

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

VINÍCIUS PEREIRA SILVA

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL EM AMORTECEDORES
TIPO STOCKBRIDGE PARA LINHAS DE TRANSMISSÃO AÉREAS**

CURITIBA

2006

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

VINÍCIUS PEREIRA SILVA

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL EM AMORTECEDORES
TIPO STOCKBRIDGE PARA LINHAS DE TRANSMISSÃO AÉREAS**

Dissertação apresentada como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Renato Barbieri
Co-orientador: Prof. Dr. Nilson Barbieri

CURITIBA
Agosto – 2006

TERMO DE APROVAÇÃO

VINÍCIUS PEREIRA SILVA

“Estudo Numérico e Experimental em Amortecedores Tipo Stockbridge Para Linhas de Transmissão Aéreas”

Dissertação apresentada como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

Presidente: **Prof. Dr. Renato Barbieri** (*Orientador*)
Curso de Engenharia Mecânica (PUCPR)

Prof. Dr. Roberto Dalledone Machado
Curso de Engenharia Mecânica (PUCPR)

Prof. Dr. Rogério José Marczak
Curso de Engenharia Mecânica (UFRGS)

Curitiba, Agosto de 2006

Agradecimentos

Primeiramente, gostaria de agradecer ao Prof. Renato Barbieri pela orientação, dar organização ao conhecimento adquirido em 4 anos trabalhando com dinâmica de cabos condutores e amortecedores Stockbridge, e visualizar este conhecimento pelo ponto de vista matemático.

Agradeço também ao Prof. Nilson Barbieri pelo apoio e conhecimento, principalmente nas análises dos procedimentos experimentais realizados.

Agradeço ao Eng. Oswaldo Honorato de Souza Júnior por ter encorajado a trabalhar com dinâmica de cabos condutores de linhas de transmissão e também com o amortecedor Stockbridge e a constante ajuda, na discussão, tanto na parte experimental, quanto na parte analítica deste trabalho.

Gostaria de agradecer ao LACTEC – Instituto de Tecnologia para o Desenvolvimento, na figura do gerente da Divisão de Sistemas Mecânicos (DVSM), Sr. Luís Alberto Jorge Procopiak, pelo financiamento do projeto de mestrado e por ceder a bancada de vibração do Laboratório de Ensaios em Cabos e Acessórios do LACTEC para a realização dos ensaios experimentais.

E, finalmente agradeço aos meus pais Sebastião Pereira da Silva e Adélia Brustolin Silva pelo apoio constante que deram neste desafio. Talvez sem este apoio, este trabalho não seria realizado.

Vinícius Pereira Silva
Julho de 2006

Sumário

LISTA DE FIGURAS	1
LISTA DE TABELAS	5
LISTA DE SÍMBOLOS	6
RESUMO	8
ABSTRACT	9

CAPÍTULO 1:

INTRODUÇÃO, CONCEITOS FUNDAMENTAIS E OBJETIVOS	10
1.1. Introdução	10
1.2. Conceitos Fundamentais	12
1.3. A vibração eólica em Cabos de Linhas de Transmissão	14
1.4. Amortecedores de vibração	20
1.5. Características Dinâmicas do Amortecedor do tipo Stockbridge	26
1.6. Objetivos	27
Referências Bibliográficas	28

CAPÍTULO 2:

FORMULAÇÃO DO ELEMENTO FINITO PARA O CABO DA LIGAÇÃO E PARA AS MASSAS SUSPENSAS DO STOCKBRIDGE	31
2.1. Introdução	31
2.2. Elemento Finito para o Cabo de Ligação	32
2.2.1. Posição	32
2.2.2. Velocidade	34
2.3. Energia Cinética, dT	36
2.3.1. Elementos Elásticos (cabo de ligação)	36
2.3.2. Aproximação por Elementos Finitos	38
2.4. Matriz Massa do Elemento de Cabo de Ligação	39
2.5. Matriz Rigidez do Elemento de Cabo de Ligação	40

2.6.As Massas Suspensas do Stockbridge	40
Referências Bibliográficas	46

CAPÍTULO 3:

NOÇÕES BÁSICAS SOBRE A OTIMIZAÇÃO COM USO DO MÉTODO DE ALGORITMO GENÉTICO – GA	47
3.1. Introdução	47
3.2. Definição do Problema e Parâmetros Iniciais	48
3.3. Codificando e Decodificando as Variáveis de Projeto	49
3.4. Criação da População Inicial	50
3.5. Avaliando a Função Objetivo	51
3.6. Criando Novos Indivíduos: Reprodução	51
3.7. Cruzamentos (Crossover)	52
3.8. Mutação	53
3.9. Verificação	54
3.10.Otimização com Restrições	54
3.11.Conclusões	57
Referências Bibliográficas	57

CAPÍTULO 4:

A POSIÇÃO DO STOCKBRIDGE NA LINHA	59
4.1. Introdução	59
4.2. Análise Analítica da Posição Ótima do Stockbridge	60
4.3. Detalhamento do Experimento	62
4.4. Ensaio com Excitação em 19 Hz	67
4.5. Ensaio com Excitação em 30,6 Hz	73
4.6. Discussões e Conclusões	76
Referências Bibliográficas	76

CAPÍTULO 5:

O AJUSTE DE PARÂMETROS PARA O STOCKBRIDGE COM ALGORITMO GENÉTICO	78
5.1. Introdução	78

5.2. Os Ensaaios Dinâmicos com o Shaker	79
5.2.1.O Stockbridge Utilizado e a Fixação no Shaker	80
5.2.2.Os Experimentos com Deslocamento Controlado	81
5.2.3.Os Experimentos com Velocidade Controlada	82
5.2.4.Os Experimentos com Aceleração Controlada	85
5.3. As Simulações com Elementos Finitos no Domínio da Frequência	86
5.4. A Função Objetivo	88
5.5. Discussões e Resultados	89
5.6. Conclusões	92
Referências Bibliográficas	92
CAPÍTULO 6: CONSIDERAÇÕES FINAIS	93
6.1. Considerações Finais	93
Referências Bibliográficas	94

Lista de Figuras

Figura 1 – Amortecedor do tipo Stockbridge	10
Figura 2 – Cabo Mensageiro do amortecedor Stockbridge	11
Figura 3 – Formação dos vórtices que provocam a vibração eólica	13
Figura 4 – Cabo com perfil assimétrico por acúmulo de gelo	13
Figura 5 – Vórtices de Von Karman	15
Figura 6 – Número de Strouhal x Número de Reynolds para cilindros	17
Figura 7 – Forças de Arraste (F_x) e Sustentação (F_y) devido à formação da esteira de vórtices	17
Figura 8 – Falhas Típicas por Fadiga	19
Figura 9 – Falha por Fadiga devido à Corrosão	19
Figura 10 – Falha Típica por Fadiga em Espaçador	19
Figura 11 – Falha Típica por Fadiga em Suporte do Amortecedor	20
Figura 12 – Falha Típica por Fadiga em Sinalizador para Aviação	20
Figura 13 – Amortecedor do tipo Bretelle	21
Figura 14 – Amortecedor de Braço Oscilante	21
Figura 15 – Amortecedor de Impacto	22
Figura 16 – Amortecedor Helgra	22
Figura 17 – Amortecedor Bouche	23
Figura 18 – Amortecedor Torcional	23
Figura 19 – Amortecedor Linear	24
Figura 20 – Amortecedor Stockbridge Simétrico	24
Figura 21 – Amortecedor Stockbridge tipo Dogbone	25
Figura 22 – Amortecedor Stockbridge tipo Assimétrico	25
Figura 23 – Deslocamentos Cinematicamente Admissíveis para o Cabo do Stockbridge	33
Figura 24 – Transformação de Coordenadas	34
Figura 25 – Experimento para Ensaio de Stockbridge	37
Figura 26 – Deslocamentos Cinematicamente Admissíveis para a Massa do Stockbridge	43
Figura 27 – Processo de Geração de Crianças (<i>Crossover</i>)	53

Figura 28 – Fluxograma do GA	56
Figura 29 – Posição Ótima para a Fixação do Stockbridge na Linha	61
Figura 30 – Esquema da Montagem para a Determinação da Posição Ótima do Stockbridge	63
Figura 31 – Montagem do Stockbridge no vão experimental	63
Figura 32 – Função de Resposta em frequência do cabo utilizado na medição, medido a 89 mm da ancoragem fixa.	65
Figura 33 – Deflexão Dinâmica do Cabo	67
Figura 34 – Tensão de Flexão Alternada Junto ao Engaste do Cabo Devido à Vibração do Cabo	67
Figura 35 – Amplitude da Velocidade do Shaker a 19 Hz em função da Posição de Fixação do Stockbridge	68
Figura 36 – Amplitude do Deslocamento a 89 mm da Ancoragem em Função de Fixação do Stockbridge	69
Figura 37 – Amplitude da Aceleração a 800 mm da ancoragem em Função da Posição de Fixação do Stockbridge	69
Figura 38 – Amplitude de Aceleração a 6210 mm da Ancoragem em Função da Posição de Fixação do Stockbridge	70
Figura 39 – Amplitude da Aceleração do Acelerômetro Localizado a 800 mm da Ancoragem com o Stockbridge posicionado em 2960 mm da ancoragem	71
Figura 40 – Amplitude da aceleração do acelerômetro localizado a 800 mm da ancoragem com o stockbridge posicionado a 1760 mm da ancoragem	72
Figura 41 – Amplitude do deslocamento a 89 mm da ancoragem com o stockbridge posicionado em 2960 mm da ancoragem	72
Figura 42 – Amplitude da velocidade do shaker a 30,6 Hz em função da posição de fixação do stockbridge	73
Figura 43 – Amplitude da aceleração a 800 mm da ancoragem em função da posição de fixação do stockbridge	74
Figura 44 – Amplitude do deslocamento a 800 mm da ancoragem em função da posição de fixação do stockbridge	74

Figura 45 – Amplitude da aceleração do acelerômetro localizado a 800 mm da ancoragem com o stockbridge posicionado em 2193 mm da ancoragem	75
Figura 46 – Amplitude do deslocamento a 89 mm da ancoragem com o stockbridge posicionado em 2193 mm da ancoragem	75
Figura 47 – Esquema da bancada para ensaio do Stockbridge	79
Figura 48 – Montagem real para ensaio do Stockbridge completo	79
Figura 49 – Centro de Gravidade da massa suspensa	80
Figura 50 – Posição de corte da garra do Stockbridge	81
Figura 51 – Fixação do Stockbridge no Shaker com garra serrada	81
Figura 52 – FRF do acelerômetro fixado na garra do stockbridge	81
Figura 53 – FRF's dos acelerômetros localizados na massa menor e no cabo menor	82
Figura 54 – FRF's dos acelerômetros localizados na massa maior e no cabo	82
Figura 55 – FRF para o acelerômetro fixado na garra do stockbridge	83
Figura 56 – FRF dos acelerômetros posicionados na massa maior e no cabo maior	83
Figura 57 – Parte real e imaginária da FRF dos acelerômetros posicionado no cabo maior.	83
Figura 58 – Parte real e imaginária da FRF para o acelerômetro posicionado na massa maior	84
Figura 59 – Valor absoluto da FRF para os acelerômetros posicionados na massa menor e cabo menor.	84
Figura 60 – Parte real e imaginária da FRF para o acelerômetro posicionado no cabo menor.	84
Figura 61 – Parte real e imaginária da FRF para o acelerômetro posicionado na massa menor	85
Figura 62 – FRF para o acelerômetro fixado na garra do stockbridge	85
Figura 63 – Valor absoluto da FRF para os acelerômetros posicionados na massa menor e cabo menor	86

Figura 64 – Valor absoluto da FRF para os acelerômetros posicionados na massa maior e cabo maior	86
Figura 65 – Modelo de Elementos Finitos para parte do amortecedor	87
Figura 66 – Valor da função objetivo no ponto de ótimo	89
Figura 67 – EI ajustado com os dados do acelerômetro posicionado no cabo maior	90
Figura 68 – EI ajustado com os dados do acelerômetro posicionado no cabo maior	91
Figura 69 – EI ajustado com os dados do acelerômetro posicionado no cabo menor	91
Figura 70 – EI ajustado com os dados do acelerômetro posicionado no cabo menor	91
Figura 71 – Comparativo do valor de EI ajustado com os dados dos acelerômetros posicionados nos dois cabos do stockbridge	92

Lista De Tabelas

Tabela 1 – Características de vibração eólica	14
Tabela 2 – Regimes de fluxo de fluido passando em cilindros circulares	16
Tabela 3 – Comparativo dos Métodos para Cálculo da Potência Dissipada	27
Tabela 4 – População inicial	50
Tabela 5 – Características do Cabo ensaiado	62
Tabela 6 – Frequência de Ensaio e Posição <i>ótima</i>	65
Tabela 7 – Comparativo Experimento x Teórico para a posição <i>ótima</i>	76
Tabela 8 – Propriedades das massas suspensas e cabo do stockbridge	80
Tabela 9 – Parâmetros utilizados para o ajuste das constantes elásticas do stockbridge com o GA.	90

Lista de Símbolos

Re – Número de Reynolds

V – Velocidade do fluxo

d_c – Diâmetro do cilindro

S – Número de Strouhal

f - freqüência

f_s – Freqüência de Strouhal

F_x – Força de arraste

F_y – Força de sustentação

F_{x0} – Amplitude da força de arraste

F_{y0} – Amplitude da força de sustentação

ω_s – Freqüência de Strouhal angular

t – Tempo

F_0 – Força inicial

ψ – Ângulo de fase com respeito ao eixo de arraste

φ – Ângulo de fase com respeito ao eixo de sustentação

ϕ – Deslocamento angular

\mathbf{r} – Vetor posição de um ponto com relação ao sistema fixo de coordenadas

\mathbf{R} – Vetor posição do sistema local de unidades em relação ao sistema fixo de unidades

\mathbf{p} – Vetor posição de um ponto com relação à origem do sistema local de coordenadas

b – Comprimento da garra do stockbridge

L_c – comprimento do cabo de ligação do stockbridge

y_0 – movimento inicial de translação de O para O'

$\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y$ – vetores unitários do sistema móvel de coordenadas

$\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y$ – vetores unitários do sistema local de coordenadas

$u = u(x, t)$ – deslocamento axial

$v = v(x, t)$ – deslocamento transversal

T – Energia Cinética

Ω - velocidade angular do sistema local de coordenadas

m – massa
 ρ - massa específica
 A – área de seção transversal
 ρA – massa linear do objeto (massa por unidade de comprimento)
 U – Energia de deformação
 H_1, H_2, H_3, H_4 – Polinômios de Hermite
 L – comprimento do elemento
 $[M^e]$ – Matriz de massa do elemento cabo de ligação do stockbridge
 $[K^e]$ – Matriz de rigidez do elemento do cabo de ligação do stockbridge
 E – módulo de elasticidade equivalente do cabo de ligação
 I – momento de inércia do cabo de ligação
 EI – rigidez de flexão
 β - constante de proporcionalidade para amortecimento hysterético
 \mathbf{r}_n – vetor posição do nó n
 ω - velocidade angular da massa do stockbridge
 $\mathbf{p}_n = (p_x, p_y)$ – vetor posição de uma partícula dm com relação ao nó n
 $\mathbf{x} = (\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ - vetor posição da centróide com respeito ao nó n
 CG – centro de gravidade
 e – distância do nó n ao centro de gravidade da massa do stockbridge
 tc – termos de contorno
 $[M^s]$ – Matriz massa do corpo rígido (massa do stockbridge)
 x_i – variável de projeto
 x_{Li}, x_{Ui} – limites inferior e superior da variável de projeto x_i
 λ - comprimento de onda
 x_{stk} – posição do stockbridge no vão
 f_n – frequência natural
 F_T – Força de tração no cabo
 σ_a – Tensão dinâmica do condutor
 x_b – posição de medição em relação a ancoragem
 Y_b – amplitude de flexão na posição x_b
 x_{CG} – distância do centro de gravidade ao nó n

Resumo

Um dos grandes problemas nas linhas de transmissão de energia elétrica aéreas são os danos nos cabos surgidos pela fadiga provocada pela vibração eólica. Este tipo de vibração é causada pela formação de vórtices de Von Karman com a passagem do vento pelos condutores. Para reduzir estas vibrações a níveis considerados seguros, e assim aumentar a vida útil da linha, são utilizados dispositivos de amortecimento de vibração, sendo o amortecedor tipo Stockbridge um dos mais utilizados atualmente, devido a sua construção simplificada, baixo custo e eficiência na redução da vibração dos cabos. O amortecedor Stockbridge (ou stockbridge) é um dispositivo composto de duas massas, ligados por um cabo, chamado cabo mensageiro, ligado ao cabo da linha de transmissão através de uma garra. Apesar de sua aparente simplicidade, o amortecedor Stockbridge (ou stockbridge) é um dispositivo complexo, sendo estudado por vários pesquisadores por todo o mundo. Estes estudos compreendem, principalmente, o aperfeiçoamento de suas características de amortecimento através de suas características dinâmicas e o seu posicionamento na linha de transmissão para obter o máximo aproveitamento de dissipação de energia de vibração. Neste trabalho são analisados estes dois aspectos. Com respeito as características dinâmicas, é mostrado o modelo do amortecedor deduzido da análise de equilíbrio dinâmico do elemento do cabo mensageiro, através da utilização do Princípio de Hamilton, assim como para as massas suspensas. Com respeito a posição do dispositivo na linha, é apresentado um estudo experimental em um vão de laboratório em que, as medições efetuadas nas medições são confrontados com dois critérios de posição ótima, obtidos da literatura. No final, com o modelo do stockbridge deduzido no início é realizado o ajuste de parâmetros dinâmicos, através do confronto dos resultados obtidos experimentalmente em bancada de ensaio. Os resultados das simulações com o Método dos Elementos Finitos são mostrados.

Abstract

One of the major problems on electrical overhead transmission lines is the fatigue damage of the cables, due to wind excited vibrations, generated by Von Karman vortex shedding. In order to decrease these vibrations to secure levels, increasing, thus, the life of the conductor cables, they are used vibration damping devices, in which Stockbridge-type damper is a most used nowadays, due to simplified construction, low cost and efficiency in reducing vibration levels. A Stockbridge-type damper consists of two masses joined by a cable, called messenger cable, and a clamp, that attaches to the conductor. Although its apparent simplicity, Stockbridge-type damper is a complex device, it is studied by researchers in worldwide. Main aspects studied are damping characteristics improvement through its dynamic parameters and the best positioning of the damper in the conductor line, to obtain the maximum performance in vibration energy dissipation. This work analyzes these two aspects. In respect to the dynamic characteristics, presents a numerical model of the damper using dynamic equilibrium analysis of messenger cable element, through Hamilton's Principle, also is done to the masses. In respect to the device position in the conductor cable, presents a experimental study in a laboratory span, which that the results obtained are compared to two optimal positioning theoretical criteria found in literature. In the end, numerical model obtained in the beginning is compared to the experimental results adquired from a damper response in a testing setup. Dynamic characteristics are obtained through numerical simulation using Finite Element Method (FEM) and the damper response. Results are shown in details.

Capítulo 1

Introdução, Conceitos Fundamentais e Objetivos

1.1. Introdução

O *stockbridge* (ou amortecedor tipo Stockbridge) é um dispositivo que serve para controlar a vibração provocada pelo vento em linhas de transmissão aéreas de energia elétrica. O equipamento é constituído de duas massas, chamadas “massas inerciais” presas a um cabo flexível e fixado ao cabo por uma garra.



Figura 1 – Amortecedor do tipo *Stockbridge*.

Fonte: Sauter, Daniel (2003)

O princípio de funcionamento do amortecedor *Stockbridge*, deriva do fato que os cabos entrelaçados, quando não tracionados, exibem uma histerese flexional resultante do atrito entre os fios componentes do cabo. Através desta fricção, retira-se a energia da vibração eólica do cabo onde o amortecedor está preso (Sauter (2003)).

Além da sua eficiência, o amortecedor *Stockbridge*, por causa de sua construção simplificada, é barato, livre de manutenção, e suas características não são perdidas com as mudanças do clima e da temperatura. Por estes motivos, é a primeira escolha de equipamento para controle de vibração dos projetistas de linhas transmissão (Sauter (2003)).



Figura 2 – Cabo mensageiro do amortecedor *Stockbridge*

Fonte: Sauter, Daniel (2003)

Este dispositivo foi criado em 1926 por George H. Stockbridge. Nesta época ele era superintendente da Califórnia Edison Company e realizou quatro experimentos em um vão de 300 m de comprimento com o objetivo de reduzir as vibrações eólicas nos cabos: (i) um fio de alumínio sólido de 1,8 m enrolado em espiral sobre 90 m do vão; (ii) um festão (tipo de amortecedor de vibração, citado no item 1.4) de cabo CAA 660 MCM; (iii) um cabo de 800 mm de comprimento com duas massas de 3,2 kg de concreto presas nas pontas; e (iv) um saco resistente com peças de ferro. Desses experimentos, os dois primeiros não funcionaram bem para o controle da vibração no vão e os dois últimos funcionaram bem. O dispositivo utilizado no terceiro experimento é que ficou conhecido como *stockbridge* enquanto o dispositivo

do quarto experimento ficou conhecido como *amortecedor de impacto* (Richardson (1996)).

1.2. Conceitos Fundamentais

Como foi mencionado anteriormente, o *stockbridge* é um equipamento útil para o controle das oscilações induzidas pelo vento. Desde o início das construções de linhas de transmissão de energia elétrica verificou-se a ruptura de fios e cabos depois de algum tempo de serviço, sem nenhuma razão aparente (Almeida *et al.* (1992)).

Após um tempo de pesquisa, observou-se que aparecem vibrações em vários elementos da linha, principalmente nos condutores. Estas vibrações são provocadas pelo vento contínuo passando através da linha e descobriu-se que são as grandes responsáveis pela ruptura dos cabos.

De maneira genérica, as oscilações induzidas pelo vento podem ser classificadas em três categorias (Almeida *et al.* (1992)):

1. *Vibrações Eólicas (Aeolian Vibration)*: São vibrações provocadas por ventos de baixa velocidade, normalmente entre 1 a 7 m/s, que quando passam através da linha provocam vibrações de alta frequência e baixa amplitude, normalmente na ordem de 0,01 a 1 vez diâmetro do condutor (Fonseca e Cimini Jr., (2003)), devido à formação de vórtices (*vortex shedding*). Quando a frequência da força de sustentação está próxima de uma das frequências de ressonância do condutor pode provocar flexões nos pontos fixos do condutor, como fixações ou grampos, causando esforços alternativos que provocam ruptura dos fios componentes do condutor por fadiga.

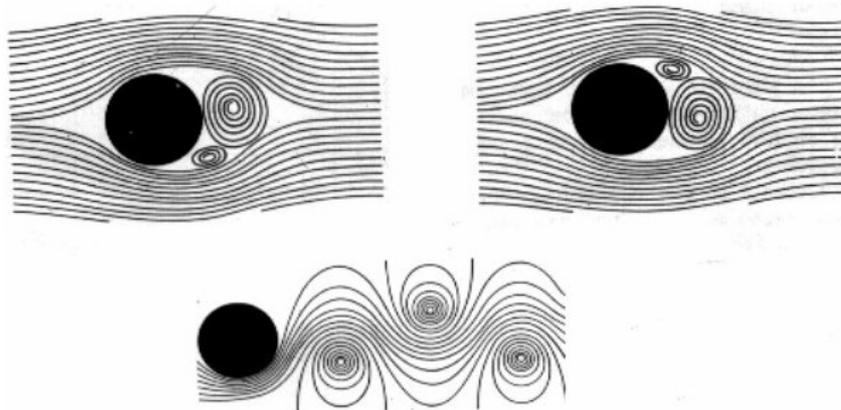


Figura 3 – Formação dos vórtices que provocam a vibração eólica

Fonte: Fonseca e Cimini Jr. (2003)

2. *Galope (Conductor Galloping)*: O galope corresponde a uma vibração de baixa frequência e grande amplitude que ocorre devido à instabilidade aerodinâmica, normalmente causada por ventos cruzados moderadamente fortes sob a superfície congelada do cabo. Esta superfície congelada tem um perfil assimétrico e o escoamento provoca uma força que levanta o condutor causando oscilações que tipicamente variam entre 10% e 100% da *catenária* do vão. O galope pode provocar curto-circuito entre fases, e introduz esforços perigosos nos cabos e ancoragens.



Figura 4 – Cabo com perfil assimétrico por acúmulo de gelo.

Fonte: www.montefiore.ulg.ac.be (29-06-2006)

3. *Oscilações de Rotação*: As oscilações de rotação são provocadas por ventos de alta velocidade como furacões e tufões nas proximidades das linhas. Estes ventos provocam zonas de baixa pressão atmosférica que, quando equivalentes ao peso do cabo, provocam rotações incontroláveis nos cabos. Como no galope, as oscilações de

rotação podem provocar curtos-circuitos entre as fases da linha como também esforços mecânicos que podem destruir a linha de transmissão.

O galope e as oscilações de rotação ainda não foram observados no Brasil, pois é um país de clima tropical e normalmente não acontecem riscos de furacões. Por outro lado, a vibração eólica ocorre, pois depende apenas da existência de um vento lateral.

1.3. A Vibração Eólica em Cabos de Linhas de Transmissão

Segundo, as características da vibração eólica são as mostradas na Tabela 1 (Fonseca e Cimini Jr. (2003)).

TABELA 1 – Características de vibração eólica

Vibração Eólica	
Tipo de linha de transmissão afetada	Todas
Faixa de frequência	3 a 150 Hz
Faixa de amplitude (em proporção ao diâmetro do cabo)	0,01 a 1
Superfície do cabo	Nua
Variáveis de projeto que influenciam	3.1. Tração de esticamento 3.2. Auto-amortecimento do condutor 3.3. Utilização de proteção
Condições ambientais favoráveis	
Tipo de vento	Laminar
Velocidade de vento (m/s)	1 a 7
Danos	
Ocorrência	2 meses a mais de 20 anos
Causa	Falha devido a fadiga
Componentes afetados	Cabos condutores e pára-raios

Como anteriormente mencionado, a vibração eólica é ocasionada devido à formação de vórtices pela passagem do vento através do cabo. A formação dos vórtices depende do número de Reynolds, que relaciona a velocidade do fluxo, V , o diâmetro da seção do cilindro, d_c , e a viscosidade cinemática do fluido, ν :

$$Re = \frac{V \times d_c}{\nu} \quad (1.1)$$

Com o aumento do número de Reynolds os vórtices começam a se desprender formando uma esteira de vórtices. Esta esteira é chamada “esteira de Von Karman”, Fig.5. Von Karman, citado por, observou que, quando um fluido escoar em torno de um obstáculo cilíndrico, a esteira atrás do obstáculo não é regular, apresentando vórtices de configuração distinta (Almeida *et al.* (1992)).



Figura 5 – Vórtices de Von Karman

Fonte: www.onera.fr (29-06-2006)

Na Tabela 2 são ilustradas diversas faixas do número de Reynolds com a correspondente esteira de vórtice oriunda do escoamento ao redor de um cilindro.

