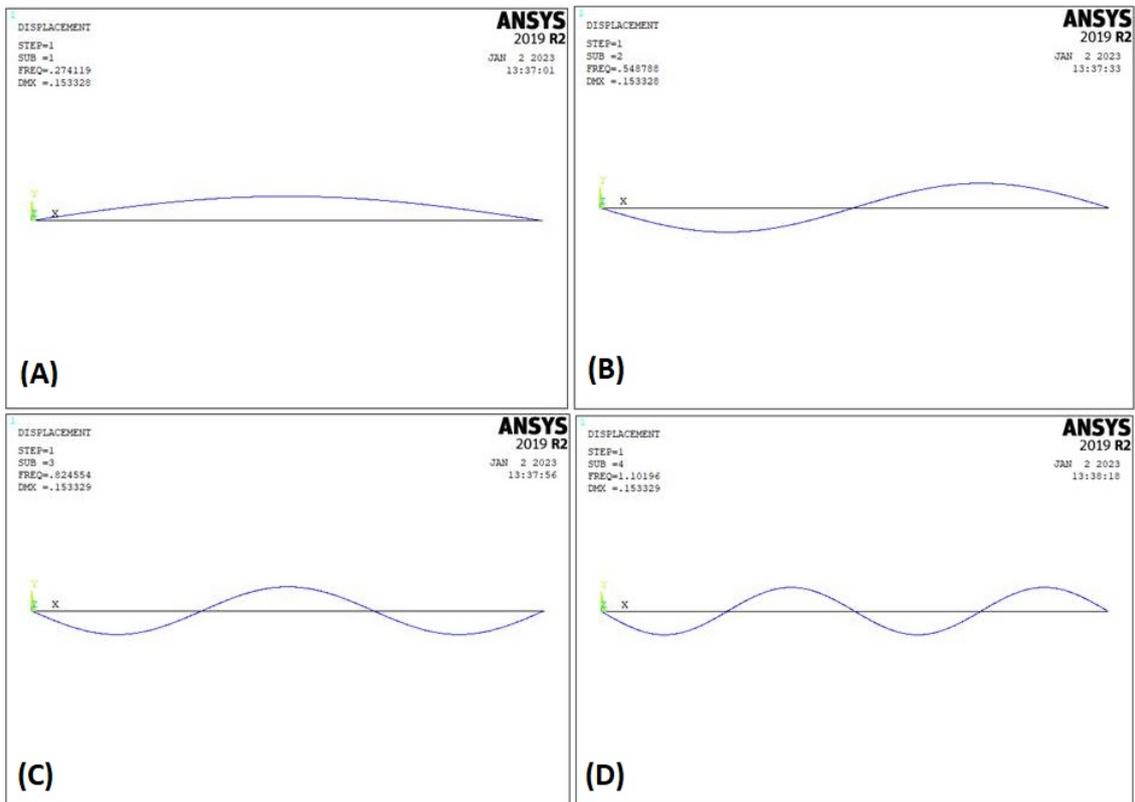


Figura 6.2 – Modos de vibrar: (A) Primeiro modo - 0,2741 Hz; (B) Segundo modo - 0,5488 Hz; (C) Terceiro modo - 0,8246 Hz; (D) Quarto modo - 1,1020 Hz .

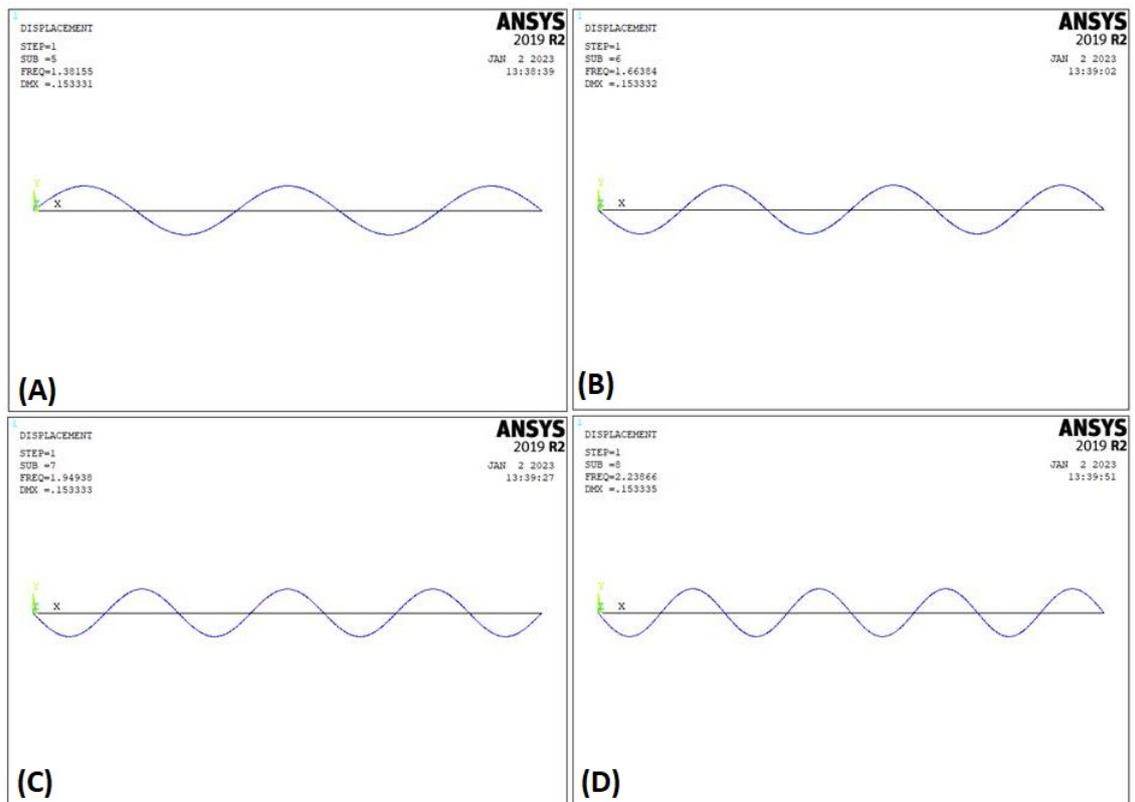


Figura 6.3 – Modos de vibrar: (A) Quinto modo - 1,3815 Hz; (B) Sexto modo - 1,6638 Hz; (C) Sétimo modo - 1,9494 Hz; (D) Oitavo modo - 2,2387 Hz .

Observa-se a partir da Fig.(6.2), que o primeiro modo (A) possui maior amplitude de deslocamento no meio do cabo, apresentando dois nós nas extremidades. No segundo modo (B), de frequência 0,5488 Hz, verifica-se dois locais de amplitude máxima (1/4 e 3/4 do comprimento do cabo) e três pontos de nós (SILVA, 2022). O terceiro modo (C) apresenta três locais de amplitudes de deslocamento máximas (1/6, 1/2 e 5/6 do comprimento do cabo) e quatro pontos de nós. No quarto modo de vibrar (D) tem-se quatro locais de amplitudes de deslocamento máximas (1/8, 3/8, 5/8 e 7/8 do comprimento do cabo) e cinco nós.

Constata-se a partir da Fig.(6.3) que o quinto modo (A), de frequência 1,3815 Hz, apresenta cinco lugares de amplitude de deslocamento máximo (1/10, 3/10, 1/2, 7/10 e 9/10 do comprimento do cabo) e seis locais de nós. O sexto modo (B) possui seis locais de amplitude de deslocamento máxima e sete nós. A sétima forma modal (C) apresenta sete locais de amplitude máxima e oito nós e o oitavo modo (D) possui oito locais de amplitude máxima e nove nós.

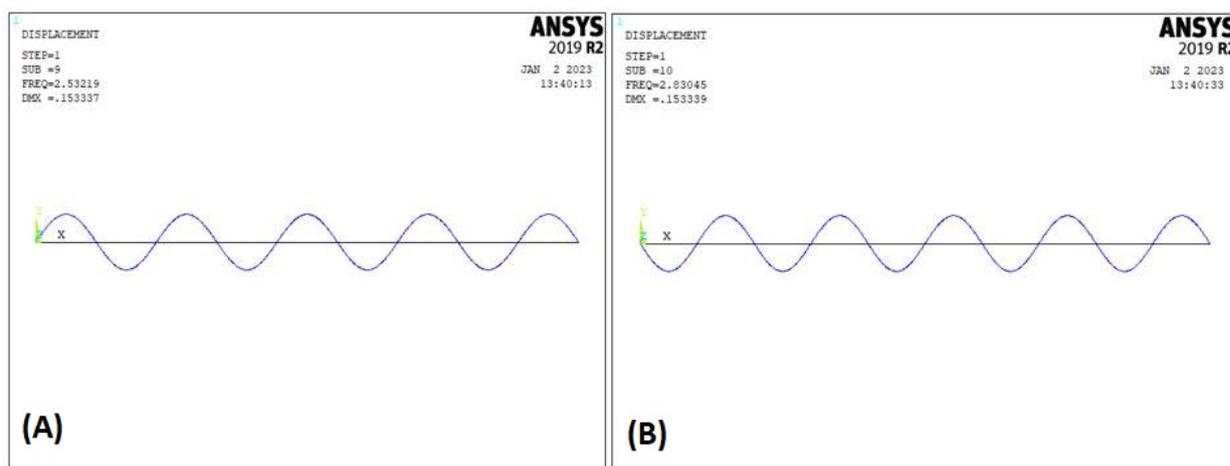


Figura 6.4 – Modos de vibrar: (A) Nono modo - 2,5322 Hz; (B) Décimo modo - 2,8305 Hz.

Por último, na Fig.(6.4), tem-se o nono modo de vibrar (A) com nove locais de amplitude máxima (1/18, 1/6, 5/18, 7/18, 1/2, 11/18, 13/18, 15/18 e 17/18 do comprimento do cabo) e dez nós. A décima forma modal (B) possui dez lugares de amplitude máxima e onze nós. De acordo com (SILVA, 2022) o último modo possui a maior quantidade de energia em relação as outras autofunções. Isso é respaldado na Fig. (6.1), mostrando que os modos correlacionados com as maiores frequências, em um caso menos discretizado, induzem a maiores erros.

6.1.3 Resultado da análise harmônica

Na Fig.(6.5), tem-se a FRF do cabo sem ADV.

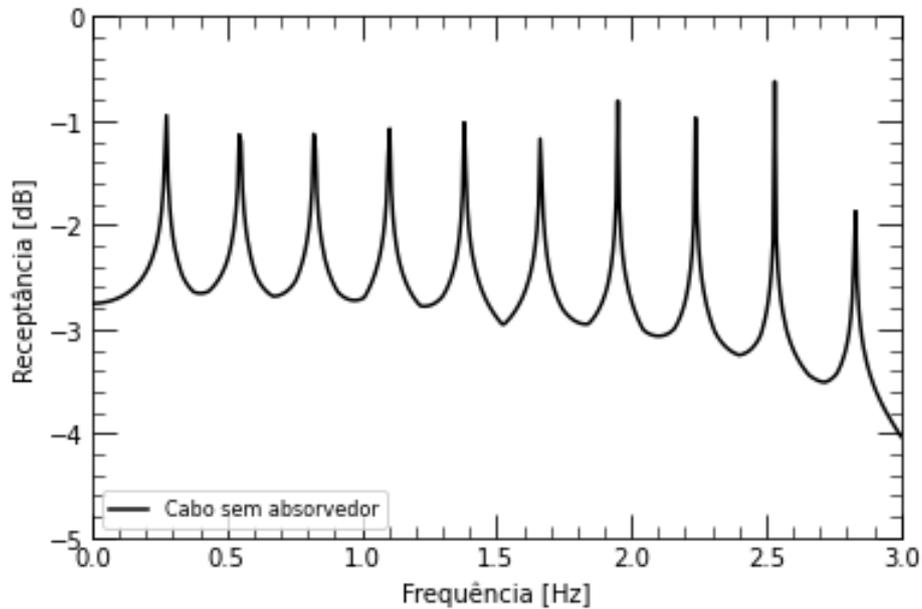


Figura 6.5 – FRF do cabo sem absorvedor.

Cada pico, mostrado na Fig.(6.5), representa uma frequência de ressonância do cabo, ou seja um grau de liberdade do sistema primário. Cada frequência está relacionada a uma amplitude máxima de vibração.

6.2 Absorvedor Dinâmico de Vibrações

6.2.1 Resultados da análise modal

Os autovalores do problema do absorvedor sozinho são exibidos na Tab.(7).

Tabela 7 – Frequências naturais do ADV.

Frequências Naturais do ADV	Valor
ω_1	1,3815 Hz
ω_2	2,5322 Hz

Oberva-se, a partir da Tab.(7), que os valores das frequências naturais do absorvedor são sintonizadas com a quinta e nona frequências de ressonância do cabo condutor, apresentadas na Tab.(6). Associados aos autovalores tem-se os modos de vibrar do problema. As autofunções são ilustradas nas Fig.(6.6) e Fig.(6.7).

