



CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DE UM PROTÓTIPO DE  
*STOCKBRIDGE* PSEUDOELÁSTICO

**ANTONIO JOSÉ DA SILVA JUNIOR**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM SISTEMAS MECATRÔNICOS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Brasília, agosto de 2011.

**FACULDADE DE TECNOLOGIA**  
**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DE UM  
PROTÓTIPO DE *STOCKBRIDGE*  
PSEUDOELÁSTICO**

**ANTONIO JOSÉ DA SILVA JUNIOR**

**ORIENTADOR: EDSON PAULO DA SILVA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM SISTEMAS MECATRÔNICOS**

**PUBLICAÇÃO: ENM – DM– 41A/11**

**BRASÍLIA/DF: AGOSTO – 2011**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DE UM PROTÓTIPO DE  
*STOCKBRIDGE* PSEUDOELÁSTICO**

**ANTONIO JOSÉ DA SILVA JUNIOR**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE  
TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO  
PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A  
OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM SISTEMAS  
MECATRÔNICOS.**

**APROVADA POR:**

---

**Prof. Edson Paulo da Silva, Dr. - Ing, ENM – UnB  
(Orientador)**

---

**Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, Dr. , ENM - UnB  
(Examinador Interno)**

---

**Prof. Palloma Vieira Muterlle, Dr. , ENM-UnB  
(Examinador Interno)**

**BRASÍLIA/DF, 12 DE AGOSTO DE 2011.**

## FICHA CATALOGRÁFICA

SILVA JUNIOR, ANTONIO JOSÉ DA

Caracterização dinâmica de um protótipo de *stockbridge* pseudoelástico [Distrito Federal] 2011.

xvii, 98 pág., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Sistemas Mecatrônicos, 2011).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Ligas com Memória de Forma

2. Confecção de corpos de prova *stockbridge*

3. Estruturas adaptativas

4. Materiais Funcionais

I. ENM/FT/UnB

II. Título (serie)

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

SILVA JUNIOR, A. (2011). Caracterização dinâmica de um protótipo de *stockbridge* pseudoelástico. Dissertação de Mestrado em sistemas mecatrônicos, Publicação ENM – DM– 41A/11.

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 98p.

## CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Antonio José da Silva Júnior.

TÍTULO: Caracterização dinâmica de um protótipo de *stockbridge* pseudoelástico.

GRAU: Mestre

ANO: 2011

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

---

Antonio José da Silva Junior

Quadra H casa 05, Granja do Torto.

CEP: 70636-040 Brasília– DF – Brasil.

### **Dedicatória**

*À minha esposa Célia e aos meus filhos Bruno e David,  
pelo inestimável apoio, compreensão e por terem  
sido sempre amáveis e carinhosos durante toda a  
minha caminhada.*

## **AGRADECIMENTOS**

Por tudo, gostaria de prestar meus profundos agradecimentos à minha família.

Agradeço também aos grandes amigos que me ajudaram, cada um à sua maneira, para a conclusão deste trabalho.

Ao meu orientador, professor Dr.-Ing. Edson Paulo da Silva, agradeço pelo apoio e incentivo.

Ao meu co-orientador, o professor Dr. Jorge Luiz de Almeida Ferreira pela ajuda e paciência durante todo o período de curso.

Devo ainda um sincero agradecimento aos meus colegas Peter Faluhelyi e Leonardo Brant, bem como, aos funcionários do SG-9 por compartilharem os momentos difíceis.

Muito obrigado a todos!

## RESUMO

### CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DE UM PROTÓTIPO DE *STOCKBRIDGE* PSEUDOELÁSTICO

**Autor:** Antonio José da Silva Junior

**Orientador:** Edson Paulo da Silva

**Programa de Pós-Graduação em Sistemas Mecatrônicos**

**Brasília, agosto de 2011**

Absorvedores dinâmicos de vibração do tipo *stockbridge* são amplamente utilizados para minimizar vibrações eólicas em cabos aéreos de transmissão de energia elétrica. Uma das principais limitações desse tipo de absorvedor é a faixa de frequência relativamente estreita na qual ele apresenta um desempenho satisfatório. Devido a essa limitação entre outras provocadas por mudanças climáticas, de ventos e provocadas por danos ambientais causados por desmatamentos, queimadas e outros se faz necessário o desenvolvimento de novos modelos de *stockbridges*, utilizando outros tipos de materiais como as ligas com memória de forma. Esses novos modelos devem possuir maior capacidade de dissipação de energia e serem aplicáveis em faixas de frequências mais amplas que os modelos convencionais. O objetivo do presente trabalho é comparar, por meio de uma análise experimental, o desempenho de absorvedores de vibrações do tipo *stockbridge* convencional a outros baseados no comportamento pseudoelástico das ligas com memória de forma (*Shape Memory Alloys - SMA*). O desempenho dos absorvedores convencionais, bem como o dos protótipos será avaliado por meio da dissipação de energia em função da frequência de excitação. Os métodos utilizados para medir a dissipação serão *Inverse Standing Wave Ratio Method (ISWR)*, *Power Method* e *Forced Response Method* previstos nas normas IEEE Std 563™-1978 (R2007), IEEE 664™ 1993 (R2007) e IEC 61897 1ªED 1998-09. Os resultados obtidos ilustram o potencial das SMA para este tipo de aplicação.

Palavras-chave: *stockbridge*, absorvedores dinâmicos de vibração, ligas com memória de forma, vibração eólica.

## **ABSTRACT**

### **DYNAMIC CHARACTERIZATION OF A STOCKBRIDGE DAMPER PROTOTYPE PSEUDOELASTIC**

**Author: Antonio José da Silva Junior**

**Supervisor: Edson Paulo da Silva**

**Programa de Pós-graduação em Sistemas Mecatrônicos**

**Brasília, August 2011**

Dynamic vibrations absorbers such as the stockbridge dampers are largely used to minimize the aeolian vibration in overhead electrical power transmission lines. One of the main limitations of this type of absorber is the relatively narrow frequency band in which its satisfactory performance is observed. Because of this limitation among others caused by climate change, wind change and provoked by environmental damage done by deforestation, wild fires and others, it's necessary to develop new models of stockbridge dampers, using other materials such as the Shape Memory Alloy (SMA). These new models should have greater capacity to dissipate energy and should be applicable in wider frequency bands than the conventional models.

The objective of this work is to compare, based on an experimental analysis, the performance of different stockbridge vibration dampers: the conventional and the others based on the pseudoelastic behavior of the SMA. The prototype's performance will be evaluated by the energy dissipation measured according to the Inverse Standing Wave Ratio Method (ISWR), the Power Method and the Forced Response Method according to the IEEE Std 563<sup>TM</sup>-1978, IEEE 664<sup>TM</sup> 1993(R2007) and IEC 61897 1<sup>ª</sup>ED 1998-09 Standards. The obtained results show the potential of the SMAs for this type of application.

**Keywords:** stockbridge, dynamic vibrations absorbers, shape memory alloy, aeolian vibration.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1	OBJETIVO DO TRABALHO E METODOLOGIA.....	4
1.2	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	4
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>5</b>
2.1	VIBRAÇÃO EM CABOS.....	5
2.1.1.	Mecânica do movimento dos condutores.....	7
2.1.2.	<i>Stockbridge</i> e outros absorvedores de vibrações.....	9
2.1.3.	Absorvedores de vibração .....	10
2.1.4.	Absorvedor tipo <i>stockbridge</i> .....	12
2.1.4.1.	<i>Stockbridge</i> tipo simétrico.....	14
2.1.4.2.	<i>Stockbridge</i> tipo assimétrico.....	15
2.1.4.3.	<i>Stockbridge</i> tipo <i>dogbone</i> .....	16
2.1.5.	Características Dinâmicas do absorvedor tipo <i>Stockbridge</i> .....	16
2.2	LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA - SMA.....	19
2.2.1.	Transformações martensítica termoelásticas.....	20
2.2.2.	Comportamento Termomecânico.....	21
2.3	CONCEITOS ELEMENTARES DE SISTEMAS VIBRATÓRIOS.....	24
2.3.1.	Frequência Natural.....	24
2.3.2.	Elementos de massa.....	25
2.3.3.	Elementos de mola.....	25
2.3.4.	Graus de liberdade.....	26
2.3.5.	Elementos de amortecimento.....	27
2.3.5.1.	Amortecimento por histerese, material ou sólido.....	27
2.4.	CONTROLE DE VIBRAÇÕES.....	28
2.4.1.	Controle passivo de vibrações.....	28
2.4.2.	Controle ativo de vibrações.....	28
2.4.3.	Controle adaptativo de vibração.....	29
2.4.4.	Controle ativo de vibrações via SMA.....	29
2.4.5.	Controle passivo de vibrações via SMA.....	30
2.5.	OUTRAS APLICAÇÕES PARA SMA.....	32
<b>3</b>	<b>MÉTODOS E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>33</b>

<b>3.1</b>	<b>BANCADA DE ENSAIOS DINÂMICOS MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA.....</b>	<b>33</b>
3.1.1	<i>Shaker</i> .....	34
<b>3.2</b>	<b>SUPORTE.....</b>	<b>34</b>
<b>3.3</b>	<b>ABSORVEDORES <i>STOCKBRIDGES</i>.....</b>	<b>35</b>
<b>3.4</b>	<b>MATERIAL UTILIZADO.....</b>	<b>36</b>
3.4.1	Características dos Protótipos.....	40
<b>3.5</b>	<b>CABO CONDUTOR.....</b>	<b>42</b>
<b>3.6</b>	<b>PROCEDIMENTOS E CONFIGURAÇÕES PARA <i>ISWR</i> E POTÊNCIA..</b>	<b>42</b>
3.6.1	Ensaio dos absorvedores pelos métodos <i>ISWR</i> e Potência.....	42
3.6.1.1	Critério de aceitação – Limite mínimo para execução do ensaio.....	49
<b>3.7</b>	<b>PROCEDIMENTOS E CONFIGURAÇÕES PARA O MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA.....</b>	<b>50</b>
3.7.1	Ensaio dos absorvedores pelo Método da Resposta Forçada.....	50
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>53</b>
4.1	<b>ENSAIOS SEGUNDO MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA.....</b>	<b>53</b>
4.1.1	Análise comparativa entre Protótipos e absorvedores convencionais.....	58
4.2	<b>ENSAIOS SEGUNDO MÉTODOS <i>ISWR</i> E POTÊNCIA.....</b>	<b>59</b>
4.2.1	Análise comparativa entre Protótipos e absorvedores convencionais.....	64
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....</b>	<b>65</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>66</b>
	<b>APÊNDICES.....</b>	<b>73</b>
	<b>A - DESENHOS TÉCNICOS DO SUPORTE E MASSAS .....</b>	<b>74</b>
	<b>B - PROPRIEDADES MATERIAIS DA SMA UTILIZADA.....</b>	<b>76</b>
	<b>C - POTÊNCIA FORNECIDA PELO VENTO TEORICAMENTE.....</b>	<b>77</b>
	<b>D - DADOS DOS <i>STOCKBRIDGES</i> FORNECIDOS PELA FORJASUL.....</b>	<b>79</b>
	<b>E – DEFORMAÇÕES OBTIDAS NOS ENSAIOS <i>ISWR</i> E POTÊNCIA.....</b>	<b>80</b>
	<b>F– IDENTIFICAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS VARREDURA EM FREQUÊNCIA DE SENO.....</b>	<b>81</b>

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Características de vibrações eólicas.....	6
Tabela 2.2 Regimes de fluxo de fluido em torno de cilindros circulares.....	8
Tabela 3.1 Dados utilizados para cálculo da deformação mínima percentual.....	40
Tabela 3.2 Características dos Protótipos Pseudoelásticos.....	40
Tabela 3.3 Informações básicas sobre os ensaios no cabo ( <i>ISWR</i> e Potência).....	43
Tabela 3.4 Relação entre frequências, velocidades do vento e comprimentos nodais para o cabo oriole.....	45
Tabela 4.1 Comparação de potência dissipada entre absorvedores convencionais e Protótipos.....	58

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Amortecedor tipo <i>bretelle</i> ou festão.....	10
Figura 2.2 Amortecedor braço oscilante.....	10
Figura 2.3 Amortecedor Helgra .....	11
Figura 2.4 Amortecedor Bouche .....	11
Figura 2.5 Amortecedor torcional.....	11
Figura 2.6 Desenho esquemático do <i>stockbridge</i> .....	12
Figura 2.7 Fases de amortecimento.....	13
Figura 2.8 Amortecedor <i>stockbridge</i> simétrico.....	14
Figura 2.9 Gráfico de referência de potência dissipada.....	14
Figura 2.10 Stockbridge assimétrico (a) detalhes do absorvedor (b).....	15
Figura 2.11 Gráfico de referência de potência dissipada.....	16
Figura 2.12 Amortecedor <i>stockbridge</i> dogbone.....	16
Figura 2.13 - Fração volumétrica da Martensita com a temperatura.....	20
Figura 2.14. Curva tensão deformação quasiplástica- esquemática.....	22
Figura 2.15. Curva Tensão-Deformação pseudoelástica- esquemática.....	23
Figura 2.16. Efeito memória de forma – esquemático.....	24
Figura 2.17 Viga em balanço com uma massa.....	26
Figura 2.18 Ciclo de histerese para materiais plásticos.....	27
Figura 2.19 Curva de histerese pseudoelástica -esquemática.....	30
Figura 3.1. Esquema da bancada para absorvedor acoplado diretamente no <i>shaker</i> ...33	
Figura 3.2. <i>Shaker</i> acoplado a um cabo condutor.....	34
Figura 3.3. Suporte desmontado.....	35
Figura 3.4. Suporte montado no <i>shaker</i> .....	35
Figura 3.5 <i>Stockbridges</i> testados.....	36
Figura 3.6. Barra depois da usinagem (esquerda) e antes da usinagem (direita).....	36
Figura 3.7. Distribuição da tensão em flexão.....	37
Figura 3.8. Ensaio de flexão com a barra de SMA.....	37
Figura 3.9. Esquema para ensaio em vigas bi-apoiadas.....	38
Figura 3.10. Ciclo de histerese da barra de SMA.....	39
Figura 3.11. Reta tangente ao ciclo de histerese da barra de SMA.....	39
Figura 3.12. Barra de SMA usinada pronta para montagem dos protótipos.....	41
Figura 3.13. Massas cilíndricas utilizadas no protótipo II . .....	41

Figura 3.14. Massas em U utilizadas no protótipo I .	41
Figura 3.15. Protótipo I com grampo de fixação.....	42
Figura 3.16. Protótipo II com grampo de fixação.....	42
Figura 3.17. Desenho esquemático da bancada de ensaios.....	44
Figura 3.18. Pontos de monitoramento e medição do ensaio.....	46
Figura 3.19. Fixação dos acelerômetros nos nó e anti-nó.....	46
Figura 3.20. Extensômetros próximos ao amortecedor (Esquerda.) e grampo de suspensão (Direita.)	47
Figura 3.21. Detalhe do acelerômetro no ponto 89 mm.	47
Figura 3.22. Montagem do <i>stockbridge</i> assimétrico.....	48
Figura 3.23. Montagem do <i>stockbridge dogbone</i> .....	48
Figura 3.24. Montagem do Protótipo I.....	48
Figura 3.25. Montagem do Protótipo II.....	49
Figura 3.26 Montagem do suporte no <i>shaker</i> .....	51
Figura 3.27. Montagem do absorvedor <i>stockbridge</i> assimétrico.....	51
Figura 3.28. Montagem do absorvedor <i>stockbridge dogbone</i> F4000.....	51
Figura 3.29. Montagem do absorvedor <i>stockbridge dogbone</i> F4000-04.....	52
Figura 3.30. Montagem do absorvedor <i>stockbridge dogbone</i> F4000-08.....	52
Figura 3.31. Montagem do Protótipo I.....	52
Figura 3.32. Montagem do Protótipo II.....	52
Figura 4.1. Resposta do suporte.....	53
Figura 4.2. Potência dissipada pelo <i>stockbridge</i> assimétrico.....	54
Figura 4.3. Potência dissipada pelo <i>stockbridge dogbone</i> F4000.....	54
Figura 4.4. Potência dissipada pelo <i>stockbridge</i> F4000-04.....	55
Figura 4.5. Potência dissipada pelo <i>stockbridge dogbone</i> F4000-08.....	55
Figura 4.6. Potência dissipada pelo Protótipo I.....	56
Figura 4.7. Potência dissipada pelo Protótipo II.....	56
Figura 4.8. Comparativo de desempenho entre os quatro absorvedores convencionais e o Protótipo I.....	57
Figura 4.9 Comparativo de desempenho entre os quatro absorvedores convencionais e o Protótipo II.....	57
Figura 4.10 Potência dissipada versus frequência.	59
Figura 4.11 Eficiência do absorvedor versus frequência.	59
Figura 4.12 Potência dissipada versus frequência.	60