Strouhal foi o primeiro que reportou a regularidade da formação de vórtices, e mostrou que estes podem ser descritos em termos de um número adimensional, chamado número de Strouhal (S), que é definido por (Verma (2002)):

$$S = \frac{f_s \times d_c}{V} \quad (1.2)$$

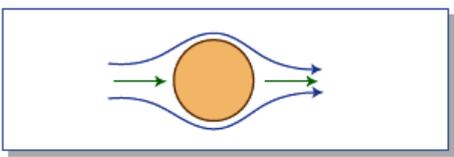
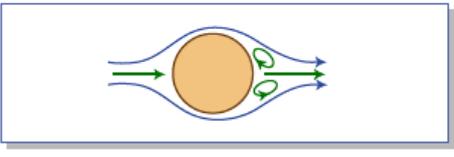
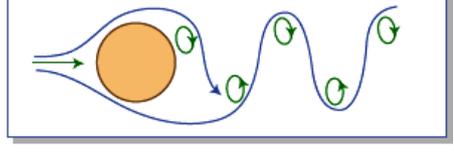
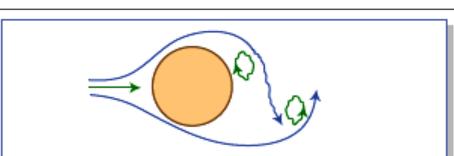
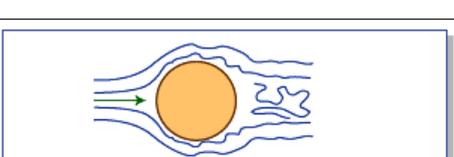
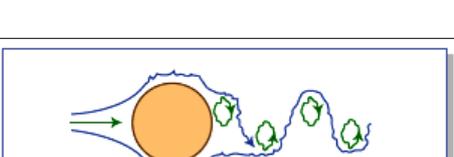
onde:

f_s – frequência de formação de vórtices (também chamada de frequência de Strouhal (Irvine (2006))).

d_c – Diâmetro do cilindro.

V – Velocidade do vento (que é assumido ser laminar).

Tabela 2: Regimes de fluxo de fluido passando em cilindros circulares (Irvine (2006)):

	$Re < 5$ 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
	$300 \leq Re < 3(10^5)$ A esteira de vórtices é totalmente turbulento
	$3(10^5) \leq Re < 3,5(10^6)$ Camada-limite laminar sofreu transição turbulenta e turbulência é estreita e desorganizada.
	$3,5(10^6) \leq Re$ Re-estabelecimento da esteira de vórtices turbulento.

O número de Strouhal é relacionado com o número de Reynolds de acordo com a Fig. 6 e para efeitos práticos em linhas de transmissão assume-se $S \approx 0,185$ o que corresponde à faixa do número de Reynolds variando entre 200 e 10^6 .

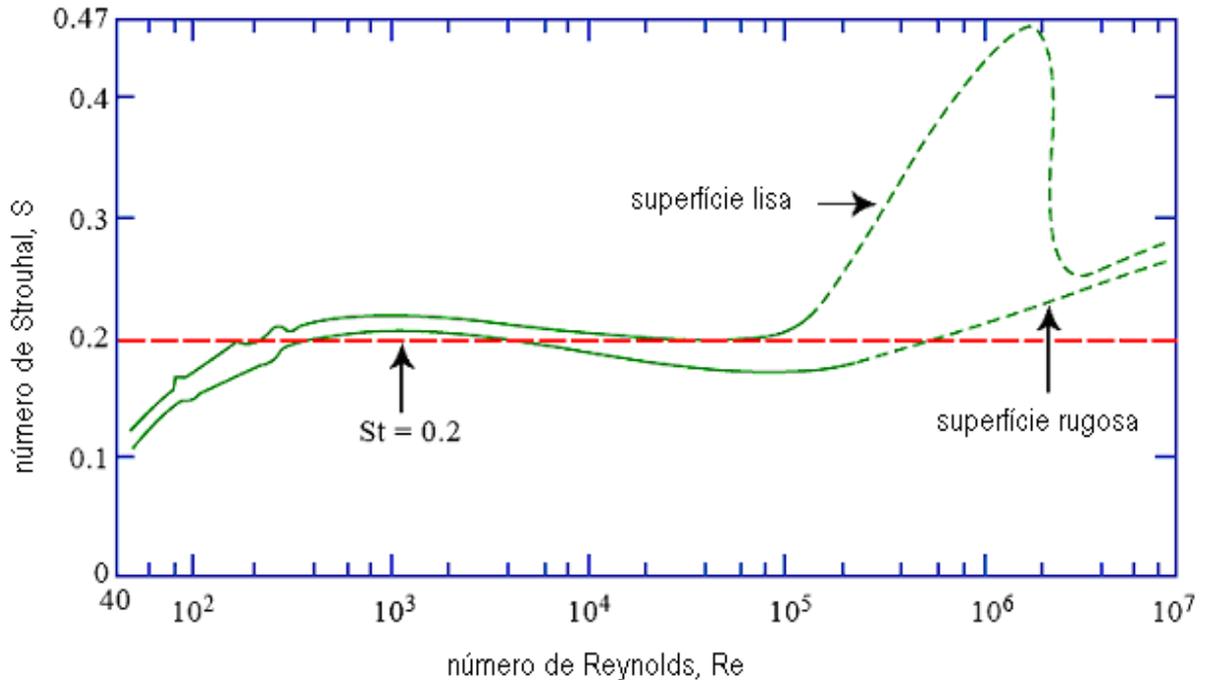


Figura 6 - Número de Strouhal x Número de Reynolds para cilindros.

Fonte: Almeida *et al.* (1992)

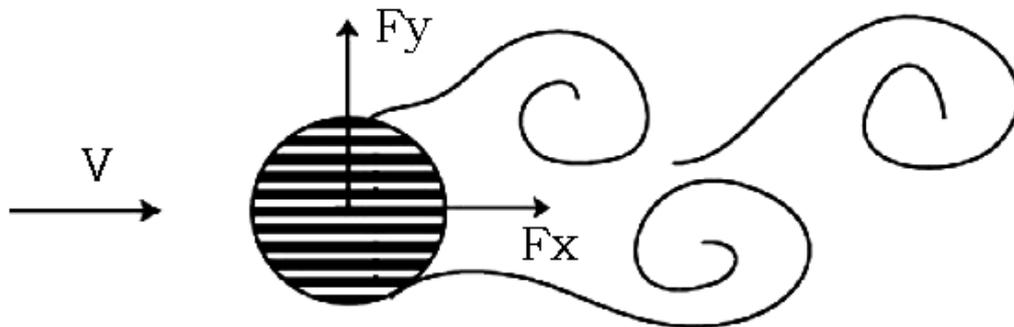


Figura 7 - Forças de Arraste (F_x) e Sustentação (F_y) devido à formação da esteira de vórtices.

Fonte: Fox, Robert W. *et al.* (2006)

Devido ao caráter oscilante da geração de vórtices, as forças de arraste e sustentação também possuem características oscilantes. A força de arraste tem média diferente de zero e oscila com frequência igual a 2 vezes à frequência de geração dos vórtices enquanto que a força de sustentação

possui média igual a zero e oscila com frequência igual à da geração dos vórtices. Matematicamente estas forças podem ser expressas como sendo:

$$F_x(t) = F_{x0} \times \cos(2\omega_s t + \psi) + F_0 \quad (1.3)$$

e

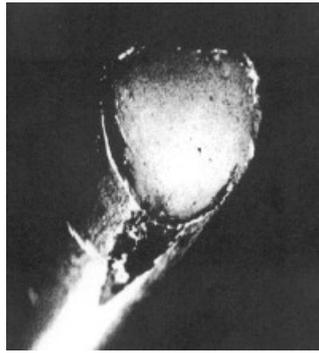
$$F_y(t) = F_{y0} \times \cos(\omega_s t + \phi) \quad (1.4)$$

onde F_0 é uma constante, F_{x0} e F_{y0} são as amplitudes de oscilação das forças, ψ e ϕ são ângulos de fase e $\omega_s = 2\pi f_s$.

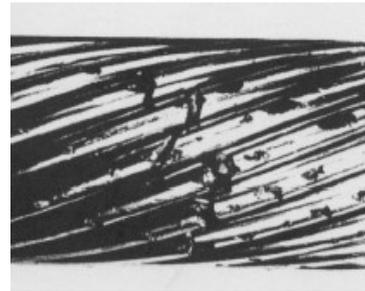
Quando a frequência de uma destas forças se iguala com uma das frequências naturais do condutor no vão, ocorre o fenômeno da ressonância. Nesta condição ou quando a frequência de excitação esta próxima da frequência de ressonância, a vibração dos cabos pode provocar a ruptura dos fios em pontos próximos da fixação dos condutores. Além da ruptura existem os danos cumulativos que provocam falhas por fadiga de flexão e abrasão (fretting) (Almeida *et al.* (1992)).

A falha por abrasão (fretting) é provocada pelo atrito entre as superfícies dos fios uns contra os outros. Com o tempo o atrito pode provocar desgastes nos fios, principalmente nos fios da camada inferior de alumínio devido à camada externa de alumínio ter a tendência de ir para o centro na vibração por flexão (Almeida *et al.* (1992)).

A fadiga por flexão ocorre principalmente em posições próximas aos pontos de ancoragem da linha da transmissão, onde uma seção vibra e uma outra subsequente é mantida fixa. Normalmente o rompimento dos fios ocorre primeiramente na camada logo abaixo da superfície do cabo onde, em cabos ACSR (Cabo de alumínio com alma de aço), os fios são de alumínio, pois é nesta posição que sofre maior abrasão devido ao atrito dos fios da camada central de aço e da camada de alumínio mais externa. Embora a camada de alumínio seja menos carregada (esforço de flexão) ela é a mais afetada pela abrasão. Algumas falhas típicas de condutores por fadiga são mostradas nas Figs. 8 a 12.



(a)- Falha por Fretting



(b)- Falha Superficial

Figura 8 – Falhas Típicas por Fadiga

Fonte: Snegovski, Dmitri (2004)

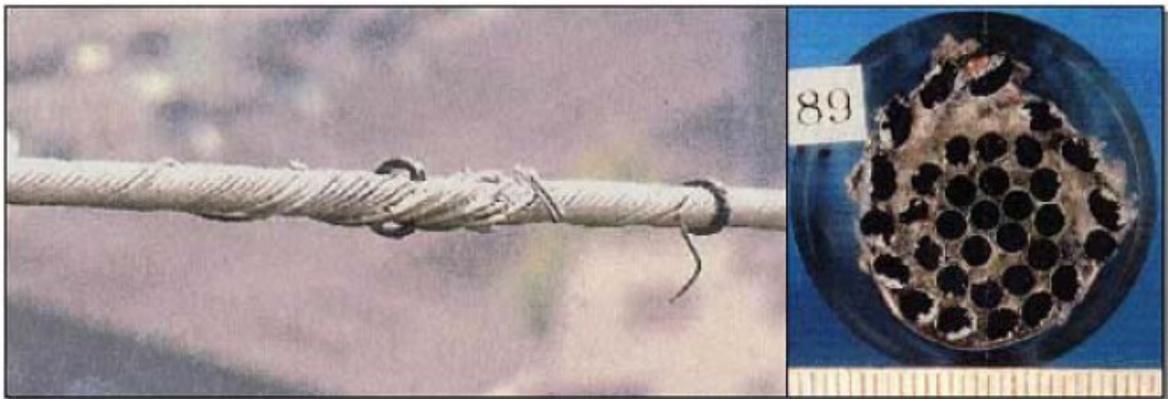


Figura 9 – Falha por Fadiga devido à Corrosão.

Fonte: Snegovski, Dmitri (2004)

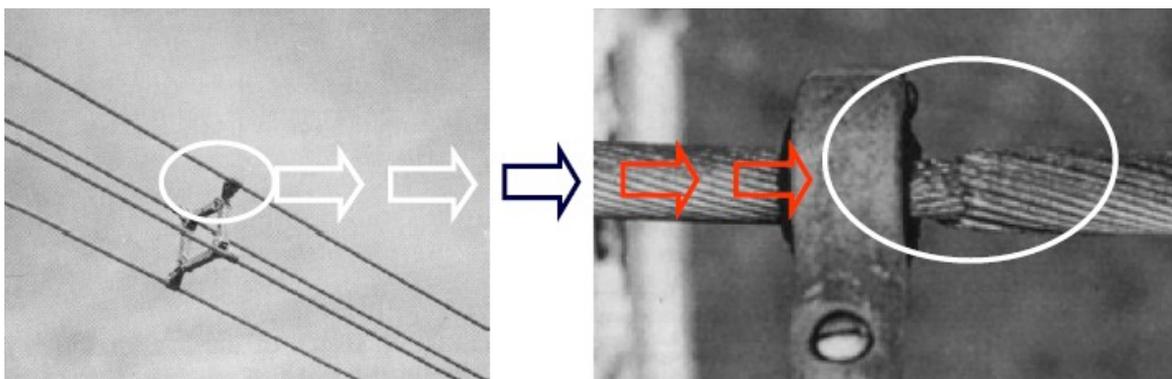


Figura 10 – Falha Típica por Fadiga em Espaçador.

Fonte: Snegovski, Dmitri (2004).



Figura 11 – Falha Típica por Fadiga em Suporte do Amortecedor.

Fonte: Snegovski, Dmitri (2004).



Figura 12 – Falha Típica por Fadiga em Sinalizador para Aviação.

Fonte: Snegovski, Dmitri (2004).

Para minimizar os danos causados pelas vibrações eólicas é necessário o controle das amplitudes de vibração do cabo utilizando amortecedores de vibração.

1.4. Amortecedores de vibração

Para realizar um controle das amplitudes das vibrações eólicas, deixando-as em níveis considerados seguros, foram desenvolvidos dispositivos amortecedores. Estes equipamentos são normalmente montados próximos aos pontos de fixação dos condutores, que como foi mencionado, é onde acontecem os danos provocados pelas vibrações eólicas. Existem vários

tipos de amortecedores e alguns tipos estão listados na seqüência (Almeida *et al.* (1992)).

1. Amortecedores tipo ponte ou Bretelle (festão): Este tipo de amortecedor consiste em um cabo de material semelhante ao dos condutores, com comprimento entre 3 e 5 metros, preso de cada lado do grampo de suspensão, formando um laço. Sua principal vantagem é a economia, pois pode ser feito com sobras de condutor, mas a instalação é difícil, não sendo possível em linha viva, além de que, não ter uma boa eficiência.

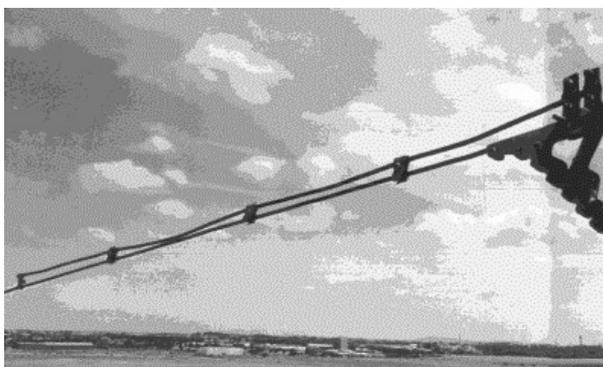


Figura 13- Amortecedor do Tipo Bretelle.

2. Amortecedores de braço oscilante: Este amortecedor é constituído de um braço oscilante e um anel de impacto fixos no cabo condutor. Através do impacto da extremidade do braço oscilante com o anel dissipa energia, reduzindo as amplitudes de vibração. Este foi um dos primeiros dispositivos criados para reduzir as vibrações eólicas.

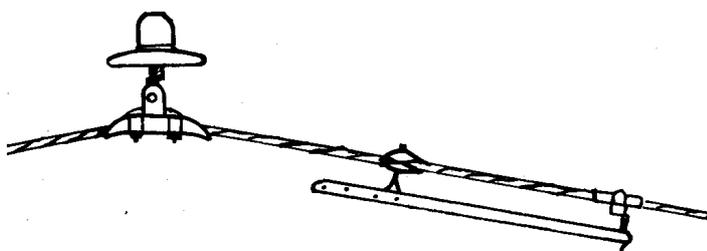


Figura 14 – Amortecedor de Braço Oscilante

Fonte: Almeida *et al.* (1992)

3. Amortecedor de impacto (massa-mola): Composto por uma massa suportada por uma mola que desliza sobre uma barra, com uma plataforma de impacto na extremidade inferior. Com a vibração do condutor, a barra vibra junto, fazendo a massa oscilar, comprimindo e descomprimindo alternadamente a mola. Em amplitudes suficientemente grandes, entretanto, o impacto da massa contra a plataforma inferior provoca dissipação de energia.

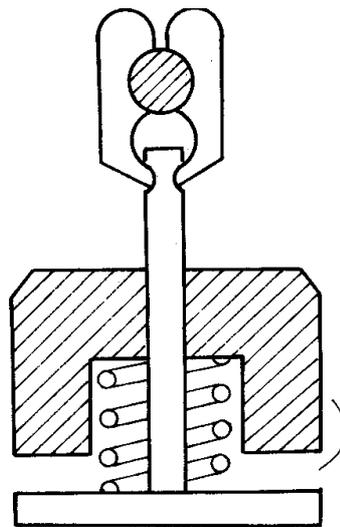


Figura 15 – Amortecedor de Impacto

Fonte: Almeida *et al.* (1992)

4. Amortecedor Helgra: O amortecedor Helgra é composto por discos de ferro e neoprene, com furos centrais, dispostos alternadamente sobre uma haste cilíndrica articulada. Através do impacto entre as massas, a energia dissipada é transformada em calor provocado pela compressão das arruelas de neoprene.

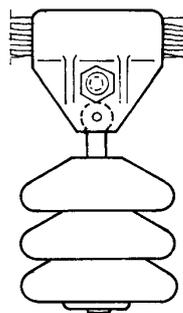


Figura 16 – Amortecedor Helgra

Fonte: Almeida *et al.* (1992)

5. Amortecedor Bouche: Este amortecedor é consistido de uma massa de concreto e duas molas helicoidais. É essencialmente um sistema massa-mola.

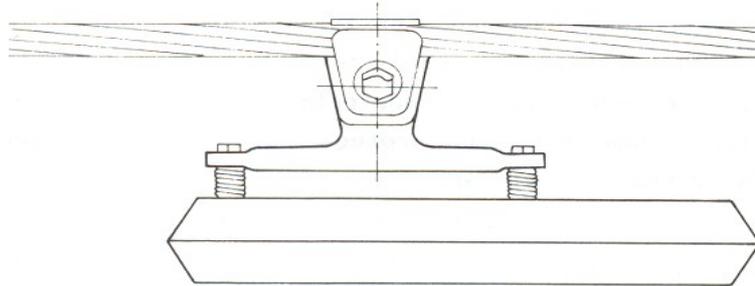


Figura 17 – Amortecedor Bouche

Fonte: Almeida *et al.* (1992)

6. Amortecedor torcional: O amortecedor torcional é composto por um haltere e por discos de fricção. Com a vibração o haltere força a torção do cabo, sendo amortecido pelos discos.

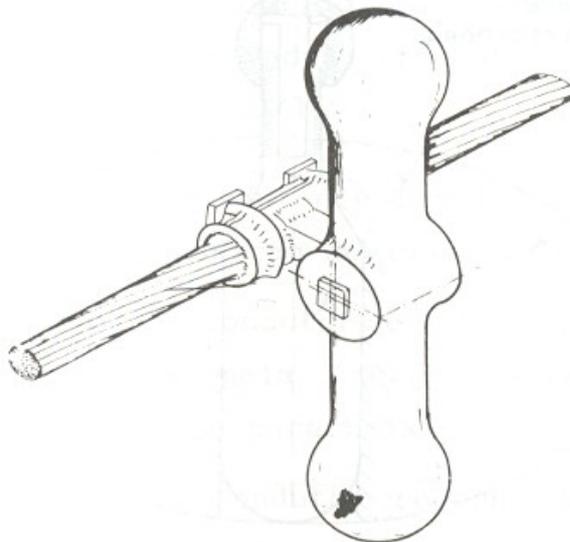


Figura 18 – Amortecedor torcional

Fonte: Almeida *et al.* (1992)

7. Amortecedor linear: O amortecedor linear é constituído de uma unidade amortecedora central, consistindo em uma mola

trabalhando em seu regime linear e cilindro com pistão e fluido, acoplado ao condutor através de um elemento articulado. Este tipo de amortecedor proporciona um amortecimento viscoso.

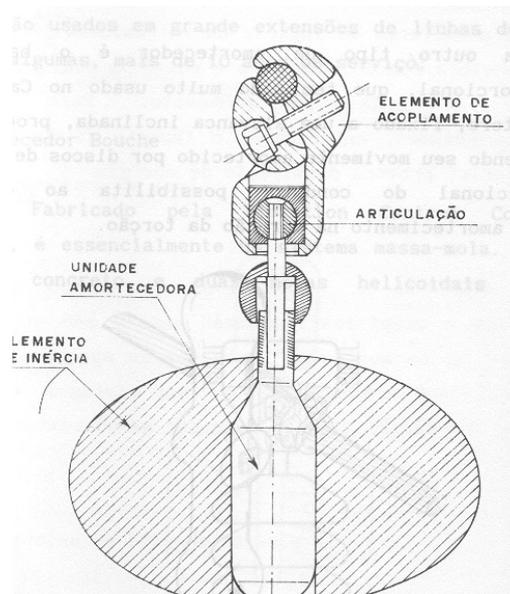


Figura 19 – Amortecedor linear

Fonte: Almeida *et al.* (1992)

8. Amortecedor tipo Stockbridge (ou stockbridge): Os amortecedores Stockbridge são subdivididos em 3 tipos principais:

1. Amortecedor tipo simétrico: Este amortecedor tem cabos mensageiros de comprimentos iguais e também 2 massas inerciais iguais. Este apresenta 2 frequências naturais lineares distintas.



Figura 20– Amortecedor Stockbridge Simétrico

Fonte: Federal Highway Administration (2006)

3. Amortecedor tipo “dogbone”: Este amortecedor é similar ao simétrico, mas com as massas inerciais com centro de massa fora do eixo axial do stockbridge. Com isto, além das duas freqüências naturais, apresenta mais uma freqüência natural torsional, totalizando 3 freqüências naturais.

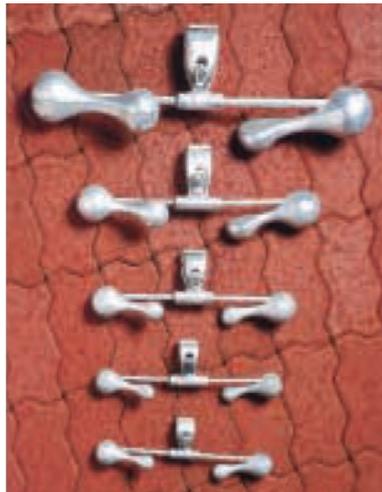


Figura 21 – Amortecedor stockbridge tipo dogbone

Fonte: Tyco Electronics (2006)

1. Amortecedor tipo assimétrico: O amortecedor assimétrico é composto de cabos mensageiros de comprimentos diferentes e massas inerciais de pesos diferentes. Deste modo, este tipo de stockbridge apresenta 4 freqüências naturais lineares distintas.

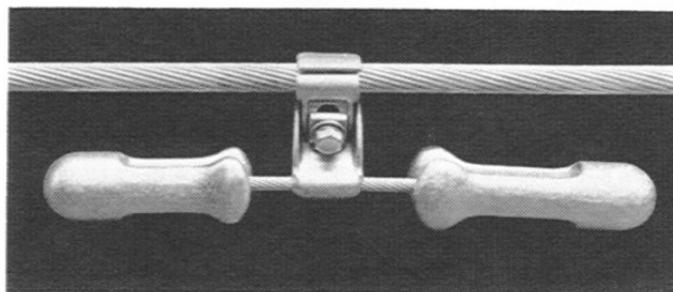


Figura 22 – Amortecedor Stockbridge assimétrico

Fonte: Electrical Power Research Institute (1979)

1.5. Características Dinâmicas do Amortecedor do tipo Stockbridge

A norma geral que mostra as exigências que os amortecedores do tipo Stockbridge devem apresentar, tanto elétricas quanto mecânicas são listadas na IEC 61897 – *Requirements and tests for Stockbridge type aeolian vibration dampers* (Exigências e ensaios para amortecedores de vibração eólica Stockbridge) (1998). Em termos dinâmicos, dois ensaios são importantes:

1. *Ensaio de Caracterização*. Este ensaio tem por objetivo obter a curva da resposta em frequência do amortecedor. O ensaio é realizado com ele preso a um *shaker* eletromagnético e a excitação normalmente é realizada nas faixas de frequência em que a vibração eólica é mais perigosa. Neste teste mede-se a força exercida pelo shaker e a velocidade de deslocamento da garra, que é mantida constante durante todo o ensaio. No final três curvas são geradas: a resposta em frequência do amortecedor em termos da razão entre força e velocidade (impedância mecânica), potência dissipada pelo amortecedor \times frequência e ângulo de fase \times frequência.
2. *Ensaio de Eficiência*. Este ensaio visa a determinação da eficiência de dissipação energética do amortecedor por meio de medições no condutor que será utilizado na linha. Para isto o cabo é vibrado em suas frequências de ressonância dentro do intervalo de frequências na qual a vibração eólica é crítica. Os métodos para medir a eficiência do stockbridge no vão são detalhados na norma IEEE 664 – *Guide on the measurement of the performance of aeolian vibration dampers for single conductors* (Guia de medição da performance de amortecedores de vibração eólica para condutores simples) (1993). Estes métodos são os seguintes: Método da Potência (*Power Method*), o Método *Inverse Standing Wave Ratio* (ISWR), o Método do Decaimento (*Decay Method*) e o Método da Resposta Forçada

(*Forced Response Method*). As principais vantagens e desvantagens destes métodos estão ilustradas na Tabela 3, que foi extraída da norma IEEE 664-1993.

Entretanto, de acordo com este padrão, ainda não existe uma regra geral que se aplique para avaliar a potência dissipada destes amortecedores e a seleção do tipo de ensaio é um critério que pode variar de usuário para usuário. Este aspecto é ressaltado no último parágrafo da norma que menciona: *“There are still areas of disagreement between researchers regarding the acceptability of any one test method for all types of dampers. Therefore, further research into this area could provide a significant contribution to the application of indoor testing in the evaluation of Aeolian vibration dampers”*.

Tabela 3 – Comparativo dos Métodos para Cálculo da Potência Dissipada.

Característica Geral	Método			
	ISWR	Potência	Decaimento	Resposta Forçada
Montagem no cabo	sim	sim	sim	não
Frequências	discretas	discretas	discretas	contínuo
Tipos de amortecedor	todos	todos	todos	Não aplicável para alguns tipos*
Tempo de ensaio por amostra	8 h	4 h	4 h	30 min
Vantagem	Evita problemas com ondas	Facilidade de aquisição e análise dos dados	Ensaio com amplitudes variadas	Rápida aquisição de dados e frequências contínuas
Desvantagem	Dificuldade de Medir Amplitude	Possíveis erros devido a perdas nas extremidades	Problemas com medição para altos níveis de amortecimento	Não mede a interação com o condutor

* não se aplica para amortecedores como o Bretelle, Torcional, Festoon ou amortecedores de impacto como o helicoidal/tubo.