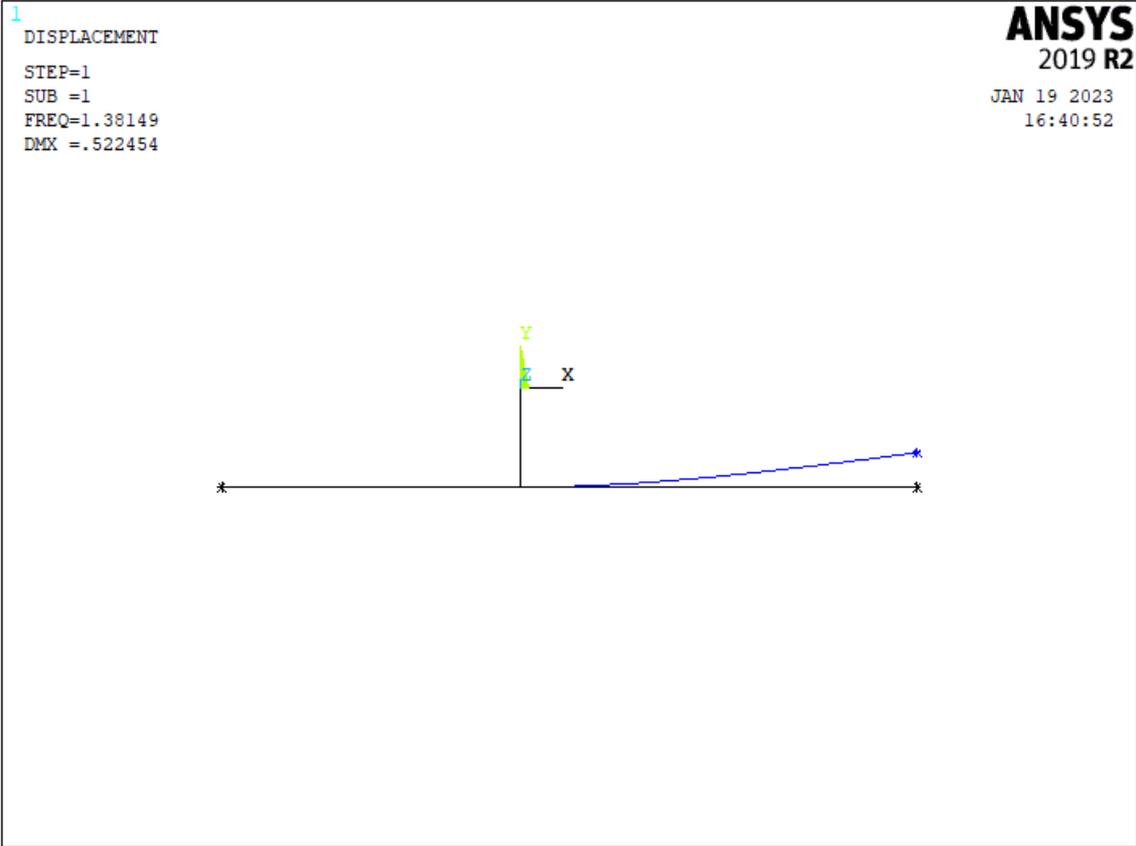


Figura 6.6 – Primeiro modo de vibrar do ADV - $\omega_1 = 1.3815$ Hz.

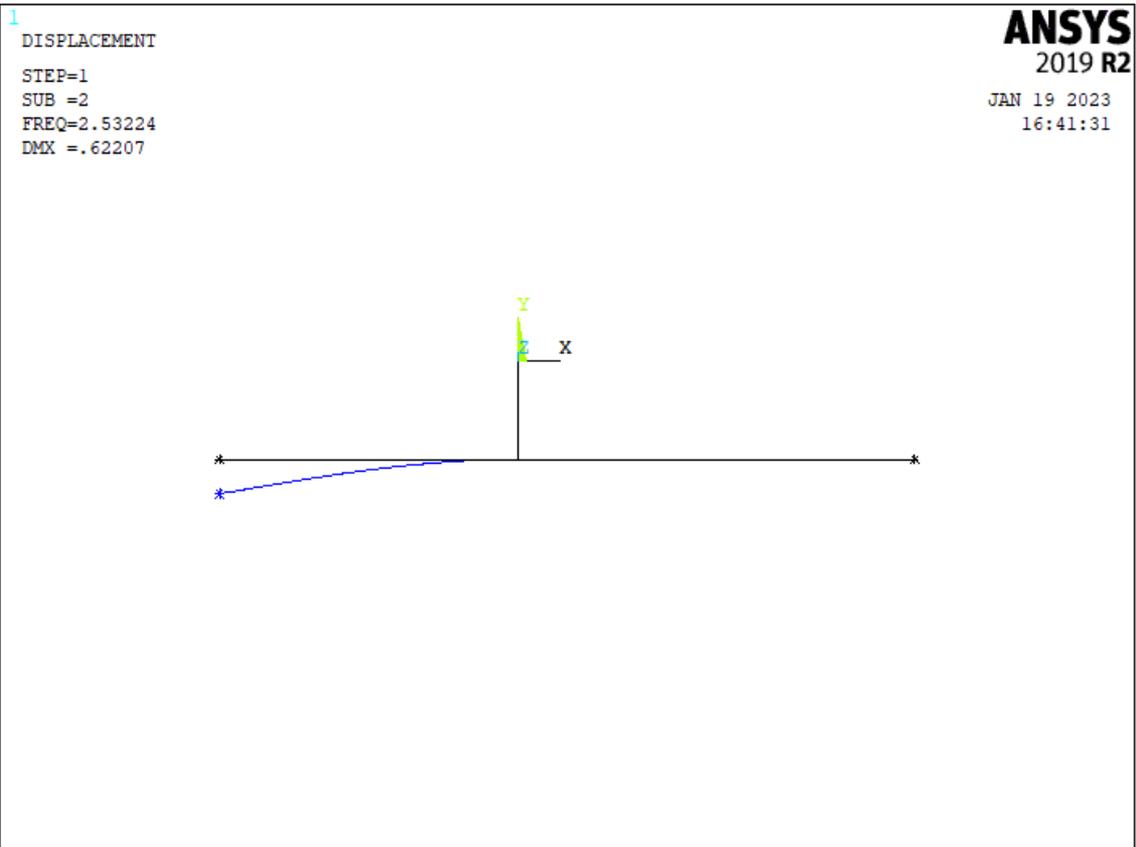


Figura 6.7 – Segundo modo de vibrar do ADV - $\omega_2 = 2.5322$ Hz .

Observa-se para os dois primeiros modos, ilustrados nas Fig.(6.6) e Fig.(6.7), vibrações de flexão da viga correlacionadas com a segunda e primeira massas, respectivamente.

6.3 Cabo com ADV

6.3.1 Resultados das duas formas de avaliar a faixa de operação do ADV

As funções resposta em frequência do cabo com absorvedor situado na posições P_1 (5,9414 metros) e P_2 (11,8828 metros) para as duas formas de avaliar a faixa de operação do ADV são apresentadas na Fig.(6.8). Como visto anteriormente, a análise não - ajustada (primeiro caso) é definida pela distâncias entre os dois picos de ressonância entre a frequência de projeto do ADV e na análise ajustada (segundo caso) a faixa é definida a partir de amplitudes de vibrações menores quando comparadas à situação sem ADV.

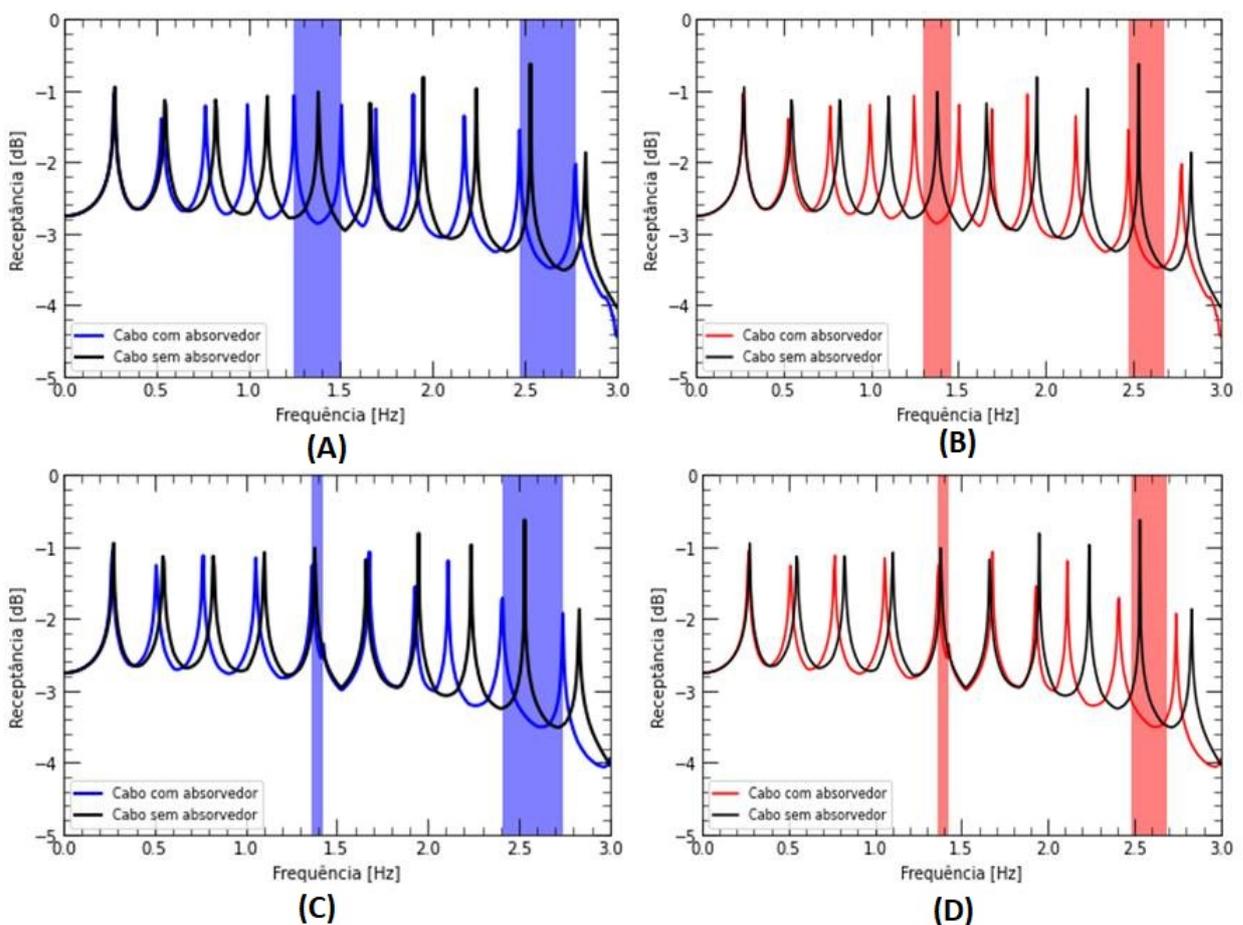


Figura 6.8 – FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_1 = 5,9414$ m para primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_2 = 11,8828$ m para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).

Com base na Fig.(6.8), para a posição $P_1 = 5,9414 m$ do primeiro caso (A), observa-se que o ressonador atingiu na primeira faixa de atenuação 0,2549 Hz, na segunda faixa de atenuação 0,3018 Hz e na soma das duas bandas 0,5567 Hz. Entretanto para a posição $P_1 = 5,9414 m$ do segundo caso (B), constata-se que o ressonador atingiu um desempenho de 0,16 Hz na primeira banda de atenuação, 0,2018 Hz na segunda banda de atenuação e 0,3618 Hz na soma das duas bandas.

Na posição $P_2 = 11,8828 m$ do primeiro caso (C), verifica-se uma estreita faixa de atenuação, de 0,0583 Hz, do absorvedor na quinta frequência do sistema. Como a quinta e sexta frequência do cabo com ADV estão próximas da quinta frequência do cabo sem ADV, observa-se uma ineficiente atuação do ADV. Para a segunda faixa o ADV atingiu 0,3325 Hz e na soma das bandas 0,3908 Hz. No segundo caso (D), da posição $P_2 = 11,8828 m$, verifica-se também a ineficácia do ADV na primeira faixa, cuja extensão é de 0,0583 Hz. Entretanto a segunda banda apresenta 0,2125 Hz e a soma das bandas 0,2708 Hz.