<b>Figura 4.13</b>	<b>Eficiência do absorvedor versus frequência. ....</b>	<b>60</b>
<b>Figura 4.14</b>	<b>Potência dissipada versus frequência. ....</b>	<b>61</b>
<b>Figura 4.15</b>	<b>Eficiência do absorvedor versus frequência. ....</b>	<b>61</b>
<b>Figura 4.16</b>	<b>Potência dissipada versus frequência. ....</b>	<b>62</b>
<b>Figura 4.17</b>	<b>Eficiência do absorvedor versus frequência. ....</b>	<b>62</b>
<b>Figura 4.18</b>	<b>Comparativo de desempenho entre os quatro absorvedores ensaiados pelo Método <i>ISWR</i>. ....</b>	<b>63</b>
<b>Figura 4.19</b>	<b>Comparativo de desempenho entre os quatro absorvedores ensaiados pelo Método da Potência. ....</b>	<b>63</b>
<b>Figura 4.20</b>	<b>Comparativo entre eficiências dos quatro absorvedores ensaiados.....</b>	<b>63</b>

## LISTA DE SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES.

- $a_i^{AN}$  Aceleração do anti-nó na frequência  $i$ .
- $a_i^N$  Aceleração do nó na frequência  $i$ .
- $A_f$  Temperatura final da austenita.
- $AN$  Anti-nó.
- $A_s$  Temperatura inicial da austenita.
- $A_{sh}$  Aceleração (pico) medida no *shaker*.
- $C$  Coeficiente tensão-temperatura.
- $d$  Diâmetro.
- $e$  Eficiência.
- $E$  Módulo de elasticidade.
- $E_A$  Módulo de elasticidade da fase austenita.
- $E_M$  Módulo de elasticidade da fase martensita.
- $f$  Frequência de excitação.
- $f_n$  Frequência natural.
- $f_{nc}$  Potência fornecida pelo vento.
- $f_s$  Frequência de *Strouhal*.
- $F$  Força de excitação.
- $F$  Força.
- $F_T$  Força de tração no cabo.
- $I$  Momento de inércia da seção transversal da viga.
- $k$  Rigidez da mola ou constante elástica.
- $l$  Distância do *stockbridge* ao ponto de engastamento.
- $L$  Maior comprimento de vão para o qual o amortecedor escolhido protege o cabo.
- $m$  Massa do cabo por unidade de comprimento.
- $M_d$  Temperatura acima da fase martensita.
- $M_f$  Temperatura final de transformação da martensita.
- $M_s$  Temperatura de início de transformação da martensita.
- $P$  Potência dissipada.
- $P_k$ - $P_k$  Amplitude de vibração Pico a pico.
- $P_{s,i}$  Potência do *Shaker* na frequência  $i$ .
- $P_{w,i}$  Potência teórica fornecida pelo vento na frequência  $i$ .
- $R$  Número de Reynolds.

$S$  Número de *Strouhal*.  
 $SMA$  *Shape Memory Alloys* - ligas com memória de forma.  
 $T$  Temperatura.  
 $u$  Cálculo do trabalho realizado.  
 $V$  Velocidade.  
 $V_f$  Velocidade do fluido.  
 $V_i^{AN}$  Velocidade do anti-nó na frequência  $i$ .  
 $V_i^N$  Velocidade do nó na frequência  $i$ .  
 $V_s$  Velocidade medida no *shaker*.  
 $V_v$  Velocidade do vento.  
 $W$  Peso da massa  $m$ .  
 $x$  Posição assumida pelo amortecedor no cabo.  
 $y_i^{AN}$  Amplitude do anti-nó na frequência  $i$ .  
 $y_i^N$  Amplitude do nó na frequência  $i$ .  
 $Yb$  Deslocamento do ponto a 89 mm do *upc*.  
 $\frac{\Delta l}{l_0}$  Deformação da mola.  
 $\delta_{st}$  Deflexão estática.  
 $\varepsilon$  Deformação.  
 $\theta_a$  Ângulo de fase entre força e aceleração medidas no *shaker*.  
 $\theta_v$  ângulo de fase entre força e velocidade medidas no *shaker*.  
 $\lambda$  Comprimento de onda.  
 $\mu strain$  Micro deformações.  
 $\nu$  Viscosidade cinemática.  
 $\sigma$  Tensão.  
 $T$  Tensão mecânica no condutor.  
 $\sigma_{max}$  Tensão máxima.  
 $\sigma_{min}$  Tensão mínima.  
 $\omega_n$  Frequência natural.

## **ABREVIACÕES**

ACSR *Aluminum Conductor Steel Reinforced.*

CIGRÉ *Conseil International des Grands Réseaux Electriques.*

DSC *Differential scanning calorimetry.*

EDS *Energy dispersive X-ray spectroscopy.*

IEC *Internacional Electrotechnical Commission.*

IEEE *The Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc.*

ISWR *Inverse Standing Wave Ratio Method.*

MEV *Microscópio Eletrônico de Varredura.*

LT *Linha de transmissão.*

upc *Último ponto de contato do cabo com o grampo de fixação.*

# 1. INTRODUÇÃO

Os cabos condutores de linhas de transmissão aérea de energia estão sempre sujeitos a vibrações eólicas. Quando tais vibrações chegam a níveis de oscilações indesejados pode-se ter consequências como fadiga ou abrasão do cabo podendo levá-lo à ruptura (*Hard et al,1979*).

A fadiga pode ocorrer, principalmente, próxima aos pontos de fixação do cabo (*Hard et al,1979*). Dentre as mais diversas situações, a ação do vento no cabo gera vibrações em níveis indesejáveis podendo ocasionar falha na transmissão de energia e com isso trazer grandes prejuízos, consequências imprevisíveis e até mesmo colocar a segurança da população em risco (*Almeida et al,1992*). Para minimizar os danos causados pelas vibrações eólicas é necessário controlar as amplitudes de vibração do cabo. Para isso, foram desenvolvidos dispositivos absorvedores que faz com que tais amplitudes sejam reduzidas a níveis seguros (*Almeida et al,1992*). São utilizados vários tipos de absorvedores de vibrações, dentre eles destaca-se o absorvedor dinâmico de vibração do tipo *stockbridge* (*Hard et al,1979*). De uma maneira geral, os absorvedores tipo *stockbridge* utilizados são constituídos por um cabo de fios flexíveis de aço, também conhecido como mensageiro, duas massas inerciais e um grampo para fixação ao cabo condutor de energia (*Richardson, 1996*). O cabo mensageiro é formado, geralmente, por fios de aço galvanizado, sendo que alguns deles formam seu núcleo ou alma do cabo enquanto outros formam uma ou duas camadas de fios trançados em sua volta (*Sauter ,2003*). A fricção, entre os fios que formam o cabo mensageiro, causada durante vibrações de flexão, é a responsável pela dissipação da energia mecânica nesses dispositivos (*Rawlins et al.1992*).

O absorvedor tipo *stockbridge* tem um amortecimento relativamente baixo, porém é bastante eficiente na redução da vibração no ponto em que ele é fixado ao cabo condutor, e nas suas frequências naturais (*Almeida et al,1992*). Entretanto, para outras frequências, a sua eficiência diminui consideravelmente, mesmo para frequências bem próximas às frequências naturais (*Almeida et al,1992*). Portanto, nesse contexto com o objetivo de melhorar o desempenho do *stockbridge* fazendo com que possa atuar, com maior eficiência, numa faixa de frequência mais larga se faz necessário o emprego de outros materiais funcionais para confecção de *stockbridge*. *Espindola e Bavastrri (1997)* e *Teixeira (1997)* empregam materiais viscoelásticos em *stockbridges* para explorar o controle de vibração. Tal dispositivo é similar ao *stockbridge* convencional. Foi feita substituição da

garra de fixação do *stockbridge* por outra garra construída com material viscoelástico. Os resultados mostraram que o neutralizador apresentava alto amortecimento reduzindo os níveis de vibração e também dissipavam energia (Espindola e Bavastri,1997).

*Shape Memory Alloys*-SMA é um outro tipo de material que tem sido intensamente pesquisado para o controle de vibrações nos últimos anos. As SMA constituem um grupo de materiais metálicos capaz de recuperar a forma original pela imposição de um campo de temperatura e/ou de tensão, devido a transformações de fase induzidas no material(Otsuka K. et al,1999). As SMA apresentam diversas aplicações potenciais baseadas em suas propriedades termoelásticas, efeito memória de forma e pseudoelasticidade (Otsuka K. et al,1999).

Gandhi e Chapuis (2002) analisaram o emprego de SMA para o controle passivo de vibrações de uma barra livre suportando uma massa. As simulações numéricas indicaram que o amortecimento introduzido pelos fios de SMA aumentava para amplitudes de excitação mais elevadas, pois produziam níveis mais elevados de tensão nos fios de SMA. O aumento da área de seção transversal do fio favorece o amortecimento em baixas amplitudes.

Yan e Nie (2003) desenvolveram uma pesquisa para explorar a pseudoelasticidade no controle de vibração. Projetaram um isolador de vibração baseado em anéis de SMA. Tal dispositivo era colocado sob a estrutura ou equipamento e, devido à força compressiva exercida pelo mesmo sobre o dispositivo, provocava uma deformação e com isso devido às características das SMA, o ciclo de carregamento provoca uma histerese que é utilizada para dissipação da energia proveniente de movimentos vibratórios. Foram realizados testes com duas ligas diferentes, uma pseudoelástica e outra com memória de forma. Os resultados mostraram que o isolador apresentava capacidade de amortecimento de vibração em casos com amplitudes de vibrações aleatórias.

Cachuté e Yamamoto (2009) desenvolveram um trabalho visando explorar as características dinâmicas de um *stockbridge* pseudoelástico. Fizeram a substituição do cabo mensageiro por uma barra pseudoelástica. Os resultados mostraram que o absorvedor pseudoelástico apresentava capacidade de amortecimento de vibração superior ao convencional para determinadas faixas de frequência mais amplas que as apresentadas por convencionais.

De Paula et al (2011) tratam sobre a utilização de um elemento com SMA para dissipar energia em sistemas vibratórios. Numa primeira etapa, apresenta-se um sistema com um grau de liberdade onde a força de restituição é proporcionada por um elemento

com memória de forma. O comportamento vibratório do sistema amortecido mostra a grande capacidade de dissipação associada ao laço de histerese das SMA, servindo como indicativo para utilização desse tipo de material em absorvedores de vibrações. A etapa seguinte do trabalho investiga a dinâmica de um absorvedor adaptativo constituído por um elemento com SMA, comparando o seu desempenho a um absorvedor clássico, constituído por um elemento elástico linear. Os resultados apresentados indicam que as ligas com memória de forma possuem um grande potencial no controle de vibrações. A variação de temperatura proporciona uma flexibilidade ao sistema permitindo dissipar energia em diferentes situações daquelas do absorvedor elástico.

Em diversas aplicações são exploradas as características das SMA seja explorando a dissipação associada ao comportamento histerético, seja explorando as mudanças das propriedades mecânicas decorrentes das transformações de fase. O primeiro caso tem variado em aplicações para o controle de vibrações em máquinas e estruturas (Da Silva et al 2008; Elias e Da Silva, 2007, Han et al., 2005; Cai et al., 2005; Van Humbeeck, 2003; Williams et al., 2002; Espindola, 1997). As aplicações devidas às mudanças associadas a transformações de fase, por outro lado, exploram forças e deslocamentos gerados mediante a variação de temperatura, assim como modificações na rigidez e nas frequências naturais (Williams et al., 2002; Pietrzakowski, 2000). A resposta caótica também tem sido explorada (Savi e Braga, 1993a,b; Machado et al., 2007a,b, 2004, 2003; Savi e Pacheco, 2002; Lacarbonara e Vestroni, 2003). A resposta dinâmica de sistemas com atuadores de SMA apresenta uma rica resposta devido as suas características intrinsecamente não-lineares, tendo sido explorada em várias referências (Ghandi e Chapuis, 2002; Han et al., 2005; Da Silva 2007;Lagoudas et al., 2004; Savi et al., 2002a ;Williams et al., 2002).

## 1.1. OBJETIVO DO TRABALHO E METODOLOGIA

O objetivo do trabalho é avaliar experimentalmente o comportamento dinâmico de absorvedores do tipo *stockbridge* baseado no comportamento pseudoelástico das SMA e compará-lo ao comportamento dinâmico de absorvedores do tipo *stockbridge* convencionais. A metodologia utilizada foi uma análise experimental comparativa entre os desempenhos dinâmicos de *stockbridges* pseudoelásticos e convencionais. O desempenho dinâmico foi mensurado por meio da dissipação de energia em função da frequência de excitação. Foram testados absorvedores de vibração tipo *stockbridge* pseudoelásticos, composto por duas massas inerciais e no lugar do cabo mensageiro, convencional, foi colocado uma barra pseudoelástica de Ni-Ti. O desempenho dinâmico em termos de dissipação de energia dos protótipos de *stockbridge* pseudoelástico foi comparado ao de absorvedores *stockbridges* convencionais segundo os métodos *Inverse Standing Wave Ratio Method (ISWR)*, *Power Method* e *Forced Response Method* descritos nas normas IEEE Std 563™-1978, IEEE 664™ 1993(R2007) e IEC 61897 1ªED 1998-09.

## 1.2. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação foi dividida em cinco capítulos. No segundo capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica de alguns conceitos fundamentais sobre *stockbridge*, SMA e suas propriedades. Ainda no segundo capítulo, foram apresentados conceitos básicos sobre controle de vibrações, danos causados pela vibração em cabos, formas de controle e a aplicação de SMA para controle de vibração. No terceiro capítulo são apresentados os procedimentos utilizados para os ensaios, bem como, está detalhada as características dos protótipos, as metodologias de ensaio, os materiais e absorvedores utilizados para realização dos ensaios. O quarto capítulo descreve os resultados em termos de potência dissipada para os absorvedores analisados e é feita a análise comparativa entre o desempenho do *stockbridge* pseudoelástico e o *stockbridge* convencional. No quinto capítulo são apresentadas as conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1. VIBRAÇÃO EM CABOS**

O objetivo dos absorvedores em linhas de transmissão aérea é reduzir as amplitudes de vibração causadas pelo vento, que são as principais causas de ruptura de cabos condutores (Almeida et al; 1992). De uma maneira geral, o comportamento vibratório de cabos de transmissão pode ser classificado, basicamente, em três grupos: vibrações eólicas, galope e oscilações de rotação (Almeida et al,1992).

As vibrações eólicas são causadas por ventos de baixa velocidade, geralmente de 1m/s a 7m/s. Esses ventos podem causar vibrações numa faixa de frequência de 3 a 150 Hz com baixa amplitude, de 0,01 a 1 vez o diâmetro do condutor, devido à formação de vórtices (Hard et al,1979). Quando uma das frequências de ressonância e a frequência da força de sustentação do cabo estão próximas tem-se flexões no cabo, ou seja, o cabo se movimenta verticalmente podendo fazer com que o mesmo venha sofrer esforços diferentes, principalmente nos pontos de fixação, esses esforços podem vir a causar a ruptura por fadiga em fios que formam o cabo condutor ( Hard et al,1979).

O galope são vibrações de frequência muito baixa e alta amplitude, principalmente no movimento vertical do condutor, geralmente causado por ventos de moderada força que atravessam o condutor. Geralmente acontecem em regiões com temperaturas mais baixas (Hard et al,1979). Ventos de baixa temperatura podem congelar a superfície do cabo condutor tornando sua forma assimétrica isso pode causar oscilações no cabo condutor, fazendo com que se movimente de 10% a 100% da catenária do vão (Hard et al,1979). Além disso, essas oscilações podem provocar curtos entre as fases e submeter os cabos condutores a esforços excessivos fazendo com que venham a romper-se ou se danificarem (Hard et al,1979).

Oscilação de rotação é provocada por ventos de alta velocidade como furacões e outros tipos similares, tais ventos acabam causando zonas de baixa pressão atmosférica podendo fazer com que o cabo condutor fique rodando em trajetórias incontroláveis (Hard et al,1979). Esses movimentos podem causar curtos entre as fases e também geram esforços mecânicos excessivos nos cabos, podendo causar rompimentos e outros danos às linhas de transmissão (Hard et al,1979).

A tabela 2.1 apresenta uma comparação entre as características da vibração eólica, do galope e das oscilações de rotação. Ela deve ser interpretada com certo cuidado, pois os dados são observados de uma maneira geral e não devem ser levados em consideração para um ou outro caso em particular o qual pode sofrer muitas variações de linha para linha (Hard et al,1979).

Tabela 2.1 - Características de vibrações eólicas (Hard et al,1979).