1.6. Objetivos

Para se obter do amortecedor stockbridge seu máximo desempenho, ele precisa estar posicionado próximo aos pontos de ancoragem da linha de

transmissão, que são os pontos críticos em termos de fadiga. Mas não podem ficar nem muito próximos e nem muito longe, pois podem ter sua eficiência comprometida.

Além disso, o dispositivo deve mostrar características dinâmicas compatíveis às variáveis de projeto (velocidade do vento, características do cabo, etc.)

Um dos objetivos deste trabalho foi comparar resultados analíticos com resultados experimentais para a determinação do ponto ótimo de fixação do stockbridge na linha de transmissão.

Outro objetivo deste trabalho foi o ajuste dos parâmetros do modelo de elementos finitos utilizado para a simulação dinâmica do amortecedor. Estes parâmetros foram ajustados utilizando as análises numéricas com elementos finitos, as análises experimentais obtidas em laboratório e o método de Algoritmos Genéticos (GA) para a minimização do erro entre estas duas análises.

Referências Bibliográficas:

SAUTER, Daniel, 2003. “Modeling the Dynamic Characteristics of Slack Wire Cables in Stockbridge Dampers”. Dissertação. Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt, 5 de dezembro de 2003.

RICHARDSON, Albert S., 1996. “Performance Requirements for Vibration Dampers”. Electric Power Systems Research n° 36 (1996), págs. 21-28.

ALMEIDA, Márcio Tadeu de; FUCHS, Rubens Dário; LABEGALINI, Paulo Roberto; LABEGALINI, José Ayrton; 1992. “Projetos Mecânicos das Linhas de Transmissão” Edgard Blücher, São Paulo, 1992.

FONSECA, Beline Quintino de Araújo; CIMINI Jr., Carlos Alberto; 2003. “Análise de Vida Útil de Cabos Condutores de Linhas Aéreas de

Transmissão”. XVII Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (SNPTEE), Uberlândia – MG, 19-24 outubro de 2003.

VERMA, Himanshu; 2002. “The Stockbridge Damper as a Continuous Hysteric System in Single Overhead Transmission Lines”. Dissertação. Department of Civil Engineering, Indian Institute of Technology Bombay, India, 2002.

IRVINE, Tom; 2006. “Transmission Line Vibration”. Vibrationdata Newsletter, Maio de 2006. págs 7-17.

International Electrotechnical Commission (IEC), 1998. “Requirements and tests for Stockbridge type aeolian vibration dampers”, IEC-61897.

Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE), 1993. “Guide on the measurement of the performance of aeolian vibration dampers for single conductors”, IEEE-664. Estados Unidos.

Montefiore Institute. Definition of galloping.

http://www.montefiore.ulg.ac.be/services/tde/new/recherche/recherche1/Basics/main_bas.htm. Acessado em 29-06-2006.

SNEGOVSKI, Dmitri; 2004. “ Health Monitoring of Overhead Power Transmission Line: User Needs”. Vth SAMCO Workshop, Viena 26-27 janeiro de 2004.

Electrical Power Research Institute (EPRI), 1979. Transmission Lines Reference Book: Wind Induced Conductor Motion. Estados Unidos.

FOX, Robert W.; McDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J., 2006. “Introdução à Mecânica dos Fluidos”. LTC. São Paulo.

Onera, Allée tourbillonnaire derrière un cylindre circulaire, <http://www.onera.fr/photos/tunnel/von-karman.php>. Acessado em 29-06-2006.

Federal Highway Administration (FHWA), 2006. Guidelines for the Installation, Inspection, Maintenance and Repair of Structural Supports for Highway Signs, Luminaries, and Traffic Signals Con't.

Tyco Electronics, 2006. Spacers, Spacers Dampers and Dampers. http://energy.tycoelectronics.com/rrg/dulm_rrg/122.pdf . Acessado em 07-07-2006.

Electric Power Research Institute – EPRI (1979). Transmission Line Reference Book: Wind Induced Conductor Motion. Palo Alto, EUA, 1979.

Capítulo 2

Formulação do Elemento Finito para o Cabo de Ligação e para as Massas Suspensas do Stockbridge

2.1. Introdução

Neste capítulo são mostradas as hipóteses utilizadas para a modelagem do cabo do stockbridge e das duas massas suspensas. É empregado o Princípio de Hamilton para obter o equilíbrio dinâmico para cada elemento finito do stockbridge, assim como para as massas suspensas para situações genéricas.

Como o objetivo deste trabalho é o ajuste dos parâmetros do modelo numérico utilizado na modelagem do stockbridge, as equações do equilíbrio dinâmico são particularizadas para representar de maneira adequada a fixação do stockbridge ao shaker de excitação utilizado nos experimentos em laboratório.

Toda a dedução matemática, as hipóteses cinemáticas, as hipóteses simplificadoras e as condições de contorno são mostradas com detalhes na seqüência deste capítulo.

2.2.Elemento Finito para o Cabo de Ligação

2.2.1-Posição

Após a deformação elástica do cabo de ligação do stockbridge o vetor posição, \mathbf{r} , de um ponto distante x da origem do sistema local de coordenadas (O''), pode ser obtido com a seguinte soma:

$$\mathbf{r} = \mathbf{R} + \mathbf{p} \quad (2.1)$$

onde \mathbf{R} é o vetor $\overline{O''-O}$ e \mathbf{p} é a posição do ponto com relação à origem do sistema local de coordenadas.

O vetor \mathbf{R} pode ser calculado superpondo os deslocamentos de translação e rotação. Assim, usando a notação da Fig. 2.1, a sua expressão pode ser escrita em função do sistema de coordenadas fixo e corresponde a:

$$\mathbf{R} = -b \sin \phi \mathbf{e}_x + b \cos \phi \mathbf{e}_y + y_0 \mathbf{e}_y \quad (2.2)$$

onde y_0 é o movimento de translação linear de O para O' e ϕ é o deslocamento angular. Estas duas componentes representam deslocamentos de corpo rígido, isto é, não provocam deformações no cabo de ligação do stockbridge.

O vetor \mathbf{p} representa a posição deformada elasticamente de um ponto do elemento de cabo com relação ao sistema móvel de coordenadas. A maneira mais fácil de escrever a expressão matemática para este vetor é utilizando o sistema móvel de coordenadas e tem-se:

$$\mathbf{p} = (x+u)\mathbf{e}_x + v\mathbf{e}_y \quad (2.3)$$

onde $u=u(x,t)$ e $v=v(x,t)$ representam os deslocamentos axial e transversal medidos no sistema móvel de coordenadas, veja Fig. 23.

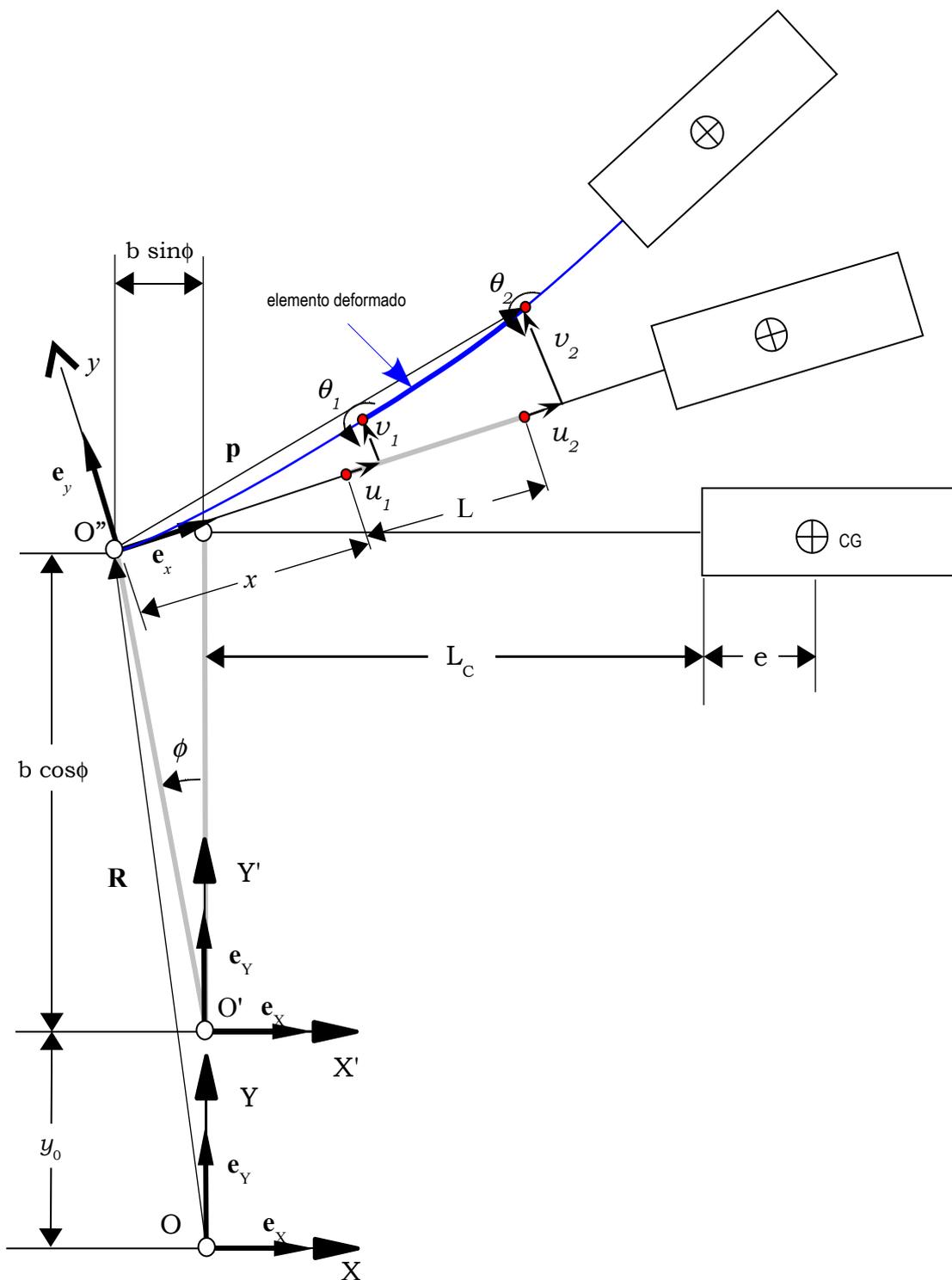


Figura 23 – Deslocamentos Cinematicamente Admissíveis para o Cabo do Stockbridge.

2.2.2-Velocidade

Antes de obter a expressão da velocidade do ponto em análise é conveniente relembrar a regra utilizada para o cálculo de derivadas com relação ao tempo de grandezas escritas em função do sistema local de coordenadas. A utilização desta regra é para o vetor \mathbf{p} cujas coordenadas estão escritas no sistema local de coordenadas (e_x, e_y) .

As direções e_x e e_y estão relacionadas com e_X e e_Y , Fig. 24, através das seguintes regras de transformação:

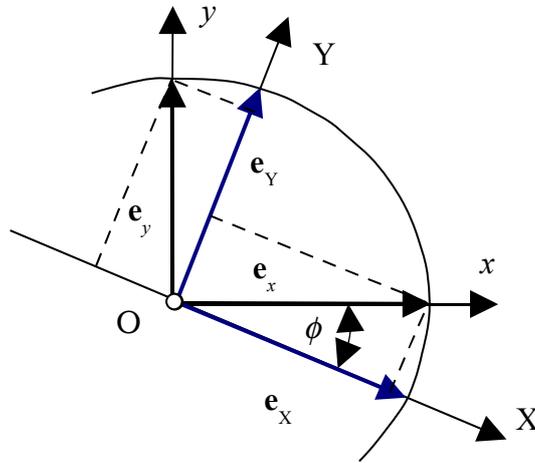


Figura 24 – Transformação de Coordenadas.

$$\begin{Bmatrix} e_x \\ e_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \text{sen } \phi \\ -\text{sen } \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_X \\ e_Y \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

e

$$\begin{Bmatrix} e_X \\ e_Y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \text{sen } \phi \\ -\text{sen } \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_x \\ e_y \end{Bmatrix} \quad (2.5)$$

Derivando a expressão (2.4) com relação ao tempo resulta:

$$\begin{pmatrix} \frac{d e_x}{dt} \\ \frac{d e_y}{dt} \end{pmatrix} = \dot{\phi} \begin{bmatrix} -\text{sen } \phi & \cos \phi \\ -\cos \phi & -\text{sen } \phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_X \\ e_Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{\phi} e_y \\ \dot{\phi} e_x \end{Bmatrix} \quad (2.6)$$

Denominando por $\boldsymbol{\Omega}$ a velocidade angular do sistema local de coordenadas ($\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y$), $\boldsymbol{\Omega} = \dot{\phi} \mathbf{e}_z$, e levando em consideração que:

$$\boldsymbol{\Omega} \times (\mathbf{e}_x + \mathbf{e}_y) = \begin{vmatrix} \mathbf{e}_x & \mathbf{e}_y & \mathbf{e}_z \\ 0 & 0 & \dot{\phi} \\ 1 & 1 & 0 \end{vmatrix} = -\dot{\phi} \mathbf{e}_x + \dot{\phi} \mathbf{e}_y \quad (2.7)$$

então, a velocidade do ponto em análise pode ser expressa na seguinte forma:

$$\mathbf{v} = \dot{\mathbf{R}} + \dot{\mathbf{p}} = \dot{\mathbf{R}} + \dot{\mathbf{p}}_{xy} + \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{p}_{xy} \quad (2.8)$$

A primeira parcela, $\dot{\mathbf{R}}$, representa a velocidade da origem do sistema local de referência vista por um observador localizado no sistema fixo de referência. A parcela $\dot{\mathbf{p}}_{xy}$ representa a velocidade do ponto em análise vista por um observador posicionado na origem do sistema local de coordenadas e que também se movimenta (translação e rotação) junto com este sistema. Finalmente, a última parcela, $\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{p}_{xy}$, surge devido ao movimento angular do sistema local de coordenadas.

Matematicamente tem-se:

$$\frac{d\mathbf{p}}{dt} = \frac{d}{dt}[(x+u)\mathbf{e}_x] + \frac{d}{dt}[v\mathbf{e}_y] = \dot{u}\mathbf{e}_x + \dot{v}\mathbf{e}_y + (x+u)\dot{\mathbf{e}}_x + v\dot{\mathbf{e}}_y, \quad (2.9)$$

ou

$$\frac{d\mathbf{p}}{dt} = \dot{u}\mathbf{e}_x + \dot{v}\mathbf{e}_y + \dot{\phi}(x+u)\mathbf{e}_y - \dot{v}\mathbf{e}_x \quad (2.10)$$

e como

$$\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{p} = \begin{vmatrix} \mathbf{e}_x & \mathbf{e}_y & \mathbf{e}_z \\ 0 & 0 & \dot{\phi} \\ (x+u) & v & 0 \end{vmatrix} = -\dot{\phi}v\mathbf{e}_x + (x+u)\dot{\phi}\mathbf{e}_y \quad (2.11)$$

a expressão da velocidade, Eq. (2.8), fica demonstrada.

Derivando a equação (2.2), obtém-se a derivada no tempo de \mathbf{R} , é igual a:

$$\dot{\mathbf{R}} = -b \dot{\phi} \cos \phi \mathbf{e}_X - b \dot{\phi} \sin \phi \mathbf{e}_Y + \dot{y}_0 \mathbf{e}_Y \quad (2.12)$$

As direções \mathbf{e}_X e \mathbf{e}_Y podem ser expressas em função de \mathbf{e}_x e \mathbf{e}_y utilizando a seguinte regra de transformação mostrada na Eq. (2.5) e as coordenadas de $\dot{\mathbf{R}}$ podem ser reescritas no sistema local de coordenadas na seguinte forma:

$$\dot{\mathbf{R}} = [-b \dot{\phi} + \dot{y}_0 \sin \phi] \mathbf{e}_x + \dot{y}_0 \cos \phi \mathbf{e}_y \quad (2.13)$$

Utilizando a expressão para $\dot{\mathbf{R}}$ escrita em função do sistema local de coordenadas, a expressão para a velocidade do ponto pode ser expressão somente em função das coordenadas locais empregando a Eq. (2.8), i.é,

$$\dot{\mathbf{r}} = [-b \dot{\phi} + \dot{y}_0 \sin \phi + \dot{u} - \dot{\phi} v] \mathbf{e}_x + [+ \dot{y}_0 \cos \phi + \dot{u} + \dot{\phi} x + \dot{\phi} u] \mathbf{e}_y \quad (2.14)$$

2.3. Energia Cinética, dT

A expressão para a energia cinética de um elemento de massa dm do elemento de cabo vale:

$$dT = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{r}} \cdot \dot{\mathbf{r}} dm = \frac{1}{2} \left\{ [-b \dot{\phi} + \dot{y}_0 \sin \phi + \dot{u} - \dot{\phi} v]^2 + [+ \dot{y}_0 \cos \phi + \dot{u} + \dot{\phi} x + \dot{\phi} u]^2 \right\} dm \quad (2.15)$$

2.3.1-Elementos Elásticos (cabo de ligação)

Para a determinação das propriedades dinâmicas do cabo de ligação do stockbridge, o amortecedor é fixado rigidamente na base que está

acoplada ao *shaker*, Fig. 2.3. Nestas condições, o deslocamento angular, ϕ ; a velocidade angular, $\dot{\phi}$; e a aceleração angular, $\ddot{\phi}$; são nulos e a expressão (2.15) que determina a energia cinética do elemento de massa dm do cabo de ligação pode ser simplificada para:

$$dT = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{r}} \cdot \dot{\mathbf{r}} dm = \frac{1}{2} \{ \dot{u}^2 + [\dot{y}_0 + \dot{v}]^2 \} dm \quad (2.16)$$

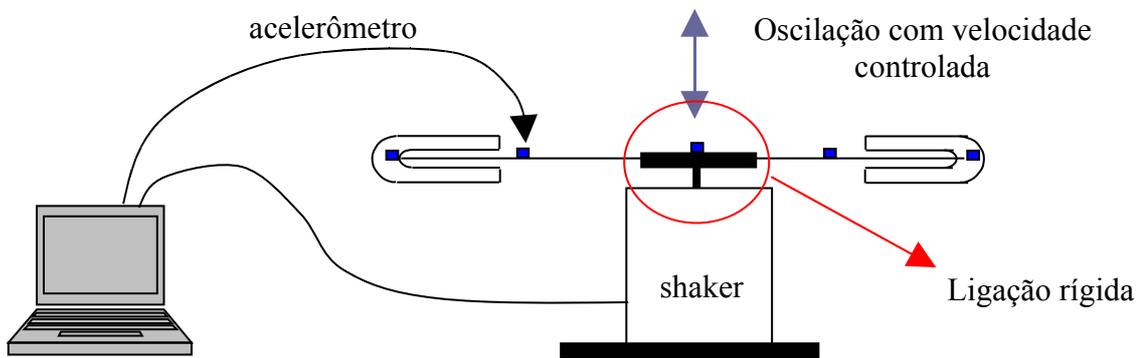


Figura 25 – Experimento para Ensaio do Stockbridge.

Note que nestas condições $\mathbf{e}_x = \mathbf{e}_X$ e $\mathbf{e}_y = \mathbf{e}_Y$. Assim, os deslocamentos u e v já são as componentes de deslocamento medidas no sistema global de referência (sistema fixo) e a expressão para a energia cinética do elemento é:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \{ \dot{u}^2 + [\dot{y}_0 + \dot{v}]^2 \} \rho A dx \quad (2.17)$$

O objetivo de calcular a energia cinética do elemento é empregar o Princípio de Hamilton para obter o sistema de equações diferenciais para o elemento finito do cabo de ligação do stockbridge. Como é usual, o Princípio de Hamilton pode ser escrito na seguinte forma:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - U) dt = 0 \quad (2.18)$$

onde T é a energia cinética e U a energia de deformação do elemento.

Assim, a primeira variação da energia cinética com relação a v pode ser escrita na forma:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} T dt = \int_{t_1}^{t_2} \int_0^L [\dot{y}_0 + \dot{v}] [\delta \dot{y}_0 + \delta \dot{v}] \rho A dx dt \quad (2.19)$$

e integrando por partes, no tempo resulta:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} T dt = \rho A \int_{t_1}^{t_2} \int_0^L -[\dot{y}_0 + \dot{v}] \delta [y_0 + v] dx dt + \int_0^L \rho A [-y_0 + v] \delta [y_0 + v] \Big|_{t_1}^{t_2} dx \quad (2.20)$$

2.3.2-Aproximações de Elementos Finitos

O deslocamento transversal, v , pode ser interpolado utilizando as mesmas funções de interpolação utilizadas para o elemento de viga bastante conhecido na literatura. Assim, a soma $y_0 + v$ pode ser convenientemente escrita na seguinte forma:

$$v + y_0 \simeq \begin{bmatrix} H_1 & H_2 & H_3 & H_4 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \\ y_0 \end{pmatrix} = [\mathbf{H}|\mathbf{1}][\mathbf{q}] \quad (2.21)$$

onde \mathbf{q} é composto por deslocamentos nodais de $v(x)$, das rotações nodais ao redor do eixo z local e do deslocamento da base y_0 . H_1, H_2, H_3 e H_4 denominam os conhecidos polinômios de Hermite utilizados nas formulações de elementos finitos unidimensionais com continuidade C^1 . Localmente, $0 \leq x/L \leq 1$, a expressão destes polinômios pode ser escrita como sendo:

$$H_1(x) = 1 - 3(x/L)^2 + 2(x/L)^3 \quad (2.22)$$

$$H_2(x) = x - 2L(x/L)^2 + L(x/L)^3 \quad (2.23)$$

$$H_3(x) = 3(x/L)^2 - 2(x/L)^3 \quad (2.24)$$

$$H_4(x) = -L(x/L)^2 + L(x/L)^3$$

(2.25)

onde x tem a origem no nó 1 local e L denomina o comprimento do elemento.

2.4. Matriz Massa do Elemento de Cabo de Ligação

Utilizando esta aproximação, Eq.(2.21), a primeira variação da energia cinética do elemento com relação a v dada na Eq.(2.20) pode ser expressa em função do vetor $\{q\}$, i.é,

$$\delta T = \int_{t_1}^{t_2} \int_0^L -\{\delta q\}^t [H | 1]^t [H | 1] \{\dot{q}\} \rho A dx dt + \mathbf{tc} = \int_{t_1}^{t_2} -\{\delta q\}^t [M^e] \{\dot{q}\} dt + \mathbf{tc} \quad (2.26)$$

onde \mathbf{tc} indica termos no contorno claramente identificados na Eq.(2.20) e $[M^e]$ é a matriz massa do elemento.

Substituindo as Eqs. (2.22) a (2.25) na Eq. (2.27) pode-se calcular explicitamente o valor produto $[M^e] \{\ddot{q}\}$ cuja expressão final é:

$$[M^e] \{\ddot{q}\} = \frac{\rho A L}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22L & 54 & -13L & 0 \\ & 4L^2 & 13L & -3L^2 & 0 \\ & & 156 & -22L & 0 \\ & & & 4L^2 & 0 \\ \text{sim.} & & & & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{y}_0 \end{Bmatrix} + \frac{\rho A L}{12} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 6 \\ & 0 & 0 & 0 & L \\ & & 0 & 0 & 6 \\ & & & 0 & -L \\ \text{sim.} & & & & 12 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{y}_0 \end{Bmatrix} \quad (2.27)$$

A primeira parcela desta soma corresponde a formulação para a viga de Euler-Lagrange (Bathe (1996)), enquanto que a segunda corresponde às massas adicionais.

2.5. Matriz Rigidez do Elemento de Cabo de Ligação

O cabo de ligação do stockbridge será modelado utilizando analogia com uma viga em flexão e a sua matriz de rigidez é a mesma utilizada para os elementos de viga bidimensional. A expressão matricial para esta matriz é bastante conhecida (Bathe (1996)) e vale:

$$[\mathbf{K}^e][\mathbf{q}] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L & 0 \\ & 4L^2 & -6L & 2L^2 & 0 \\ & & 12 & -6L & 0 \\ & & & 4L^2 & 0 \\ \text{sim.} & & & & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ \theta_1 \\ u_2 \\ \theta_2 \\ y_0 \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

onde L é o comprimento do elemento, E é o módulo de Young equivalente e I o momento polar de inércia do cabo. Conforme a Eq (2.28) mostra, o termo em y_0 é nulo, a matriz \mathbf{K}^e pode ter o grau reduzido.

Para modelar o cabo incluindo o efeito do amortecimento devido à histerese a rigidez de flexão, EI , é expressa na forma:

$$EI = EI_o(1 + \beta i) \quad (2.29)$$

onde β é uma constante de proporcionalidade para este tipo de amortecimento e $i = (-1)^{1/2}$ (Rao (1995)).

2.6. As Massas Suspensas do Stockbridge

As massas suspensas do amortecedor (stockbridge) são modeladas com a hipótese de *movimento plano de corpo rígido* e os deslocamentos cinematicamente admissíveis estão mostrados na Fig. 26.

Utilizando a hipótese de corpo rígido e a convenção de sinais definida na Fig.26, a energia cinética de uma massa do stockbridge pode ser escrita tomando como referência o ponto n (o nó da malha de elementos finitos que é acoplado ao cabo de ligação). Esta expressão vale (Hibeller (1998)):

$$T = \frac{1}{2} m \dot{\mathbf{r}}_n \cdot \dot{\mathbf{r}}_n + \dot{\mathbf{r}}_n \cdot \left[\boldsymbol{\omega} \times \int_m \mathbf{p}_n dm \right] + \frac{1}{2} \boldsymbol{\omega} \cdot \int_m \mathbf{p}_n \times [\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{p}_n] dm \quad (2.30)$$

onde $\dot{\mathbf{r}}_n$ é a velocidade do nó n , $\boldsymbol{\omega}$ é a velocidade angular do corpo rígido (massa do stockbridge) e \mathbf{p}_n é a posição da partícula de massa dm com relação ao nó n .

Como, por definição as componentes do centróide, $\bar{\mathbf{x}}$, são calculadas com as integrais,

$$m \bar{x} = \int_m x_n dm ; \quad m \bar{y} = \int_m y_n dm \quad \text{e} \quad m \bar{z} = \int_m z_n dm ,$$

então a expressão para a energia cinética do corpo rígido passa a ser escrita como sendo:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{\mathbf{r}}_n \cdot \dot{\mathbf{r}}_n + \dot{\mathbf{r}}_n \cdot [\boldsymbol{\omega} \times m \bar{\mathbf{x}}] + \frac{1}{2} \boldsymbol{\omega} \cdot \int_m \mathbf{p}_n \times [\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{p}_n] dm \quad (2.31)$$

Com a hipótese de movimento plano, a rotação angular $\boldsymbol{\omega}$ pode ser escrita na forma:

$$\boldsymbol{\omega} = (\dot{\phi} + \dot{\theta}_n) \mathbf{k} , \quad (2.32)$$

a expressão para o cálculo da energia cinética também pode ser reescrita como sendo:

$$T = \frac{1}{2} m (\dot{r}_{nx}^2 + \dot{r}_{ny}^2) - \bar{y} m \omega \dot{r}_{nx} + \bar{x} m \omega \dot{r}_{ny} + \frac{1}{2} \omega^t \mathbf{I}_n \omega \quad (2.33)$$

onde \mathbf{I}_n é o tensor polar de inércia calculado no nó n .