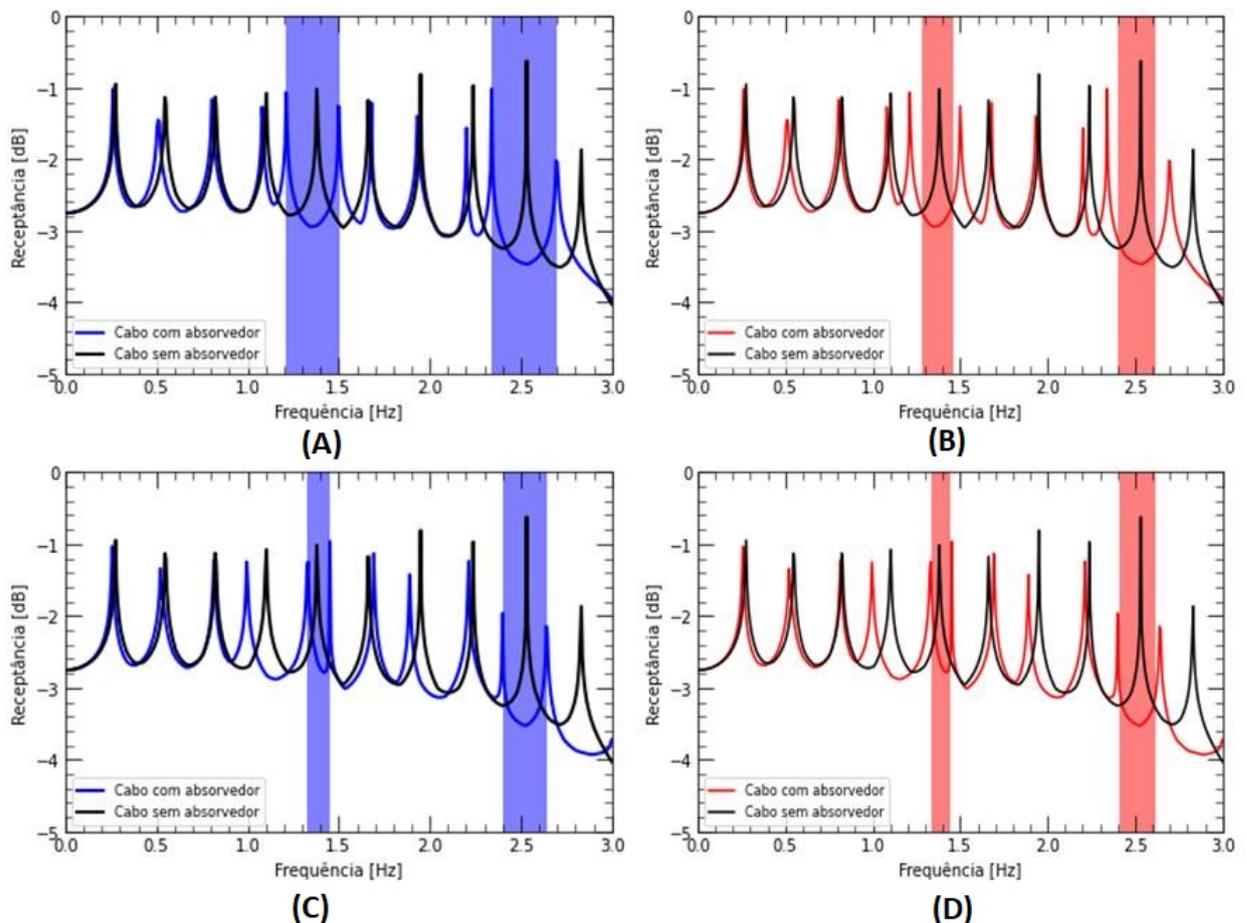


Figura 6.9 – FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_3 = 17,8242 m$ para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_4 = 23,7656 m$ para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).

Na Fig.(6.9) são ilustradas as funções resposta em frequência do cabo com absorvedor situado nas posições P_3 (17,8242 metros) e P_4 (23,7656 metros). Na posição $P_3 = 17,8242\text{ m}$ do primeiro caso (A), verifica-se que a primeira banda de atenuação tem extensão de 0,2883 Hz, a segunda 0,3575 Hz e a soma das duas bandas 0,6458 Hz. Para o segundo caso (B), o ressonador obteve desempenho de 0,1783 Hz na primeira banda de atenuação e 0,2175 Hz na segunda faixa, sendo a soma das bandas 0,3958 Hz.

Analisando-se a posição $P_4 = 23,7656\text{ m}$ do primeiro caso (C), observa-se uma extensão de 0,1224 Hz para a primeira faixa, 0,2434 Hz para a segunda faixa e 0,3658 Hz para a soma das duas faixas. Para o segundo caso (D), observa-se que a primeira banda tem largura de 0,1024 Hz, a segunda banda tem largura de 0,2034 Hz e soma das faixas tem 0,3058 Hz de extensão.

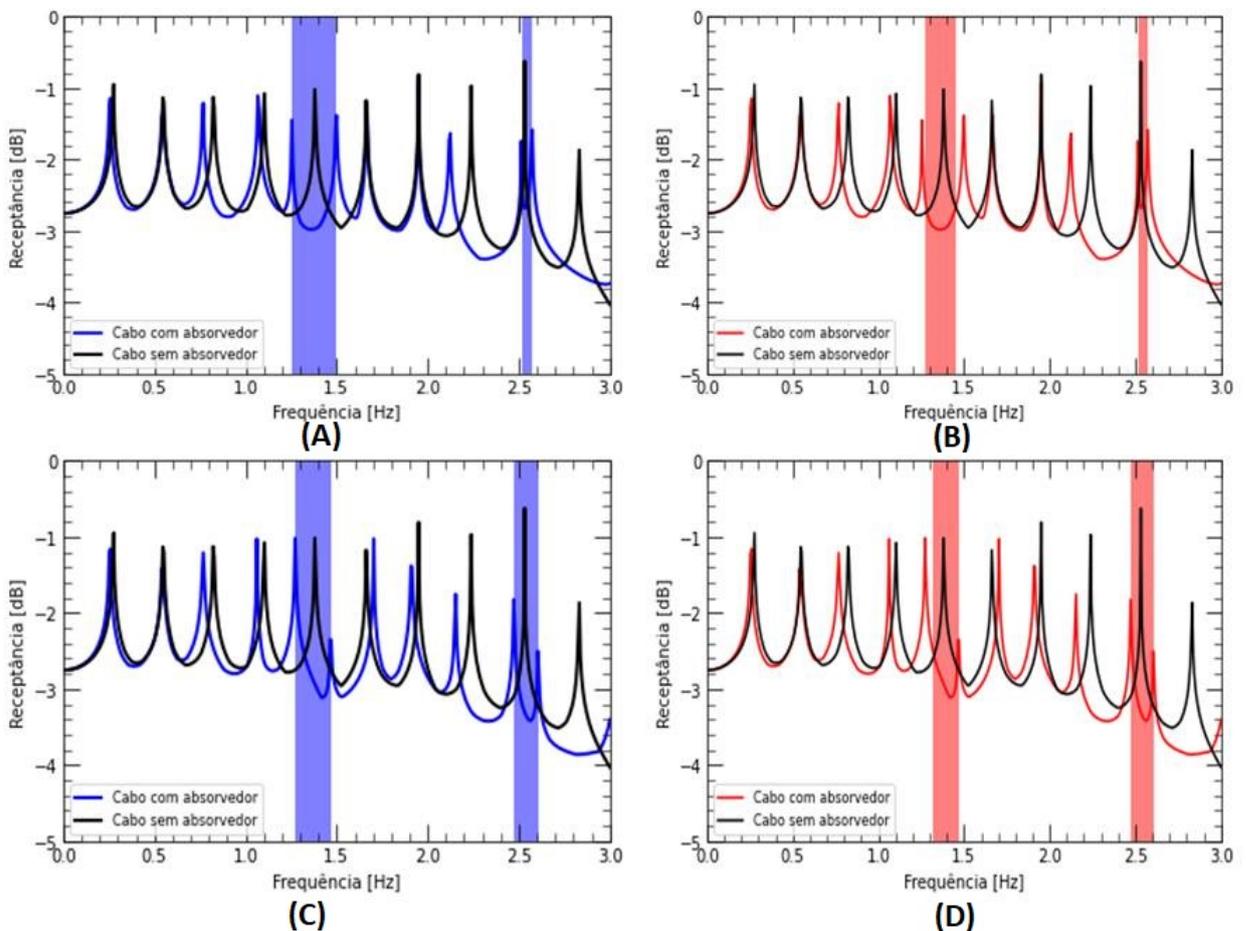


Figura 6.10 – FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_5 = 29,707\text{ m}$ para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_6 = 35,6484\text{ m}$ para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).

A partir da Fig.(6.10), observa-se para o primeiro caso (A) da posição $P_5 = 29,707$ m uma extensão de 0,2424 Hz para a primeira banda de atenuação, 0,0568 Hz para a segunda banda e 0,2992 Hz para a soma das duas bandas. Na segunda banda o ressonador é ineficiente, pois a décima frequência do cabo com ADV se aproxima da nona frequência do cabo sem ADV. Na posição $P_5 = 29,707$ m para o segundo caso (B), nota-se para a primeira banda uma extensão de 0,1724 Hz, 0,0568 Hz para a segunda faixa e 0,2292 Hz para a soma das bandas. O motivo da segunda banda ser de curta duração é devido P_5 ser um local de baixa amplitude no nono modo, próximo a um nó, quando comparado ao quinto modo.

No primeiro caso (C) da posição $P_6 = 35,6484$ m, vê-se uma extensão da primeira faixa de 0,1932 Hz, 0,1322 Hz para a segunda faixa e 0,3254 Hz para a soma das duas faixas. No segundo caso (D), o ADV atingiu uma performance de 0,1532 Hz na primeira banda de atenuação, 0,1322 Hz na segunda banda e 0,2854 Hz na soma das bandas de atenuação.

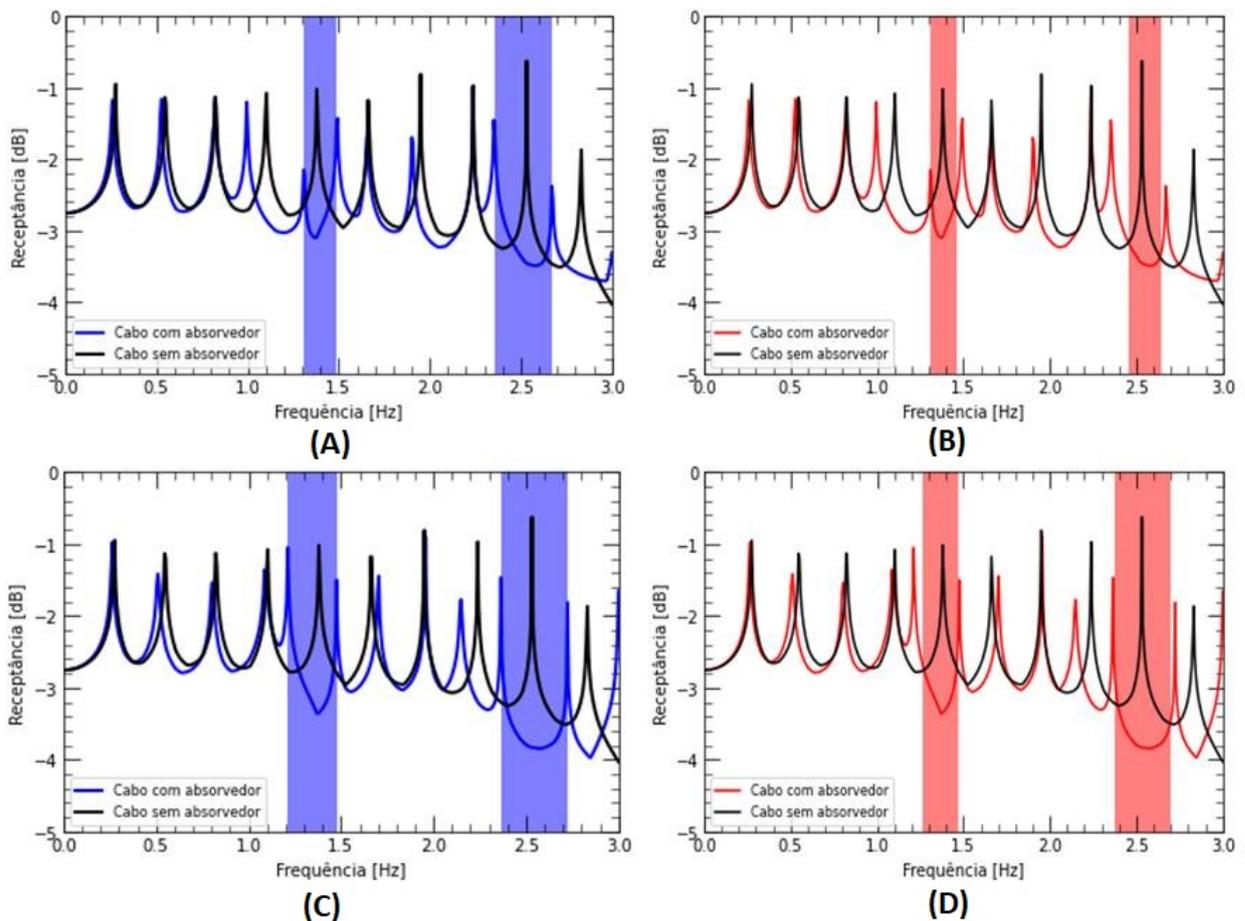


Figura 6.11 – FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_7 = 41,5898$ m para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_8 = 47,5312$ m para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).

A Fig.(6.11) ilustra as FRFs do cabo com o ADV acoplado nas posições P_7 e P_8 para as duas formas de avaliar a faixa de operação do ADV. Na posição $P_7 = 41,5898 m$ do primeiro caso (A), observou-se uma extensão de 0,1804 Hz para a primeira faixa de atenuação e 0,3179 Hz para a segunda faixa. A soma das duas faixas de atenuação equivale a 0,4983 Hz. Para o segundo caso (B), as faixas da primeira e segunda região de atenuação são 0,1504 Hz e 0,1879 Hz, respectivamente. Somando-se as duas bandas de atenuação tem-se extensão total de 0,3382 Hz.