<b>Comparação dos tipos de movimentos cíclicos nos condutores</b>			
	<b>Vibração eólica</b>	<b>Galope</b>	<b>Oscilações de rotação</b>
Linha afetada	Todas	Todas	Limitado a linha com condutores cobertos
$^1f [Hz]$	3 a 150	0,08 a 3	0,15 a 10
$^2Pk-Pk$	0.01 a 1	5 a 300	Modo corpo rígido de 0.5 a 80 Modo subspan 0.5 a 20
<b>Condições favoráveis de tempo</b>			
Característica do vento	Regular	Regular	Regular
$^3V_v [m/s]$	1 a 7	7 a 18	4 a 18
Superfície do condutor	Nua ou uniformemente congelada	Gelo assimetricamente depositado no condutor	Nua, seca
<b>Danos</b>			
Tempo aproximado para sofrer vários danos	3 meses a 20 anos ou mais	1 a 48 horas	1 mês a 8 ou mais anos
Causa direta do dano	Fadiga do metal	Alta carga dinâmica	Condutores divergentes, desgaste acelerado no condutor.
Componentes mais afetados	Condutores e fios do cabo	Condutor, toda estrutura, isoladores.	Superfície do condutor, espaçadores e amortecedores.

<sup>1</sup> Frequência.

<sup>2</sup> Amplitude de vibração pico a pico.

<sup>3</sup> Velocidade do vento.

### 2.1.1. Mecânica do movimento dos condutores

A principal causa de vibração em condutores em LT é a alternância dos vórtices causados pelos ventos que cruzam os condutores (Rawlins et al,1979). Essa ação cria alternadas pressões induzindo os condutores a se moverem verticalmente, dependendo de certos ângulos da direção dos fluxos de ar (Almeida et al,1992). Vórtices são fluxos de ar ou água com movimentos em formações cilíndricas. Essas formações periódicas de vórtices são as responsáveis pela variação de pressão, com isso, dão origem a forças que aumentam e diminuem verticalmente nos cabos (Rawlins et al,1979). Juntamente a esses movimentos verticais também acontecem vibrações torcionais causadas pela diferença de velocidade dos vórtices em formação e os que já estão se despreendendo (Rawlins et al,1979). Os vórtices foram estudados por vários pesquisadores entre eles *Strouhal* (1878), *Bénard* (1908) e *Von Karman* (1912), este por sua vez acabou desenvolvendo uma explicação teórica. A quantidade de pesquisadores sobre vórtices, relacionando as mais diversas situações que contribuíram até o momento é muito grande, mas os estudos mais comuns relacionam ar e água (Almeida et al,1992). Um dos resultados está relacionado pelo número de Reynolds ( $R$ ). A significância fundamental do número de Reynolds é que o mesmo permite avaliar o tipo do escoamento (a estabilidade do fluxo) e pode indicar se flui de forma laminar ou turbulenta. O número de Reynolds ( $R$ ) relaciona velocidade do fluido com o diâmetro do cilindro e viscosidade cinemática do fluido e é dado pela equação 2.1.

$$R = \frac{V_f d}{\nu}, \quad (2.1)$$

onde  $V_f$  é a velocidade do fluido,  $d$  é o diâmetro do cilindro e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido.

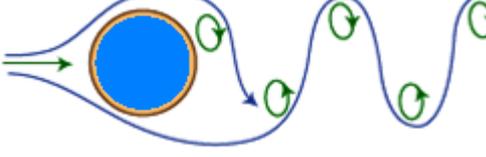
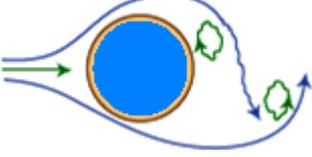
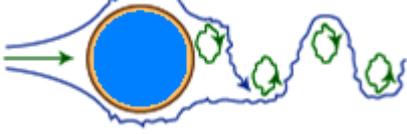
Embora a viscosidade cinemática do ar apresente alguma variação de acordo com a temperatura, essa variação que aparece é pequena quando comparada a velocidade do vento e ao diâmetro do cilindro encontrado nas linhas de transmissão s (Hard et al,1979). Experiências com vibrações em condutores tem mostrado que a faixa de interesse com relação a velocidade do vento é de 1 m/s a 7m/s (Hard et al,1979). O comportamento do fluxo de ar que passa no cilindro muda com o número de Reynolds, com o aumento do número Reynolds os vórtices começam a se desprender formando uma esteira de vórtices conhecida como esteira de *Von Karman*, pois foi quem observou, primeiramente, 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).

*Strouhal* (1878) destacou as primeiras relações sobre a regularidade da formação de vórtices e que a frequência das forças alternadas que atuam em estruturas cilíndricas é a mesma com que se formam os vórtices e está relacionada à velocidade de escoamento e à seção transversal do cilindro. Ele mostrou que esses vórtices podem ser descritos em termos de um número adimensional, chamado número de *Strouhal* ( $S$ ), que é definido por:

$$S = \frac{f_s \cdot d}{V_v}, \quad (2.2)$$

onde  $f_s$  é a frequência de formação de vórtices também chamada de frequência de *Strouhal*.  $d$  é a dimensão característica ou diâmetro do cilindro e  $V_v$  é a velocidade do vento (que é assumido ser laminar). A tabela 2.2 apresenta algumas observações mais comuns com a esteira de vórtices que resultam do escoamento ao redor de um cilindro.

Tabela 2.2- Regimes de fluxo de fluido em torno de cilindros circulares (Hard et al,1979).

Esteira de vórtices	Faixa do número de Reynolds
	$R < 5$ . Regime de fluxo não separado
	$5 \leq R < 40$ . Um par fixo de vórtices em turbulência
	$40 \leq R < 150$ Esteira de vórtices é laminar $150 \leq R < 300$ Transição para vórtice turbulento
	$300 \leq R < 3(10^5)$ . A esteira de vórtices é totalmente turbulenta
	$3(10^5) \leq R < 3,5(10^6)$ . Camada limite laminar sofreu transição turbulenta. A turbulência é estreita e desorganizada.
	$3,5(10^6) \leq R$ Estabelecimento da esteira de vórtices turbulento.

Para minimizar os danos causados pelas vibrações eólicas se faz necessário o controle das amplitudes de vibração do cabo.

### **2.1.2. *Stockbridge* e outros absorvedores de vibrações**

Os cabos condutores de linhas de transmissão aérea, mesmo que não sofram sobrecargas elétricas ou mecânicas, podem romper após algum tempo de serviço por fadiga do material próximo às fixações. Tais fatos são observados quando as linhas de transmissão estão expostas a ação de ventos constantes e de baixa velocidade (Hard et al, 1979). Uma vez conhecida a faixa das velocidades do vento dentro da qual existe condição para oscilações eólicas, e os diâmetros dos condutores utilizados nas linhas de transmissão, pode ser determinado, por meio da equação (2.2). A faixa de frequência para essas oscilações, considerando cabos de até 39,24mm de diâmetro e velocidades do vento de até 10m/s se verificará que as oscilações eólicas ocorrerão entre 2 e 70Hz (Labegalini et al, 2005). Vários tipos de vibrações mecânicas podem ocorrer, porém as mais comuns ficam numa frequência em torno de 3 a 50 Hz, geralmente causadas pelos vórtices que mudam periodicamente causando as vibrações nos condutores (Hard et al,1979). O comprimento do vão está entre cem e mil metros. Com isso, o espectro de frequência nos condutores é quase contínuo (Hard et al,1979). As frequências naturais consecutivas são separadas por distâncias relativamente curtas de 0.1Hz a 0.2 Hz, mas os condutores são frequentemente excitados por vibrações de ressonância forçada (Hard et al,1979). Dependendo da tendência do fluxo do vento e do amortecimento mecânico na linha de transmissão, a tensão dinâmica e a deformação induzida nos fios que formam os condutores podem se tornar altamente perigosas, principalmente próximos aos grampos e local onde o absorvedor de vibração foi fixado (Hard, A.R. et al,1979). Essas tensões e deformações podem levar os cabos a sofrerem fadiga (Almeida et al,1992) .

A resposta do condutor é altamente influenciada pelo número de pontos fixos e pelo comportamento dinâmico do *stockbridge* e também pelo auto amortecimento do condutor (Vecchiarelli et al, 2000). Para entender melhor as respostas dinâmicas das linhas de transmissão com *stockbridge* é preciso que se entenda sobre o comportamento dinâmico do próprio *stockbridge* isoladamente.

### 2.1.3. Absorvedores de vibração

Para tentar controlar vibrações eólicas em cabos condutores em LT's foram desenvolvidos vários dispositivos absorvedores (Fucks et al, 2005). Esses dispositivos são normalmente montados próximos aos pontos de fixação dos condutores, pois é o local onde acontecem com mais frequência os danos provocados pelas vibrações eólicas (Fucks et al, 2005). Existem vários tipos de amortecedores como: Amortecedores tipo ponte ou *Bretelle* (festão), braço oscilante, amortecedores *Helgra*, sistema massa mola ou *bouche*, amortecedores torcionais, amortecedor linear, absorvedores tipo *stockbridge* dentre outros (Fucks et al, 2005).

Nas figuras 2.1 a 2.5 são mostrados alguns desses amortecedores. Mais adiante, será detalhado o *stockbridge* que é o objeto de estudo desse trabalho.

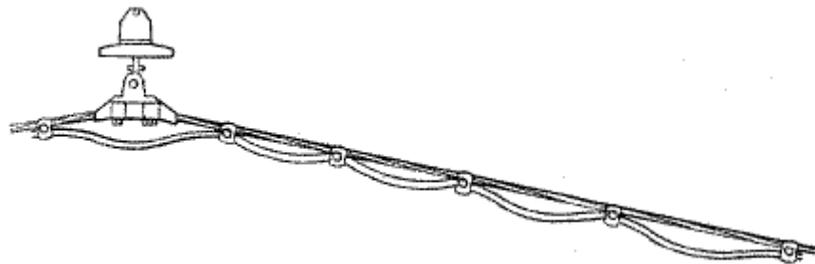


Figura 2.1- Amortecedor tipo *bretelle* ou festão (Fucks et al, 2005).

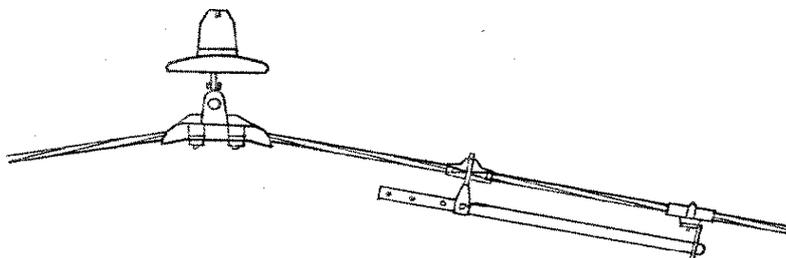


Figura 2.2- Amortecedor braço oscilante (Fucks et al, 2005).

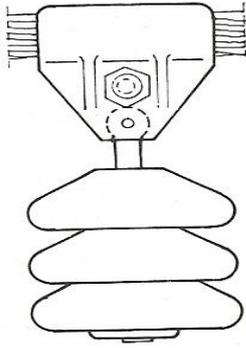


Figura 2.3- Amortecedor Helgra (Labegalini et al, 2005).

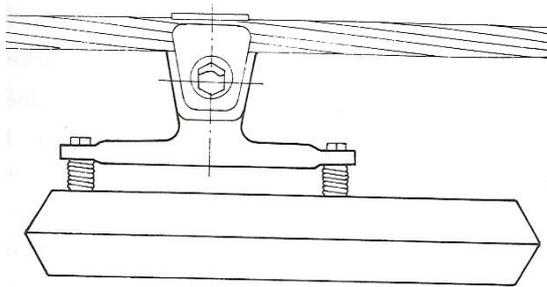


Figura 2.4-Amortecedor Bouche (Labegalini et al, 2005).

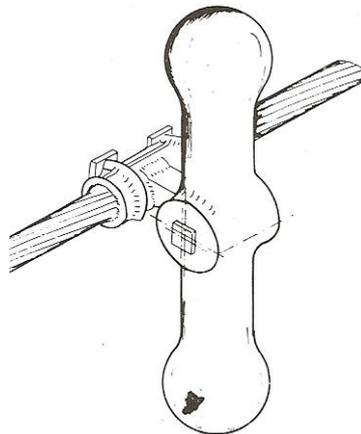


Figura 2.5-Amortecedor torcional (Labegalini et al, 2005).

O controle de vibrações em condutores ainda representa um desafio técnico-científico em função de diversos fatores que não são previstos no projeto de linhas como mudanças climáticas, regime do vento, desmatamentos entre outros fatores que afetam as LT's..

O controle das vibrações reduz os níveis de esforços dinâmicos no condutor e reduz também a quantidade de energia transmitida para a estrutura ou para vãos adjacentes (Labegalini et al,2005). Dois pontos importantes a serem observados para se minimizar os riscos de falhas por fadiga são: a magnitude das forças transmitidas pelo amortecedor ao condutor, bem como seu engastamento ao mesmo (Labegalini et al, 2005).

#### 2.1.4. Absorvedor tipo *stockbridge*

O absorvedor tipo *stockbridge* foi inicialmente projetado em 1925 por George Stockbridge e passou por várias modificações, bem como, foi amplamente empregado em vários países também com modificações (Hard et al,1979). Os modelos de *stockbridges* são constituídos por um cabo de fios flexíveis de aço, também conhecido como cabo mensageiro, duas massas inerciais e um grampo para fixação ao condutor de energia (Hard et al,1979). Um desenho esquemático do *stockbridge* é mostrado na figura 2.6.

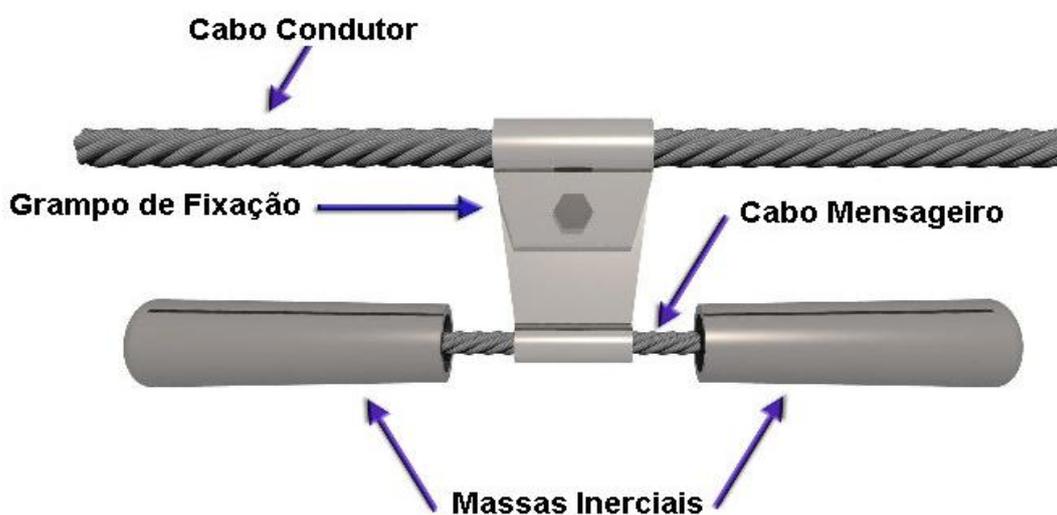


Figura 2.6 Desenho esquemático do *stockbridge* (Cachuté e Yamamoto, 2009, modificado).

O cabo mensageiro é formado por fios de aço galvanizado entrelaçados, sendo que alguns fios formam sua alma ou núcleo do cabo e outros formam uma ou duas camadas em volta desse núcleo. O *stockbridge* dissipa energia através do amortecimento histerético

fornecido pelo material dos fios componentes do cabo mensageiro e devido a fricção entre os fios, quando as massas oscilam (Labegalini et al,2005). O *stockbridge* exerce uma força vertical sobre o condutor no ponto em que foi fixado (Hard et al,1979). Dessa forma, ele absorve parte da energia mecânica causada pelo vento, somente em frequência de banda baixa próxima à frequência natural (Hard et al,1979). A energia mecânica exercida pelas vibrações eólicas sobre o cabo pode distorcer a forma da onda que atravessa ao longo do condutor de tal forma que essas deformações podem acarretar danos altamente perigosos, principalmente próximo aos pontos de fixação ( *Hard et al,1979*).

Para melhor entendimento da absorção de vibrações realizadas pelo *stockbridge*, podem ser observadas três fases de um ciclo em sequencia às vibrações na figura 2.7:

- Na primeira fase, o condutor é flexionado para baixo, porém o absorvedor mantém sua posição devido à inercia;
- Na segunda fase o condutor é flexionado para cima e o absorvedor, sendo vencido pela inércia estática e adquirindo energia cinética, movimenta-se para baixo;
- Na terceira fase, o condutor retorna à posição negativa, porém o absorvedor, devido à energia cinética obtida do condutor, é flexionado para cima; (Labegalini, et al,2005).