De acordo com a convenção da Fig.26, a posição do nó n com relação ao sistema local (móvel) de coordenadas é dada por:

$$\mathbf{p}_n = (L_c + u_n) \mathbf{e}_x + v_n \mathbf{e}_y \quad (2.34)$$

e utilizando a regra de transformação da Eq.(2.5) então pode-se escrever também:

$$\begin{Bmatrix} p_X \\ p_Y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & -\text{sen } \phi \\ \text{sen } \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} L_c + u_n \\ v_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \cos \phi (L_c + u_n) - \text{sen } \phi v_n \\ \text{sen } \phi (L_c + u_n) + \cos \phi v_n \end{Bmatrix} \quad (2.35)$$

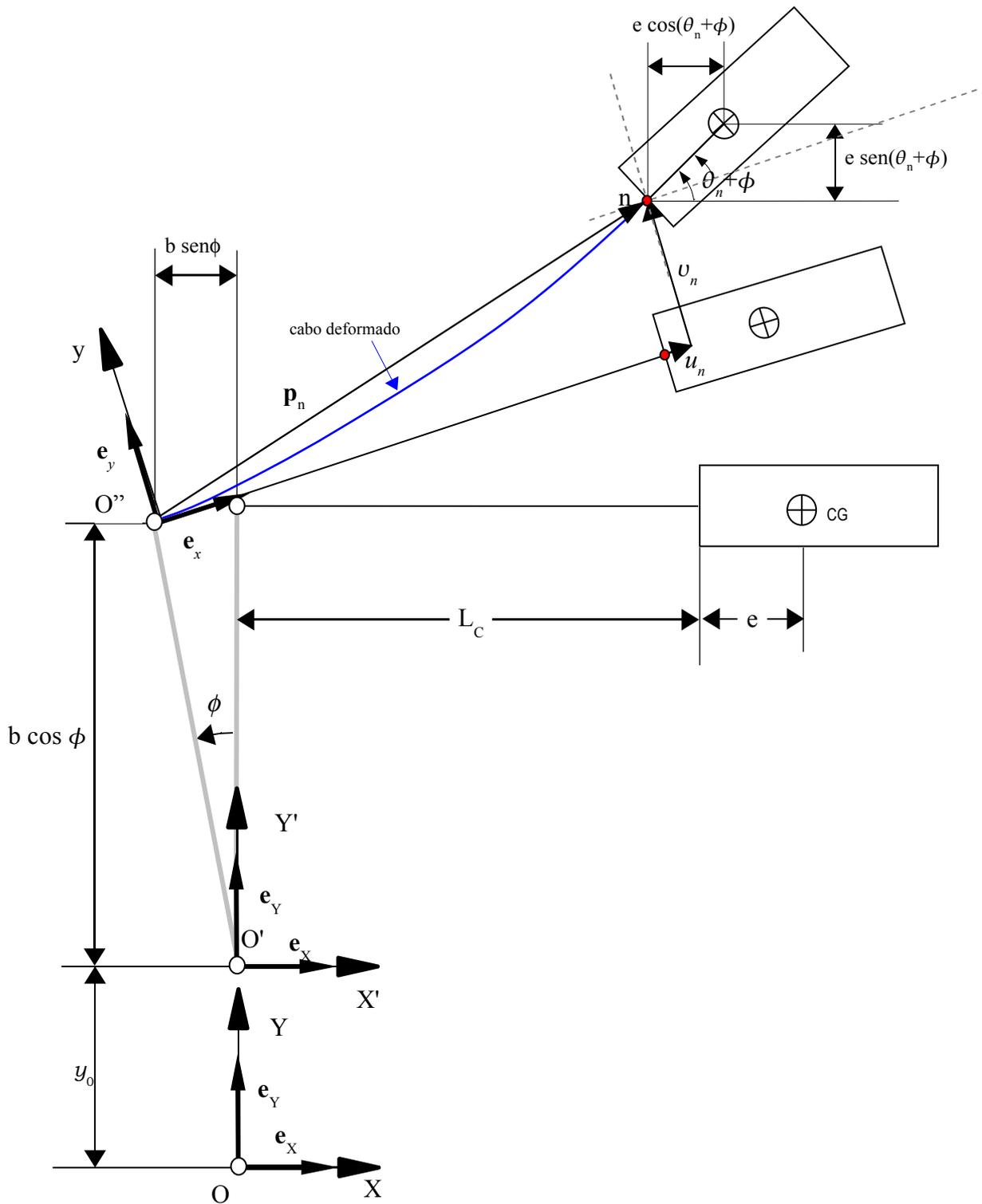


Figura 26 – Deslocamentos Cinematicamente Admissíveis para a Massa do Stockbridge.

Assim, a posição do nó n também pode ser escrita em função do sistema fixo de referência e igual a:

$$\begin{aligned} \mathbf{r} = & \left(-b \operatorname{sen} \phi + \cos \phi (L_c + u_n) - \operatorname{sen} \phi v_n \right) \mathbf{e}_X + \\ & \left(b \cos \phi + \operatorname{sen} \phi (L_c + u_n) + \cos \phi v_n \right) \mathbf{e}_Y + y_0 \mathbf{e}_Y \end{aligned} \quad (2.36)$$

A derivada desta posição no tempo vale:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{r}} = & \left(\cos \phi [-b \dot{\phi} + \dot{u}_n - \dot{\phi} v_n] + \operatorname{sen} \phi [-\dot{\phi} L_c - \dot{\phi} u_n - \dot{v}_n] \right) \mathbf{e}_X \\ & + \left(\operatorname{sen} \phi [-b \dot{\phi} + \dot{u}_n - \dot{\phi} v_n] + \cos \phi [\dot{\phi} L_c + \dot{\phi} u_n + v_n] + \dot{y}_0 \right) \mathbf{e}_Y \end{aligned} \quad (2.37)$$

e,

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{r}} \cdot \dot{\mathbf{r}} = & \left[-\dot{\phi} (b + v_n) + \dot{u}_n \right]^2 + \left[\dot{\phi} (L_c + u_n) + v_n \right]^2 + \\ & 2 y_0 \operatorname{sen} \phi \left[-\dot{\phi} (b + v_n) + \dot{u}_n \right] + 2 \dot{y}_0 \cos \phi \left[\dot{\phi} (L_c + u_n) + v_n \right] + \dot{y}_0^2 \end{aligned} \quad (2.38)$$

Considerando apenas pequenas oscilações angulares, $\operatorname{sen} \phi \cong \phi$ e $\cos \phi \cong 1$, então esta última expressão pode ser aproximada por:

$$\dot{\mathbf{r}} \cdot \dot{\mathbf{r}} \approx \dot{\phi}^2 b^2 - 2 \dot{\phi} b \dot{u}_n + \dot{u}_n^2 + \dot{\phi}^2 L_c^2 + 2 \dot{\phi} v_n + \dot{v}_n^2 + 2 \dot{y}_0 \dot{\phi} L_c + 2 \dot{y}_0 v_n + \dot{y}_0^2 \quad (2.39)$$

Ainda, considerando $\bar{y} = 0$ e a condição de pequenas oscilações, a energia cinética também pode ser simplificada e sua expressão simplificada é igual a:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} m \left[\dot{\phi}^2 (b^2 + L_c^2) - 2 \dot{\phi} b \dot{u}_n + \dot{u}_n^2 + 2 \dot{\phi} L_c v_n + \dot{v}_n^2 + 2 \dot{y}_0 v_n + \dot{y}_0^2 \right] \\ & + \bar{x} m (\dot{\theta}_n \dot{\phi} L_c + \dot{\theta}_n v_n + \dot{\theta}_n \dot{y}_0) + \bar{x} m (\dot{\phi}^2 L_c + \dot{\phi} v_n + \dot{\phi} \dot{y}_0) + \frac{1}{2} (\dot{\theta}_n^2 + 2 \dot{\theta}_n \dot{\phi} + \dot{\phi}^2) I_n \end{aligned} \quad (2.40)$$

Para a situação de ensaio com $\phi = \dot{\phi} = \ddot{\phi} = 0$, a expressão para a energia cinética do corpo rígido fica reduzida a:

$$T = \frac{1}{2} m \left[\dot{u}_n^2 + \dot{v}_n^2 + 2 \dot{y}_0 v_n + \dot{y}_0^2 \right] + \bar{x} m \left[\dot{\theta}_n v_n + \dot{\theta}_n \dot{y}_0 \right] + \frac{1}{2} I_n \dot{\theta}_n^2 \quad (2.41)$$

Novamente, para empregar o Princípio de Hamilton é necessário o cálculo da primeira variação da parcela da energia cinética da energia Lagrangeana. Este termo fica escrito como sendo:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} T dt = \frac{1}{2} \delta \int_{t_1}^{t_2} \left\{ m [\dot{u}_n^2 + \dot{v}_n^2 + 2 \dot{y}_0 \dot{v}_n + \dot{y}_0^2] + 2 \bar{x} m [\dot{\theta}_n \dot{v}_n + \dot{\theta}_n \dot{y}_0] + I_n \dot{\theta}_n^2 \right\} dt \quad (2.42)$$

ou ainda,

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} T dt = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \left\{ m [2 \dot{u}_n \delta \dot{u}_n + 2 \dot{v}_n \delta \dot{v}_n + 2 \delta \dot{y}_0 \dot{v}_n + 2 \dot{y}_0 \delta \dot{v}_n + 2 \dot{y}_0 \delta \dot{y}_0] + 2 \bar{x} m [\delta \dot{\theta}_n \dot{v}_n + \dot{\theta}_n \delta \dot{v}_n + \delta \dot{\theta}_n \dot{y}_0 + \dot{\theta}_n \delta \dot{y}_0] + 2 I_n \dot{\theta}_n \delta \dot{\theta}_n \right\} dt \quad (2.43)$$

Após a integração por partes (no tempo) resulta:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} T dt = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \left\{ m [\ddot{u}_n \delta u_n + \ddot{v}_n \delta v_n + \delta y_0 \ddot{v}_n + \dot{y}_0 \delta v_n + \ddot{y}_0 \delta y_0] + \bar{x} m [\delta \theta_n \ddot{v}_n + \ddot{\theta}_n \delta v_n + \delta \theta_n \ddot{y}_0 + \ddot{\theta}_n \delta y_0] + I_n \ddot{\theta}_n \delta \theta_n \right\} dt + tc \quad (2.44)$$

onde o termo “tc” denota termos no contorno (condições iniciais).

Esta expressão também pode ser escrita matricialmente como sendo:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} T dt = - \int_{t_1}^{t_2} \{ \mathbf{q}_n \}^t + \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & \bar{x} m & m \\ 0 & \bar{x} m & I_n & \bar{x} m \\ 0 & m & \bar{x} m & m \end{bmatrix} \{ \ddot{\mathbf{q}}_n \} dt + tc \quad (2.45)$$

onde $\{ \delta \mathbf{q}_n \}^t = \{ \ddot{u}_n, \ddot{v}_n, \ddot{\theta}_n, \ddot{y}_0 \}$.

Considerando apenas o movimento transversal, as forças de inércia podem ser expressas matricialmente na seguinte forma:

$$[\mathbf{M}^S] \{ \ddot{\mathbf{q}}_n \} = \begin{bmatrix} m & m \bar{x} & 0 \\ m \bar{x} & I_n & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{v}_n \\ \ddot{\theta}_n \\ \ddot{y}_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & m \\ 0 & 0 & m \bar{x} \\ m & m \bar{x} & m \bar{x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_n \\ \ddot{\theta}_n \\ \ddot{y}_0 \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

de onde se identifica com facilidade a matriz de massa do corpo rígido (massa do stockbridge).

Referências Bibliográficas

HIBBELER, R. C. (1998). Mecânica – Dinâmica. 8ª Edição. LTC Editora.

RAO, Singeresu S. (1995). Mechanical Vibrations – Third Edition. Addison Wesley Publishing Company.

BATHE, Klaus-Jürgen (1996). Finite Element Procedures. Prentice Hall, New Jersey.

Capítulo 3

Noções Básicas sobre a Otimização com uso do Método de Algoritmo Genético – GA.

3.1. Introdução

Os algoritmos de otimização que *não* envolvem o gradiente da função objetivo e/ou o seu Hessiano (∇^2) são chamados de *métodos diretos*. Estes métodos são conhecidos na literatura como *métodos de ordem zero* ou *métodos de minimização sem derivadas*. Os métodos diretos são ferramentas valiosas quando as informações sobre o gradiente da função objetivo não estiverem disponíveis ou quando as avaliações deste gradiente são muito dispendiosas e propensas a erros (diferenças finitas).

Entre os principais métodos de ordem zero disponíveis na literatura encontram-se os seguintes métodos: Coordenadas Cíclicas; Método de Hook and Jeeves, Método de Rosenbrock, Método Simplex de Nelder e Maede,

Método das direções conjugadas de Powell, o Método de Box Complex, SA (*Annealing Simulated*) e o Algoritmo Genético-GA. Na seqüência deste trabalho são mostradas as principais etapas para a implementação do método de Algoritmo Genético-GA. Os demais métodos podem ser encontrados sem muitas dificuldades na literatura especializada como em Bazaraa *et al.* (1993), Luenberger (1989), Fiacco-McCormick (1990), Sidall (1982), Goldberg (1989), Belegundu e Chandrupatla (1999) entre outros.

Neste capítulo são mostrados os princípios básicos do GA e detalhes sobre a sua implementação numérica. A função objetivo é tratada em separado para a aplicação deste trabalho: a otimização da posição do stockbridge e a identificação dos parâmetros dinâmicos do cabo de ligação do stockbrige.

3.2. Definição do Problema e Parâmetros

Iniciais

O GA tem sido utilizado em problemas de otimização para muitas aplicações na engenharia. Baseado no conceito da seleção e evolução natural de Darwin foi primeiramente proposto por John Holland da Universidade de Michigan na metade da década de 1960 (Belegundu & Chandrupatla (1999)). Os seus resultados foram publicados em 1975 e estendidos à otimização de funções por De Jong neste mesmo ano. Estes pesquisadores desenvolveram técnicas computacionais que simulam o processo de evolução na natureza aplicado à programação matemática.

O desempenho da otimização através do GA envolve a tarefa de *achar* populações com a melhor forma física (*best fitness*) que evoluam e sobrevivam por muitas gerações. Durante o processo de otimização, um conjunto de soluções é escolhido para que “evolua” em direção da solução ótima do problema. O GA é formulado para procurar ótimos (máximos ou mínimos) globais em espaços descontínuos e multimodais *sem a necessidade de iniciar o processo* com um bom ponto inicial (Goldberg (1989)) e (Belegundu e Chandrupatla (1999)).

Problemas de otimização com o GA podem ser postos na seguinte forma:

$$\begin{aligned} &\text{extremizar } f(x) \\ &\text{sujeito a } x_{Li} \leq x_i \leq x_{Ui} \quad i=1,2,\dots,n \end{aligned} \quad (3.1)$$

onde $f(\mathbf{x})$ é a função objetivo que depende de $\mathbf{x}=\{x_1,x_2,\dots,x_n\}^t$ que é o conjunto das variáveis de projeto e os pares (x_{Li},x_{Ui}) representam o limite inferior e superior para cada variável de projeto x_i .

3.3. Codificando e Decodificando as Variáveis de Projeto

Nos algoritmos genéticos, GAs, mais comuns o valor das variáveis de projeto são obtidos utilizando números binários com m bits que são denominados de *cromossomos*. Desta forma, o *intervalo viável* da variável x_i é dividido em N *intervalos*, $N=2^m-1$. Então, o valor de cada variável de projeto x_i pode ser obtido a partir de qualquer representação discreta, como por exemplo:

$$000000, 011001, 000010, 001100, \dots, 111111 \quad (3.2)$$

O conjunto de números binários 011001, do exemplo anterior, pode ser decodificado da seguinte forma:

$$0 \times 2^5 + 1 \times 2^4 + 1 \times 2^3 + 0 \times 2^2 + 0 \times 2^1 + 1 \times 2^0 = 25 \quad (3.3)$$

Assim, o valor da variável x_i associada com o número binário 011001 passa a ser dado por:

$$x_i = x_{Li} + 25 \cdot \Delta x_i \quad (3.4)$$

onde Δx_i é calculado em função do número de m de bits. Como no exemplo o número de bits é 6, o incremento Δx_i é definido como sendo:

$$\Delta x_i = (x_{U_i} - x_{L_i}) / 63 \quad (3.5)$$

e nota-se que 63 é igual a $2^6 - 1$ ($N = 2^m - 1$) e que este valor corresponde ao valor do binário 111111.

Este é o procedimento que define o processo de codificação e decodificação das variáveis de projeto em função dos números binários.

A programação inteira (números *inteiros*) também pode ser realizada sem nenhuma dificuldade. Para isto, basta tomar Δx_i *também inteiro*.

3.4. Criação da População Inicial

A primeira etapa para a implementação do GA é a *criação* de uma população inicial. Cada membro da população (indivíduo) é representado por uma *string* com tamanho $n \times m$ bits para n variáveis de projeto. O conjunto formado com o código binário de cada variável de projeto forma o código genético de cada indivíduo, como é ilustrado na Tab. 3.1. Uma população inicial com z indivíduos é criada aleatoriamente e, por exemplo, o indivíduo 1 tem sua string igual a:

$$\underbrace{101101}_{x_1} \underbrace{101001}_{x_2} \underbrace{001010}_{x_3} \dots \underbrace{101111}_{x_n} \quad (3.6)$$

Tabela 4 – População Inicial.

Indivíduo	x_1	x_2	x_3	...	x_n
1	101101	101001	001010	...	101111
2	101001	101101	001011	...	101011
3	101111	101110	101000	...	011111
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
z	101000	001111	000001	...	111001

O tamanho da população, z , deve ser experimentado na análise de convergência para cada problema diferente. Este tamanho normalmente está entre 5 e 100 (Belegundu & Chandrupatla (1999)) e esta população inicial pode ser criada utilizando o gerador de números randômicos do próprio compilador Fortran (ou qualquer outro) que gera números entre 0 e 1. Aos valores de números randômicos menores do que 0,5 atribui-se ao bit o valor 0 e para valores de números randômicos acima de 0,5 atribui-se ao bit o valor 1.

3.5. Avaliando a Função Objetivo

Nesta fase, avaliação da função objetivo, a primeira tarefa é decodificar o número binário que representa cada indivíduo da população usando as Eqs.(3.3) a (3.5). O stockbridge é colocado em cada posição \mathbf{x}_i ($i=1,2,\dots,z$) e os valores para a função objetivo $f_1, f_2, f_3, \dots, f_z$ são avaliados para cada \mathbf{x}_i . Os valores $f_1, f_2, f_3, \dots, f_z$ são denominados de '*fitness value*' na linguagem do GA e o valor médio \bar{f} é calculado e denominado de '*average fitness*'.

3.6. Criando Novos Indivíduos: Reprodução

Na fase de reprodução os membros mais fracos são trocados por membros mais fortes tendo como critério o valor obtido em cada avaliação, *fitness value*.

O primeiro passo é tornar todos os valores da função objetivo *positivos* com o escalonamento destes valores. O esquema de escalonamento implementado no aplicativo em Fortran utilizado neste trabalho é o que segue.

O maior valor da função, f_h , e o menor valor da função, f_L , são avaliados. Todos os valores das funções avaliadas são convertidos para positivo adicionando a quantidade $C = 0,1 \cdot f_h - 1,1 \cdot f_L$. Então, o novo valor para f_h passa a ser $1,1 \cdot (f_h - f_L)$ e o novo valor para f_L passa a ser $0,1 \cdot (f_h - f_L)$.

Após esta etapa, todos os valores de f são normalizados utilizando a seguinte equação:

$$f_i^* = \frac{f_i + C}{D} \quad (3.7)$$

onde $D = \max(1, f_h + C)$.

A próxima etapa é utilizar a regra da roleta para selecionar e copiar os indivíduos para a reprodução. A roleta é rodada z vezes (igual ao número de indivíduos da população) e para cada rodada um número randômico r , $0 < r < 1$, é gerado e será utilizado no processo de reprodução.

Seja j o índice tal que:

$$f_1^* + f_2^* + f_3^* + \dots + f_{j-1}^* \leq rS \leq f_1^* + f_2^* + f_3^* + \dots + f_{j-1}^* + f_j^* \quad (3.8)$$

onde S é a soma de todos os membros f_i^* da população,

$$S = \sum_{i=1}^z f_i^* \quad (3.9)$$

Se o índice j satisfaz a Eq. (3.8) então este indivíduo (também chamado de sobrevivente) é copiado para o *grupo de reprodução (mating pool)*. De acordo com Belegundo & Chandrupatla (1999), utilizando esta regra da roleta, a chance de um indivíduo ser selecionado é proporcional ao seu valor escalonado f_i^* .

3.7. Cruzamentos (Crossover)

Após a seleção dos pais que servem como reprodutores para a nova geração; estas matrizes (pais) são embaralhadas (distribuídos aleatoriamente) e escolhe-se dois indivíduos e o de melhor performance (maior *fitness value*) dará origem a uma *criança*. O processo de geração da

criança é descrito na Fig. 27 e, simplesmente, são trocados aleatoriamente os bits (cromossomos) entre os pais para gerar o filho. É escolhido aleatoriamente o número k de cromossomos que serão trocados entre os pais ($1 < k < n \cdot m - 1$). As primeiras posições dos cromossomos dos pais são trocados e geram 2 filhos (crianças). Na Fig. 27 é mostrado um exemplo para $k=8$.

pai 1	101101101001001010
pai 2	110100010110111000
criança 1	110100011001001010
criança 2	101101100110111000

Figura 27 – Processo de Geração das Crianças (Crossover).

Como este é um processo randômico, a permutação de k cromossomos é realizada com probabilidade C_p . Escolhe-se um número randômico, r , entre 0 e 1 e se $r < C_p$ a permutação é realizada. O valor mais comum para C_p é 1, isto é, sempre existe a permutação dos cromossomos.

O processo é repetido z vezes e, conseqüentemente, são geradas $2 \cdot z$ crianças. Este processo faz com que porções dos cromossomos (seqüência de bits) formem a próxima geração do projeto combinando características de forma que a tendência é gerar indivíduos sempre melhores (na média). Nem sempre isto é verdade devido ao caráter aleatório do processo.

3.8. Mutação

Nota-se que durante os processos anteriores para gerar as gerações sempre existe a possibilidade de gerar indivíduos cujo valor da função objetivo, fitness value, seja o mesmo. Nestes casos realiza-se o processo de mutação com o objetivo de alterar o fitness value destes indivíduos.

Este processo consiste em reavaliar cada bit dos membros da população randomicamente. Normalmente a probabilidade de que exista a permutação de um bit, b_p , é tomada entre 0,005 (0,5%) e 0,1 (10%). Para cada bit gera-se um número randômico r entre 0 e 1. Se $r < b_p$ o bit é trocado (se for 0 troca-se para 1 e vice-versa).

3.9. Verificação

A última etapa é verificar se o código genético do indivíduo de melhor forma física, maior *fitness value*, foi replicado em alguma criança criada. Caso isto não ocorra, uma criança é retirada aleatoriamente e o indivíduo de melhor forma física é adicionado. Esta operação é chamada de reprodução elitista (*elitist reproduction*).

Para completar esta geração os valores de f_{\max} e x_{\max} são armazenados. Se o número de gerações pré-estabelecido no projeto foi alcançado a evolução estará completa, caso contrário será iniciada uma nova etapa de decodificação.

A idéia básica deste processo é transformar uma população inicial escolhida aleatoriamente em uma população perfeitamente adaptada para sobreviver no seu meio ambiente em condições ótimas.

3.10. Otimização com Restrições

Tipicamente, um problema de otimização envolvendo restrições (lineares ou não lineares) pode ser escrito como um problema de programação não linear (NLP) na seguinte forma:

Eq. (3.1)

$$\begin{aligned} \text{Sujeito a } & g_j(\mathbf{x}) \geq 0; j = 1, 2, \dots, j_{\max}; & (3.10) \\ & h_k(\mathbf{x}) = 0; k = 1, 2, \dots, k_{\max}; \\ & x_L(i) \leq x(i) \leq x_U(i); i=1,2,\dots,n. \end{aligned}$$

Nesta expressão existem as restrições de desigualdade (g_j) e as restrições de igualdade (h_k) e n variáveis de projeto.

Este problema de otimização *com restrições* pode ser transformado em um problema de otimização *sem restrições* utilizando fatores (ou funções) de penalidades, α_j e β_k , de tal forma que o problema sem restrições pode ser posto na seguinte forma:

$$\text{Extremize } P(\mathbf{x}, \alpha, \beta) = f(\mathbf{x}) + \sum_{j=1}^{j_{\max}} \alpha_j [g_j(x)]^2 + \sum_{k=1}^{k_{\max}} \beta_k [h_k(x)]^2 \quad (3.11)$$

O sucesso deste procedimento depende da escolha apropriada dos parâmetros α_j e β_k . Uma regra prática utilizada para escolher o valor destes parâmetros de penalidade é que todos devem ter valores aproximadamente iguais e compatíveis com a ordem de grandeza da função objetivo. Este é um raciocínio intuitivo porque se um fator de penalidade correspondente a uma restrição particular é muito maior do que os outros fatores de penalidade, a solução ótima será obtida no sentido de enfatizar esta restrição com fator de penalidade grande. Na prática é recomendável resolver o problema mais de uma vez com parâmetros de penalidade diferentes.

Assim, o algoritmo genético pode ser descrito pelo fluxograma abaixo.