No primeiro caso (C) da posição P_8 , o absorvedor interveio no sistema diminuindo as amplitudes na quinta e nona frequências de projeto. Nota-se que a primeira faixa tem 0,263 Hz de largura, a segunda tem 0,3596 Hz e a soma das duas tem 0,6226 Hz. No segundo caso (D), a largura das faixas da primeira e segunda região de atenuação são 0,203 Hz e 0,3196 Hz, respectivamente. A combinação das duas bandas teve 0,5226 Hz de extensão.

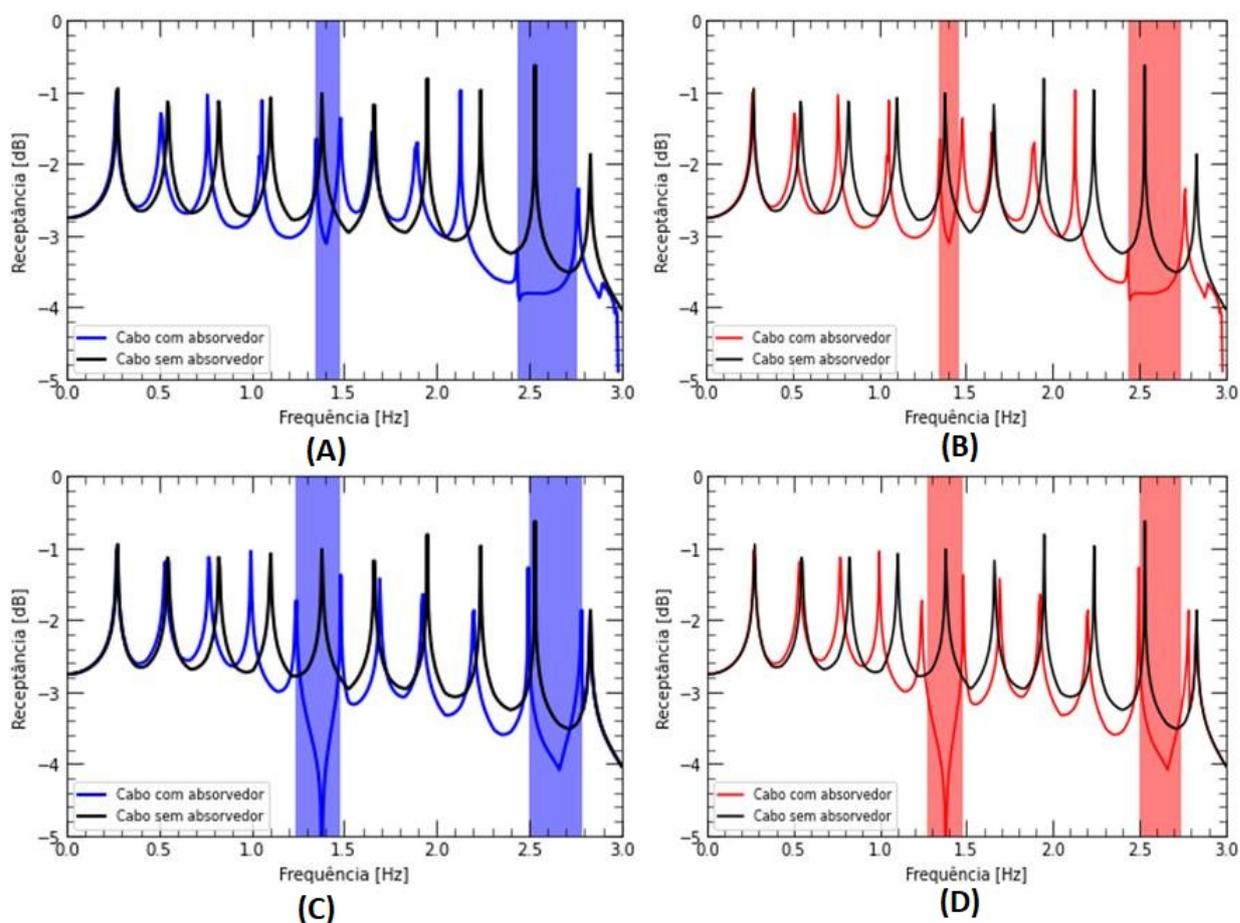


Figura 6.12 – FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $P_9 = 53,4726 m$ para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $P_{10} = 59,414 m$ para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).

Na Fig.(6.12) observa-se para o primeiro caso (A) da posição P_9 larguras de 0,1312 Hz e 0,3286 Hz para a primeira banda e segunda banda, respectivamente. A soma das duas bandas é de 0,4598 Hz. No segundo caso (B) a primeira banda tem extensão de 0,1109 Hz, a segunda banda tem largura de 0,3086 Hz e a soma das duas bandas é de 0,4195 Hz. Nas primeiras bandas dos dois casos (A) e (B) nota-se que a quinta frequência da FRF do cabo com ADV se aproxima do quinto autovalor do cabo sem ADV, sendo o ressonador inoperante nessas primeiras bandas.

Para os dois casos da posição P_{10} observou-se nitidamente o efeito atenuante do absorvedor nas duas faixas, em especial a primeira banda que reduziu significativamente as amplitudes de vibração. Em termos de redução da amplitude, o ponto P_{10} foi o que obteve melhor desempenho para as duas formas - primeiro e segundo casos. Para o primeiro caso (C), o ressonador alcançou 0,2434 Hz na primeira faixa de atenuação e 0,2905 Hz na segunda faixa. A soma das duas regiões sombreadas é de 0,5339 Hz. No segundo caso (D), as larguras da primeira e segunda banda são 0,2134 Hz e 0,2505 Hz, respectivamente. A soma das duas faixas de atenuação equivale a 0,4639 Hz.

A Fig.(6.13) ilustra o desempenho do ADV nos locais de fixação no cabo para o primeiro caso, que advém dos resultados das funções de resposta em frequência geradas a partir do Método de Elementos Finitos.

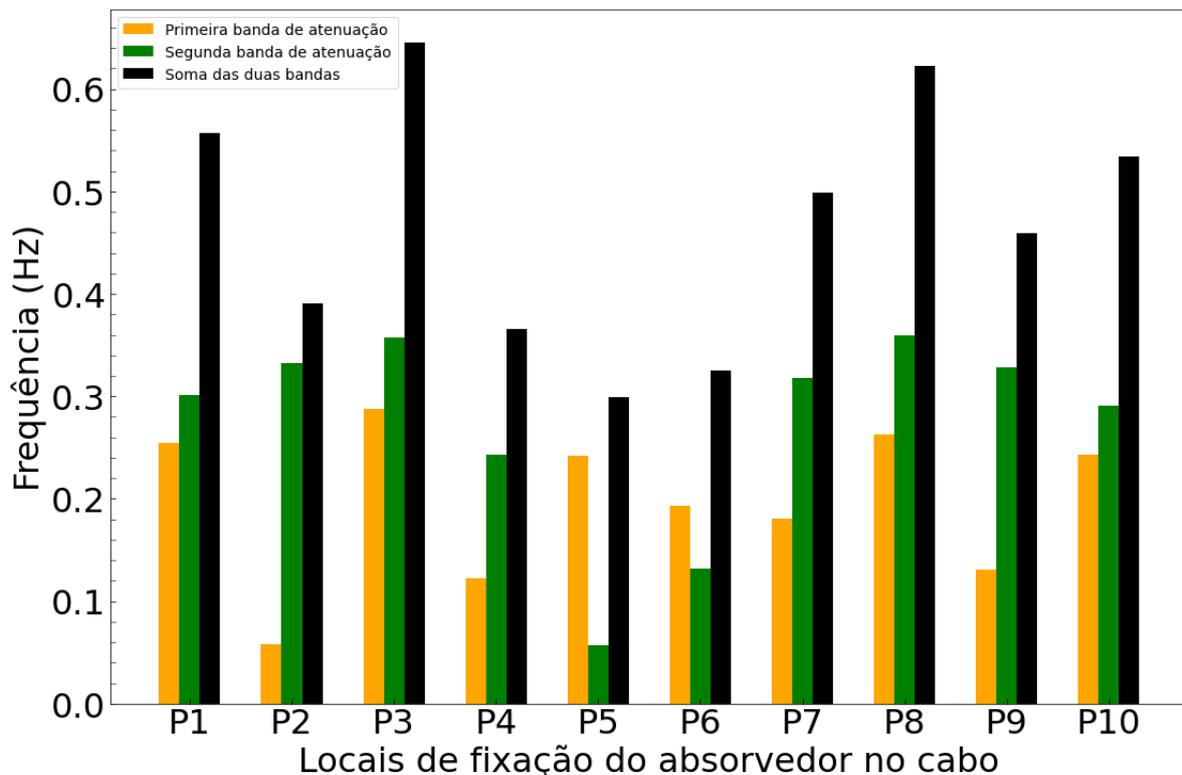


Figura 6.13 – Desempenho do absorvedor nos locais de fixação para o primeiro caso.

Nota-se, a partir da Fig.(6.13), que o melhor local de fixação do ADV tanto para as bandas individuais quanto para soma das duas bandas foi a posição P_3 , que atingiu

0,2883 Hz na primeira banda e 0,3575 Hz na segunda banda. A soma das duas bandas atingiu o valor de 0,6458 Hz. Isso é justificado por ser uma região que não coincide com pontos de nós para o quinto e nono modos. A posição P_8 , simétrica à posição P_3 , também obteve bons resultados para as duas bandas individuais e para soma das duas bandas de atenuação. A primeira banda tem largura de 0,263 Hz, a segunda 0,3596 Hz de largura e a soma das bandas 0,6226 Hz de extensão. Verifica-se que o pior local para a soma das bandas foi a posição P_5 , cujo valor equivale a 0,2992 Hz. Em relação a soma das bandas, a posição P_6 também obteve um pequeno valor de largura de banda de 0,3254 Hz. Em relação a primeira banda de atenuação o local P_2 teve o pior resultado, com 0,0583 Hz de extensão. As posições P_4 e P_9 também obtiveram resultados piores de 0,1224 Hz e 0,1312 Hz de extensão, respectivamente. Em relação a segunda banda de atenuação, com 0,0568 Hz de extensão, o pior local de fixação é P_5 . A posição de fixação P_6 também teve um péssimo resultado em relação a segunda banda de atenuação de 0,1322 Hz de largura. Constata-se que o melhor resultado em termos de banda e soma das bandas foi a posição P_3 .

Na Fig.(6.14) é apresentado o desempenho do ADV nos locais de fixação no cabo para o segundo caso, que deriva do Método de Elementos Finitos com ajustes nas bandas de atenuação a partir do *software* Python

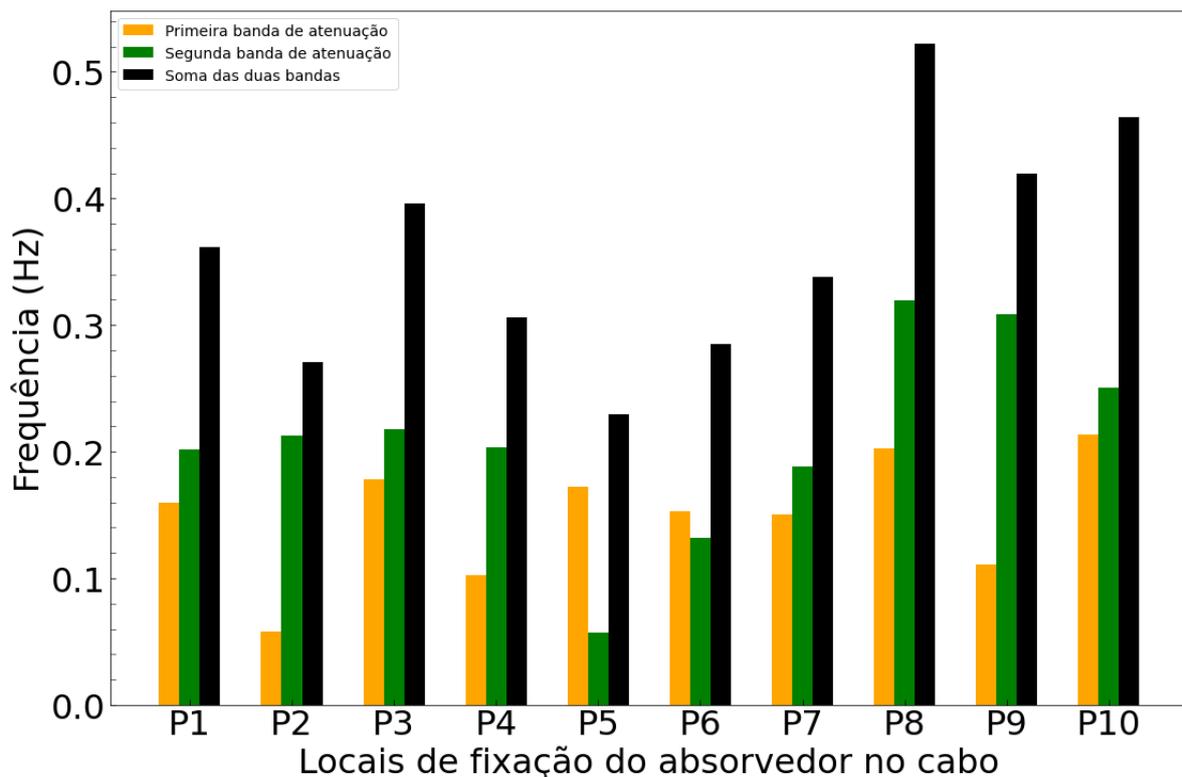


Figura 6.14 – Desempenho do absorvedor nos locais de fixação para o segundo caso.