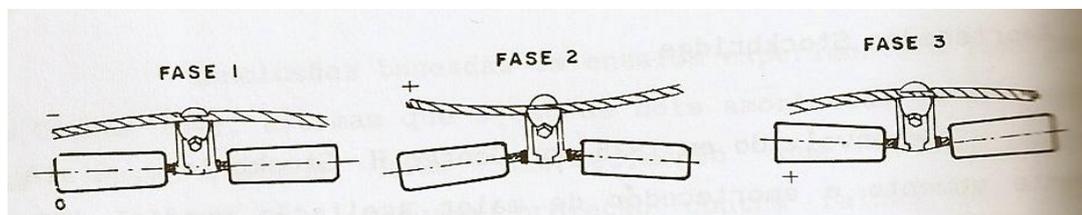


Figura 2.7- Fases de amortecimento (Labegalini et al,2005).

É observado que para esses tipos de absorvedores o funcionamento é realizado em contrafase em relação ao condutor. De acordo com suas frequências de ressonância tem-se mostrado muito efetivo (Labegalini et al, 2005). Porém essa eficiência diminui muito e rapidamente fora da região entre essas frequências. Isso implica na necessidade do conhecimento prévio das características de vibração do condutor, de modo a coordená-las com as do absorvedor, da qualidade do material que é feito o cabo mensageiro e do modo com que as massas são a ele conectadas. O tipo de presilha ou grampo de fixação usado é outro detalhe importante, pois no momento de sua fixação ao cabo condutor deve-se tomar

cuidado para não ferir o cabo condutor, pois isso poderia reduzir a vida útil do mesmo (Labegalini et al, 2005).

Os absorvedores de vibrações do tipo *stockbridge* são subdivididos em três modelos mais comuns e recebem nomes de acordo com as características principais, são os modelos simétrico, assimétrico e o *dogbone* (Hard et al,1979).

#### 2.1.4.1. *Stockbridge* tipo simétrico

Este absorvedor tem cabo mensageiro dividido pelo grampo de fixação ou presilha em partes simétricas e possui também duas massas inerciais iguais, conforme ilustrado na figura 2.8. Ele apresenta duas frequências naturais lineares distintas, grande eficiência quando dentro dessas duas frequências. Porém, perde rapidamente sua eficiência quando fora delas (Hard, et al,1979).



Figura 2.8- Absorvedor *stockbridge* simétrico (FHWA, 2006).

A figura 2.9 mostra um exemplo de gráfico de dissipação versus frequência típico do *stockbridge* simétrico. No gráfico é possível observar os picos de ressonância característicos desse tipo de absorvedor.

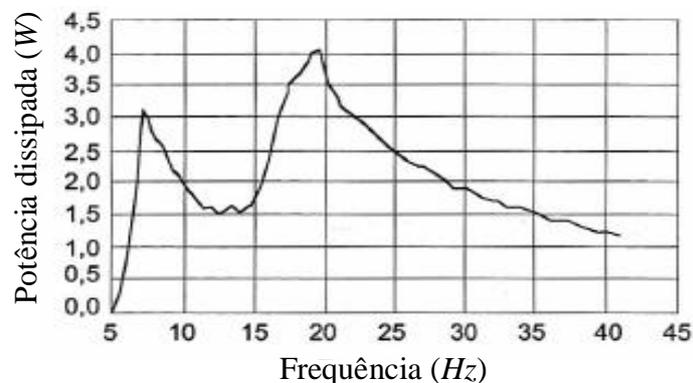
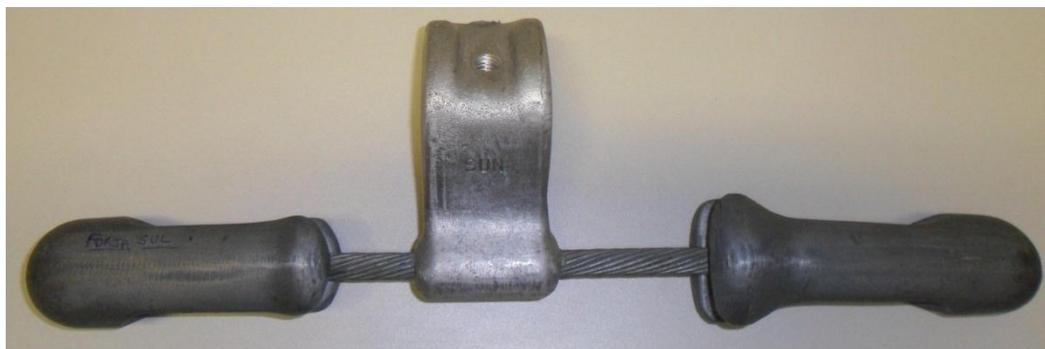


Figura 2.9 Gráfico de referência de potência dissipada (IEC 61897-1998-09).

### 2.1.4.2. *Stockbridge* tipo assimétrico

Este absorvedor tem cabo mensageiro dividido pelo grampo de fixação ou presilha em partes assimétricas e possui também duas massas inerciais de tamanhos diferentes, conforme ilustrado na figura 2.10. Quando o absorvedor é assimétrico implica que ele tem duas frequências naturais adicionais e pode ser mais adequado para determinadas aplicações (Oliveira, 1983). Devido à flexibilidade do sistema constituído pelas massas e pelo cabo mensageiro, quando o absorvedor vibra juntamente com o condutor ele tanto absorve quanto dissipa energia.



(a)



(b)

Figura 2.10- *Stockbridge* assimétrico (a) detalhes do absorvedor (b) ((b) Agência Pfisterer sefag 2009).

A figura 2.11 mostra um exemplo de gráfico de dissipação versus frequência típico do *stockbridge* assimétrico. No gráfico é possível observar os picos de ressonância característicos desse tipo de absorvedor.

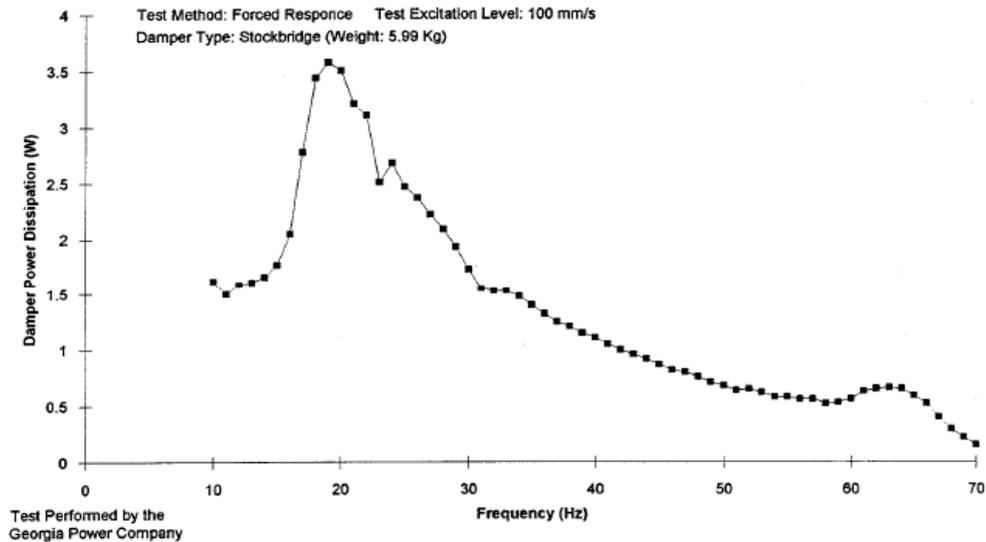


Figura 2.11 Gráfico de referência de potência dissipada (IEEE Std 664<sup>TM</sup>-(R2007)).

#### 2.1.4.3. Stockbridge tipo dogbone

Este absorvedor tem características semelhantes ao *stockbridge* simétrico, pois também possui simetria das massas com relação ao cabo mensageiro, mas suas massas inerciais possuem centro de massa fora do eixo axial do *stockbridge*, com isto, além das duas frequências naturais, o *dogbone* apresenta mais uma frequência natural torcional, totalizando três frequências naturais. A figura 2.12 mostra esse absorvedor.



Figura 2.12- Absorvedor *stockbridge dogbone* .

#### 2.1.5. Características dinâmicas do absorvedor tipo *Stockbridge*

O desempenho dinâmico de *stockbridges* é tradicionalmente avaliado de acordo com as normas IEEE Std 563<sup>TM</sup>-1978, IEC 61897-1998-09 e IEEE 664<sup>TM</sup> -1993(R2007). Elas apresentam quatro métodos para medição da potência dissipada em função da

frequência de excitação. São eles: *Inverse Standing Wave Ratio (ISWR)*, *Power method*, *Decay method* e *Forced Response method*, ou seja método da velocidade constante, método da potência, método do decaimento e método da resposta forçada, respectivamente.

Os métodos utilizados neste trabalho foram três, sendo eles os métodos da potência e o método da velocidade constante para ensaios no conjunto cabo-absorvedor.

O método da potência determina a potência dissipada característica do absorvedor através das medidas da força e velocidade impostas pelo sistema de controle ao conjunto cabo/absorvedor fixos a um *shaker*. A potência dissipada para o Método da Potência pode ser calculada pela equação.

$$P = \frac{1}{4\pi f} F A_s \text{sen}\theta_a , \quad (2.3)$$

onde  $P$  é a potência dissipada,  $f$  é a frequência de excitação,  $A_s$  é a aceleração (pico) medida no *shaker*,  $F$  é a Força de excitação do *shaker* e  $\theta_a$  é o ângulo de fase entre força e aceleração medidas no *shaker*.

O método da velocidade constante determina a potência dissipada característica do absorvedor pela medida das amplitudes do nó e anti-nó em cada frequência. A potência dissipada para o método *ISWR* pode ser calculada pela equação:

$$P = \sqrt{Tm} \frac{(V_i^{AN})^2}{2} \left( \frac{y_i^N}{y_i^{AN}} \right), \quad (2.4)$$

onde  $T$  é tensão mecânica do condutor ( $N$ ),  $m$  é a massa nominal do condutor ( $Kg/m$ ),  $y_i^N$  é amplitude do nó na frequência  $i$ ,  $y_i^{AN}$  é amplitude do anti-nó na frequência  $i$  e  $V_i^{AN}$  é a velocidade do anti-nó na frequência  $i$ .

O método da resposta forçada também conhecido como método das características dinâmicas determina a potência dissipada pelo absorvedor através das medidas de força e velocidade impostas pelo sistema de controle ao absorvedor fixo diretamente ao *shaker*.

Ensaio de caracterização dinâmica têm o objetivo de obter a curva de resposta que pode ser dada entre a potência dissipada e a frequência do absorvedor, ou mesmo, versus a velocidade do vento. Ensaio de eficiência tem por objetivo a determinação da eficiência de dissipação energética do absorvedor por meio de medições no condutor que será utilizado na linha de transmissão (EPRI, 1979-80). A eficiência ( $e$ ) pode ser calculada a partir da equação:

$$e = \left( \frac{y_i^N}{y_i^{AN}} \right), \quad (2.5)$$

Para se obter do *stockbridge* seu máximo desempenho, é preciso posicioná-lo próximo aos pontos de fixação da linha de transmissão, que são os pontos críticos em termos de fadiga (EPRI,1979-80). Além disso, o dispositivo deve mostrar características dinâmicas compatíveis às variáveis envolvidas no projeto como velocidade do vento, características do cabo, comprimento do vão etc. O melhor local para fixação do *stockbridge* na linha de transmissão é chamado ponto ótimo ou posição ótima que deve ser obtido seguindo alguns critérios específicos e recomendações do fornecedor (EPRI, 1979-80).

Conforme descrito por Almeida et al. (1992), teoricamente, o ponto de colocação ideal do *stockbridge* deve ser o ponto de maior amplitude 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, 1979-80). Mas na prática, segundo alguns autores (Oliveira et al. 1997), este valor teórico não é o valor ótimo, pois a própria presença do absorvedor distorce a onda (Oliveira et al. 1997). Essa posição ótima também pode ser uma especificação feita direta pelo fabricante. Considerando a posição teoricamente ótima deve ser levado em consideração que a frequência natural do conjunto condutor/*stockbridge* é diferente da frequência natural do condutor isoladamente. Com base nessa diferença é recomendado pela CIGRÉ (*Conseil International des Grands Réseaux Electriques*) que o *stockbridge* seja posicionado de acordo com a equação:

$$x = 0,85 \frac{\lambda}{2}, \quad (2.6)$$

onde  $x$  é a posição do *stockbridge*, a partir do último ponto de contato do cabo com o grampo de fixação (em metros) e  $\lambda$  é o comprimento de onda dado pela equação:

$$\lambda = \frac{1}{f_n} \sqrt{\frac{F_T}{m}}, \quad (2.7)$$

onde  $f_n$  é a frequência natural do cabo (Hz),  $F_T$  força trativa no cabo (N) e  $m$  é a massa do cabo por unidade de comprimento (kg/m).

A ressonância no condutor vai ocorrer quando a frequência de excitação do vento se igualar a uma das frequências naturais do condutor  $f_n=f_s$ . Utilizando o valor da

freqüência de *Strouhal* dada pela equação (2.2) e substituindo este valor em (2.6) será encontrada a equação (2.8) que determina o comprimento de onda:

$$\lambda = \frac{d}{0.185V} \sqrt{\frac{F_T}{m}}, \quad (2.8)$$

Uma vez encontrado o comprimento de onda dado pela equação (2.7), e fazendo a devida substituição em (2.6) obtém-se a posição ótima de fixação do *stockbridge* pela equação:

$$x = 2,237 \frac{d}{v} \sqrt{\frac{F_T}{m}}, \quad (2.9)$$

## 2.2 LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA - SMA.

As ligas com memória de forma é um grupo de materiais metálicos capaz de recuperar a forma ou tamanho, previamente definidos, quando submetidas a certas temperaturas e/ou tensões, devido a transformações martensíticas induzidas no material (Savi et al, 2008). As SMA apresentam diversas aplicações potenciais baseadas em suas propriedades termoelástica, efeito memória de forma e pseudoelasticidade (Otsuka et al, 1979). As propriedades das SMA começaram a ser pesquisadas nos anos 30, mas por volta de 1960 é que os estudos foram intensificados com a descoberta da liga metálica de níquel titânio (Srinivasan e McFarland, 2001). A liga de níquel titânio também possui as propriedades citadas anteriormente e foi descoberta por William J. Buehler no *Naval Ordnance Laboratory–Maryland*.

As SMA podem existir em duas fases sólidas distintas com estruturas cristalinas diferentes: Austenita (A) e Martensita (M). A fase austenita é uma fase dura, de alta temperatura e possui estrutura geralmente cúbica e simétrica. Nessa fase, as ligas apresentam alto módulo elástico (Hesselbach, 1995). A fase martensita é flexível sendo facilmente deformável e possui uma estrutura com pouca simetria (Hesselbach, 1995). A Figura 2.13 mostra esquematicamente a evolução da fração volumétrica martensítica em função da temperatura no estado livre de tensões (Delay et al, 1974). No geral, quatro temperaturas características de transformação são definidas:  $M_S$  e  $M_f$ , respectivamente temperaturas de início e fim da formação da Martensita.  $A_S$  e  $A_f$  correspondem às temperaturas de início e fim de formação da fase Austenita respectivamente. Durante o aquecimento, a transformação percorre a curva superior. Quando a temperatura  $A_S$  é atingida, tem-se o início de formação da Austenita. A transformação continua ate atingir 100% de Austenita em  $A_f$ . No resfriamento, a transformação percorre a parte inferior da

curva. Em  $M_s$  começa a formação de Martensita ate atingir a temperatura  $M_f$ , em que o material é 100% martensita (Delaey et al, 1974).