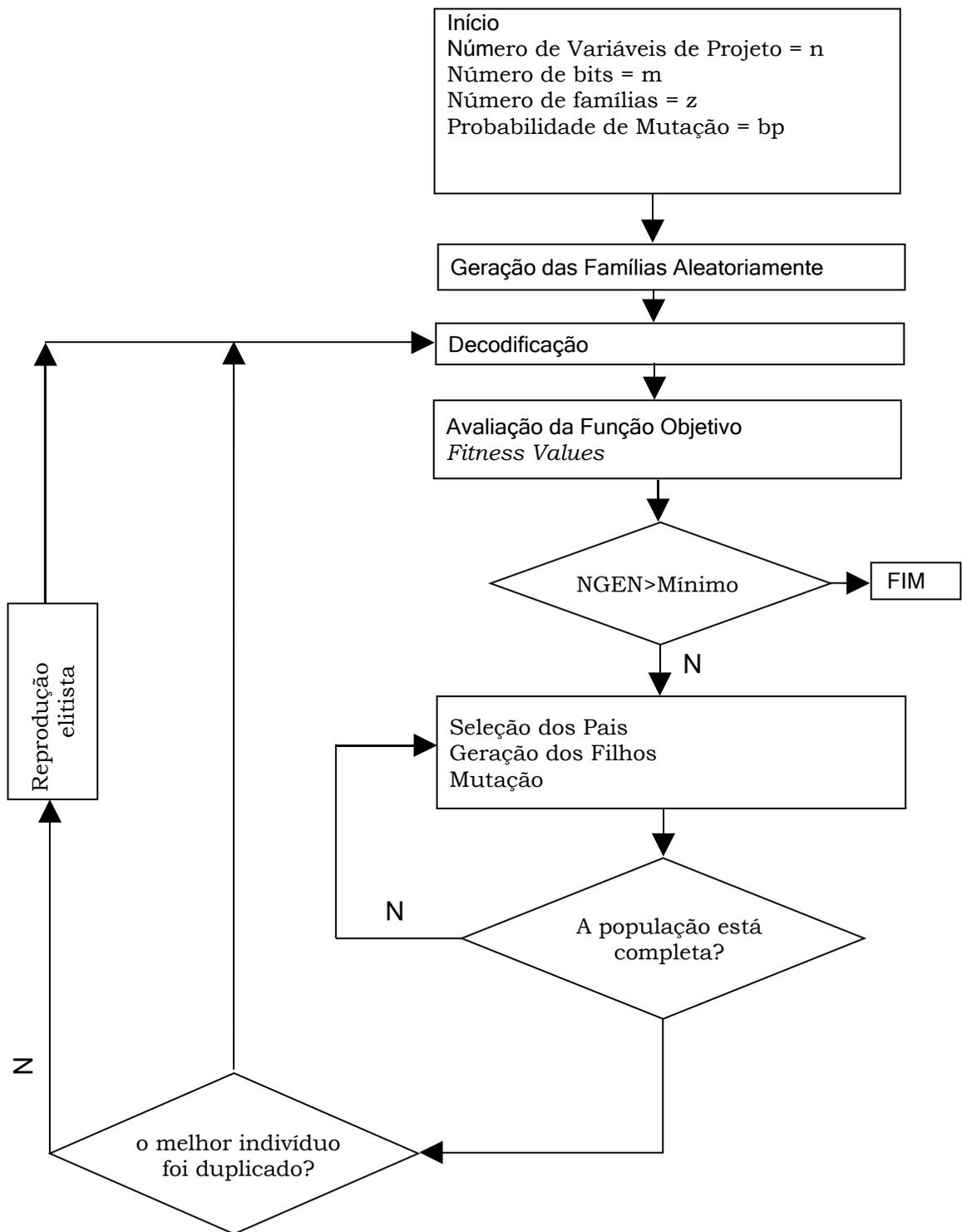


Figura 28 - Fluxograma do GA.

3.11. Conclusões

O GA é um método robusto para achar problemas de máximos e/ou mínimos. O grande inconveniente deste método é o excessivo tempo de processamento e a grande vantagem é o fato de ser um método de ordem zero, isto é, não necessita do cálculo dos gradientes da função objetivo.

Sua implementação é extremamente simples tanto para a programação real como programação inteira. O manuseio de restrições é dependente dos parâmetros de penalidade e a qualidade das soluções depende do número de bits, do número de gerações, das probabilidades de cruzamento e permutação.

Como não existem cálculos do gradiente da função, não existe como afirmar que a solução obtida é realmente ótima (o ponto de ótimo é caracterizado pelo gradiente nulo). Com isto, é aconselhável o uso do GA junto com outros métodos tradicionais de otimização.

Referências Bibliográficas

BAZARAA, M. S., Sherali, H. D. and Shetty, C. M., “Nonlinear Programming”, 2.ed., New York, John Wiley, (1993).

BELEGANDU, A. D. and Chandrupatla, T. R., “Optimization Concepts and Applications in Engineering”, Prentice Hall, New Jersey, (1999).

FIACCO, A. V. and McCormick, G. P. “Nonlinear Programming”. Philadelphia, SIAM, 1990.

FRITZSCHE, H., “Programação não linear”, São Paulo, Ed. Blücher, (1978).

GOLDBERG, D. E., “Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning”, Addison-Willey, New York, 1989.

- HOLLAND J., "Adaptation in Natural and Artificial Systems", University of Michigan Press, Ann Arbor, MI, 1975.
- LUENBERGER, D. G., "Linear and Nonlinear Programming", 2. ed. Reading: Addison-Wesley, (1989).
- MUNJAL, M. L., "Acoustics of ducts and mufflers", Ed. John Wiley, 1°. ed. New York, USA, 328 p., (1987).
- RAO, S. S. "Engineering Optimization", 3. ed. New York: Wiley, (1996).
- SELAMET, A. and Ji, Z. L., "Acoustic attenuation performance of circular expansion chambers with offset inlet/outlet: I. Analytical approach", Journal of Sound and Vibration, vol. 213, n.° 4, pp. 601-617, (1998).
- SIDALL, J. N., "Optimal engineering design – Principles and Applications", New York, Ed. Dekker, (1982).

Capítulo 4

A posição do Stockbridge na Linha

4.1. Introdução

O posicionamento do amortecedor *stockbridge* na linha de transmissão é muito importante, pois o amortecedor poderá dissipar mais ou menos energia da linha de transmissão dependendo de onde estiver instalado.

Conforme descrito por Almeida *et al.* (1992), teoricamente, o ponto ideal de colocação do amortecedor *stockbridge* deveria ser o ponto de maior amplitude do ventre mais próximo à ancoragem, ou seja, o antinó, sendo o valor de $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda. Este valor é conhecido também como “critério russo” ou “prática russa” (EPRI, 1979). Mas na prática, segundo alguns autores, como Almeida e Oliveira *et al.* (1997) este valor teórico não é o valor ótimo, pois pela própria presença do amortecedor preso ao condutor, a onda é distorcida, Almeida (1992).

Estes aspectos foram detalhados e estudados experimentalmente com o objetivo de determinar a posição ótima do stockbridge na linha.

4.2. Análise Analítica da Posição Ótima do Stockbridge

De acordo com Almeida *et. al.* (1992) a situação teoricamente mais favorável para fixar o amortecedor é no ponto do cabo que possui maior amplitude de deslocamento e o mais próximo do grampo de suspensão. Utilizando esta hipótese e admitindo oscilações senoidais, o stockbridge deve ser colocado à distância $\lambda/4$ da ancoragem, Fig. 29a.

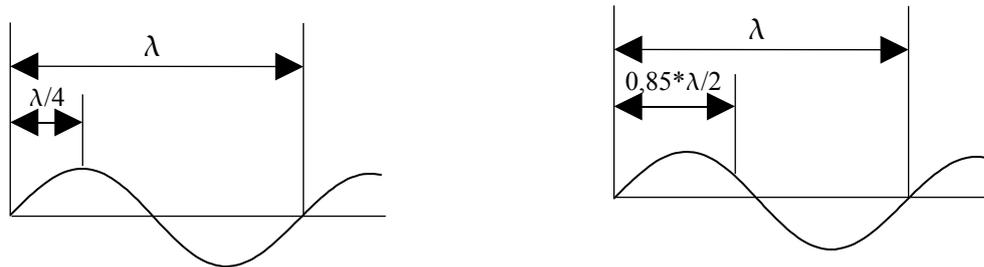
Entretanto, as frequências naturais do conjunto amortecedor e cabo são diferentes das frequências naturais do cabo isolado. Com base nesta observação a CIGRÉ recomenda a seguinte distância x_{stk} , Fig. 29b, para a fixação do stockbridge:

$$x_{stk} = 0,85 \times \frac{\lambda}{2} \quad (4.1)$$

onde o comprimento de onda é dado por

$$\lambda = \frac{1}{f_n} \sqrt{\frac{F_T}{m}} \quad (4.2)$$

sendo f_n uma frequência natural do cabo [Hz], F_T a tração no cabo [N] e m é a massa do cabo por unidade de comprimento [kg/m].



(a) teórica.

(b) recomendado pela CIGRÉ.

Figura 29 – Posição Ótima para a Fixação do Stockbridge na Linha.

A ressonância no condutor ocorrerá quando a frequência de excitação do vento (a frequência de Strouhal) se igualar com uma das frequências naturais do condutor, ou seja:

$$f_n = f_s \quad (4.3)$$

Utilizando o valor da frequência de Strouhal dada pela Eq.(1.2) e substituindo este valor na Eq.(4.2) resulta a seguinte expressão:

$$\lambda = \frac{d_c}{0,185 \cdot V} \times \sqrt{\frac{F_T}{m}} \quad (4.4)$$

Substituindo esta expressão na Eq. (4.1) determina-se o valor da posição ótima de fixação do stockbridge no cabo de acordo com a CIGRÉ:

$$x_{stk} = 2,237 \frac{d_c}{V} \times \sqrt{\frac{F_T}{m}} \quad (4.5)$$

onde x_{stk} é a posição de colocação do *stockbridge* [m], d é o diâmetro do condutor [m] e V é a velocidade do vento [m/s].

4.3. Detalhamento do Experimento

Utilizando um modelo com dois graus de liberdade com amortecimento para modelar o cabo com o stockbridge Almeida *et. al.* (1992) concluem que para minimizar o deslocamento de vibração do cabo próximo ao grampo de suspensão é necessário que a frequência de Strouhal seja igual (ou próxima) da frequência natural do stockbridge, f_n . A faixa de frequência com maior eficiência indicada por estes autores é:

$$0,7 f_n \leq f \leq 1,3 f_n \quad (4.6)$$

A Figura 30 ilustra o experimento montado em laboratório para determinar a posição ótima do stockbridge na linha de transmissão. Neste experimento foi utilizado o cabo condutor do tipo CAA (ou ACSR) 397,5 MCM, codinome Íbis, com as características mostradas na Tabela 5.

Tabela 5 – Características do Cabo ensaiado (Companhia Brasileira de Alumínio, 2002):

Tipo	Íbis
Número de Fios	26 fios de alumínio EC 1350 e 07 fios de aço
Carga de Ruptura	71,17 kN.
Diâmetro Nominal	19,88 mm
Massa/Comprimento	0,81328 kg/m
Carga de Ensaio	14,23 kN*
*20% da carga de Ruptura. Valor padrão utilizado por várias concessionárias do Brasil nas linhas de transmissão.	

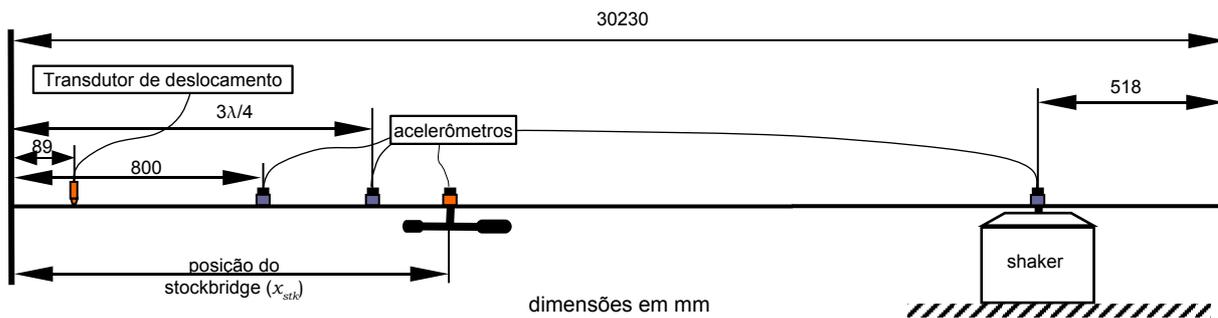


Figura 30 – Esquema da Montagem para a Determinação da Posição Ótima do Stockbridge.



Figura 31 – Montagem do Stockbridge no vão experimental

Neste experimento foram utilizados os seguintes dispositivos e equipamentos:

- 2 Acelerômetros capacitivos KMT de de 50 **g**
- 2 Acelerômetros de carga Brüel & Kjær modelo 4393 ligados a amplificadores Brüel & Kjær com capacidade de integrar o sinal em velocidade/deslocamento.
- 2 Acelerômetros piezoelétricos ICP PCB Piezotronics, com capacidade de medição de 50 **g**
- Analisador de sinais FFT Hewlett Packard 3566A
- Computador
- *Shaker* eletromagnético Gearing & Watson modelo V350
- Para medir a tração no cabo foi utilizada uma célula de carga HBM C3H2, com capacidade de medição máxima de 50 kN.

Os acelerômetros e a célula de carga foram dispostos no experimento da seguinte forma:

1. Célula de carga: No sistema de tração do condutor.
2. Os acelerômetros capacitivos foram colocados a 850 mm e a 1350 mm da ancoragem fixa, para medir a aceleração nestes pontos
3. Um acelerômetro de carga foi colocado no *shaker* para monitorar a velocidade de excitação do cabo.
4. Um outro acelerômetro de carga foi colocado a 89 mm da ancoragem, para monitorar o deslocamento deste ponto.

O *stockbridge* utilizado neste experimento foi um do tipo assimétrico (duas massas e dois comprimentos entre a garra e a massa diferentes), para cabos com diâmetros de 11 a 23 mm. Este amortecedor apresentou as ressonâncias de 10 e 36 Hz para o lado maior e 15 e 50 Hz para o lado menor.

Foram escolhidas para a medição as freqüências de 19 Hz e 30,6 Hz. Conforme mostrado na figura Fig. 32 estas são freqüências naturais da configuração de ensaio, além de que, estas freqüências estão dentro das faixas indicadas na Eq. (4.6) e estão próximas de duas freqüências naturais do stockbridge selecionado: o primeiro modo do lado menor e o segundo modo do lado menor.

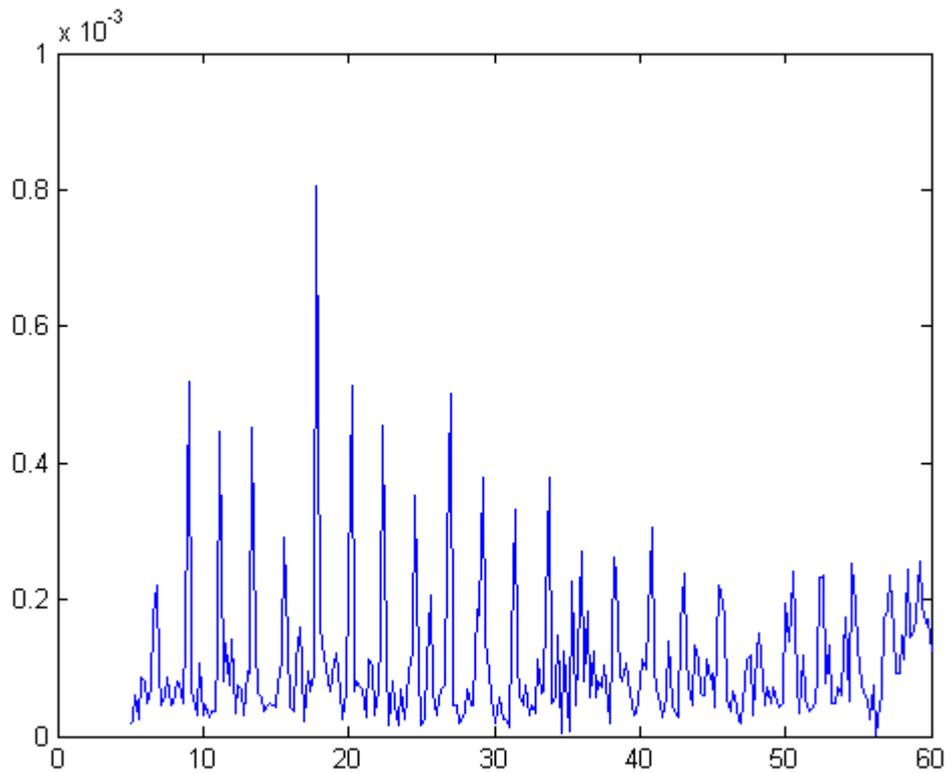


Figura 32 – Função de Resposta em frequência do cabo utilizado na medição, medido a 89 mm da ancoragem fixa.

Tabela 6 – Frequência de Ensaio e Posição *ótima*.

f [Hz]	$\lambda = \frac{1}{f} \sqrt{\frac{F_T}{m}}$	$V = \frac{f \times d}{0,185}$	$x_{stk} = \frac{0,85 \times \lambda}{2}$	$x_{stk} = \frac{\lambda}{4}$
19	6,9619 [m]	1,988 [m/s]	2,958 [m]	1,740 [m]
30,6	4,3227 [m]	3,202 [m/s]	1,837 [m]	1,081 [m]
53,1	2,4911 [m]	5,555 [m/s]	1,058 [m]	0,623 [m]

As funções de resposta em frequência (FRF's) foram obtidas experimentalmente com os seguintes parâmetros:

- Faixa de medição: 0 a 100 Hz
- Número de pontos: 800
- Tipo de janela utilizada: Hanning
- Tipo de média executada: Pico contínuo
- Número de médias executadas: 20
- Velocidade de excitação constante de 100 mm/s.

O motivo de monitorar o deslocamento a 89 mm da ancoragem está relacionado com o valor da tensão de flexão alternada no cabo a que provoca a falha por fadiga e o comportamento do cabo em vibração nas regiões próximas de ancoragens é mostrado nas Figs. 33 e 34. Esta tensão é relacionada com a amplitude medida no ponto citado pela equação de Poffenberger-Swart (EPRI (1979)):

$$\sigma_a = \frac{d E_a p^2}{4(e^{-px_b} - 1 + px_b)} Y_b \quad (4.7)$$

onde, d é o diâmetro do condutor, E_a é o módulo de elasticidade do material da camada externa do cabo, x é a distância de 89 mm e Y_b é a amplitude de flexão medida no ponto de 89 mm e

$$p = \sqrt{\frac{F_T}{EI}}$$

onde F_T é a tração do condutor, e E é o módulo de elasticidade do condutor e I é o momento de inércia de área do condutor.

Além do uso do transdutor de deslocamento, pode-se usar um extensômetro para medir a deformação do cabo próximo da ancoragem. A relação entre a amplitude de flexão com a deformação de flexão é dada pela relação de Poffenberger-Swart (EPRI (1979)):

$$\varepsilon = \frac{Y_b d_c p^2}{2(e^{-px_b} - 1 + px_b)} \quad (4.8)$$

onde ε é deformação por flexão. Estudos de Edwards e Boyd, mostraram que o limite crítico de deformação dinâmica de cabos CAA na boca do grampo de suspensão, deve ser de 150 microdeformações (1 microdeformação é a deformação de 1 micrômetro por metro de condutor), para que não haja ruptura por fadiga. (Almeida *et al.* (1992))

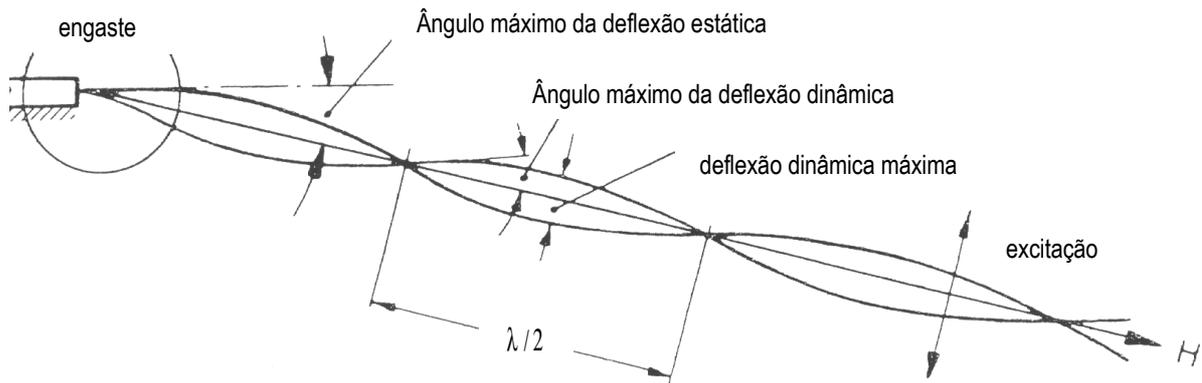


Figura 33 – Deflexão Dinâmica do Cabo.

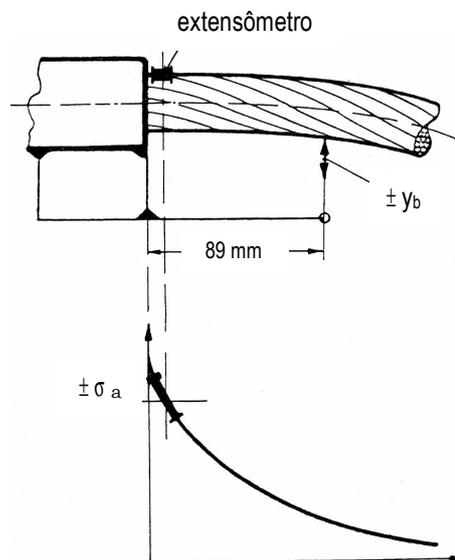


Figura 34 – Tensão de Flexão Alternada Junto ao Engaste do Cabo Devido à Vibração do Cabo.

4.4. Ensaio com Excitação em 19 Hz

Nestes experimentos com frequência de excitação fixa em 19 Hz o stockbridge foi fixado no cabo em posições diferentes que variaram entre 1760 mm e 3519 mm da ancoragem. Os ensaios foram realizados com velocidade controlada teoricamente em 100 mm/s. Entretanto, como mostra a Fig. 35, desvios muito pequenos foram observados neste valor de referência.

Na Fig. 36 estão mostrados os resultados para a amplitude do deslocamento a 89 mm da ancoragem em função da posição de fixação do stockbridge na linha e na frequência de 19 Hz. Nota-se claramente que a posição de *mínimo* deslocamento é para o stockbridge posicionado a 2960 mm da ancoragem que é muito próximo do valor mostrado na Tab. 6 e indicado pela CIGRÉ que é de 2958 mm.

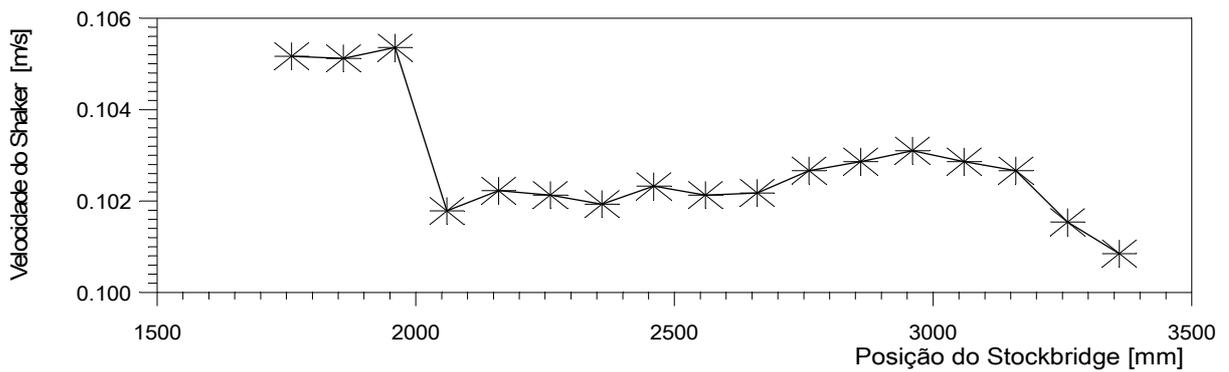


Figura 35 - Amplitude da Velocidade do Shaker a 19 Hz em Função da Posição de Fixação do Stockbridge.

Na Fig.37 estão mostrados os resultados para a amplitude da aceleração a 800 mm da ancoragem em função da posição de fixação do stockbridge na linha e na frequência de 19 Hz. Verifica-se que a posição de *mínima* aceleração coincide com a posição de *mínimo* deslocamento.

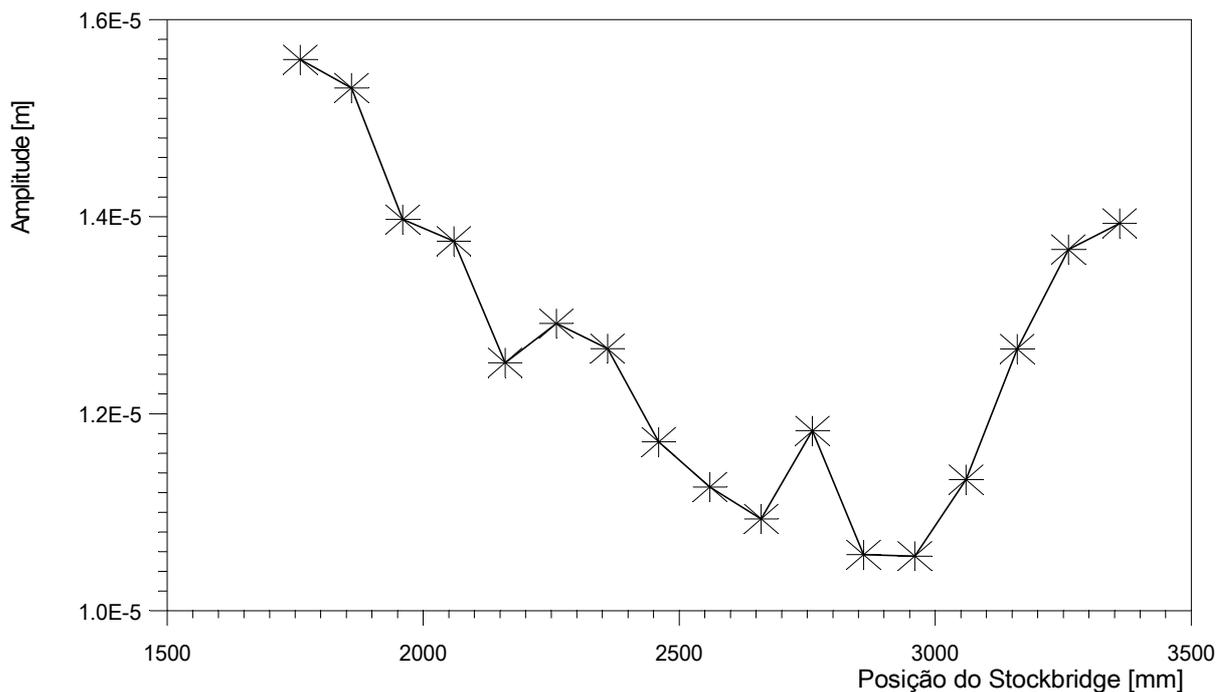


Figura 36 - Amplitude do Deslocamento a 89 mm da Ancoragem em Função da Posição de Fixação do Stockbridge.