De acordo com a Fig.(6.14) verifica-se que diferentemente do resultado apresentado anteriormente para o primeiro caso, a melhor posição em termos da soma das duas bandas de atenuação foi a posição P_8 com 0,5226 Hz de extensão. Em relação a soma

das bandas, a posição P_{10} também obteve excelentes resultados com 0,4639 Hz de extensão. Verifica-se que o pior local para a soma das bandas foi a posição P_5 , cujo valor equivale a 0,2292 Hz. Em relação a soma das bandas, a posição P_6 também obteve um pequeno valor de largura de banda de 0,2854 Hz. O pior resultado em relação a primeira banda de atenuação continuou sendo a posição P_2 com 0,0583 Hz de largura. Outros locais que obtiveram pequenos resultados na primeira faixa de atenuação foram as posições P_4 e P_9 com 0,1024 Hz e 0,1109 Hz de largura, respectivamente. O pior resultado com relação a segunda banda de atenuação foi o local P_5 com 0,0568 Hz de largura. A posição P_6 também teve um péssimo resultado em relação a segunda banda com 0,1322 Hz de extensão.

Observou-se para as duas formas de avaliar a faixa de operação do ADV, apresentados nas Fig.(6.13) e Fig.(6.14), uma diferença nos resultados das bandas para todos os casos. Sendo assim, tem-se que o ajuste de bandas de atenuação modifica os resultados de largura de faixa na primeira banda, na segunda banda e na soma das duas bandas. Isso é verificado nitidamente na mudança do local de maior atenuação, considerando a soma das faixas, da posição P_3 da Fig.(6.13) para a posição P_8 da Fig.(6.14).

6.3.2 Comparações com o Método da CIGRÉ

Com a finalidade de comparar com as melhores posições: P_3 para o primeiro caso e P_8 para o segundo caso, calcularam-se as posições ótimas do ADV segundo o Método da CIGRÉ. Aplicando-se a $f_5 = 1,3815 \text{ Hz}$ na Eq.(4.87), encontra-se $\lambda_5 = 25,91 \text{ m}$. Substituindo-se λ_5 na Eq.(4.86), tem-se a primeira posição ótima $X_5 = 11,0143 \text{ m}$ (que representa a posição recomendada pela CIGRÉ para a primeira frequência de atenuação, $\omega_5 = 1,3815 \text{ Hz}$, que equivale ao quinto modo) de acordo com o Método CIGRÉ. Inserindo-se a $f_8 = 2,5322 \text{ Hz}$ na Eq.(4.87), encontra-se $\lambda_9 = 14,1391 \text{ m}$. Substituindo-se $\lambda_9 = 14,1391 \text{ m}$ na Eq.(4.86), tem-se a segunda posição ótima $X_9 = 6,0091 \text{ m}$ (que representa a posição recomendada pela CIGRÉ para a segunda frequência de atenuação, $\omega_9 = 2,5322 \text{ Hz}$, que equivale ao nono modo) conforme o Método da CIGRÉ. As FRFs do cabo sem e com ABS para as posições X_5 e X_9 são ilustradas na Fig.(6.15).

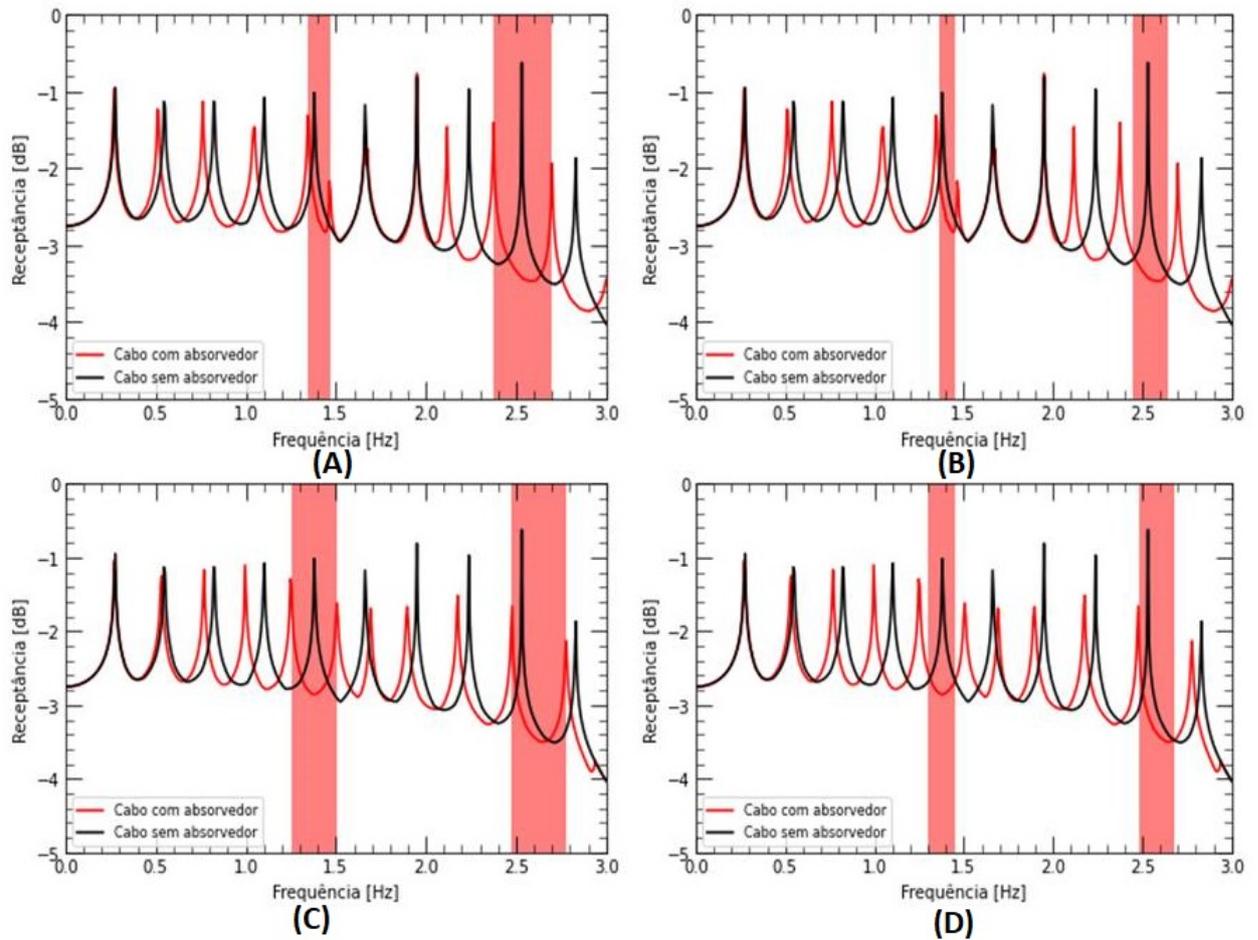


Figura 6.15 – FRFs do cabo com ADV acoplados nas posições $X_5 = 11,0143$ m para o primeiro caso (A) e segundo caso (B); e $X_9 = 6,0091$ m para o primeiro caso (C) e segundo caso (D).

Conforme a Fig.(6.15), observa-se para a posição $X_5 = 11,0143$ m no primeiro caso (A), uma largura de 0,1192 Hz para a primeira faixa de atenuação, 0,3219 Hz para a segunda faixa e 0,4441 Hz para a soma das bandas. No segundo caso (B), a primeira banda de atenuação tem pequena largura de banda de 0,0892 Hz de largura, a segunda banda tem 0,1949 Hz de largura e a soma das bandas tem 0,2841 Hz de extensão.

Para a posição $X_9 = 6,0091$ m no primeiro caso (C), uma largura de 0,255 Hz para a primeira faixa de atenuação, 0,3015 Hz para a segunda faixa e 0,5565 Hz para a soma das bandas. No segundo caso (D), a primeira de banda de atenuação dispõe de 0,155 Hz de extensão, a segunda banda de 0,1915 Hz de extensão e a soma das bandas tem 0,3465 Hz de largura.

A Fig.(6.16) apresenta a comparação das posições ótimas do Método da CIGRÉ, $X_5 = 11,0143$ m (que representa a posição recomendada pela CIGRÉ para a primeira frequência de atenuação, $\omega_5 = 1,3815$ Hz, que equivale ao quinto modo) e $X_9 = 6,0091$ m (que representa a posição recomendada pela CIGRÉ para a segunda frequência

de atenuação, $\omega_9 = 2,5322$ Hz, que equivale ao nono modo), com a melhor posição P_3 para o primeiro caso.

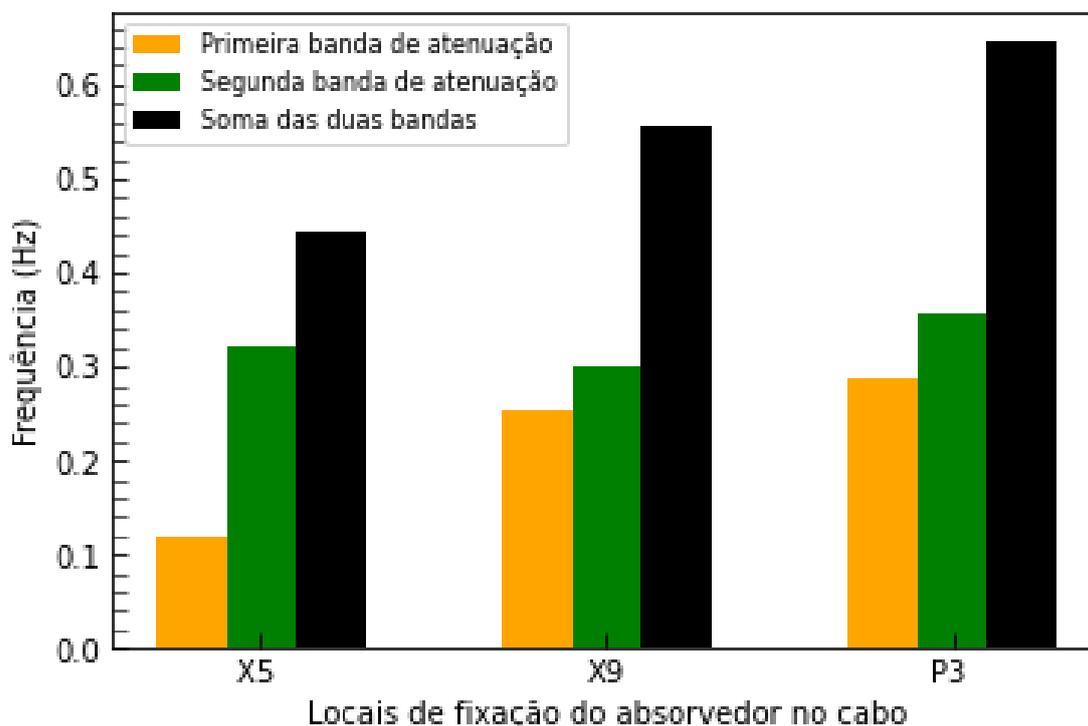


Figura 6.16 – Comparação do desempenho do ADV na posição P_3 com o Método da CIGRÉ para o primeiro caso.

Verifica-se, a partir da Fig.(6.16), que a posição P_3 alcançou melhores resultados do que as posições X_5 e X_9 , recomendadas pelo Método da CIGRÉ. A primeira banda de atenuação, da posição P_3 , registrou 0,2883 Hz de largura contra 0,1192 Hz da posição X_5 e 0,255 Hz da posição X_9 . Com relação a segunda banda de atenuação, a posição P_3 obteve 0,3575 Hz de extensão contra 0,3219 Hz da posição X_5 e 0,3015 Hz da posição X_9 . Com relação a soma das bandas, nota-se que a posição P_3 registrou o maior resultado, com 0,6458 Hz de largura. As posições X_5 e X_9 obtiveram 0,4441 Hz e 0,5565 Hz na soma das duas bandas de atenuação, respectivamente. Relacionando as FRFs (A) e (C) da Fig.(6.15) com a Fig.(6.16), observa-se que o baixo desempenho da posição X_5 advém da ineficácia do ADV na primeira banda de atenuação, em que a quinta frequência do cabo com ADV se aproxima da quinta frequência do cabo sem ADV. O mesmo ocorre na segunda banda de atenuação da posição X_9 , no qual a nona frequência do cabo sem ADV se aproxima da décima frequência do cabo com ADV.

Na Fig.(6.17) é ilustrada a comparação da performance do ADV nas posições ótimas do Método da CIGRÉ, $X_5 = 11,0143$ m e $X_9 = 6,0091$ m, com a melhor posição P_8 para o segundo caso.