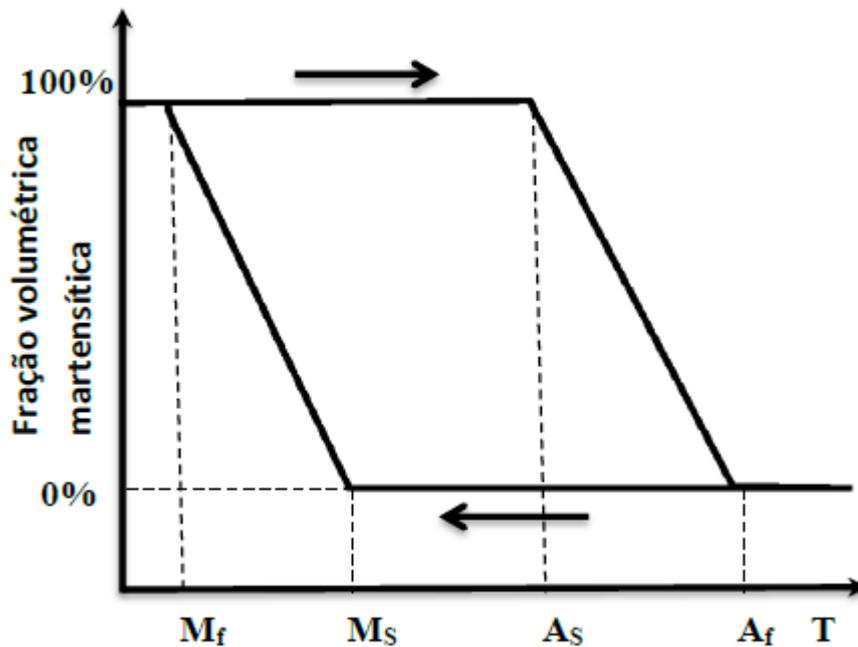


Figura 2.13 - Fração volumétrica da Martensita com a temperatura .

Acima de  $A_f$  a austenita é a fase estável por possuir menor energia livre e abaixo de  $M_f$  a martensita é a fase estável por possuir menor energia livre.

### 2.2.1 Transformações martensítica termoelásticas

As transformações de fase martensíticas são responsáveis pelas propriedades das SMA (Savi et al, 2003). Estas transformações são processos não-difusivos envolvendo fases sólidas que ocorrem a velocidades muito elevadas (Savi et al, 2003). Atribui-se a causa dessas transformações à diferença de energia livre entre as estruturas constituintes envolvidas no processo, o que induz modificações nas ligações químicas, tornando as transformações de fase de caráter essencialmente cristalográfico (Wasilevski, 1975). Essas transformações apresentam como principais características a não-dependência do tempo, forte dependência da temperatura e a propriedade de reversibilidade (Savi et al,2003). Outra característica importante é que o material pode ser submetido várias vezes a esse processo, sem perda de propriedades (Savi et al,2003).

Durante a transformação de fase entre austenita e martensita, os átomos se movem cooperativamente por um mecanismo do tipo cisalhamento, sem alterar a composição química da matriz, e são rearranjados em uma nova estrutura cristalina mais estável (Otsuka e Wayman, 1998; Thompson, 2000).

Transformações martensíticas são caracterizadas por um crescimento contínuo com o aumento da temperatura e uma diminuição contínua com o decréscimo de temperatura (Delaey et al, 1974). É definida sendo elástica ou degenerativa elástica se durante o processo de crescimento o processo de transformação está sempre em equilíbrio com a energia resistiva. O termo transformação degenerativa elástica se refere ao processo no qual é observado pequenos locais de descontinuidades ou saltos durante o processo de crescimento martensítico (Delaey et al, 1974). O comportamento pseudoelástico é análogo ao comportamento termoelástico, só que nesse caso há uma aplicação de tensão no material, então a transformação ocorre com o aumento contínuo da aplicação de tensão e o mesmo é revertido quando a tensão vai diminuindo. De uma maneira geral pseudo-elasticidade acontece se a deformação criada ao material por aplicação de uma carga, a uma temperatura constante, for totalmente recuperada (Delaey et al, 1974). A deformação quasiplástica é causada pela deformação da forma acompanhando a formação da martensita. Entretanto, a recuperação ocorre quando a transformação é revertida (Delaey et al, 1974).

O efeito memória de forma é um comportamento que surge devido a uma transformação martensítica reversível que pode ser provocada por uma variação de temperatura ou por aplicação de um carregamento (tensão) mecânico. Para o caso de aplicação de tensão será definida uma temperatura  $M_d$  acima da qual as propriedades de memória de forma não se manifestam e a liga se comporta como qualquer outra liga metálica comum. As transformações martensíticas reversíveis podem ser induzidas por tensão mecânica entre as temperaturas  $M_d$  e  $M_s$ , (Perkins, 1981).

### **2.2.2 Comportamento Termomecânico**

As SMA apresentam um comportamento termomecânico fortemente dependente da temperatura em que se encontram, e apresentam três comportamentos marcantes: quasiplasticidade, pseudoelasticidade e efeito memória de forma (Delaey et al, 1974). Em temperaturas abaixo de  $M_f$ , as SMA apresentam um comportamento quasiplástico, que é caracterizado por uma grande deformação residual proveniente de uma reorientação

martensítica induzida mecanicamente (Krishnan et al, 1974). A pseudoelasticidade, por sua vez, é um comportamento caracterizado por uma recuperação de deformação após a retirada da tensão a temperaturas acima de  $A_f$ . Essas deformações são oriundas de uma transformação martensítica induzida por tensão (Krishnan et al,1974). O efeito memória de forma é a recuperação da deformação quasiplástica com o aquecimento (Delaey et al, 1974).

A quasiplasticidade é caracterizada por uma grande deformação residual, oriunda de uma reorientação da martensítica induzida termicamente (Savi et al,2003). Quando carregado abaixo de  $M_f$  as SMA se comportam inicialmente elasticamente. Ao atingir uma tensão crítica observa-se deformação e uma tensão praticamente constante. Assim, o material sofrerá deformação considerável, podendo chegar até 10% para algumas ligas (Krishnan et al, 1974). A Figura 2.14 mostra a curva tensão - deformação quasiplástica esquemática.

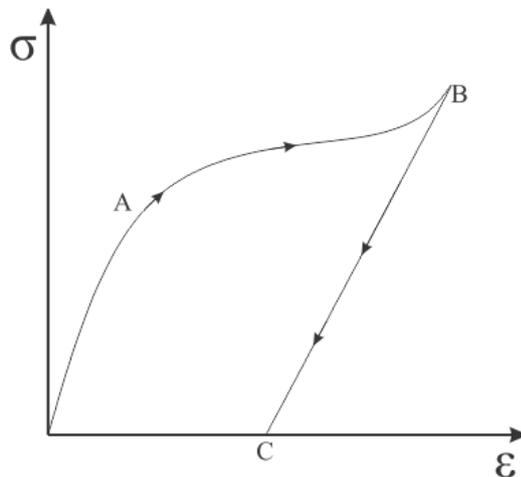


Figura 2.14. Curva tensão deformação quasiplástica- esquemática.

Na Figura 2.14, o ponto A indica o início da reorientação martensítica, o ponto B o fim da reorientação martensítica e o ponto C a deformação residual. Acima de  $A_f$  a martensita é instável. Se o material deformado quasiplasticamente for aquecido a temperaturas superiores a  $A_f$ , a deformação residual quasiplástica desaparece devido à transformação da martensita reorientada em austenita (Delaey et al, 1974).

A pseudoelasticidade é um comportamento caracterizado por uma recuperação de deformação após a retirada da carga, a temperaturas acima de  $A_f$ . Essas deformações são oriundas de transformações martensíticas induzidas por tensão (Krishnan et al,1974). As deformações pseudoelásticas podem chegar a 10% em certas ligas, sendo em torno de 8% um valor típico para as ligas NiTi (Krishnan et al,1974). A figura 2.15 ilustra este

comportamento esquematicamente. Sob uma tensão trativa, observa-se um comportamento elástico até um determinado nível de tensão. A partir daí observa-se uma deformação relativamente grande com pequena variação da tensão Fig. 2.15. Ao retirar a carga, a liga retorna ao seu estado inicial, descrevendo um ciclo de histerese. A área delimitada pela histerese expressa a energia dissipada durante o processo (Krishnan et al,1974).

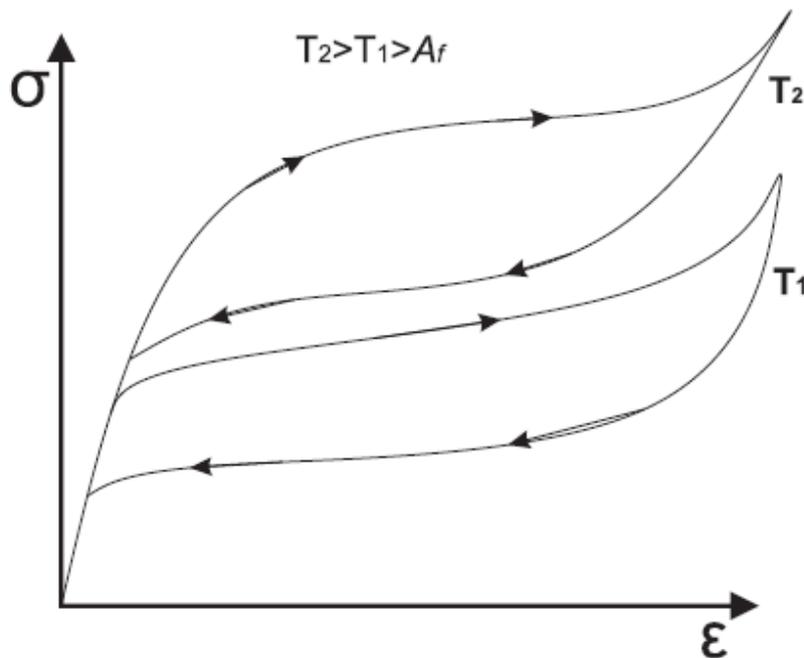


Figura 2.15. Curva Tensão-Deformação pseudoelástica- Típica.

O efeito memória de forma é a recuperação da deformação quasiplástica com o aquecimento (Delaey et al, 1974). Para uma SMA, resfriada a uma temperatura inferior a  $M_f$ , tem-se uma estrutura martensítica. Com aplicação de uma tensão mecânica, obtém-se uma resposta elástica até uma dada tensão crítica, onde será iniciado um processo de reorientação da martensita, favorecendo a uma variante associada à tração. Assim, durante esse processo, a tensão permanece praticamente constante até uma deformação característica, a partir da qual a SMA volta a apresentar um comportamento elástico. Com a retirada da tensão mecânica, observa-se uma deformação residual, que poderá ser recuperada com o aquecimento da SMA acima de  $A_f$ . Dessa forma, o material retornará a sua forma geométrica inicial, daí a denominação de efeito memória de forma (Delaey et al., 1974). A figura 2.16 ilustra o comportamento de memória de forma simples. Quando a SMA está abaixo de  $M_f$  ela pode ser facilmente deformada (Figura 2.16 A - B - C). Entretanto, quando o material é aquecido acima de  $A_f$ , ocorre uma mudança na estrutura da

liga que a faz retornar a sua forma original (Figura 2.16 D) e, ao ser resfriada, retorna à condição inicial.

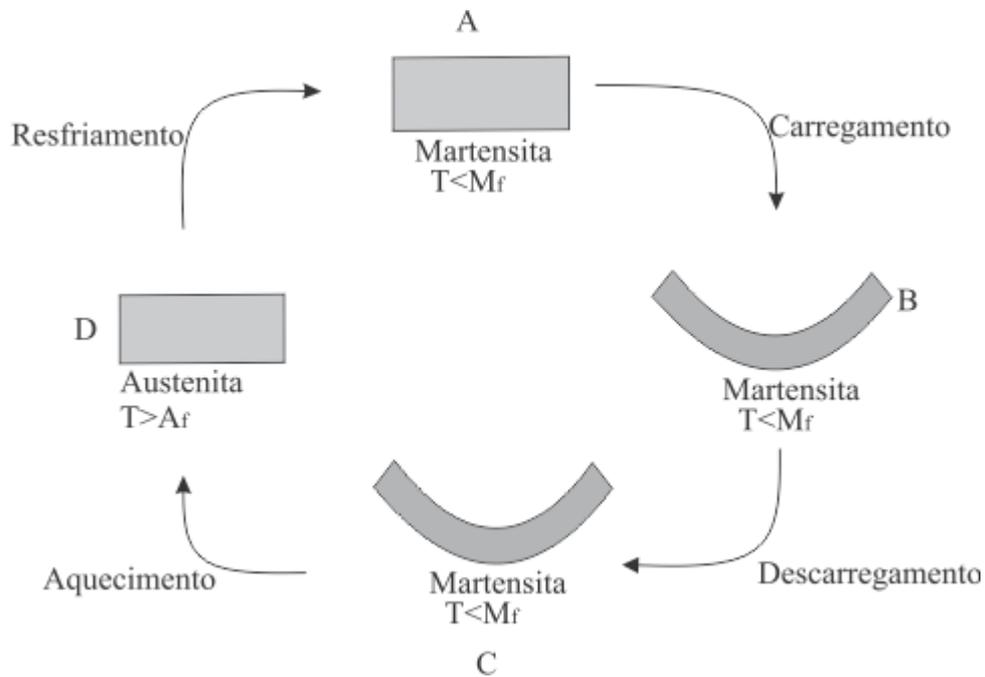


Figura 2.16. Efeito memória de forma - esquemático.

## 2.3 CONCEITOS ELEMENTARES DE SISTEMAS VIBRATÓRIOS

Em geral, qualquer sistema vibratório pode ser aproximado por um sistema massa-mola-amortecedor (Rao, 2008). Todos os sistemas contêm um meio para armazenar energia potencial (mola ou elasticidade), um meio para armazenar energia cinética (massa ou inércia) e um meio de perda gradual de energia (amortecedor) (Rao, 2008). A vibração de um sistema envolve a transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética e vice-versa. Se o sistema for amortecido certa quantidade de energia é dissipada em cada ciclo de vibrações (Rao, 2008).

### 2.3.1 Frequência natural

Se após uma perturbação inicial, um sistema continuar a vibrar por si próprio sem a ação de forças externas, a frequência com que ele oscila é conhecida como sua frequência natural ( $\omega_n$ ) (Rao, 2008). Essa frequência é uma característica fundamental do sistema e está diretamente relacionada com a massa e a rigidez do sistema. A massa  $m$  entra como provedora de energia cinética, tirando ou acrescentando, e a rigidez dos elementos de mola  $k$  como provedora de energia potencial do sistema (Rao, 2008). Um sistema vibratório com

$n$  graus de liberdade terá, em geral,  $n$  frequências naturais de vibração. A frequência natural de um sistema massa mola pode ser descrita pela equação:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (2.10)$$

### 2.3.2 Elementos de massa

Admite-se que o elemento de massa ou inércia é um corpo rígido e pode ganhar ou perder energia cinética sempre que a velocidade do corpo mudar (Rao, 2008). Pela segunda lei do movimento de Newton, o produto da massa por sua aceleração é igual à força aplicada à massa. Trabalho é igual à força multiplicada pelo deslocamento na direção da força, e o trabalho realizado sobre uma massa é armazenado na forma de energia cinética (Rao, 2008).

### 2.3.3 Elementos de mola

Uma mola linear é um tipo de elo mecânico cuja massa e amortecimento são, de modo geral, considerados desprezíveis. Uma força é desenvolvida na mola sempre que houver um movimento relativo entre suas duas extremidades. A força da mola é proporcional à quantidade de deslocamento relativo e é dada pela equação:

$$F = k\delta, \quad (2.11)$$

onde  $F$  é a força da mola,  $\delta$  é o deslocamento relativo ( $\Delta l$ ) e  $k$  é a rigidez da mola ou constante elástica. O trabalho realizado ( $u$ ) de uma mola é armazenado energia potencial elástica na mola, e é dado pela equação:

$$u = \frac{1}{2} k \left[ \frac{\Delta l}{l_0} \right]^2. \quad (2.12)$$

Molas reais são não lineares e seguem a equação (2.11) apenas até certo deslocamento. Quando a deformação ultrapassa certo valor, a tensão ultrapassa o limite elástico do material e a relação força-deslocamento torna-se não linear (Rao, 2008). Em muitas aplicações práticas é admitido que pequenas deflexões sejam impostas, validando a equação (2.11) (Rao, 2008). Elementos elásticos como vigas também se comportam como

molhas. A figura 2.17 ilustra uma viga em balanço com uma massa  $m$  na extremidade (Rao, 2008).

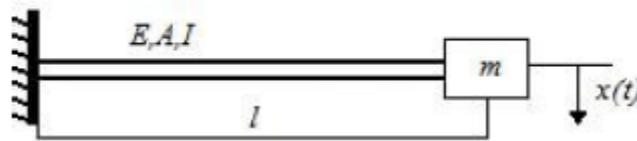


Figura 2.17 Viga em balanço com uma massa (Rao 2008).