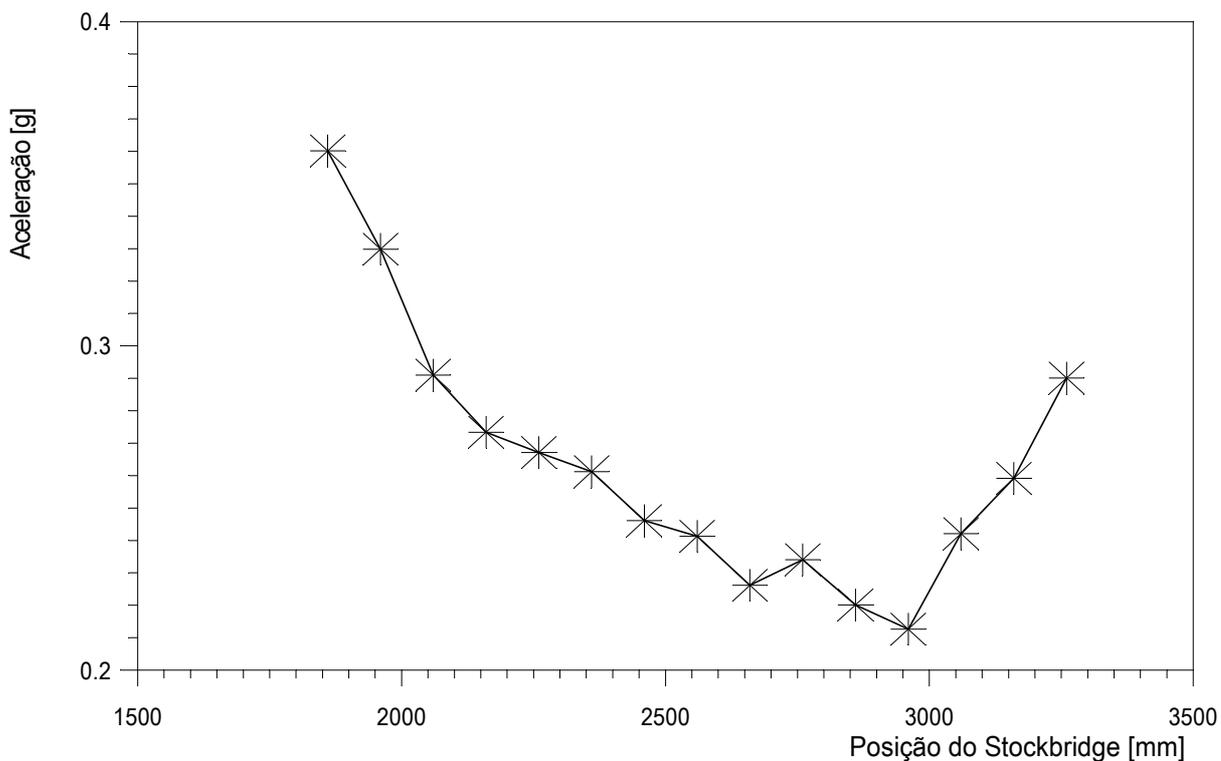


Figura 37 - Amplitude da Aceleração a 800 mm da Ancoragem em Função da Posição de Fixação do Stockbridge.

Na Fig.38 são mostrados os resultados de aceleração para o acelerômetro localizado a 6210 mm da ancoragem. O objetivo de monitorar a aceleração nesta posição é mostrar as amplitudes da aceleração (vibração do cabo) antes e após o stockbridge.

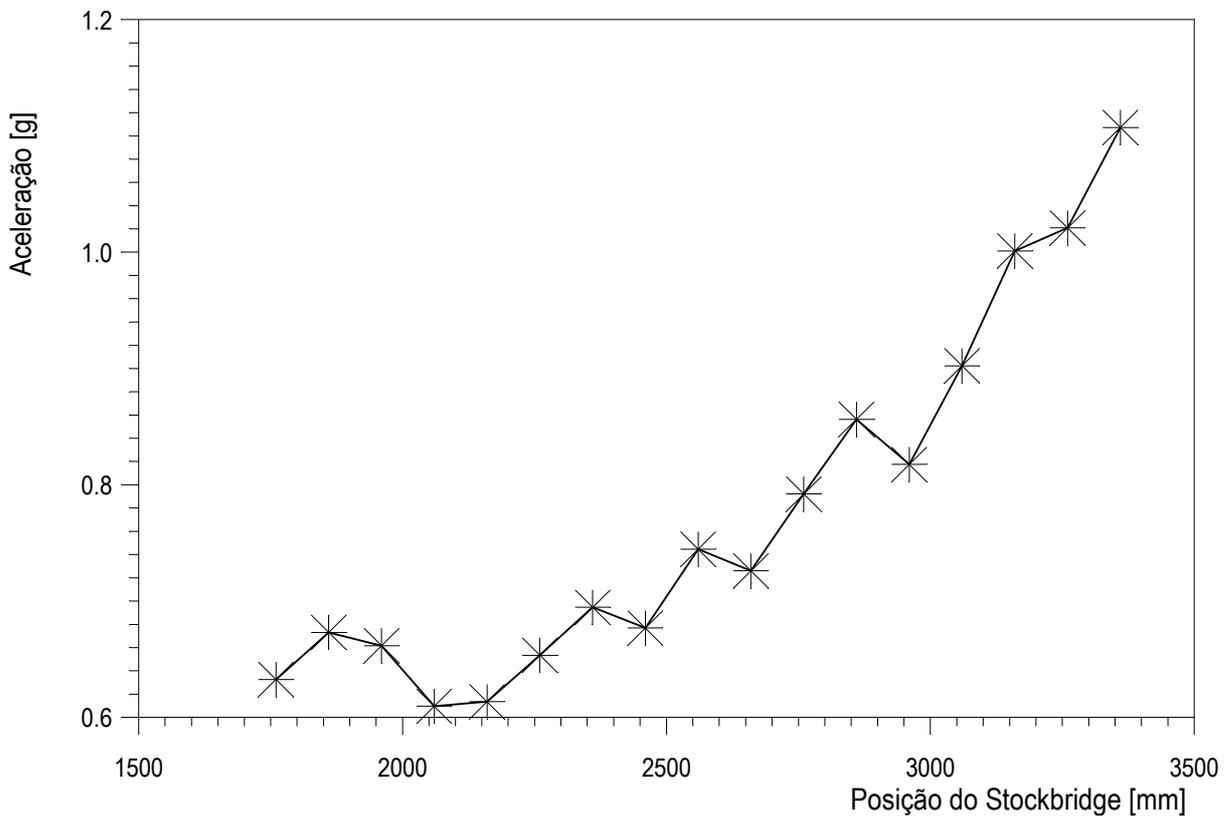


Figura 38 - Amplitude da aceleração a 6210 mm da ancoragem em função da posição de fixação do stockbridge.

Nas Figs. 38 e 39 estão mostradas as amplitudes de da aceleração para duas posições distintas de fixação do stockbridge: 2960 mm e 1760 mm. Nota-se claramente que para a posição considerada como *ótima* (2960mm) ainda existem amplitudes relativamente altas em múltiplos da frequência de excitação (19 Hz). Para a posição de 1760 mm este padrão também esta presente, porém as amplitudes da aceleração para os múltiplos da frequência de excitação são bem menores.

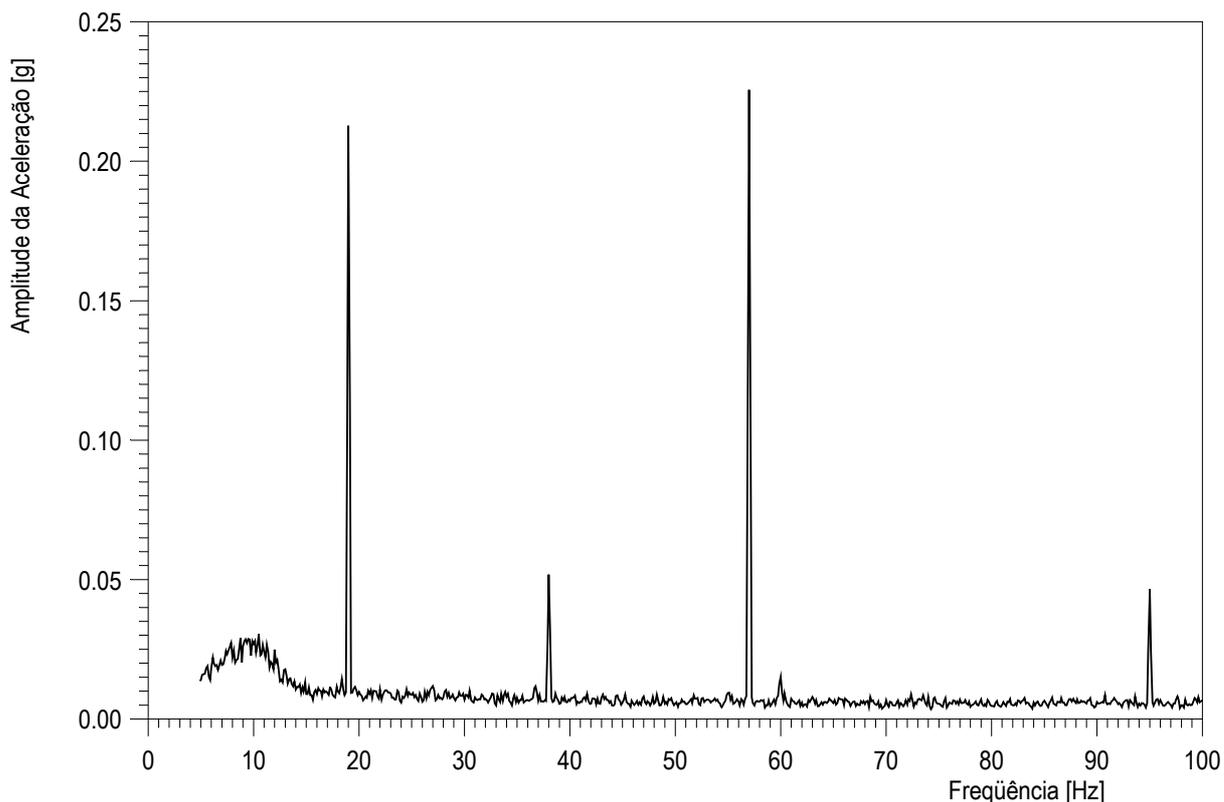


Figura 39 – Amplitude da Aceleração do Acelerômetro Localizado a 800 mm da Ancoragem com o Stockbridge Posicionado em 2960 mm da Ancoragem.

Finalmente, na Fig.40 estão mostradas as amplitudes do deslocamento a 89 mm da ancoragem obtidas quando o stockbridge é fixado na posição *ótima* (2960 mm). Novamente, nota-se claramente que existe uma componente significativamente grande em um múltiplo da freqüência de excitação. Como as tensões alternadas são proporcionais às amplitudes de vibração, estas componentes podem provocar picos de tensões mais altos do que os esperados (calculados com o valor do deslocamento em 19 Hz).

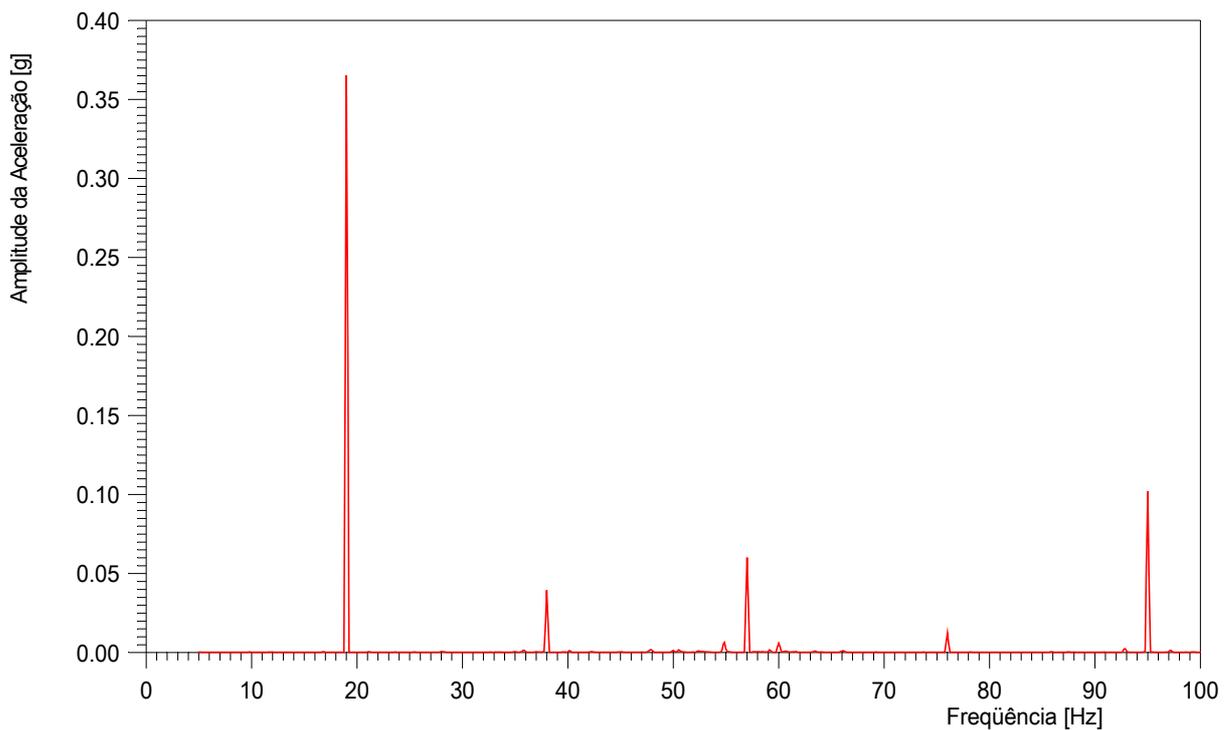


Figura 40 – Amplitude da aceleração do acelerômetro localizado a 800 mm da ancoragem com o stockbridge posicionado em 1760 mm da ancoragem.

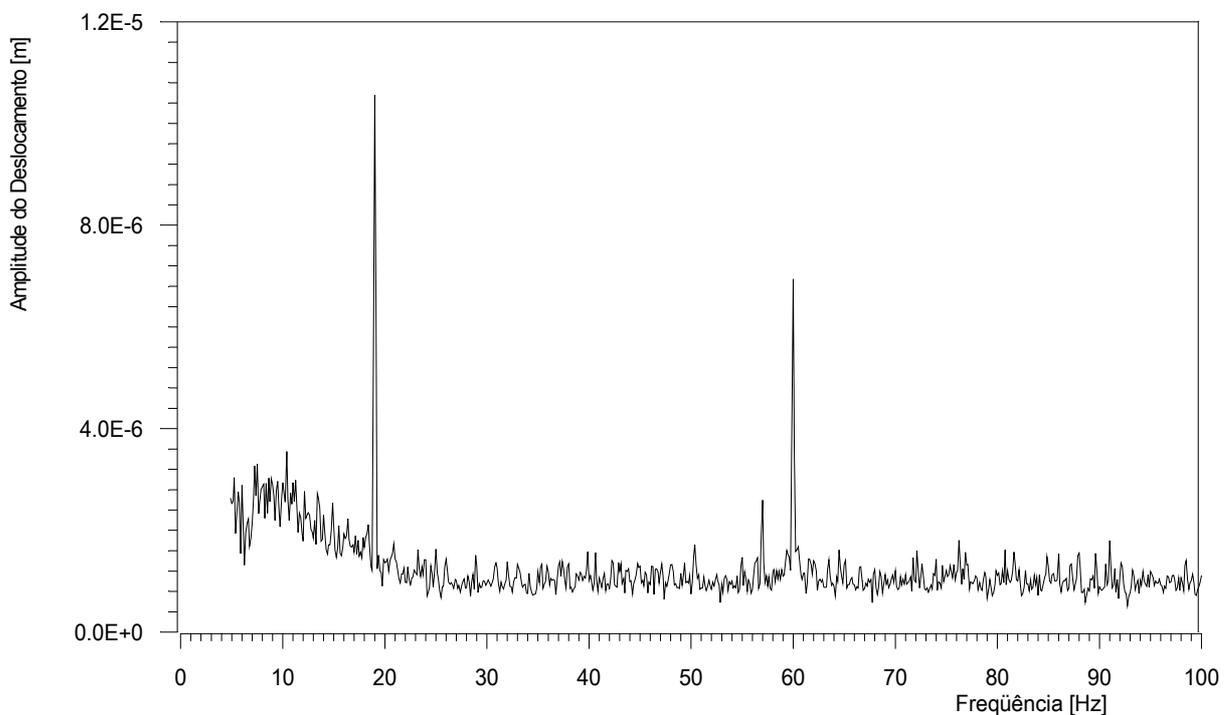


Figura 41 – Amplitude do deslocamento a 89 mm da ancoragem com o stockbridge posicionado em 2960 mm da ancoragem.

4.5. Ensaio com Excitação em 30,6 Hz

Os mesmos procedimentos utilizados para o ensaio em 19 Hz foram realizados para o experimento com excitação em 30,6 Hz e os resultados são bastantes semelhantes e estão mostrados nas Figs.42 a 46. Verifica-se que a posição ótima esta em torno de 2193 mm como é verificado nos resultados para o deslocamento a 89 mm da ancoragem, Fig. 43, e da aceleração a 800 mm da ancoragem, Fig. 45. Neste caso também aparecem amplitudes significativas no deslocamento a 89 mm da ancoragem quando o stockbridge é posicionado no ponto *ótimo*, Fig. 46.

A diferença observada é que o ponto de ótimo obtido com esta frequência não coincide com o valor indicado pela CIGRÉ. Neste caso, $2193/\lambda \approx 0,507$.

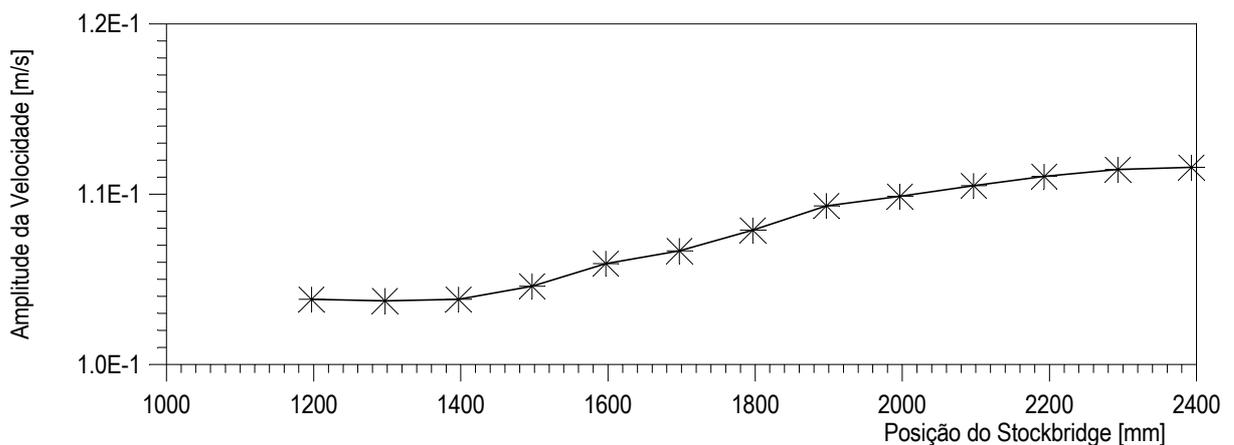


Figura 42 - Amplitude da velocidade do shaker a 30,6 Hz em função da posição de fixação do stockbridge.

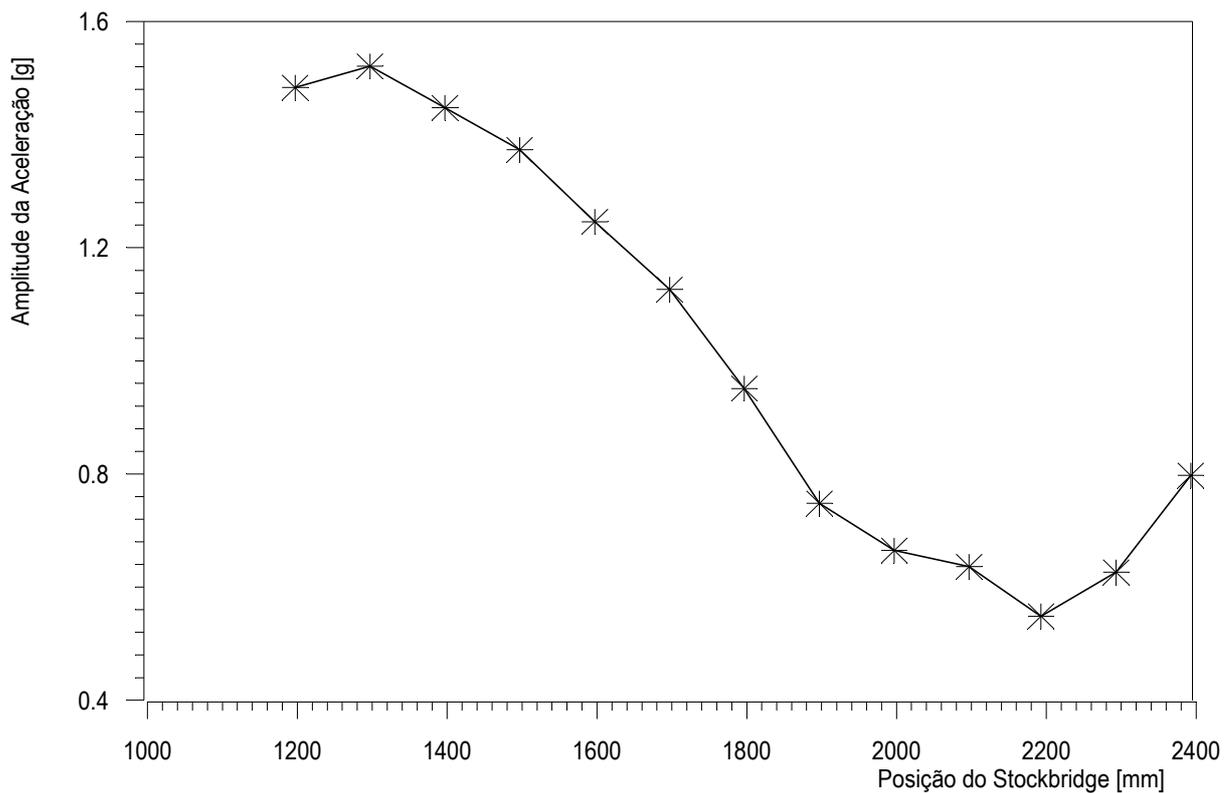


Figura 43 - Amplitude da aceleração a 800 mm da ancoragem em função da posição de fixação do stockbridge.

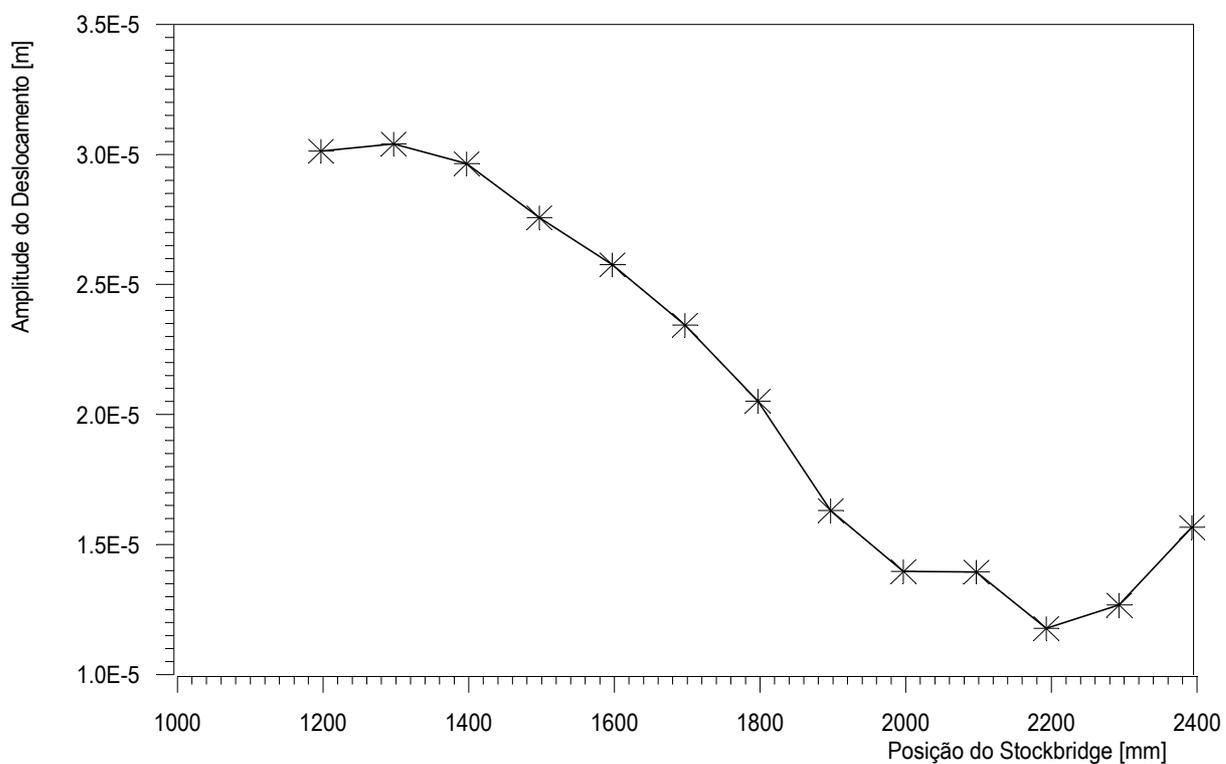


Figura 44 - Amplitude do deslocamento a 89 mm da ancoragem em função da posição de fixação do stockbridge.

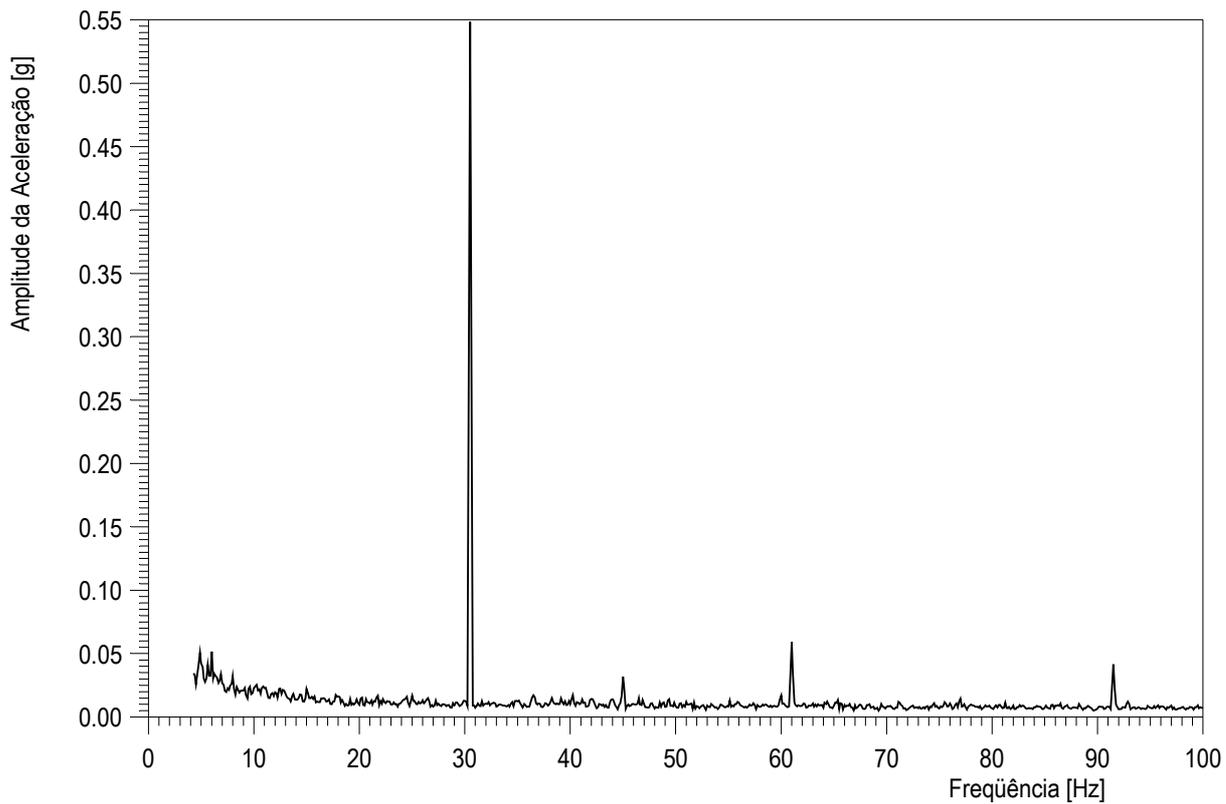


Figura 45 – Amplitude da aceleração do acelerômetro localizado a 800 mm da ancoragem com o stockbridge posicionado em 2193 mm da ancoragem.