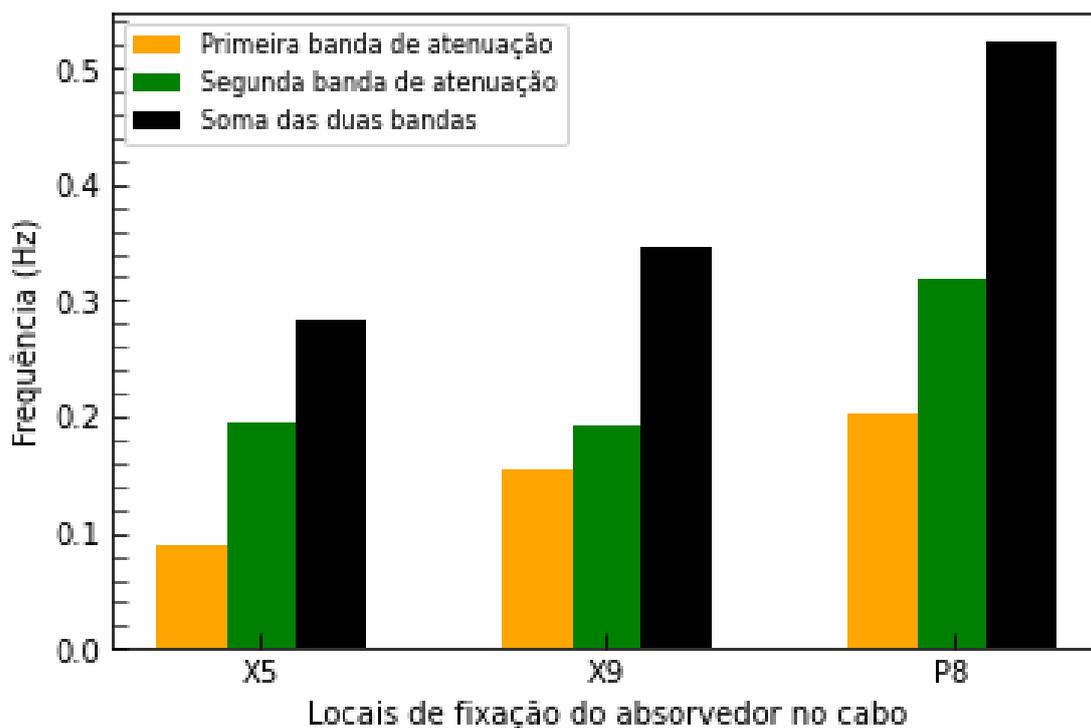


Figura 6.17 – Comparação do desempenho do ADV na posição P_8 com o Método da CIGRÉ para o segundo caso.

Nota-se, a partir da Fig.(6.17), que a posição P_8 atingiu os melhores resultados do que as posições X_5 e X_9 , recomendadas pelo Método da CIGRÉ. A primeira faixa de atenuação, da posição P_8 , registrou 0,203 Hz de extensão contra 0,0892 Hz da posição X_5 e 0,155 Hz da posição X_9 . Com relação segunda faixa de atenuação, a posição P_8 obteve 0,3196 Hz de extensão contra 0,1949 Hz da posição X_5 e 0,1915 Hz da posição X_9 . Com relação a soma das bandas, observa-se que a posição P_8 registrou o maior resultado, com 0,5226 Hz de largura. As posição X_5 e X_9 obtiveram 0,2841 Hz e 0,3465 Hz na soma das duas bandas de atenuação, respectivamente. Associando as FRFs (B) e (D) da Fig.(6.15) com a Fig.(6.17), observa-se que o baixo desempenho da posição X_5 advém da ineficácia do ADV na primeira faixa de atenuação, em que a quinta frequência do cabo sem ADV se aproxima da quinta frequência do cabo com ADV. O mesmo ocorre na segunda banda de atenuação da posição X_9 , no qual a nona frequência do cabo sem ADV se aproxima da décima frequência do cabo com ADV. Observou-se que a posição de $P_8 = 47,5312$ m, para o segundo caso, foi a melhor para o posicionamento do ADV, por apresentar valores de bandas de atenuação superiores aos valores encontrados pela norma.

6.4 Análise da atenuação das amplitudes de vibração

Para as posições apresentadas na Tab.(3) foram avaliadas o quanto que as amplitudes de vibração foram atenuadas com a presença de um absorvedor. Na Fig.(6.18), tem-se os picos relativos ao cabo com absorvedor e sem absorvedor para o quinto e nono modos.

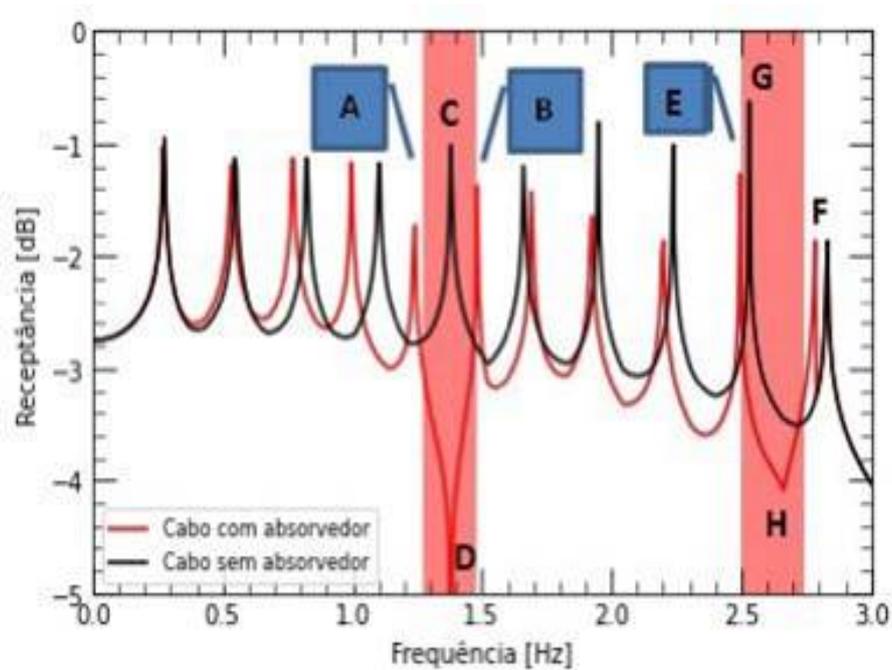


Figura 6.18 – FRFs do cabo sem e com ADV acoplado na posição $P_{10} = 59,414$ m em que o pico (A) -frequência A, o pico (B) - frequência B, pico (C) - frequência não amortecida e o pico (D) - frequência amortecida para o quinto modo. O pico (E) - frequência E, o pico (F) -frequência F, pico (G) -frequência não amortecida e o pico (H) - frequência amortecida para o nono modo.

Tendo como base a Fig.(6.18), tem-se que o pico (A) representa a frequência A gerada com a inserção do ADV, o pico (B) representa a frequência B criada com a inserção do ADV, o pico (C) representa a frequência não amortecida e o pico (D) representa a frequência amortecida para o quinto modo. O pico (E) representa a frequência E gerada com a inserção do ADV, o pico (F) representa a frequência F criada com a inserção do ADV, o pico (G) representa a frequência não amortecida e o pico (H) representa a frequência amortecida para o nono modo. A análise da amplitude dos picos mostrado na Fig.(6.18) foi realizada para todas as posições da Tab.(3). Os resultados dessas análises de desempenho do ADV são apresentadas nas Fig.(6.19) e Fig.(6.20) para o quinto e nono modos, respectivamente.

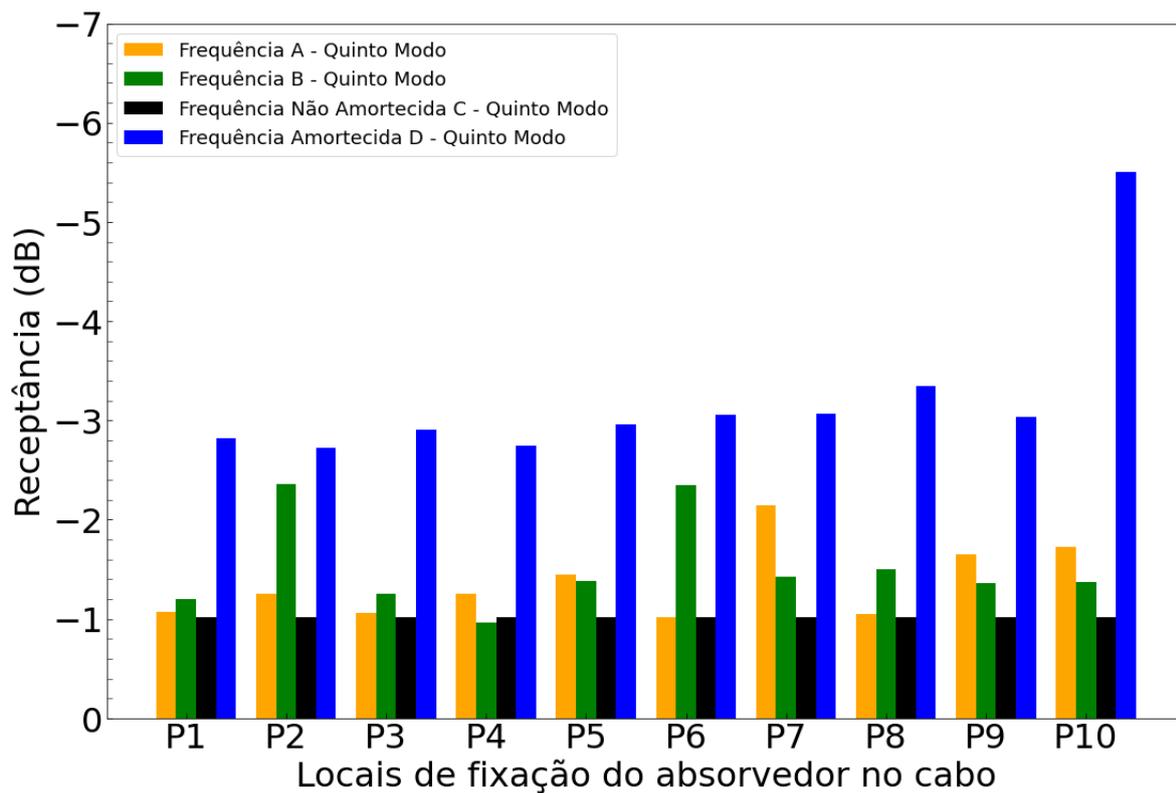


Figura 6.19 – Comportamento da amplitude de vibração para o quinto modo para diferentes posições do ADV.

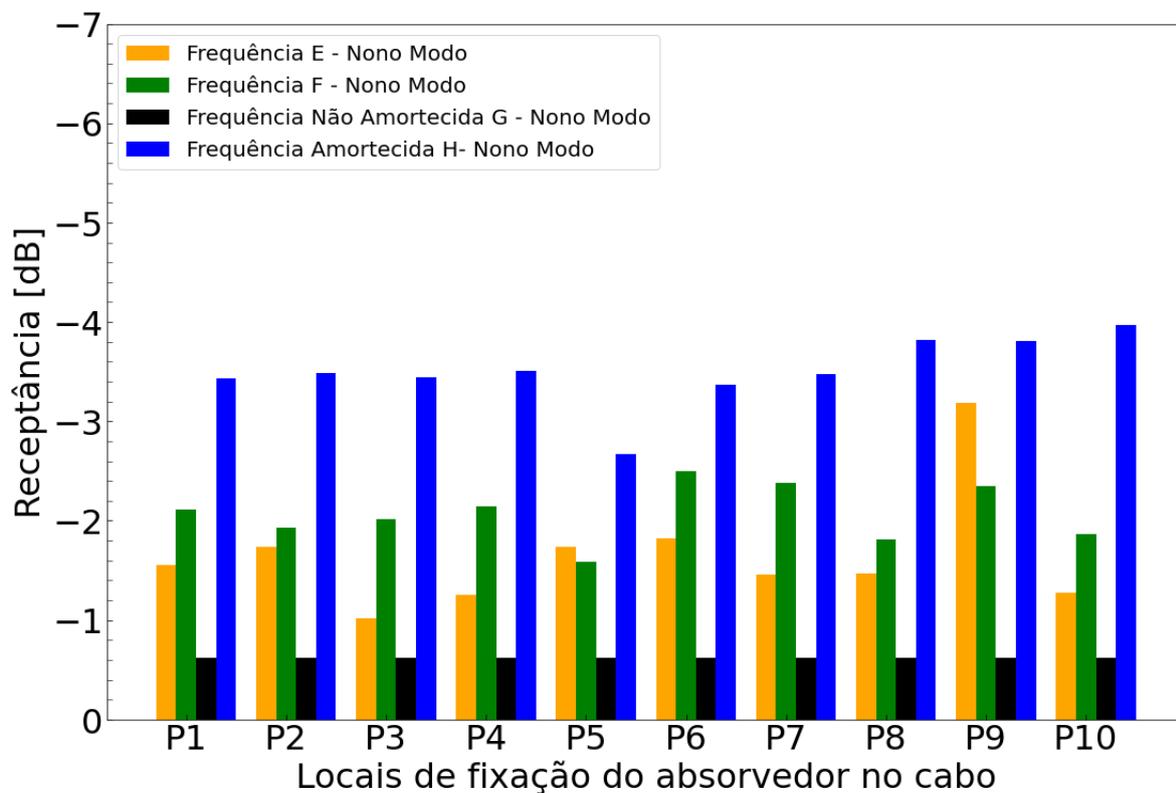


Figura 6.20 – Comportamento da amplitude de vibração para o nono modo para diferentes posições do ADV.