Por simplicidade, a massa da viga é considerada desprezível em comparação à massa  $m$ . Pela resistência dos materiais, a deflexão estática da viga na extremidade livre é dada pela equação:

$$\delta_{st} = \frac{Wl^3}{3EI}, \quad (2.13)$$

onde  $\delta_{st}$  é a deflexão estática,  $W$  é o peso da massa  $m$ ,  $E$  é o módulo de elasticidade,  $I$  é o momento de inércia da seção transversal da viga e  $l$  é a distância da massa ao ponto de engastamento. Como consequência, a constante elástica é dada pela equação:

$$k = \frac{W}{\delta_{st}} = \frac{3EI}{l^3}, \quad (2.14)$$

#### 2.3.4 Graus de liberdade

O número mínimo de coordenadas independentes requerido para determinar completamente as posições de todas as partes de um sistema, a qualquer instante, define a quantidade de graus de liberdade do sistema (Rao, 2008). As coordenadas necessárias para descrever o movimento de um sistema constituem um conjunto de coordenadas generalizadas. As coordenadas generalizadas podem representar coordenadas cartesianas ou não cartesianas (Rao, 2008). Uma grande quantidade de sistemas práticos pode ser descrita usando um número finito de graus de liberdade. Alguns sistemas, em especial os que envolvem elementos elásticos contínuos, têm um número infinito de graus de liberdade. Sistemas com um número finito de graus de liberdade são denominados sistemas discretos ou de parâmetros concentrados, e os que têm um número infinito de graus de liberdade são denominados sistemas contínuos ou distribuídos (Rao, 2008).

### 2.3.5 Elementos de amortecimento

Amortecimento é o mecanismo pelo qual a amplitude das oscilações de um sistema é diminuída pela conversão de sua energia cinética em outro tipo, geralmente sonora ou calor (Rao, 2008). Embora a quantidade de energia convertida em calor ou som seja relativamente pequena, é importante considerar o amortecimento para uma previsão precisa da resposta de vibração de um sistema. Os amortecimentos são modelados como: amortecimento viscoso, amortecimento Coulomb ou por atrito seco e amortecimento material ou sólido ou também conhecido por histerese (Rao, 2008).

#### 2.3.5.1 Amortecimento por histerese, material ou sólido.

Quando um material é deformado, ele absorve energia. Esse efeito deve-se ao atrito entre os planos internos, que deslizam ou escorregam enquanto as deformações ocorrem (Rao, 2008). Quando um corpo com amortecimento material é sujeito à vibração, o diagrama tensão-deformação mostra um ciclo de histerese como o da figura 2.18(a). A área desse ciclo representa a energia perdida por unidade de volume do corpo por ciclo devido ao amortecimento (Rao, 2008).

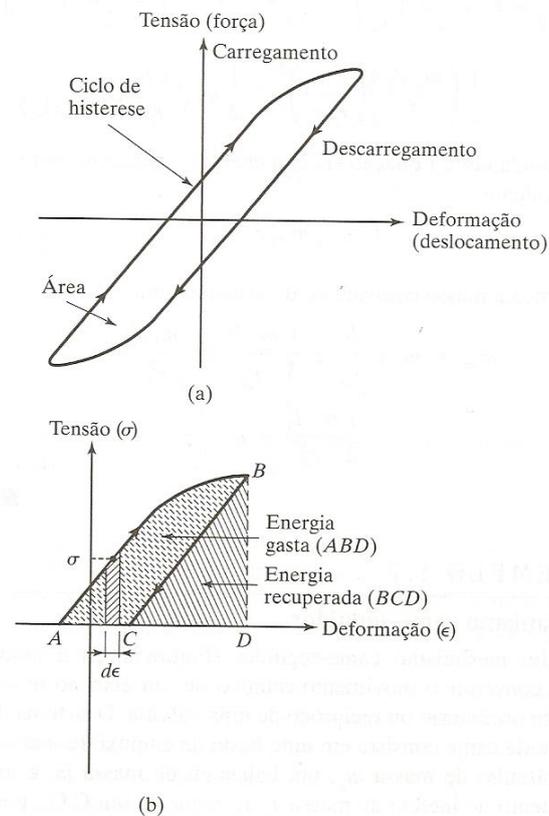


Figura 2.18. Ciclo de histerese para materiais plásticos (Rao, 2008).

Quando a carga aplicada a um corpo elástico é aumentada, a tensão e a deformação no corpo também aumentam. A área sob a curva, dada pela equação (2.15) representa a energia introduzida no sistema, ou seja, trabalho realizado, por unidade de volume do corpo (Rao, 2008). Quando a carga aplicada ao corpo for retirada parte da energia será devolvida ao sistema e outra parte dissipada. Quando o caminho de descarregamento é diferente do caminho de carregamento, a área ABC na figura 2.18(b), a área do ciclo de histerese na figura 2.18(a), denota a energia perdida por unidade de volume do corpo.

$$u = \int \sigma d\varepsilon. \quad (2.15)$$

## **2.4 CONTROLE DE VIBRAÇÕES**

Os métodos de controle de vibrações podem ser separados, basicamente, em métodos passivos, ativos e adaptativos (Rao, 2008).

### **2.4.1 Controle passivo de vibrações**

Os métodos de controle passivo de vibrações não fazem uso de fonte de energia externa e lidam diretamente com as propriedades físicas do sistema, como a rigidez, massa e amortecimento (Rivin, 1995). O controle passivo de vibrações deve agir com uma mudança estrutural básica, utilizando outros materiais, ou mesmo adicionando um elemento passivo, que dissipam a energia do movimento do sistema em outro tipo de energia, ou a dissipa em outro lugar, protegendo o sistema primário (Rao, 2008). Geralmente, controladores passivos têm constituição simples, o que os tornam mais baratos, mas como possuem propriedades de absorção fixas, são menos versáteis que os ativos, funcionando estritamente na faixa de utilização para quais foram projetados (Rao, 2008).

### **2.4.2 Controle ativo de vibrações**

Os métodos de controle ativo de vibrações dependem do uso de uma fonte de energia externa. O controle ativo de vibrações tradicionalmente pertence ao campo da engenharia de controle. É baseado no uso de sensores, atuadores, eletrônica de tratamento de sinais e eletrônica de controle, tendo como objetivo fazer com que todos os erros possíveis, ou a maioria deles, que possam ocorrer num sistema sejam antecipados e compensados (Rivin, 1995).

### **2.4.3 Controle adaptativo de vibração**

Controle adaptativo é a denominação atribuída à ação de controle de sistemas capazes de modificar seus próprios parâmetros em resposta a alterações verificadas em algum módulo que esteja sendo monitorado (Rivin, 1995). Neste sentido, adaptar-se significa mudar o comportamento em resposta a novas circunstâncias de operação, com o objetivo de manter um nível esperado de desempenho (Astrom e Wittenmark, 1995). O controle adaptativo é uma extensão natural de sistemas realimentados clássicos, os quais já se ajustam a novas circunstâncias, buscando projetar controladores dotados de maior grau de autonomia (Astrom e Wittenmark, 1995). As estruturas adaptativas estão inseridas na classe de controle ativo, fazem uso das propriedades dos materiais funcionais de seus componentes para diminuir peso, complexidade e melhorar a eficiência do sistema (Astrom e Wittenmark, 1995).

### **2.4.4 Controle ativo de vibrações via SMA**

As propostas de emprego de SMA para controle ativo de vibrações exploram o efeito memória de forma. Basicamente, a mudança de geometria e a mudança de rigidez.

*Snirivasan* et al (1991) apresentam experimentos que foram feitos para analisar o efeito de mudança de geometria das SMA no controle de vibração em estruturas. Por meio de um gerador de onda quadrada, filamentos do material foram aquecidos e resfriados alternadamente, impondo uma força oscilante na estrutura. Mudando o ângulo de fase entre a força imposta pelo filamento e a força de excitação, a vibração pode ser controlada. Outro efeito apresentado pelas SMA quando ativadas termicamente é a mudança de rigidez. Algumas ligas experimentam aumentos de até três vezes em sua rigidez (Delaey et al, 1974).

Han et al (2004) pesquisaram as forças de atuação de molas de SMA empregadas para melhorar a estabilidade estrutural em colunas flexíveis. Os resultados experimentais mostraram que as molas de SMA podem ser usadas para melhorar a capacidade de amortecimento das colunas e que seu efeito é sensível à localização da mola. Também fizeram uma investigação numérica e os resultados revelaram que a capacidade de amortecimento da coluna pode ser significativamente melhorada dependendo das condições de contorno das colunas, localização, comprimento e diâmetro das molas de SMA.

## 2.4.5 Controle passivo de vibrações via SMA

O desenvolvimento de sistemas de controle passivo de vibração via SMA explora basicamente o comportamento pseudoelástico das SMA. Na fase austenítica elas se comportam pseudoelasticamente. Tal comportamento pode envolver deformações recuperáveis da ordem de 10% para alguns materiais, em contraste à relativamente insignificante deformação recuperável da grande maioria dos materiais metálicos que se restringe ao regime elástico. Além da grande capacidade de absorção de energia o comportamento pseudoelástico envolve uma força restauradora (Da Silva, 2007). A figura 2.19 destaca o amortecimento associado a área interna da histerese e a energia resiliente associada sob a curva.

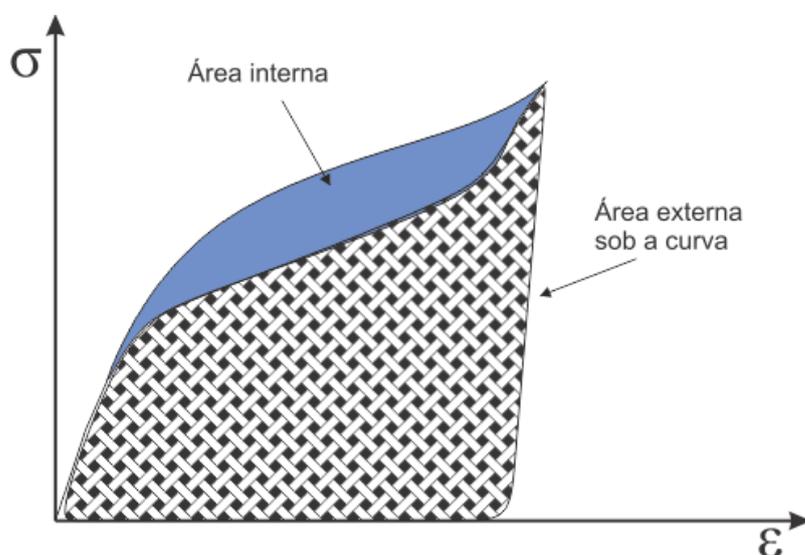


Figura 2.19. Curva de histerese pseudoelástica-esquemática.

O objetivo primário da isolamento de vibração é reduzir forças ou movimentos que são transmitidos de uma estrutura a outra. Tradicionalmente, busca-se atingir este objetivo através de sistemas de isolamento (conexões) entre tais estruturas de maneira a reduzir efeitos indesejados ou perturbações na estrutura de interesse, através da isolamento. Tais sistemas possuem normalmente rigidez relativamente baixa. Entretanto, em situações que envolvem grandes cargas, a baixa rigidez gera grandes deslocamentos. Esse problema tem sido contornado pelo uso de dispositivos de rigidez decrescente. Ou seja, dispositivos cuja rigidez é inicialmente alta, mas que diminui com o aumento da carga. Assim, o estado rígido do dispositivo suporta a carga inicial, e a transmissibilidade é reduzida pela rigidez menor na faixa de operação do dispositivo (Da Silva, 2007).

*Birman (1997)* analisou a influência de amortecedores pseudoelásticos de *Ni-Ti* no comportamento vibratório de estruturas elásticas. Na sua análise ele considerou que os elementos com memória de forma não afetavam o movimento da estrutura, mas agiam somente como dissipadores de energia. Os resultados do seu trabalho mostram que os fios de *SMA* na fase austenítica são muito atrativos para aumentar o amortecimento estrutural. Do seu trabalho pode-se ainda identificar duas limitações das *SMA* para este tipo de aplicação. A primeira está relacionada à deformação relativamente grande que é necessária para induzir a transformação de fase induzida por tensão. A segunda é a degradação das propriedades termomecânicas da liga quando submetida a carregamentos cíclicos do sistema (Da Silva, 2007).

Clark et al (1995) propuseram um dispositivo de amortecimento passivo baseado no comportamento pseudoelástico de fios de NiTi. O desempenho e o comportamento deste dispositivo foram avaliados através de uma serie de experimentos sob diferentes níveis de amplitudes de deformação, temperaturas ambiente e frequências de carregamento. Os resultados mostram que os amortecedores baseados em NiTi apresentam uma histerese estável para pequenas variações da frequência de carregamento e configuração do dispositivo com um único fio ou com múltiplas camadas. Concluiu que é possível empregar o NiTi para o projeto de dispositivos passivos de amortecimento.

Eaton (1999) demonstrou o beneficio de se empregar elementos pseudoelásticos de NiTi para desenvolver um dispositivo passivo absorvedor de energia. Seu estudo mostrou que um amortecedor pseudoelástico de NiTi pode ser usado para suprimir a resposta dinâmica de um sistema secundário, e que para grandes deformações, o amortecedor de NiTi pode dissipar mais energia que um amortecedor viscoso. A redução de vibração do sistema secundário pode ser atribuída a dois mecanismos: o deslocamento do sistema secundário da frequência de ressonância e a dissipação de energia pela histerese pseudoelástica. Numa outra linha de pesquisa, que busca explorar as propriedades pseudoelásticas para o controle de vibração em estrutura Thonson et al (1996) analisaram teórica e experimentalmente a resposta dinâmica de uma estrutura espacial treliçada flexível com fios de NiTi. Estes autores concluíram que em algumas situações os fios de *SMA* podem contribuir bastante para o amortecimento da estrutura.

Savi et al (2011). Tratam do uso de *SMA* em absorvedores de vibração. Desenvolveram um dispositivo passivo adaptativo construído com *SMA* (ATVA). Inicialmente apresentaram um oscilador com um grau de liberdade em que a força de restituição é dada por elemento *SMA*. Na análise do sistema é mostrado que há alta

dissipação de energia devido ao comportamento histerético da SMA. O comportamento do sistema é comparado a um absorvedor passivo composto com elemento elástico (TVA). O TVA atenua as amplitudes de vibração no sistema primário, para determinada faixa de frequência, entretanto duas novas frequências de ressonância surgem devendo ser evitadas. O SMA-ATVA se mostra capaz de reduzir as amplitudes de resposta do sistema não somente na faixa de frequência inicial, mas também para as novas frequências de ressonância que apareceram no TVA.

## 2.5 OUTRAS APLICAÇÕES DAS SMA.

A Raychem Corporation é uma empresa que desenvolve uniões de tubulações hidráulicas utilizando SMA. Estas uniões tem a forma de casquilhos cilíndricos de diâmetro ligeiramente inferior ao dos tubos que devem ser unidos. Este é expandido a baixa temperatura, enquanto se encontram no estado martensítico, e quando são aquecidos sofrem uma contração que une as extremidades dos tubos (Fernandes, 2003).

Em 1975, na Universidade de Iowa, foi feito o primeiro implante de um arco ortodôntico explorando a pseudoelasticidade de uma SMA para correção da posição dos dentes (Hodgson et al, 1990). Esta correção é imposta através de uma pequena variação de tensão quase constante que resulta em grande deformação. Tomando como comparativo os arcos convencionais de aço inox, o incomodo é mínimo para o paciente (Machado e Savi, 2002).

Outra aplicação das SMA consiste de um filtro de coágulos sanguíneos desenvolvido por Simon. Um fio de NiTi é previamente deformado para assumir uma forma que lhe permita fixar-se as paredes internas das veias. Esse filtro é deformado a baixa temperatura de modo a ser inserido na veia pretendida junto com uma solução salina que o mantém resfriado. Ao ser submetido ao calor do corpo humano, ele retoma a configuração original (Machado e Savi, 2002). Também na área médica podem-se citar os implantes de placas ósseas no regime pseudoelástico que auxiliam na recuperação de um osso fraturado. Frequentemente estes implantes são usados em fraturas ocorridas na face (nariz, mandíbulas e na região óssea ocular). Essa técnica é conhecida na medicina como síntese óssea (Machado e Savi, 2002). Primeiramente, a placa de NiTi é resfriada abaixo de  $M_f$ , então, implantada no osso. Porém, com o aquecimento natural do corpo humano, a placa se contrai e com isso gera uma compressão nos ossos fraturados, acelerando o processo de cura em relação às placas de titânio ou aço inoxidável (Mantovani, 2000).

### 3. MÉTODOS E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

O desempenho dinâmico dos absorvedores convencionais e dos protótipos será mensurado por meio da dissipação de energia em função da frequência de excitação. A dissipação será medida por três métodos previstos na IEEE 664™ 1993 (R2007): Método da Resposta Forçada, Método *ISWR* e Método da Potência.