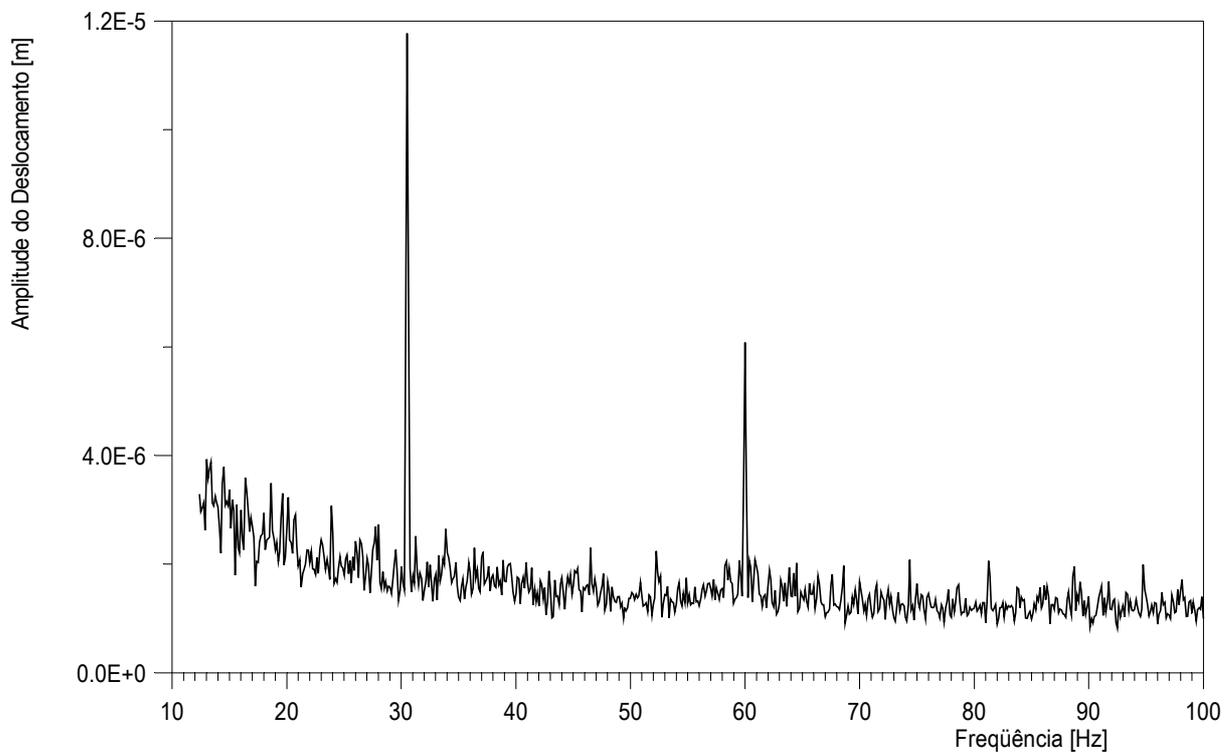


Figura 46 – Amplitude do deslocamento a 89mm da ancoragem com o stockbridge posicionado em 2193 mm da ancoragem.

4.6. Discussões e Conclusões

O comparativo dos valores para a posição *ótima* de fixação do stockbridge na linha estão ilustrados na Tab. 7.

Tabela 7 – Comparativo Experimento X Teórico para a posição *ótima*.

f [Hz]	Experimento	$x_{stk} = \frac{0,85 \times \lambda}{2}$ CIGRÉ	$x_{stk} = \frac{\lambda}{4}$ Analítico
19	2,960 [m]	2,958 [m]	1,740 [m]
30,6	2,193 [m]	1,837 [m]	1,081 [m]

Nesta tabela nota-se claramente que para a frequência de excitação de 19 Hz o valor experimental e o valor indicado pela CIGRÉ estão perfeitamente concordantes. Entretanto, para 30,6 Hz os valores são discrepantes.

Este é um aspecto que ainda merece maior estudo. A observação pertinente é que o valor de 19 Hz é próximo do valor do primeiro modo de vibração da massa menor e 30,6 Hz é próximo do valor do segundo modo de vibração da massa maior do stockbridge.

Outro aspecto que também merece atenção é o critério utilizado para determinar a *posição ótima* de fixação do stockbridge na linha. Ficou demonstrado claramente nos experimentos que, mesmo com o stockbridge fixado na posição ótima, na resposta do cabo existem componentes de alta frequência (múltiplos da frequência de excitação) com amplitudes significativamente grandes tanto em deslocamento como em aceleração.

Referências Bibliográficas

ALMEIDA, Márcio Tadeu de; FUCHS Rubens Dário; LABEGALINI, Paulo Roberto, LABEGALINI, José Ayrton (1992). “Projetos Mecânicos das Linhas de Transmissão” Edgard Blücher, São Paulo, 1992.

Conseil International des Grands Réseaux Electriques (CIGRÉ), 1995. “CIGRÉ SC22-WG11-TF2 – Guide to Vibration Measurements on Overhead Lines” Électra n° 162, Outubro de 1995.

OLIVEIRA, Agamenon R. E.; SANGLARD, Márcio; FREIRE, Denise G.; CASTILHO, Ivan; 1997. “Determinação Analítico-Experimental da Melhor Localização do Amortecedor Stockbridge no Condutor”, XIV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica (SNPTEE), Belém, 1997.

Companhia Brasileira de Alumínio (CBA), 2002. Fios e Cabos Condutores para Transmissão e Distribuição de Energia. Janeiro de 2002.

Electric Power Research Institute (EPRI), 1979. Transmission Line Reference Book: Wind Induced Conductor Motion. Palo Alto, EUA, 1979.

Capítulo 5

O Ajuste de Parâmetros para o Stockbridge com Algoritmo Genético

5.1.Introdução

Neste capítulo é realizado o ajuste de parâmetros por meio computacional dos resultados obtidos nos ensaios de varredura em frequência do stockbridge e da simulação realizada com o Método dos Elementos Finitos (MEF), através das equações deduzidas no Capítulo 2.

Através destes resultados, é possível ajustar os valores dos parâmetros elásticos, como o módulo de elasticidade (E) e o coeficiente de amortecimento linear.

Todo o procedimento experimental está descrito, assim como o procedimento realizado para a simulação com os elementos finitos. No final são apresentados os resultados obtidos para o módulo de elasticidade.

5.2.Os Ensaio Dinâmicos com o Shaker

O ensaio em laboratório do stockbridge foi realizado em uma bancada como a ilustrada nas Figs. 47 e 48.

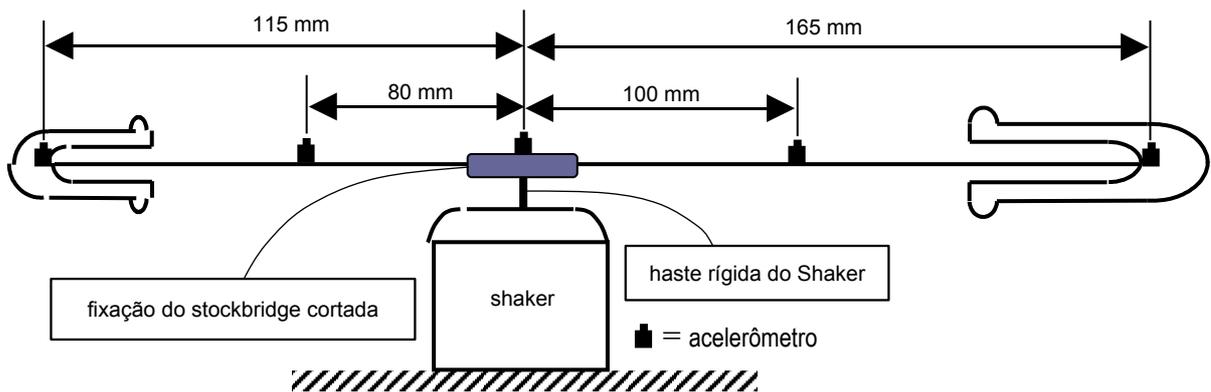


Figura 47 – Esquema da bancada para ensaio do Stockbridge.

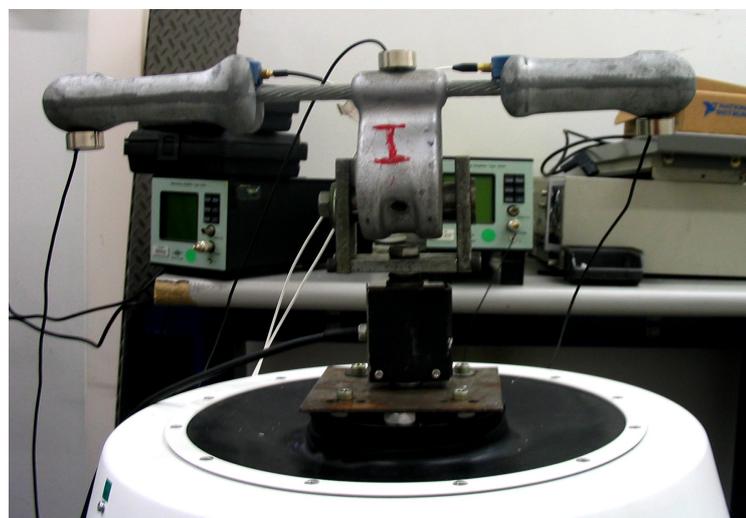


Figura 48 – Montagem real para ensaio do Stockbridge completo.

5.2.1. O Stockbridge Utilizado e a Fixação no Shaker

Para os ensaios foi utilizado um stockbridge do tipo assimétrico com as características ilustradas na Fig.49 e Tabela 8.

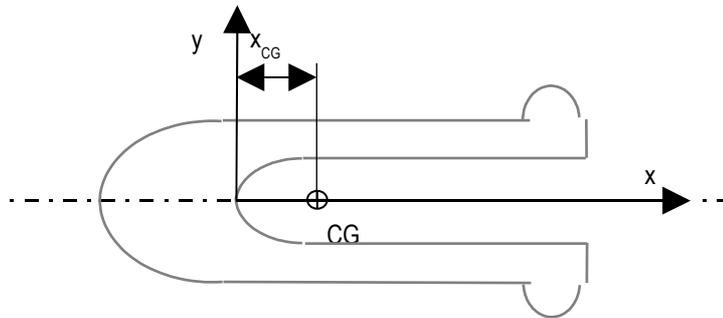


Figura 49 – Centro de Gravidade da massa suspensa.

Tabela 8 – Propriedades das massas suspensas e cabo do stockbridge.

Propriedade	Massas Suspensas	
	menor	maior
x_{CG} [mm]	13,8	27,5
Massa [kg]	0,735	0,833
Momento de Inércia no CG [$kg \cdot m^2$]	1,8433E-3	1,1631E-3
	Cabo de Ligação	
Massa/Comprimento [kg/m]	0,55	
EI_0	Variável ajustada	
β	Variável ajustada	

Para evitar a influência de falta de rigidez do conjunto composto pela célula de carga, sistema de fixação da garra e a garra do amortecedor, a garra foi serrada, conforme indicado na Fig. 50; e a fixação do stockbridge foi realizada de acordo com o ilustrado na Fig. 51.

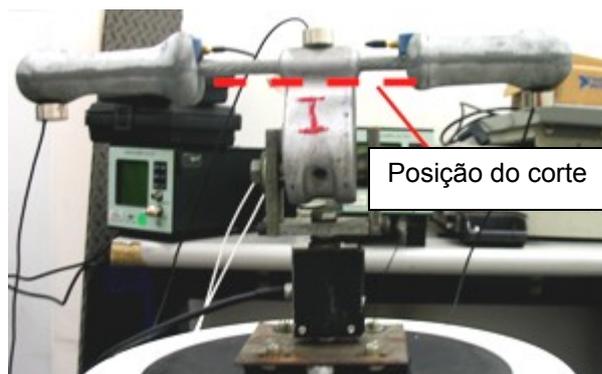


Figura 50 – Posição de corte da garra do Stockbridge.



Figura 51 – Fixação do Stockbridge no Shaker com garra serrada.

5.2.2. Os Experimentos com Deslocamento Controlado

Procedendo ao ensaio com deslocamento controlado de 1 mm pico-a-pico com frequência variando entre 5 e 60 Hz foram obtidas as Funções de Resposta em Frequência (FRF's) e os ângulos de fase ilustrados nas Figs. 52 a 54.

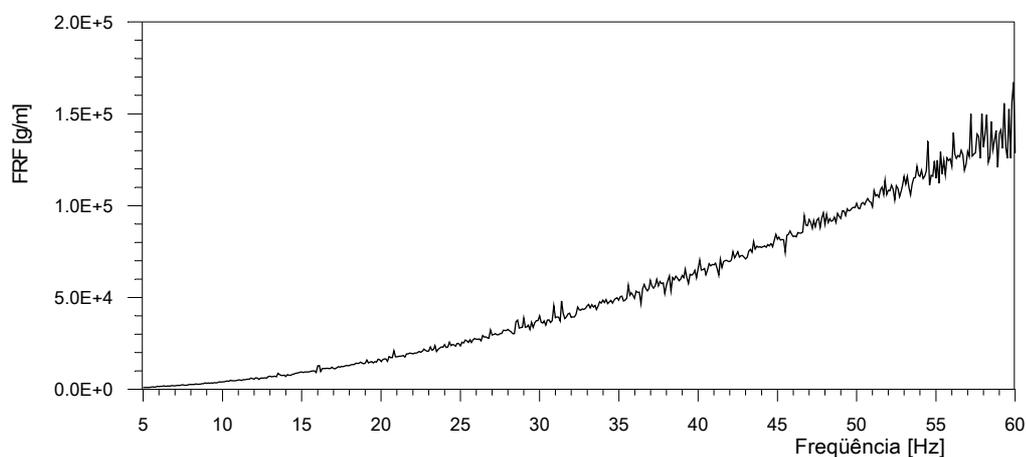


Figura 52 – FRF do acelerômetro fixado na garra do stockbridge.

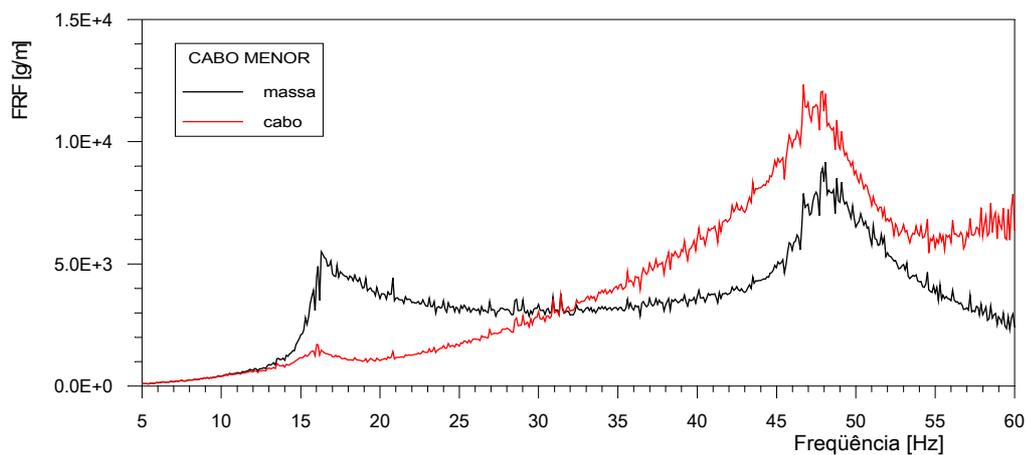


Figura 53 – FRFs dos acelerômetros localizados no lado menor do stockbridge.

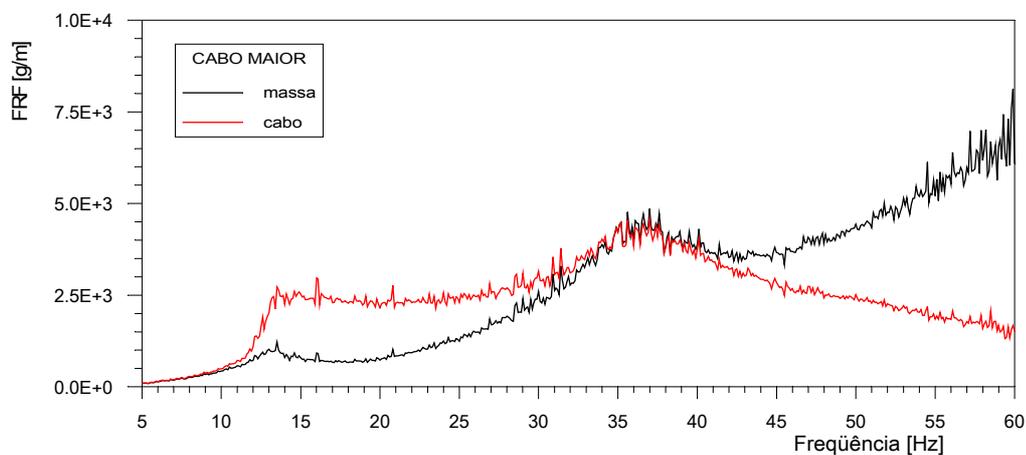


Figura 54 – FRFs dos acelerômetros localizados no lado maior do stockbridge

5.2.3. Os Experimentos com Velocidade Controlada

Procedendo ao ensaio com a velocidade controlada igual a 200 mm/s pico-a-pico e com frequência variando entre 5 e 60 Hz foram obtidas as FRFs e os ângulos de fase ilustrados nas Figs. 55 a 61.

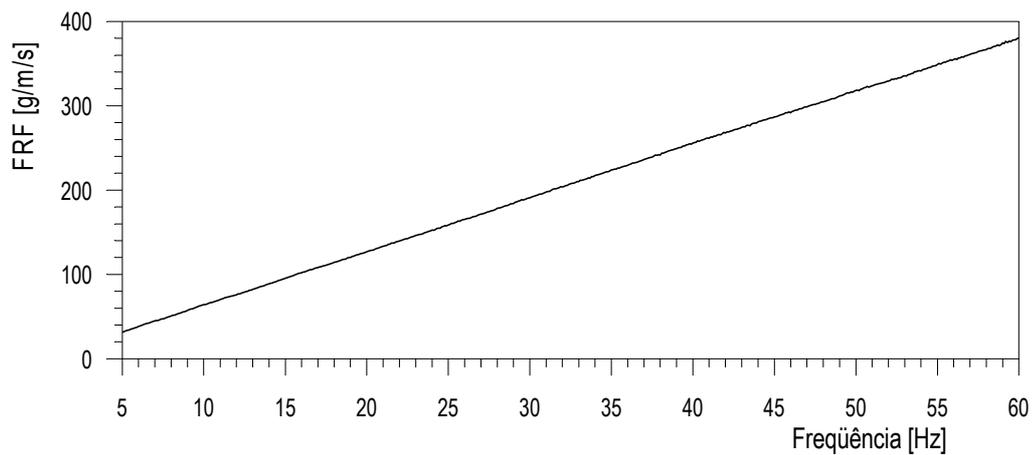


Figura 55 – FRF para o acelerômetro fixado na garra do stockbridge.

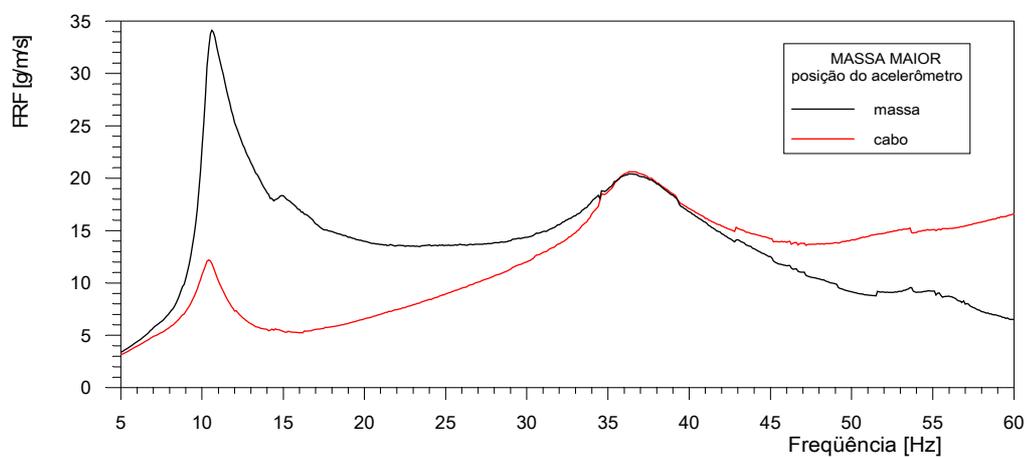


Figura 56 – FRF dos acelerômetros posicionados no lado maior do stockbridge.

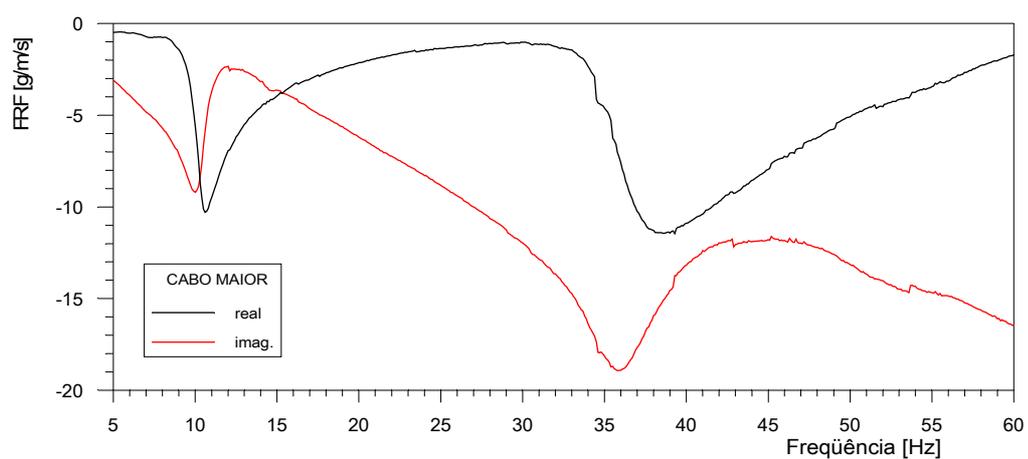


Figura 57 – Parte real e imaginária da FRF dos acelerômetros posicionado no cabo maior.

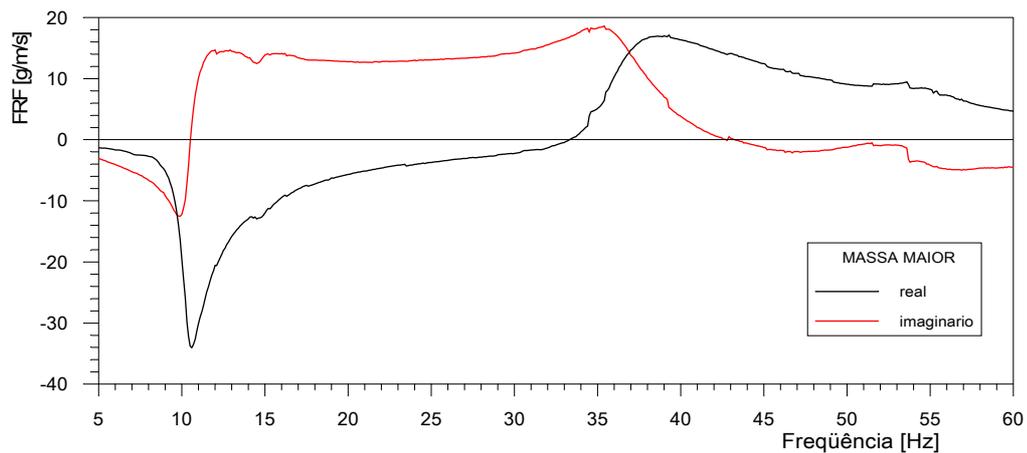


Figura 58 – Parte real e imaginária da FRF para o acelerômetro posicionado na massa maior.

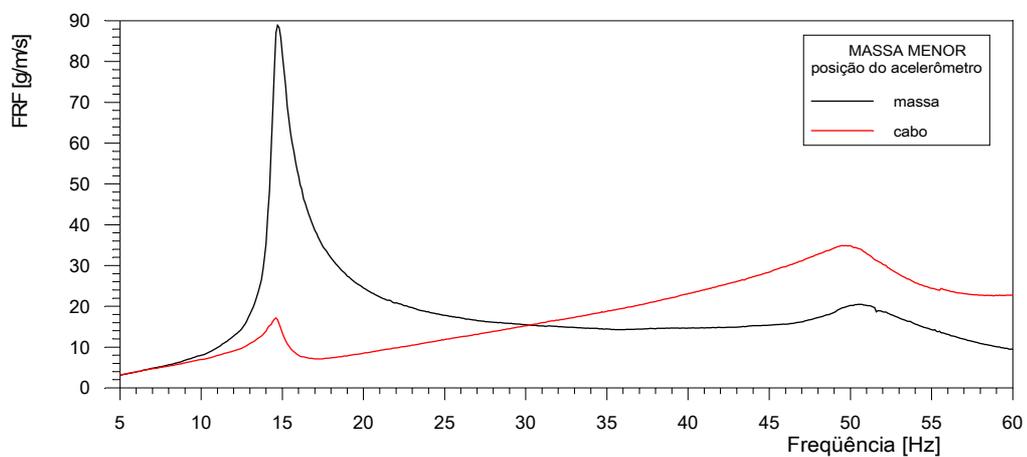


Figura 59 – Valor absoluto da FRF para os acelerômetros posicionados no lado menor do stockbridge

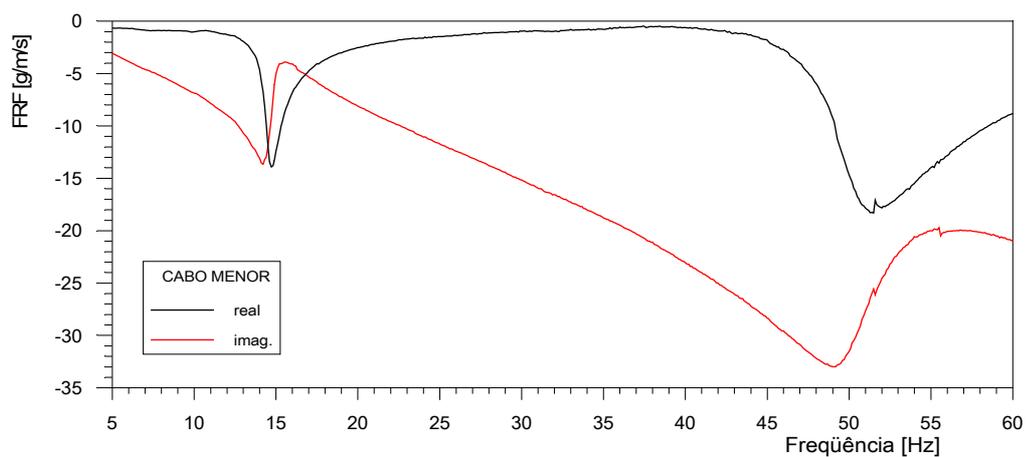


Figura 60 – Parte real e imaginária da FRF para o acelerômetro posicionado no cabo menor.