Constata-se a partir das Fig.(6.19) e Fig.(6.20) que o posicionamento do ADV em $P_{10} = 59,414$ m, foi o local que apresentou maior atenuação das amplitudes de vibração para o quinto e nono modos, respectivamente. Para o quinto modo, Fig.(6.19), a receptância vai de -1,0182 dB (frequência não amortecida - C) para -5,5032 dB (frequência amortecida - D). No nono modo, Fig.(6.20), a amplitude de vibração vai de -0,6239 dB (frequência não amortecida - G) para -3,9709 dB (frequência amortecida - H). A partir das análises das Fig.(6.19) e Fig.(6.20), verifica-se, em termos de mitigação das amplitudes de vibração, que a posição $P_{10} = 59,414$ m é a posição ótima para o acoplamento do ADV ao longo do cabo.

7 Conclusões

O estudo desenvolvido nessa dissertação teve por finalidade realizar análises modal e harmônica em cabos condutores de linhas de transmissão pelo Método de Elementos Finitos a partir do *software* ANSYS. Inicialmente, foram obtidas as frequências naturais e modos de vibrar do cabo condutor. Foi considerado um cabo de $L = 65,355$ m, cujos parâmetros foram descritos por (SILVA, 2022). O modelo de elementos finitos foi elaborado com o auxílio do *software* ANSYS em consonância com o modelo já proposto por (SILVA, 2022). Durante a validação verificou-se alguns pontos de divergência entre os modelos sendo eles: número de elementos, comprimento do cabo e a média das FRFs para extração da análise harmônica.

Inicialmente os dados obtidos na análise de convergência foram 1024 elementos com baixa margem de erros, de 0,0389 % a 0,0418 %. A fim de validar este modelo, de $L = 65,355$ m, utilizou-se da análise modal por permitir comparar as frequências naturais calculadas analiticamente no *software* Python com os autovalores encontrados via MEF, que apresentou margem de erro com maior variação de 0,0418 %. A obtenção desses dados foram essenciais para a realização das análises para este novo comprimento de cabo. Para validar os novos dados obtidos na análise modal utilizou-se de comparação com a literatura de (SILVA, 2022). Em seus estudos (SILVA, 2022) utilizou 2000 elementos para o cabo condutor não realizando a análise de convergência, divergindo assim do estudo atual onde a análise de convergência tornou-se primordial para a redução do número de elementos e consequentemente do custo computacional.

Outro ponto relevante desse estudo foi a realização da análise harmônica do cabo para a obtenção das funções resposta em frequência que representam os dez autovalores do sistema, relacionados a amplitudes máximas de vibração. Dentre as dez frequências analisadas, destaca-se a quinta e nona frequências por coincidirem com duas frequências de ressonância do cabo condutor, permitindo assim a simulação numérica do ADV. O tipo de absorvedor adotado foi o modelo Stockbridge. Na modelagem do ressonador, adotou-se um modelo de viga em balanço com massa na extremidade livre. O ADV foi determinado de modo que atenuasse as frequências de ressonância 1,3815 Hz e 2,5322 Hz, relacionadas ao quinto e nono modo de vibrar do cabo isolado, respectivamente. Para a realização dessa simulação tornou-se necessário a alteração do raio do absorvedor de 0,002096 m para 0,004179 m e da massa

pontual esquerda do componente (II) do ressonador de 2,7 kg para 2,574 kg. Essas alterações fundamentaram-se na proposta inicial de (SILVA, 2022). As alterações feitas permitiram a sintonia das frequências do cabo com as frequências do ADV, intervindo diretamente no sistema reduzindo as amplitudes de vibração da quinta e nona frequências naturais.

A simulação do conjunto (cabo condutor e absorvedor) permitiu avaliar a performance do ADV a partir da mudança do seu posicionamento ao longo do cabo para duas formas de calcular a faixa de operação do ADV, sendo elas: forma A (bandas não - ajustadas) e forma B (bandas ajustadas). A forma A (primeiro caso) advém dos resultados das funções de resposta em frequência geradas a partir do Método de Elementos Finitos e a forma B (segundo caso) é derivada do Método de Elementos Finitos com ajustes nas bandas de atenuação no *software* Python.

Durante a análise do desempenho do ADV na faixa não - ajustada (análise A) identificou-se como melhor posição P_3 , por não apresentar locais próximos a nós e nem a frequências de ressonância do cabo. Observa-se a atuação positiva do absorvedor nas duas faixas de atenuação, a primeira banda com 0,2883 Hz, a segunda banda com 0,3575 Hz e a soma delas sendo de 0,6458 Hz de extensão. Nas posições P_2 e P_5 o ADV não atuou de forma esperada, com 0,0583 Hz na primeira banda de atenuação da segunda posição e 0,0568 Hz para a segunda banda da quinta posição. Enquanto que a análise do desempenho do ADV na faixa ajustada (análise B) identificou como melhor posição P_8 . Verifica-se a atuação positiva do absorvedor nas duas faixas de atenuação, a primeira banda com 0,203 Hz, a segunda banda com 0,3196 Hz e a soma delas sendo de 0,5226 Hz de extensão. Nas posições P_2 e P_5 o ADV não atuou de forma esperada, com 0,0583 Hz na primeira banda de atenuação da segunda posição e 0,0568 Hz para a segunda banda da quinta posição. Percebe-se que a pior posição da soma entre as bandas foi a posição P_5 com 0,2292 Hz de extensão.

Observa-se que P_3 e P_8 para os casos de bandas não - ajustadas (análise A) e ajustadas (análise B), respectivamente, são as melhores posições de desempenho do ADV, por essa razão utilizadas para confronto entre o Método da CIGRÉ nas posições $X_5 = 11,0143$ m e $X_9 = 6,0091$ m. A considerar os valores da soma das bandas para a comparação a seguir, tendo a posição X_5 (não ajustada) com valor 0,4441 Hz; 0,2841 Hz (ajustada) e valores 0,5565 Hz para a posição X_9 não - ajustada e 0,3465 Hz para a posição X_9 ajustada. Em relação a mitigação das amplitudes, conclui-se que a posição $P_{10} = 59,414$ m é a mais indicada para a instalação do absorvedor no cabo, sendo esta mais aproximada da realidade, ficando próxima as extremidades do cabo e apresentando menores valores de amplitudes de vibração.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

- Avaliar o desempenho do ressonador em uma posição próxima da posição recomendada pelo Método da CIGRÉ para um cabo submetido à carregamentos distribuídos e aleatórios;
- Comparar os resultados das Funções Resposta em Frequência do cabo sozinho e com ADV submetidos à carregamentos distribuídos e aleatórios e confrontar com os resultados obtidos nesse estudo.

Referências

- ANDERSON, K.; HAGEDORN, P. On the energy dissipation in spacer dampers in bundled conductors of overhead transmission lines. *Journal of sound and vibration*, Elsevier, v. 180, n. 4, p. 539–556, 1995. Citado na página 9.
- AZEVEDO, C.; CESCO, T. Failure analysis of aluminum cable steel reinforced (acsr) conductor of the transmission line crossing the parana river. *Engineering Failure Analysis*, Elsevier, v. 9, n. 6, p. 645–664, 2002. Citado na página 1.
- BANDEIRA, A. A.; GONZALEZ, M. S. *Didática para o ensino superior aplicada às disciplinas de teoria das estruturas e método dos elementos finitos*. [S.l.]: ABENCE, 2008. Citado 2 vezes nas páginas x e 40.
- BARBIERI, N. et al. Dynamical analysis of transmission line cables. part 1—linear theory. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Elsevier, v. 18, n. 3, p. 659–669, 2004. Citado 3 vezes nas páginas 12, 21 e 23.
- BARRY, O. Finite element analysis of a single conductor with a stockbridge damper under aeolian vibration'. *MASc, Mechanical Engineering, Ryerson University, Toronto, Canada*, 2010. Citado na página 39.
- BATTISTA, R. C. et al. Dynamic behavior and stability of transmission line towers under wind forces. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Elsevier, v. 91, n. 8, p. 1051–1067, 2003. Citado na página 11.
- BLEVINS, R. D. *Flow-induced vibration*. New York, 1977. Citado na página 17.
- BRAGA, D. et al. Numerical and experimental modal analysis of transmission line conductors. In: *1st North Region Vibration and Acoustics Workshop*. [S.l.: s.n.], 2011. Citado 3 vezes nas páginas 1, 2 e 13.
- CANALES, C. N. et al. Optimal design of stockbridge dampers. *Ingeniería mecánica, tecnología y desarrollo*, Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica, v. 2, n. 6, p. 193–199, 2008. Citado na página 2.
- CARVALHO, H. Avaliação dos efeitos de vento em linhas de transmissão. Universidade Federal de Minas Gerais, 2015. Citado na página 10.
- CARVALHO, H. et al. Aerodynamic damping in cables of overhead transmission lines subjected to wind loads. *Wind Engineering*, v. 42, n. 4, p. 268–275, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1177/0309524X18777312>>. Citado na página 11.
- CARVALHO, H. et al. Comportamento de sistemas estruturais de linhas de transmissão submetidos ao vento. *Revista da estrutura de Aço*, v. 5, n. 1, p. 21–38, 2016. Citado na página 11.

- CHAKRABORTY, A.; GOPALAKRISHNAN, S. A spectrally formulated finite element for analysis of wave propagation in layered composite media. In: *Computational Fluid and Solid Mechanics 2003*. [S.l.]: Elsevier, 2003. p. 166–171. Citado na página 9.
- CLUNI, F. et al. Wind tunnel scale model testing of suspended cables and numerical comparison. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 96, n. 6, p. 1134–1140, 2008. ISSN 0167-6105. 5th International Colloquium on Bluff Body Aerodynamics and Applications. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610507001602>>. Citado na página 11.
- DI, F. et al. Full-scale experimental study on vibration control of bridge suspenders using the stockbridge damper. *Journal of Bridge Engineering*, American Society of Civil Engineers, v. 25, n. 8, p. 04020047, 2020. Citado na página 9.
- DOYLE, J. F. Spectral analysis and the fft. In: *Wave Propagation in Structures*. [S.l.]: Springer, 1989. p. 7–31. Citado na página 8.
- DOYLE, J. F. Wave propagation in structures. In: *Wave propagation in structures*. [S.l.]: Springer, 1989. p. 126–156. Citado na página 8.
- DUTKIEWICZ, M.; MACHADO, M. R. Spectral approach in vibrations of overhead transmission lines. In: IOP PUBLISHING. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. [S.l.], 2019. v. 471, n. 5, p. 052029. Citado na página 8.
- FILHO, M. d. L. P. Tipos de linhas de transmissão de energia elétrica e acessórios utilizados. Universidade de Taubaté, 2021. Citado 2 vezes nas páginas ix e 33.
- GODOY, W. R. A. d. *Projeto, análise e otimização de um absorvedor dinâmico de vibrações não linear*. 2016. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo. Citado na página 32.
- GONG, J. et al. Static and dynamic stiffness in the modeling of inclined suspended cables. *Journal of Constructional Steel Research*, Elsevier, v. 172, p. 106210, 2020. Citado na página 6.
- HOLMES, J. Comparison of probabilistic methods for the effects of wind direction on structural response. *Structural Safety*, Elsevier, v. 87, p. 101983, 2020. Citado na página 11.
- HUGHES, T. J. *The finite element method: linear static and dynamic finite element analysis*. [S.l.]: Courier Corporation, 2012. Citado na página 29.
- HUNG, P. V. et al. Large amplitude vibrations of long-span transmission lines with bundled conductors in gusty wind. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 126, p. 48–59, 2014. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610514000105>>. Citado na página 11.
- IEC, I. E. C. Overhead lines: Requirements and tests for stockbridge type aeolian vibration dampers. Geneva, 1998. Citado na página 36.
- IEEE. The institute of electrical and electronic engineers std 664: Ieee guide for laboratory measurement of the power dissipation characteristics of aeolian vibration dampers for single conductors. 1993. Citado na página 36.