#### 3.1 BANCADA DE ENSAIOS DINÂMICOS MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA

Pelo Método da Resposta Forçada as características dinâmicas serão obtidas pela medição da força, aceleração e velocidade imprimidas no absorvedor, montado diretamente em um *shaker*, aparelho que fornece uma força de excitação senoidal. O absorvedor será acoplado ao *shaker* por meio de um suporte que simula a fixação em um cabo condutor. O suporte será fabricado com a menor massa possível, de modo a minimizar interferências nas medições. Montado diretamente no *shaker* serão posicionadas duas células de carga na base do mecanismo de excitação para medir a força aplicada pelo sistema de controle. No suporte será afixado acelerômetro para medir a aceleração do sistema. Um esquema do processo experimental de medição é apresentado na figura 3.1, onde ilustra um exemplo do *shaker* com suporte e absorvedor montados, células de carga e acelerômetro já posicionados. Todo o sistema da bancada estará conectado a um computador. Os parâmetros de ensaio são enviados ao controlador do *shaker* em seguida o controlador manda o comando para que o *shaker* excite o aparato. Os sensores acoplados ao *shaker* e ao *stockbridge* então captam as respostas e as mandam para o sistema de aquisição de dados, que transfere o sinal de volta para o computador, que plota o gráfico usando os dados coletados.

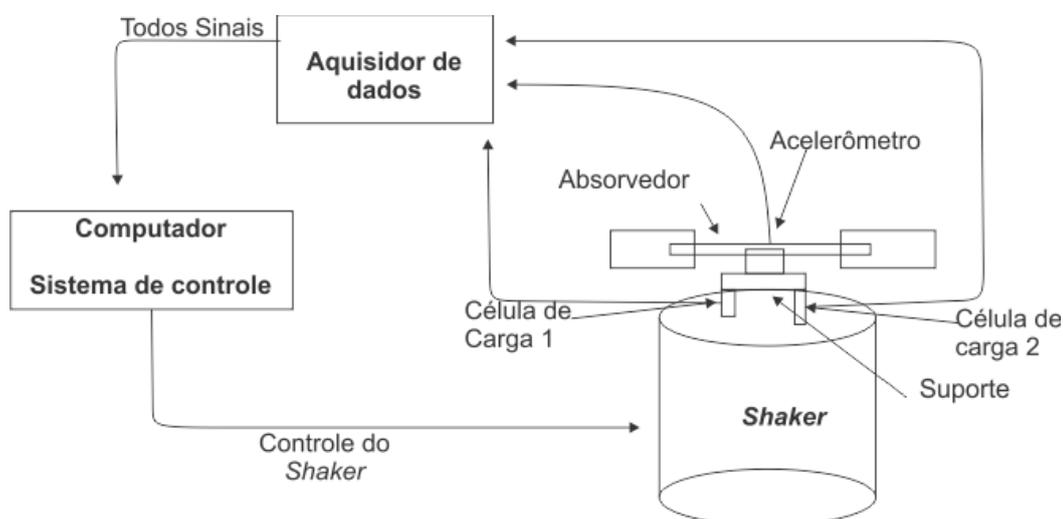


Figura 3.1. Esquema da bancada para absorvedor acoplado diretamente ao *shaker*.

### 3.1.1 Shaker

De acordo com a norma IEEE Std 664<sup>TM</sup> -1993 (R2007), o *shaker* deve estar acoplado a um sistema capaz de controlar os sinais de força e velocidade de saída com uma precisão em torno de 2% do valor medido. Os dados do ângulo de fase entre os sinais de força e de velocidade devem ser feitos com uma precisão suficientemente grande para assegurar que a precisão do ângulo de fase seja em torno de 1% do valor medido. O *shaker* eletromecânico disponível na bancada, figura 3.2, é do fabricante *Data Physics Corporation* e atende a todos os requisitos da norma. Para o controle do *shaker* foi usado o controlador *SignalStar Vector Vibration Controller-Sine*.



Figura 3.2. *Shaker* acoplado a um cabo condutor.

### 3.2 SUPORTE

Para executar o ensaio segundo o método da resposta forçada é necessário um acoplamento entre o *shaker* e o absorvedor. O suporte do absorvedor, que o liga à extremidade do *shaker*, foi todo desenhado e fabricado no laboratório de processos de fabricação, SG-09. A figura 3.3 mostra o suporte desmontado e o desenho técnico desse suporte está apresentado no apêndice A. Foram usados três pinos cilíndricos de aço sendo dois deles com 50 mm de comprimento, 19,6 mm de diâmetro e com dois prisoneiros para serem acoplados ao *shaker* o terceiro pino com 95,6 mm de comprimento contendo cortes

transversais e furos nas extremidades para fixação das células de carga e 23,6 mm de diâmetro, dois parafusos de 20,6 mm de comprimento. A massa total do suporte é 0,462 Kg. Na figura 3.4 é possível observar o suporte montado no *shaker* com todas as peças, células de carga e acelerômetro.



Figura 3.3. Suporte desmontado.



Figura 3.4 Suporte montado no *shaker*.

### 3.3 ABSORVEDORES *STOCKBRIDGES*

Quatro tipos de *stockbridges* convencionais (Figura 3.5) foram ensaiados. Sendo três do tipo *dogbone* modelo F4000, F4000-04 e F4000-08 com 1,432 Kg , 2,850 Kg e 4,6 Kg respectivamente, e um assimétrico com 2,265 Kg.

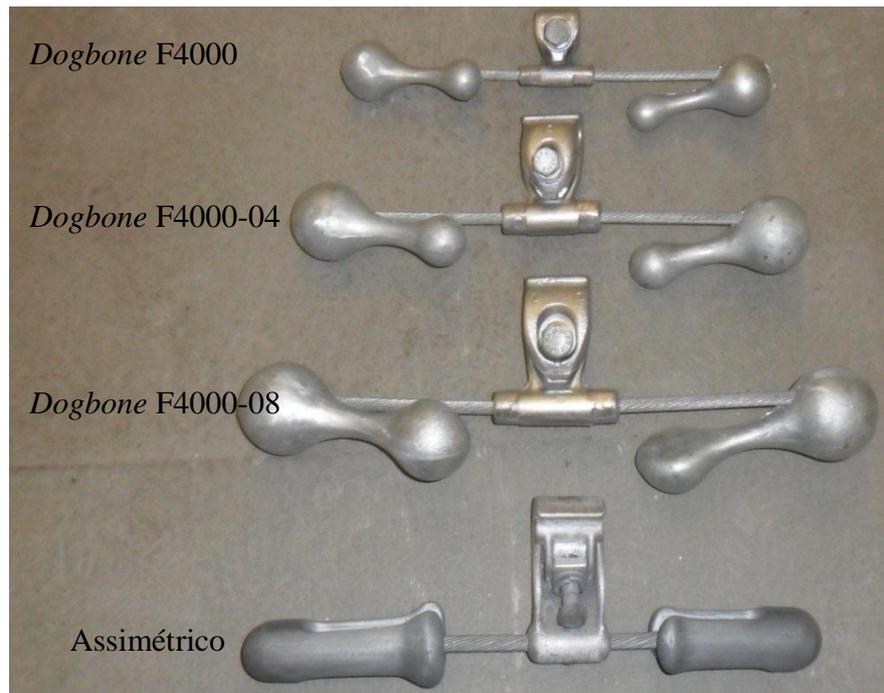


Figura 3.5 Stockbridges testados.

### 3.4 MATERIAL UTILIZADO

Os cabos mensageiros usados nos protótipos foram fabricados a partir de uma barra pseudoelástica de Níquel-Titânio com 31,73 mm de diâmetro fornecida pela *Memory-Metalle*. As propriedades do material fornecidas pelo fabricante são apresentadas no Apêndice B. Esse é uma liga austenítica à temperatura ambiente, sendo sua  $A_f$  igual a  $-10^{\circ}\text{C}$ . Foi feita análise de composição via EDS (MEV) da SMA utilizada como sendo 64,17% de níquel e 35,83% de titânio. A figura 3.6 mostra um pedaço da barra como foi fornecida para os estudos ao lado de um cabo mensageiro pronto para a montagem.

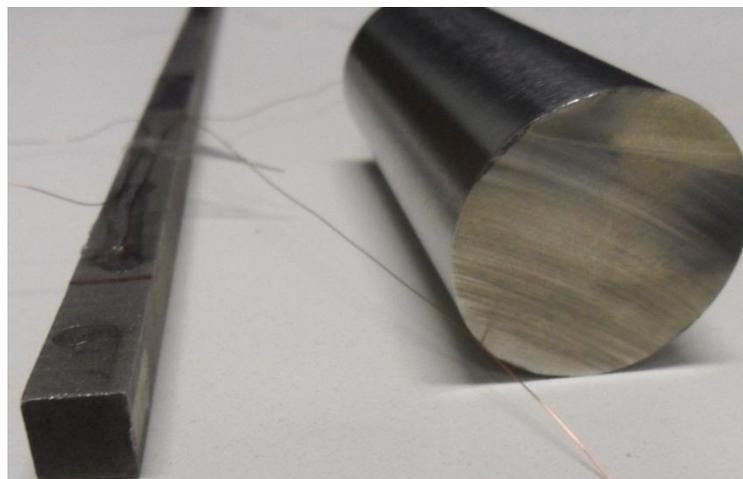


Figura 3.6. Barra depois da usinagem (esquerda) e antes da usinagem (direita).

A seção retangular foi escolhida para melhor utilizar a área de tensão máxima na barra, que se encontra na camada mais externa, como ilustrado na figura 3.7 (Shigley, 2003).

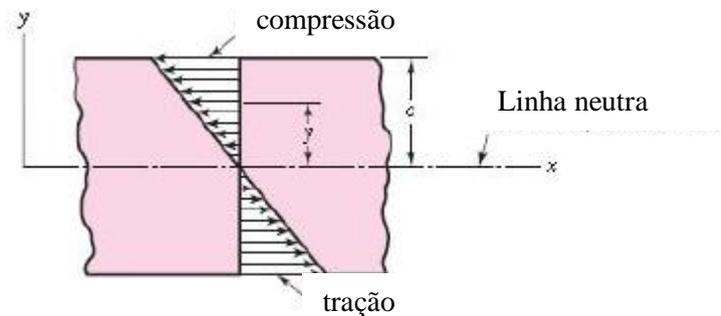


Figura 3.7: Distribuição da tensão em flexão (Shigley, 2003).

Foram confeccionadas duas barras de seção transversal retangulares, com 34 centímetros de comprimento cada. Em seguida, foram efetuados ensaios de flexão para determinar as propriedades da barra de SMA. Um cabo mensageiro foi retirado de um dos protótipos e ensaiado na máquina de ensaios universal da *Material Testing System*, MTS 810, do Laboratório de Ensaios Mecânicos da UnB-SG-9, mostrado na figura 3.8. A barra ensaiada tinha seção transversal retangular com base 8,65 mm e altura igual a 9,3 mm.



Figura 3.8: Ensaio de flexão com a barra de SMA.

Para determinar a deformação mínima a partir da qual o material entra no regime pseudoelástico se faz necessário o uso das equações (3.1) a (3.5). Sendo que as equações (3.4) e (3.5) são válidas somente para o regime elástico. Para o cálculo de momento fletor foi utilizada a equação (3.1) baseada no esquema da figura 3.9.

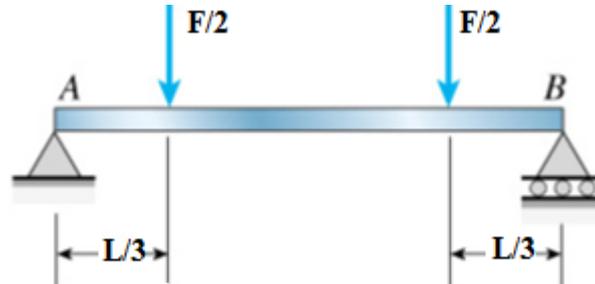


Figura 3.9: Esquema para ensaio em vigas bi-apoiadas.

$$M = \frac{FL}{6}, \quad (3.1)$$

onde  $M$  é o momento fletor,  $F$  é a força e  $L$  é o comprimento total da barra. O momento de inércia foi calculado pela equação:

$$I = \frac{bh^3}{12}, \quad (3.2)$$

onde  $I$  é o momento fletor,  $b$  é a base e  $h$  é a altura da barra. Fazendo as devidas substituições, a tensão foi calculada a partir da equação (3.3), sabendo que  $c$  é a linha neutra ilustrada na figura 3.7.

$$\sigma = \frac{M.c}{I} = \frac{F.L}{b.h^2}, \quad (3.3)$$

Por outro lado, no regime elástico linear, a tensão é dada pela lei de *Hooke*:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (3.4)$$

Fazendo as devidas substituições na equação (3.4) a deformação pode ser dada pela equação:

$$\varepsilon = \frac{F.L}{E.b.h^2}, \quad (3.5)$$

O gráfico na figura 3.10 mostra os ciclos de histerese da barra de SMA obtidos no ensaio de flexão. É possível observar que as curvas são bem parecidas, mas a largura de histerese vai aumentando com a mudança dos deslocamentos considerados e que não há deformação plástica.

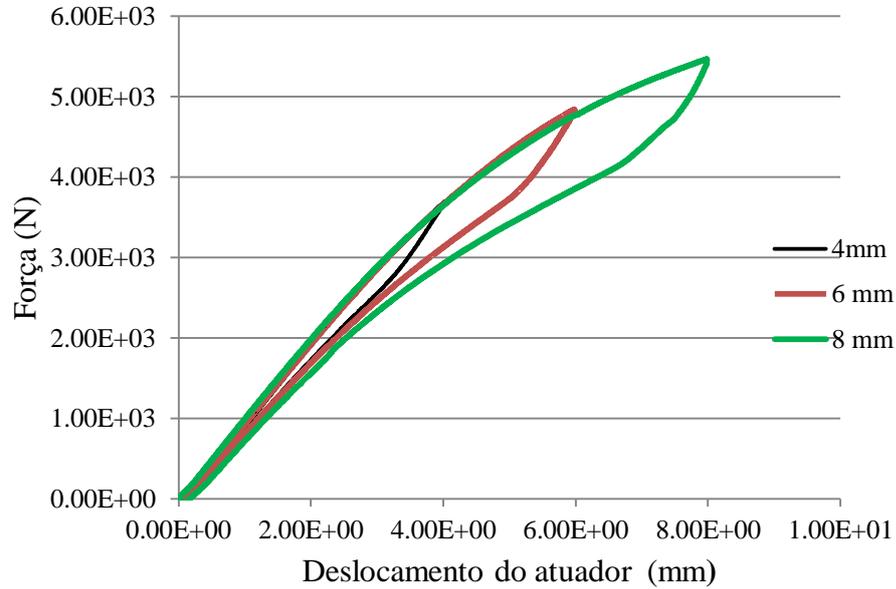


Figura 3.10. Ciclo de histerese da barra de SMA.

Na figura 3.11 é mostrada uma reta tangente à curva de histerese, obtida com o deslocamento até 10 mm, para estimar o início do comportamento pseudoelástico. É possível observar que quando a carga aplicada no corpo é aumentada até 3,5 kN o deslocamento também acompanha aumentando até que atinja em torno de 3,5 mm, passando então do regime elástico para o pseudoelástico.

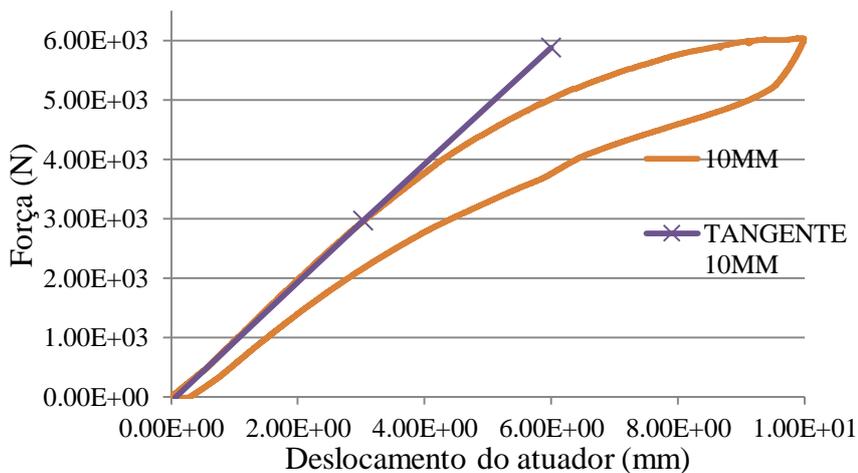


Figura 3.11. Reta tangente ao ciclo de histerese da barra de SMA.

Com os dados mostrados na tabela 3.1 e utilizando o módulo de elasticidade para o regime pseudoelástico da austenita informado pelo fornecedor (Apêndice B) foi possível calcular a deformação mínima a partir da qual o material entra no regime pseudoelástico. Esse cálculo foi feito utilizando a força mínima necessária para que o material passasse do regime elástico para o pseudoelástico.

Tabela 3.1 Dados utilizados para cálculo da deformação mínima percentual.