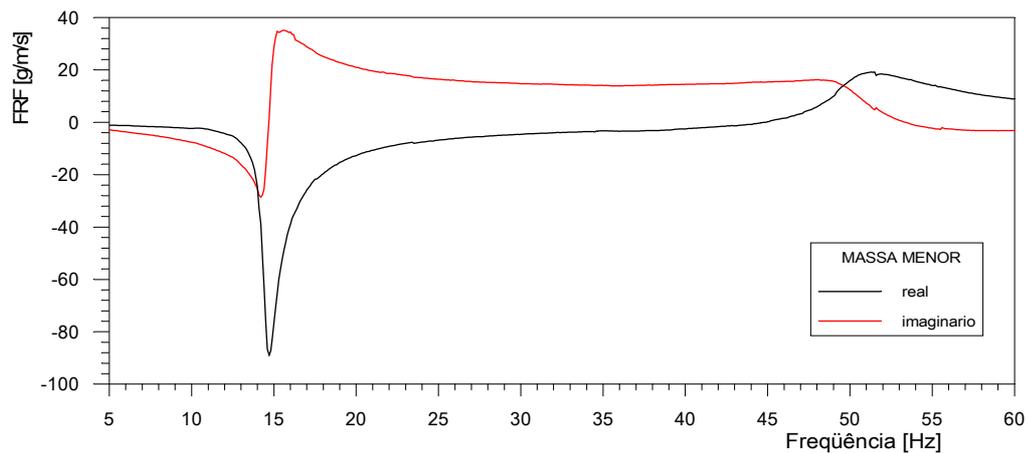


Figura 61 – Parte real e imaginária da FRF para o acelerômetro posicionado na massa menor.

5.2.4. Os experimentos com Aceleração Controlada

Procedendo ao ensaio com a aceleração controlada de 1 **g** pico-a-pico com frequência variando entre 5 e 70 Hz foram obtidas as FRFs e os ângulos de fase ilustrados nas Figs. 62 a 64.

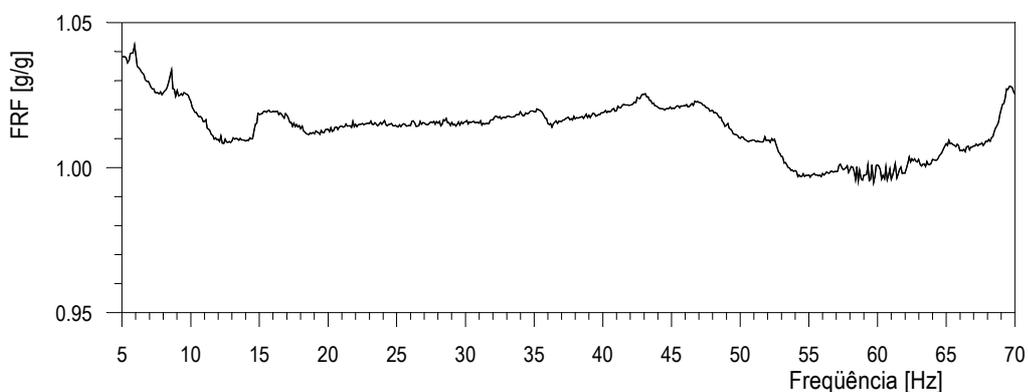


Figura 62 – FRF para o acelerômetro fixado na garra do stockbridge.

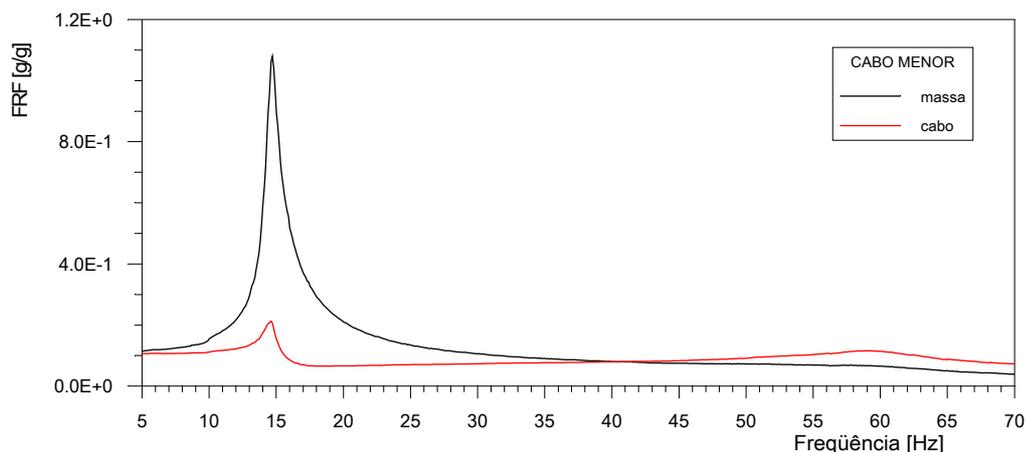


Figura 63 – Valor absoluto da FRF para os acelerômetros posicionados na massa menor e cabo menor.

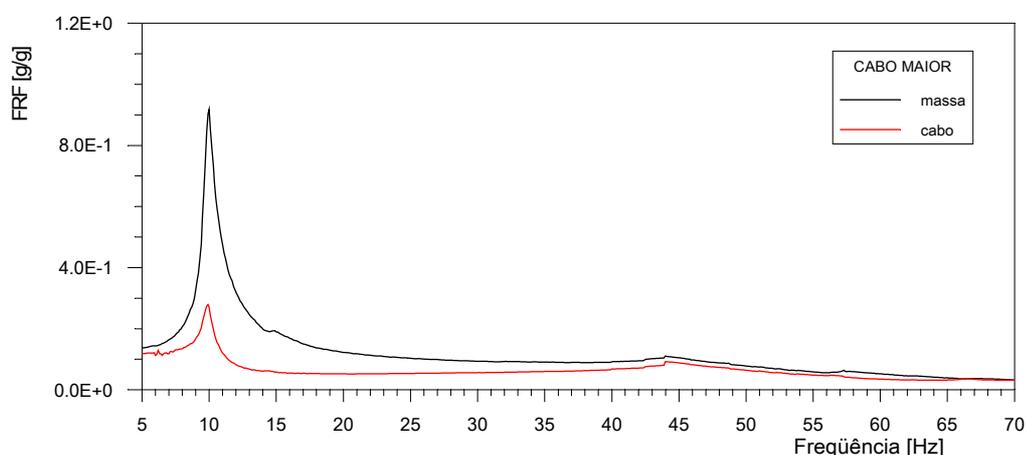


Figura 64 – Valor absoluto da FRF para os acelerômetros posicionados na massa maior e cabo maior.

5.3. As Simulações com Elementos Finitos no Domínio da Freqüência

Uma das partes com massa suspensa do stockbridge é discretizada utilizando $n-1$ elementos finitos, conforme ilustrado na Fig. 65. O nó 1 é engastado com o objetivo de representar adequadamente a condição de ensaio onde a parte central do amortecedor é fixada rigidamente ao shaker.

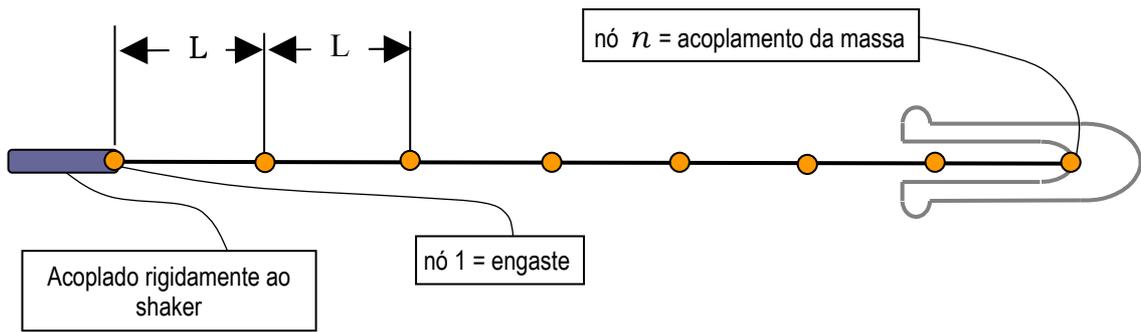


Figura 65 – Modelo de Elementos Finitos para parte do amortecedor.

O sistema de equações característico para um elemento finito do cabo de ligação do amortecedor pode ser obtido a partir das matrizes de rigidez e massa deduzidas no Capítulo 2 e pode ser escrito como sendo igual a:

$$\frac{\rho AL}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22L & 54 & -13L \\ & 4L^2 & 13L & -3L^2 \\ & & 156 & -22L \\ \text{sim.} & & & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{v}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{v}_2 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ & & 12 & -6L \\ \text{sim.} & & & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \frac{\rho AL}{12} \begin{Bmatrix} 6 \\ L \\ 6 \\ -L \end{Bmatrix} \ddot{y}_0 \quad (5.1)$$

onde deve-se lembrar que $EI = EI_0(1 + \beta i)$, L é o comprimento do elemento, o produto ρA representa a massa por unidade de comprimento e $y_0(t)$ é o deslocamento do shaker.

Para a massa suspensa esta equação fica sendo igual a:

$$\begin{bmatrix} m & m\bar{x} \\ m\bar{x} & I_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{v}_n \\ \ddot{\theta}_n \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} m \\ m\bar{x} \end{Bmatrix} \ddot{y}_0 \quad (5.2)$$

onde os índices n indicam o nó n da malha (último nó), m é a massa suspensa, $\bar{x} = x_{CG}$ e I_n é o valor do momento polar de inércia calculado no nó n :

$$I_n = I_{CG} + m\bar{x}^2 \quad (5.3)$$

Assim, a equação de equilíbrio dinâmico para o stockbridge é obtida com a superposição de todos os elementos da malha e pode ser escrita na forma característica:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{q}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{q}\} = \{\mathbf{F}_0\} \ddot{y}_0 \quad (5.4)$$

onde $[\mathbf{M}]$, $[\mathbf{K}]$ e $\{\mathbf{F}_0\}$ representam a matriz massa, a matriz rigidez e vetor força para aceleração unitária obtidos com a superposição dos elementos, respectivamente. O vetor $\{\mathbf{q}\}$ é composto pelos deslocamentos generalizados de cada nó e \ddot{y}_0 é a aceleração do shaker (ou aceleração da base).

Admitindo que a excitação da base é harmônica, $y_0(t) = Y \times \text{sen}(\omega t)$, então a solução $\mathbf{q}(t)$ para o equilíbrio dinâmico do stockbridge também pode ser assumida como sendo harmônica e da forma $\mathbf{q}(t) = \mathbf{q}_0 \times \text{sen}(\omega t)$. Substituindo estas hipóteses na equação de equilíbrio resulta:

$$[-\omega^2 [\mathbf{M}] + [\mathbf{K}]]\{\mathbf{q}_0\} = -\omega^2 Y \{\mathbf{F}_0\} \quad (5.5)$$

Desta maneira, resolvendo o sistema de equações dado na Eq.(5.5) obtêm-se a solução para cada frequência de excitação da base, ω .

5.4. A Função Objetivo

A *função objetivo* utilizada para ajustar os parâmetros elásticos do stockbridge é definida com auxílio da análise experimental e da solução numérica com elementos finitos.

O GA é utilizado para o ajuste de dois parâmetros em função da frequência: o valor de EI_0 e o valor do coeficiente de histerese β .

Define-se a *função objetivo* da seguinte maneira:

$$f(EI_0, \beta) = \frac{|\text{real}(\text{FRF}_{\text{exp.}} - \text{FRF}_{\text{MEF}})| + |\text{imag}(\text{FRF}_{\text{exp.}} - \text{FRF}_{\text{MEF}})|}{|\text{FRF}_{\text{exp.}}|} \quad (5.6)$$

onde $FRF_{exp.}$ é a função da resposta em frequência experimental e FRF_{MEF} é a função da resposta em frequência calculada com elementos finitos. O objetivo de definir a função objetivo minimizando a parte real e imaginária da FRF é obter o mínimo erro para a amplitude e automaticamente o mínimo erro para o ângulo de fase. É claro que o valor da função objetivo é nulo no ponto de ótimo.

5.5. Discussões e Resultados

Da maneira como foi definida a função objetivo, é claro que quando o erro entre as FRFs experimentais e numéricas for nulo o valor desta função também é igual a zero. Como critério de convergência do GA para o ajuste dos parâmetros elásticos do stockbridge admitem-se duas possibilidades: o número máximo de gerações foi atingido ou o valor da função objetivo é menor do que um pequeno erro admissível.

Este critério de convergência para o ajuste realizado com os dados da FRF do cabo maior com velocidade controlada é mostrado na Fig.66. Note que apenas um ponto não atingiu o erro admissível (10^{-4}) e o valor mostrado representa o valor ótimo encontrado quando o limite de gerações (2000) foi alcançado.

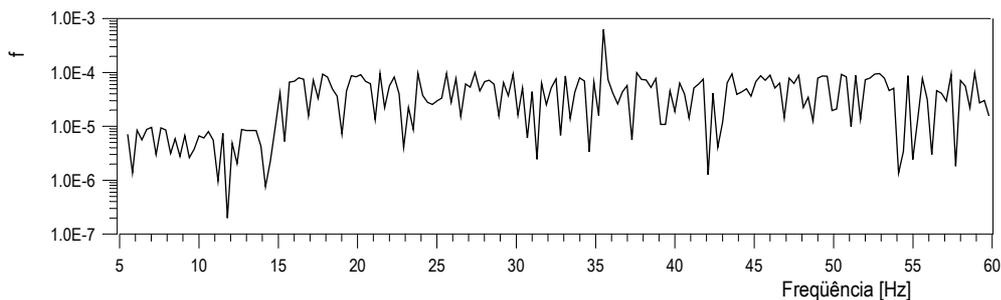


Figura 66 – Valor da função objetivo no ponto de ótimo.

Os resultados experimentais com a velocidade do shaker controlada foram escolhidos como sendo a referência experimental para realizar o ajuste dos parâmetros do stockbridge. Tal fato deve-se à clareza dos resultados alcançados com esta técnica, além do procedimento se aproximar do ensaio

de caracterização normalizado (IEC (1998)). Os parâmetros utilizados no GA estão mostrados na Tab.9.

Tabela 9 – Parâmetros utilizados para o ajuste das constantes elásticas do stockbridge com o GA.

Características	valor
Número de Bits	24
Número de Famílias	20
Número Máximo de Gerações	2000
Probabilidade de Cruzamento (Crossover)	1
Probabilidade de Mutação	0,02
Tolerância de convergência para a função objetivo, ϵ	10^{-4}

As Figs. 67 a 71 ilustram os resultados obtidos a partir dos resultados experimentais com velocidade controlada, Figs. 53 a 59.

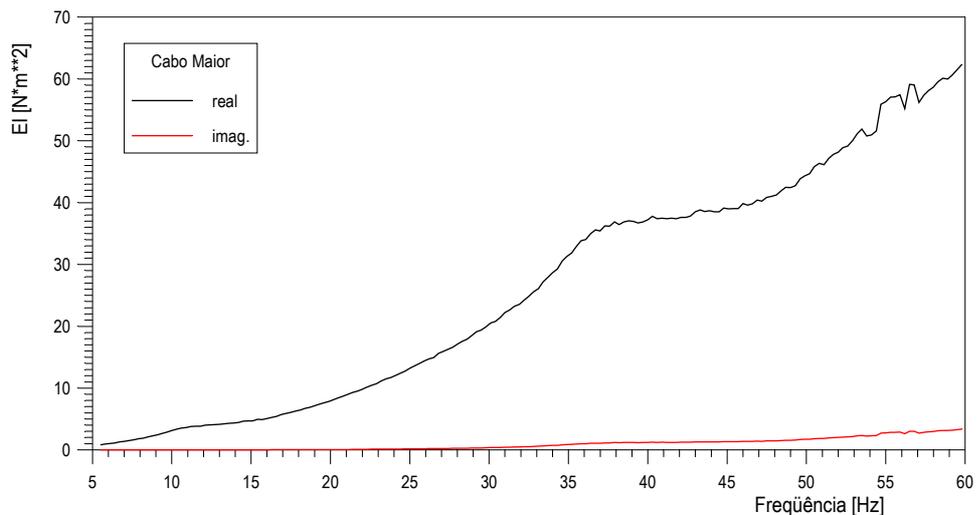


Figura 67 – (EI) ajustado com os dados do acelerômetro posicionado no cabo maior (gráfico linear).

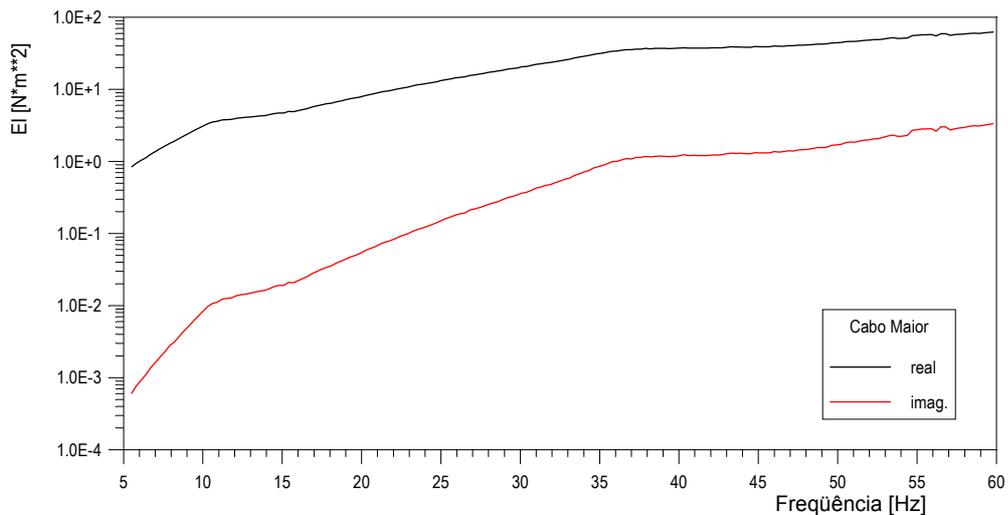


Figura 68 – (EI) ajustado com os dados do acelerômetro posicionado no cabo maior (gráfico semi-log).

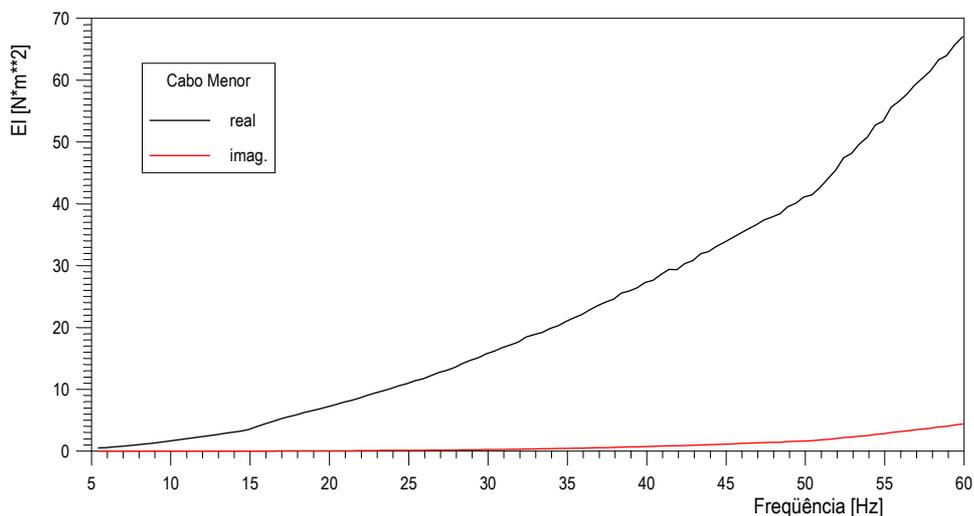


Figura 69 – (EI) ajustado com os dados do acelerômetro posicionado no cabo menor (gráfico linear).

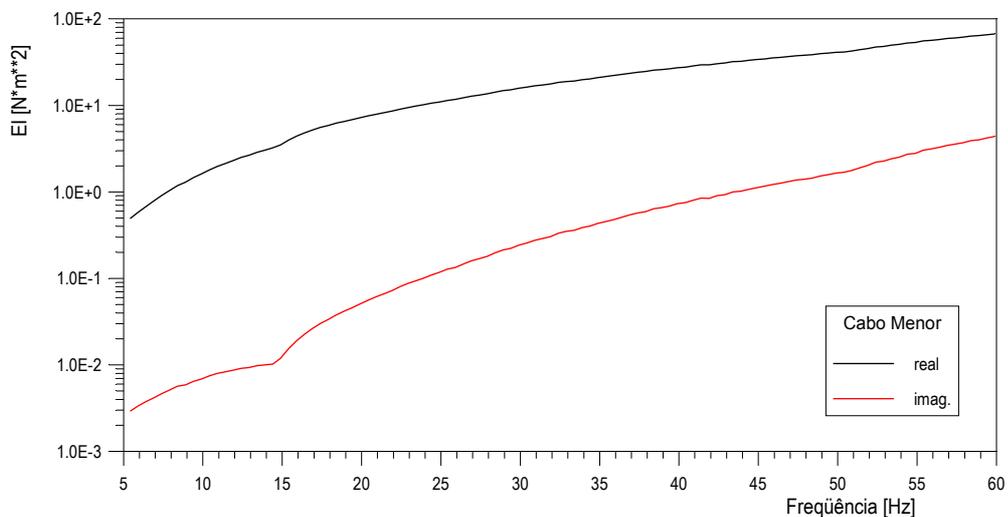


Figura 70 – EI ajustado com os dados do acelerômetro posicionado no cabo menor (gráfico semi-log).

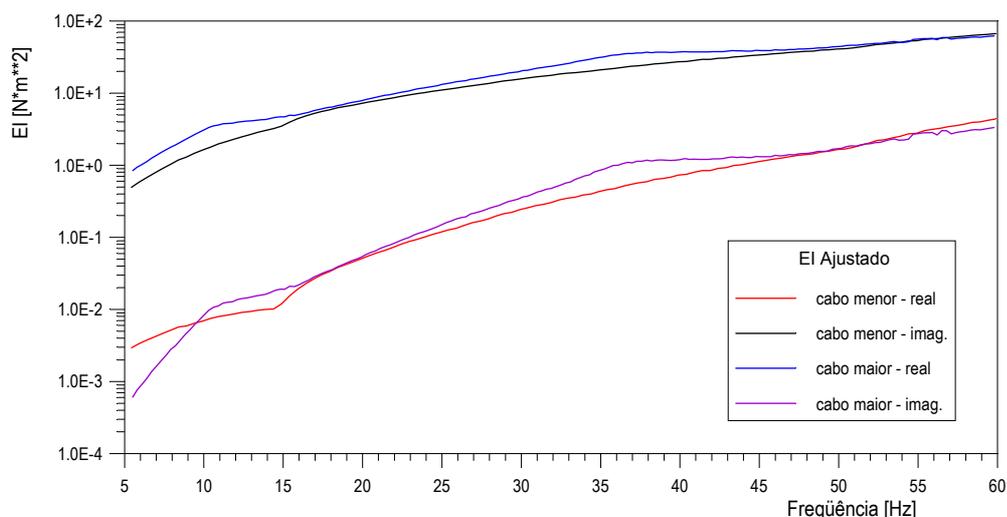


Figura 71 – Comparativo do valor de EI ajustado com os dados dos acelerômetros posicionados nos dois cabos do stockbridge (gráfico semi-log).

5.6. Conclusões

O GA é um método robusto para achar problemas de máximos e/ou mínimos. O grande inconveniente deste método é o excessivo tempo de processamento e a grande vantagem é o fato de ser um método de ordem zero, isto é, não necessita do cálculo dos gradientes da função objetivo.

Sua implementação é extremamente simples tanto para a programação real como programação inteira. O manuseio de restrições é dependente dos parâmetros de penalidade e a qualidade das soluções depende do número de bits, do número de gerações, das probabilidades de cruzamento e permutação.

Como não existem cálculos do gradiente da função, não existe como afirmar que a solução obtida é realmente ótima (o ponto de ótimo é caracterizado pelo gradiente nulo).

Referências Bibliográficas:

International Electrotechnical Commission (IEC), 1998. “Requirements and tests for Stockbridge type aeolian vibration dampers”, IEC-61897.

Capítulo 6

Considerações Finais

6.1. Considerações Finais

Apesar de sua construção ser simples, o amortecedor Stockbridge é de funcionalidade muito complexa. Mesmos os métodos normalizados de avaliação não são consenso, citando a norma IEEE 664-1993: “Existem ainda áreas de discordâncias entre os pesquisadores com respeito à aceitação de qualquer um dos métodos de ensaio para todos os tipos de amortecedores. Por isso, mais pesquisa nesta área pode suprir uma contribuição significativa na aplicação de ensaios em laboratório da avaliação dos amortecedores de vibração eólica”.

No aspecto de posicionamento do amortecedor no vão de ensaio, verifica-se que o critério Cigré, que é o critério que posiciona o amortecedor mais distante da ancoragem, é o que se mais aproxima do posicionamento ótimo. Como as medições foram realizadas em frequências discretas, medições mais apuradas, verificando para todo o espectro de frequências no qual a vibração eólica é mais perigosa podem ser realizadas, para um resultado mais confiável.

O modelo matemático apresentado aqui mostra uma solução aproximada por elementos finitos com a dedução do elemento do cabo mensageiro e também das massas inerciais (massas suspensas). Alguns modelos apresentados na literatura (Sauter (2003)), apresenta modelos apenas para o cabo, pois só neste onde há a dissipação de energia da vibração. Mas a massa também determina o modo do cabo vibrar e, por conseqüência, a dissipação de energia.

Através deste modelo, foi obtido o ajuste dos parâmetros dinâmicos utilizando dados experimentais obtidos de um stockbridge disponibilizado comercialmente. Os parâmetros obtidos da análise foram obtidos com um grau de precisão adequado.

Este trabalho tem o objetivo de ser mais uma contribuição a este complexo e importante estudo das vibrações eólicas nas linhas de transmissão aéreas. Mas existe muito estudo nesta área a ser realizado. Como cita Almeida *et al.* (1992): “Não se chegou até agora, porém, a um resultado completamente satisfatório e talvez mesmo nunca se chegue, porque o homem é insaciável, e resolvido um problema, passa à etapa seguinte com novas exigências”.

Referências Bibliográficas

Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE), 1993. “Guide on the measurement of the performance of aeolian vibration dampers for single conductors”, IEEE-664. Estados Unidos.

ALMEIDA, Márcio Tadeu de; FUCHS, Rubens Dário; LABEGALINI, Paulo Roberto; LABEGALINI, José Ayrton; 1992. “Projetos Mecânicos das Linhas de Transmissão” Edgard Blücher, São Paulo, 1992.

SAUTER, Daniel, 2003. “Modeling the Dynamic Characteristics of Slack Wire Cables in Stockbridge Dampers”. Dissertação. Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt, 5 de dezembro de 2003.