- IEEE. The institute of electrical and electronic engineers. technical report pes-tr17: An introductory discussion on aeolian vibrations of single conductors. 2015. Citado 2 vezes nas páginas 36 e 37.
- INMAN, D. J.; SINGH, R. C. *Engineering vibration*. [S.l.]: Prentice Hall Englewood Cliffs, NJ, 1994. v. 3. Citado 4 vezes nas páginas 23, 26, 29 e 32.
- JAFARI, M. et al. Wind-induced vibration of structural cables. *Nonlinear Dynamics*, Springer, v. 100, n. 1, p. 351–421, 2020. Citado 2 vezes nas páginas ix e 17.
- JAFARI, M.; SARKAR, P. P. Wind-induced response characteristics of a yawed and inclined cable in abl wind: Experimental- and numerical-model based study. *Engineering Structures*, v. 214, p. 110681, 2020. ISSN 0141-0296. Citado na página 1.
- JIAN, Q. et al. Research on contact simulation of strands in large cross-section acsr. *Electrical Engineering and Computer Science (EECS)*, Institute of Electronics and Computer, v. 3, p. 27–30, 2019. Citado na página 2.
- JR, G. Y. d. R. A. A formulação de um elemento finito de barra para análise dinâmica não linear geométrica, com aplicação a cabos de linhas aéreas de transmissão de energia elétrica, universidade federal do pará. *Centro Tecnológico, Belém*, 2003. Citado na página 7.
- JUNIOR, A. J. d. S. Caracterização dinâmica de um protótipo de stockbridge pseudoelástico. 2011. Citado 3 vezes nas páginas ix, 14 e 15.
- JUNIOR, J. K. Incertezas de modelo na análise de torres metálicas treliçadas de linhas de transmissão. 2007. Citado na página 11.
- KALOMBO, R. et al. Experimental study of the fatigue performance of overhead pure aluminium cables. *Procedia Structural Integrity*, Elsevier, v. 19, p. 688–697, 2019. Citado na página 6.
- KEYHAN, H. et al. Dynamic analysis of an overhead transmission line subject to gusty wind loading predicted by wind–conductor interaction. *Computers & Structures*, Elsevier, v. 122, p. 135–144, 2013. Citado na página 11.
- KEYHAN, H. et al. Dynamic analysis of an overhead transmission line subject to gusty wind loading predicted by wind–conductor interaction. *Computers Structures*, v. 122, p. 135–144, 2013. ISSN 0045-7949. Computational Fluid and Solid Mechanics 2013. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0045794913000023>>. Citado na página 11.
- KIM, J.-W.; SOHN, J.-H. Galloping simulation of the power transmission line under the fluctuating wind. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Springer, v. 19, n. 9, p. 1393–1398, 2018. Citado na página 17.
- LABEGALINI, P. R. et al. *Projetos mecânicos das linhas aéreas de transmissão*. [S.l.]: Editora Blucher, 1992. Citado 2 vezes nas páginas 16 e 37.
- LAFORTE, J.-L. et al. State-of-the-art on power line de-icing. *Atmospheric Research*, Elsevier, v. 46, n. 1-2, p. 143–158, 1998. Citado na página 17.
- LAVANDOSCKI, R. Estudo das propriedades mecânicas de cabos condutores elétricos de tipo caa usados e sua adequação ao retracionamento. Universidade Federal de São Carlos, 2005. Citado na página 8.

- LEE, U. *Spectral element method in structural dynamics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2009. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 9.
- LEPIDI, M. et al. Static and dynamic response of elastic suspended cables with damage. *International Journal of Solids and Structures*, v. 44, n. 25, p. 8194 – 8212, 2007. ISSN 0020-7683. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 7.
- LILIEN, J. Sd awake-induced vibration in power transmission line. *Paris:[sn]*, 2004. Citado 2 vezes nas páginas ix e 18.
- LIMA, T. A. Correlação teórico-experimental e ajuste do modelo estrutural dinâmico em elementos finitos de uma asa de aeronave sae. 2019. Citado 2 vezes nas páginas 40 e 45.
- MACHADO, M. et al. Spectral model and experimental validation of hysteretic and aerodynamic damping in dynamic analysis of overhead transmission conductor. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Elsevier, v. 136, p. 106483, 2020. Citado na página 8.
- MACHADO, M. et al. Dynamic analysis of a composite structure under random excitation based on the spectral element method. *International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation*, De Gruyter, v. 20, n. 2, p. 179–190, 2019. Citado na página 9.
- MAIA, R. S. Análise do posicionamento de um absorvedor dinâmico de vibrações em linhas de transmissão de energia elétrica. 2018. Citado 11 vezes nas páginas ix, 1, 2, 3, 4, 9, 28, 32, 33, 36 e 37.
- MARA, T.; HONG, H. Effect of wind direction on the response and capacity surface of a transmission tower. *Engineering Structures*, v. 57, p. 493–501, 2013. ISSN 0141-0296. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0141029613004641>>. Citado na página 11.
- MARCHI, M. E.; MERINO, V. J. Z. *Análise dinâmica de amortecedores tipo stockbridge*. 2014. Dissertação (B.S. thesis) — Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Citado 2 vezes nas páginas ix e 16.
- MATT, C.; CASTELLO, D. On the numerical identification of the bending stiffness and the damping of transmission line conductors. In: *Proceedings of the XII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, Ilha Bela, SP, Brazil, February*. [S.l.: s.n.], 2007. Citado 3 vezes nas páginas 1, 13 e 16.
- MATT, C. F. T. On the application of generalized integral transform technique to wind-induced vibrations on overhead conductors. *International journal for numerical methods in engineering*, Wiley Online Library, v. 78, n. 8, p. 901–930, 2009. Citado na página 14.
- MCCLURE, G.; LAPOINTE, M. Modeling the structural dynamic response of overhead transmission lines. *Computers & Structures*, Elsevier, v. 81, n. 8-11, p. 825–834, 2003. Citado 3 vezes nas páginas 2, 8 e 10.
- MIRANDA, T. B. d. Influência do parâmetro h/w sobre o auto amortecimento de cabos condutores de energia. 2017. Citado na página 18.
- NASCIMENTO, C. A. d. M. Modelagem numérica de vibrações em cabos de transmissão de energia elétrica. 2011. Citado 3 vezes nas páginas 28, 29 e 39.

- NGUYEN, C.; MACDONALD, J. Galloping analysis of a stay cable with an attached viscous damper considering complex modes. *Journal of Engineering Mechanics*, v. 144, n. 2, 2018. ISSN 07339399. Citado na página 2.
- NIGOL, O.; BUCHAN, P. Conductor galloping-part ii torsional mechanism. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, IEEE, n. 2, p. 708–720, 1981. Citado na página 17.
- OLIVEIRA, C. C. de et al. Nonlinear dynamic analysis of transmission line cables under synoptic wind loads. *Practice Periodical on Structural Design and Construction*, American Society of Civil Engineers, v. 25, n. 4, p. 04020035, 2020. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 11.
- OLIVEIRA, M. I. R. d. et al. Structural analysis of guyed steel telecommunication towers for radio antennas. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, SciELO Brasil, v. 29, n. 2, p. 185–195, 2007. Citado na página 10.
- OSTACHOWICZ, W. M. Damage detection of structures using spectral finite element method. *Computers & structures*, Elsevier, v. 86, n. 3-5, p. 454–462, 2008. Citado na página 9.
- PAPAILIOU, K. On the bending stiffness of transmission line conductors. *IEEE Transactions on Power Delivery*, IEEE, v. 12, n. 4, p. 1576–1588, 1997. Citado na página 7.
- POFFENBERGER, J.; SWART, R. Differential displacement and dynamic conductor strain. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, v. 84, n. 4, p. 281–289, 1965. ISSN 00189510. Citado na página 7.
- Prasad Rao, N. et al. Investigation of transmission line tower failures. *Engineering Failure Analysis*, v. 17, n. 5, p. 1127–1141, 2010. ISSN 1350-6307. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135063071000018X>>. Citado na página 11.
- QI, L. et al. Numerical simulation of aerodynamic forces of acsr conductor'. In: *the International Conference on Applied Science and Engineering Innovation, Jinan, China*. [S.l.: s.n.], 2015. Citado 2 vezes nas páginas 13 e 14.
- RAO, S. S. *The finite element method in engineering*. [S.l.]: Butterworth-heinemann, 2017. Citado na página 28.
- REINKE, G. et al. Failure analysis of aluminum wires in all aluminum alloy conductors-aaac. *Engineering Failure Analysis*, Elsevier, v. 107, p. 104197, 2020. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 7.
- RICHARDSON, A. Dynamic analysis of lightly iced conductor galloping in two degrees of freedom. In: IET. *IEE Proceedings C-Generation, Transmission and Distribution*. [S.l.], 1981. v. 128, n. 4, p. 211–218. Citado na página 17.
- ROCHA, D. Estudo do comportamento estrutural de cabos em linhas elétricas aéreas de muito alta tensão. *Departamento de Engenharia Civil-Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto*, 2012. Citado na página 19.
- ROLIM, A. et al. Differential displacement and strain analysis of transmission line cables. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 35, n. 3, p. 327–336, 2013. ISSN 16785878. Citado na página 1.

- ROLIM, A. L. et al. Differential displacement and strain analysis of transmission line cables. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Springer, v. 35, n. 3, p. 327–336, 2013. Citado na página 7.
- ROSSI, A. et al. Combined effects of wind and atmospheric icing on overhead transmission lines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 204, p. 104271, 2020. ISSN 0167-6105. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 8.
- RUIZ, R. O. et al. Stress cycle assessment of cables under wind-induced vibrations: A general probabilistic approach. *KSCE Journal of Civil Engineering*, Springer, v. 24, n. 1, p. 153–165, 2020. Citado na página 7.
- SANTOS, A. S. d. et al. Estudo de vibrações eólicas em linhas de transmissão de energia elétrica de alta tensão. Universidade Federal do Pará, 2008. Citado 3 vezes nas páginas xii, 18 e 20.
- SANTOS, J. M. M. dos. Modelling and analysis of wind-excited vibrations of transmission lines. *Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Porto*, 2015. Citado 6 vezes nas páginas ix, 2, 11, 21, 22 e 39.
- SAVI, M. A. *Dinâmica não-linear e caos*. [S.l.]: Editora E-papers, 2006. Citado na página 28.
- SAVI, M. A.; PAULA, A. S. de. Vibrações mecânicas. *Rio de Janeiro: LTC*, p. 22, 2017. Citado 4 vezes nas páginas 3, 9, 23 e 32.
- SILVA, G. et al. Numerical analysis of wave propagation and vibration of overhead transmission cable. *Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia*, v. 6, n. 1, p. 18–27, 2020. Citado 3 vezes nas páginas xii, 40 e 41.
- SILVA, J. P. d. M. Análise e atenuação de vibração em cabos de linhas de transmissão. 2022. Citado 18 vezes nas páginas x, xii, 4, 9, 16, 40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 51, 53, 70 e 71.
- SILVA, N. M. d. Análise de um sistema de mitigação de catenária em linha de transmissão de energia elétrica baseado em ligas com memória de forma. 2012. Citado 3 vezes nas páginas ix, 3 e 39.
- SILVA, V. P. *Estudo numérico e experimental em amortecedores tipo stockbridge para linhas de transmissão aéreas*. 2006. Tese (Doutorado) — Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Citado 3 vezes nas páginas 36, 37 e 49.
- SIMPSON, A. et al. Computational comparison of efficacies of aeolian vibration damping devices for multiconductor overhead power lines. In: IET. *IEE Proceedings C (Generation, Transmission and Distribution)*. [S.l.], 1990. v. 137, n. 3, p. 225–232. Citado na página 9.
- SNEGOVSKI, D. Health monitoring of overhead power transmission line: Uses needs. *Vienna:[sn]*, 2004. Citado 2 vezes nas páginas ix e 14.
- SOUSA, R. et al. The influence of bending and shear stiffness and rotational inertia in vibrations of cables: An analytical approach. *Engineering Structures*, Elsevier, v. 33, n. 3, p. 689–695, 2011. Citado na página 6.
- STENGEL, D. et al. Aerodynamic damping of nonlinear movement of conductor cables in wind tunnel tests, numerical simulations and full scale measurements. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Elsevier, v. 169, p. 47–53, 2017. Citado na página 11.

STENGEL, D. et al. Aerodynamic damping of nonlinear movement of conductor cables in wind tunnel tests, numerical simulations and full scale measurements. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 169, p. 47–53, 2017. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610516303415>>. Citado na página 11.

TANG, Y. et al. Vibration control of nonlinear vibration of suspended cables based on quadratic delayed resonator. *Journal of Physics: Conference Series*, IOP Publishing, v. 1545, p. 012005, may 2020. Citado na página 1.

TIAN, L.; LIU, K. Uncertainty analysis of the dynamic responses of a transmission tower-line system subjected to cable rupture. *Journal of Aerospace Engineering*, American Society of Civil Engineers, v. 34, n. 1, p. 04020088, 2021. Citado na página 1.

VAJA, N. et al. On the modeling and analysis of a vibration absorber for overhead powerlines with multiple resonant frequencies. *Engineering Structures*, v. 175, p. 711 – 720, 2018. ISSN 0141-0296. Citado na página 2.

WANG, D. et al. Prediction of wind-induced buffeting response of overhead conductor: Comparison of linear and nonlinear analysis approaches. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 167, p. 23–40, 2017. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610516302884>>. Citado na página 11.

WARDLAW, R. et al. Wind tunnel and analytical investigations into the aeroelastic behaviour of bundled conductors. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, IEEE, v. 94, n. 2, p. 642–654, 1975. Citado 2 vezes nas páginas ix e 19.

WOLF, H. et al. Numerical aspects of determination of natural frequencies of a power transmission line cable equipped with in-line fittings. *Engineering Structures*, v. 160, p. 510 – 518, 2018. ISSN 0141-0296. Citado na página 1.

XINMIN, L. et al. Research of experimental simulation on aerodynamic character for typed iced conductor. *Aasri Procedia*, Elsevier, v. 2, p. 106–111, 2012. Citado na página 17.