Dados	Valores
Força mínima aplicada (N)	3500
Comprimento da barra (cm)	15
Base (mm)	8,65
Altura h(mm)	9,3
Linha neutra (mm)	4.65
Peso da barra (N)	0.0142
Força + peso da barra (N)	3500.0142
Módulo de elasticidade mínimo (Pa)	7.00E+10

Após fazer as devidas substituições nas equações (3.1) e (3.2) respectivamente foram obtidos  $M=87,5$  e  $I=5.79807E-10$ . A tensão foi calculada fazendo a substituição dos dados na equação (3.3) obtendo  $\sigma=7.02E+08$  (N). Após substituição dos dados na equação (3.5) e feita a conversão para porcentagem foi obtida a deformação mínima a partir da qual o material entra no regime pseudoelástico  $\varepsilon=1.00$  %.

### 3.4.1 Características dos Protótipos

Foram avaliados dois protótipos com barras de SMA denominados de Protótipo I com duas massas em U e Protótipo II com duas massas cilíndricas. As características de cada protótipo estão apresentadas na tabela 3.2.

Tabela 3.2 Características dos Protótipos Pseudoelásticos.

Características	Protótipo I	Protótipo II
Comprimento (cm)	34	34
Massas inerciais (Kg)	2.062	2.158
Barra de SMA (Kg)	0.142	0.201
Grampo e braçadeiras (Kg)	0.541	0.541
Massa total (Kg)	2.745	2.9

As figuras 3.12 a 3.16 mostram uma das barras de SMA utilizada como cabo mensageiro, as massas utilizadas nos protótipos, bem como, os protótipos montados.



Figura 3.12. Barra de SMA usinada pronta para montagem dos protótipos.



Figura 3.13. Massas cilíndricas utilizadas no Protótipo II .



Figura 3.14. Massas em U utilizadas no Protótipo I .



Figura 3.15. Protótipo I com grampo de fixação.



Figura 3.16. Protótipo II com grampo de fixação.

### 3.5 CABO CONDUTOR

O cabo condutor utilizado nos ensaios, pelos métodos *ISWR* e Potência, foi o 336,4 MCM 30/7 ACSR *oriole*. As informações técnicas do condutor, de acordo com o catálogo do fabricante são:

- Condutor 336,4 MCM 30/7 ACSR *oriole*.
  - Construção: 30 fios de Alumínio sobre 7 fios de aço;
  - Diâmetro externo: 18,83 mm;
  - Carga de Ruptura: 7.611 kgf;
  - Peso Nominal : 0,784 kg/m;
- Tração: 20% da carga de ruptura 1522 kgf.

### 3.6 PROCEDIMENTOS E CONFIGURAÇÕES PARA *ISWR* E POTÊNCIA

#### 3.6.1 Ensaio dos absorvedores pelos Métodos *ISWR* e Potência.

Serão apresentados a seguir as configurações, os procedimentos e algumas informações básicas para cada um dos métodos utilizados (*ISWR* e Potência) para ensaios

no conjunto cabo/absorvedor. Observando a conformidade com as normas IEEE Std 563<sup>TM</sup>-1978, IEEE 664<sup>TM</sup> 1993(R2007) e IEC 61897 1<sup>ª</sup>ED 1998-09, a tabela 3.3 foi preenchida visando orientar a execução dos ensaios executados no cabo com quatro dos cinco amortecedores utilizados.

O número de *Strouhal* ( $S$ ) dado pela equação (2.2) está em função da geometria do corpo e do número de *Reynolds* dado pela equação (2.1). Tem-se que para cilindros circulares  $S = 0.2$ , logo, a frequência de desprendimento de vórtices que gera as forças de sustentação é dada pela equação:

$$f_s = \frac{0,2}{d} V, \quad (3.6)$$

onde  $f_s$  é a frequência (Hz),  $V$  é a velocidade do vento (m/s) e  $d$  é o diâmetro do cabo condutor (mm). Apesar dos cabos condutores de LT's não apresentarem secção transversal cilíndrica, pois são formadas por fios entrelaçados, esse valor de  $S$  é razoável, pois medições experimentais indicam  $S$  entre 0.185 e 0.22 (*Matt et al*, 2007). Com isso, obteve-se a frequência baseado no item 4.2 da norma IEEE 664<sup>TM</sup> 1993(R2007) pela equação (3.7).

$$f_s = \frac{0,185}{d} V, \quad (3.7)$$

Tabela 3.3 - Informações básicas sobre os ensaios no cabo (*ISWR* e Potência).

Comprimento de Vão Livre (> 30 [m]):  41,5 [m]	Tipo de Cabo: 336,4 MCM 30/7 ACSR <i>ORIOLE</i> Diâmetro: 18,83 mm. Construção: 30 fios de Alumínio sobre 7 fios de aço
Carga de ruptura=7611 kgf  Peso Nominal: 0,784 kg/m.	EDS: 20% da carga de ruptura = 1522 kgf
Tipo de Absorvedor: <i>Stockbridge</i> assimétrico, <i>dogbone</i> e protótipos.	
Posicionamento do Absorvedor fornecido pelo fabricante: 745 mm a partir do centro do grampo de suspensão. (último ponto de contato do cabo com o grampo de fixação-upc).	
Faixa de frequência para varredura, de acordo com item 7.11.3.2 IEC 61897 é 0,18/d a 1,4/d onde $d$ é o diâmetro, em metros, do condutor:  9,55 a 74,34 Hz	Fórmula <i>Strouhal</i> equação (3.7) para cálculo da faixa de frequência de excitação (já considerado os devidos arredondamentos e velocidade do vento de 1 a 7 m/s)  $f_s = \frac{0,185}{d}$ a $f_s = \frac{0,185 \times 7}{d} = 9,83$ a 68,77 Hz

A bancada de ensaios, figura 3.17, é composta por quatro blocos de concreto sendo dois fixos nas extremidades, um fixo próximo a uma extremidade onde é colocado o *shaker* e o quarto bloco é móvel, sobre trilhos. Neste bloco móvel é fixado um grampo de suspensão. Os blocos fixos das extremidades são chamados blocos de ancoragem. Numa das extremidades estão: o pistão eletro hidráulico que auxilia no esticamento dos cabos e na medição de carga. É chamada de vão ativo a distância entre a roldana e o grampo de suspensão e vão passivo a distância entre o grampo de suspensão e o bloco de ancoragem oposto ao vão ativo.

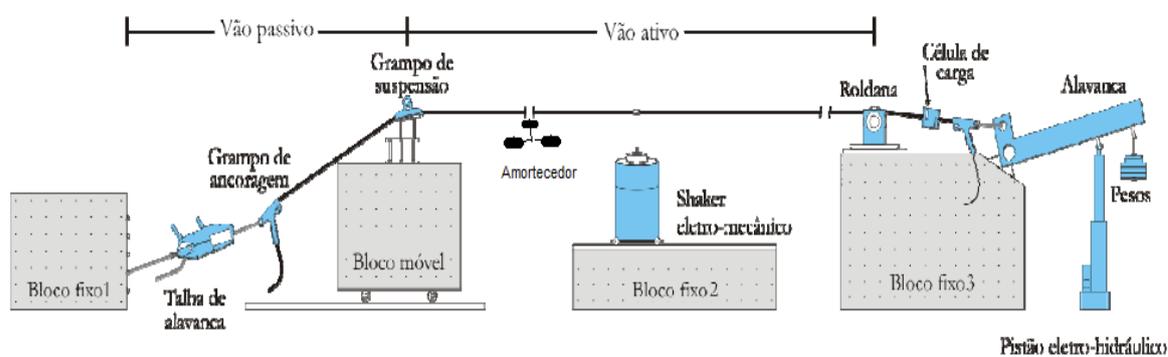


Figura 3.17- Desenho esquemático da bancada de ensaios (Labcabos-UnB).

Para a identificação das frequências naturais foi executada uma varredura em frequência de seno, com essa varredura foi possível identificar vários picos de ressonância (apêndice F), em seguida foram escolhidas quatorze diferentes frequências, próximas da ressonância do condutor, e dentro da faixa de frequência recomendada pelo item 7.11.3.2 IEC 61897 – entre  $0,18/d$  e  $1,4/d$ , onde  $d$  é o diâmetro do condutor em metros. Algumas frequências foram descartadas porque o controle delas de alguma maneira não era possível, às vezes caía em vão passivo, outras vezes não era possível identificar os nós e anti-nós ou o sistema de controle não estabilizava. Em seguida, o cabo foi excitado na primeira frequência de ensaio onde foram identificados e marcados no cabo o nó e o anti-nó, bem como, medido o comprimento nodal para essa frequência. Esse processo foi repetido para todas as frequências escolhidas ou identificadas experimentalmente. As frequências selecionadas para o ensaio são apresentadas na tabela 3.4 juntamente com a velocidade de vento correspondente calculada pela fórmula de *Strouhal*(2.2) e o comprimento nodal (entre dois nós consecutivos) identificados experimentalmente.

Tabela 3.4 - Relação entre frequências, velocidades do vento e comprimentos nodais para o cabo *oriole*.

$f$ (Hz)	$V_v$ (m/s)	Comprimento Nodal (m)
8.32	0.85	8.7
10.5	1.07	6.9
12.63	1.29	5.66
14.72	1.5	4.83
16.87	1.72	4.25
21.19	2.16	3.15
23.27	2.37	3.05
25.33	2.58	2.72
27.2	2.77	2.6
32.09	3.27	2.2
37.45	3.81	1.78
47.2	4.8	1.48
56.02	5.7	1.22
60.2	6.13	1.12

Terminada as identificações nodais, o absorvedor foi posicionado no condutor a 745 mm do upc, distância essa fornecida pelo fabricante. Foram posicionados os acelerômetros nos nó e anti-nó de 8,7m e 4,35m respectivamente, referentes à frequência inicial de 8,32 Hz. Nos Protótipos foram fixados extensômetros na barra de SMA. Depois de posicionados o absorvedor e os acelerômetros o *shaker* foi acionado para iniciar a coleta de dados para essa frequência. Esse processo foi feito com cada um dos quatro absorvedores testados.

Foi escolhida uma frequência um pouco abaixo do limite inferior 9,53 Hz, a título de investigação, para que se pudesse avaliar o desempenho dos absorvedores em frequência abaixo desse limite e no caso do limite superior não foi possível atingir a frequência de 68,77 Hz prevista dentro da faixa recomendada, pois a partir de 63 Hz o controle se tornou impraticável devido ao sistema de controle não estabilizar e a identificação dos nós e anti-nós não ser mais possível. Para os Protótipos, a última frequência foi modificada para 61,05 Hz, pois não foi possível estabilizar o sistema de controle na frequência 60,20 Hz escolhida a princípio.

Para esses dois Métodos *ISWR* e Potência o controle de ensaio, previstos nas normas, deve ser feito a partir do anti-nó (AN). A velocidade dos loops deve ser mantida a 200 mm/s. Essa velocidade corresponde, aproximadamente, a uma amplitude no antinó de  $67/f$  onde  $f$  é a frequência de vibração. Para monitorar as velocidades e as amplitudes do nó

e anti-nó um acelerômetro deve ser posicionado no nó e outro no anti-nó adjacentes ao loop que contém o absorvedor, pois segundo a norma IEEE 664<sup>TM</sup> 1993(R2007) deve-se evitar o comprimento nodal que contém o absorvedor. A Figura 3.18 ilustra os pontos de monitoramento do ensaio, incluindo as variáveis de controle e seu posicionamento com relação ao grampo de suspensão.

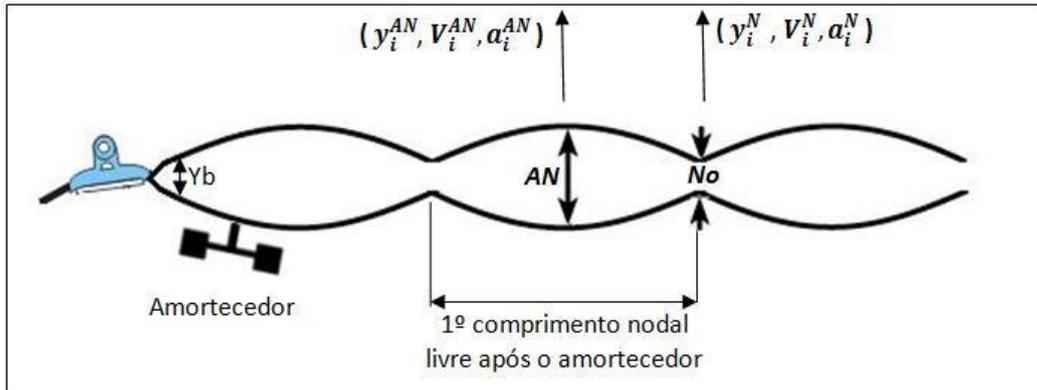


Figura 3.18 - Pontos de monitoramento e medição do ensaio.

Onde:

$AN$  - Anti-nó;

$No$  - Nó;

$y_i^N$  - Amplitude do nó na frequência  $i$ ;

$y_i^{AN}$  - Amplitude do anti-nó na frequência  $i$ ;

$V_i^N$  - Velocidade do nó na frequência  $i$ ;

$V_i^{AN}$  - Velocidade do anti-nó na frequência  $i$ ;

$a_i^N$  - Aceleração do nó na frequência  $i$ ;

$a_i^{AN}$  - Aceleração do anti-nó na frequência  $i$ ;

$Yb$  - Deslocamento do ponto a 89 mm em relação ao último ponto de contato com o grampo de fixação ou grampo de suspensão.

A fixação dos acelerômetros no cabo, para os nó e anti-nó, é mostrada na figura 3.19.

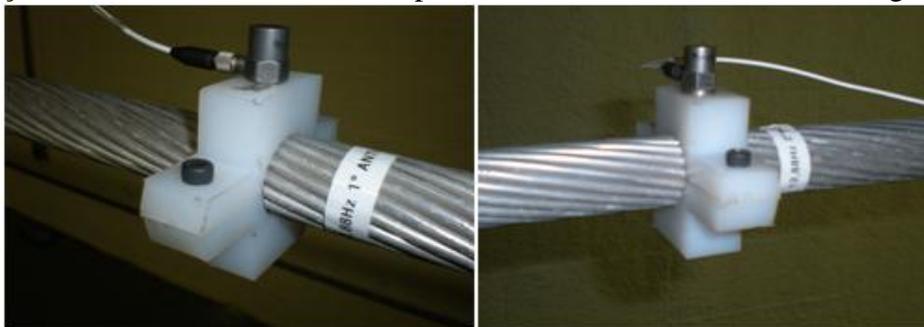


Figura 3.19 - Fixação dos acelerômetros nos nó e anti-nó.

De acordo com a recomendação no item 7.11.3.2 da norma IEC 61897, o controle do ensaio foi realizado de modo que a deformação do cabo medida, no último ponto de contato do grampo de suspensão não ultrapasse  $150\mu\text{Strain}$ . Para monitorar estes valores de deformação além da velocidade de 200mm/s já prescrita e fixar a frequência foram colados extensômetros apropriados nos fios de alumínio do condutor a 5 mm de distância do último ponto de contato do condutor com o grampo de fixação do absorvedor e 2 mm de distância do último ponto de contato do condutor com o grampo de suspensão do cabo, conforme ilustra a Figura 3.20.



(a) (b)  
Figura 3.20. Extensômetros próximos ao amortecedor (a) e grampo de suspensão (b).

A figura 3.21 mostra detalhe do posicionamento do acelerômetro e extensômetros próximos ao último ponto de contato do cabo com o grampo de suspensão.

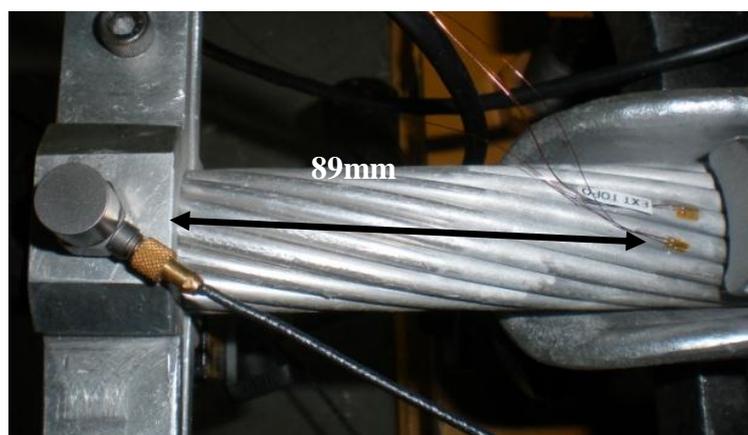


Figura 3.21 - Detalhe do posicionamento do acelerômetro.

As figuras 3.22 a 3.25 mostram os absorvedores montados no cabo.

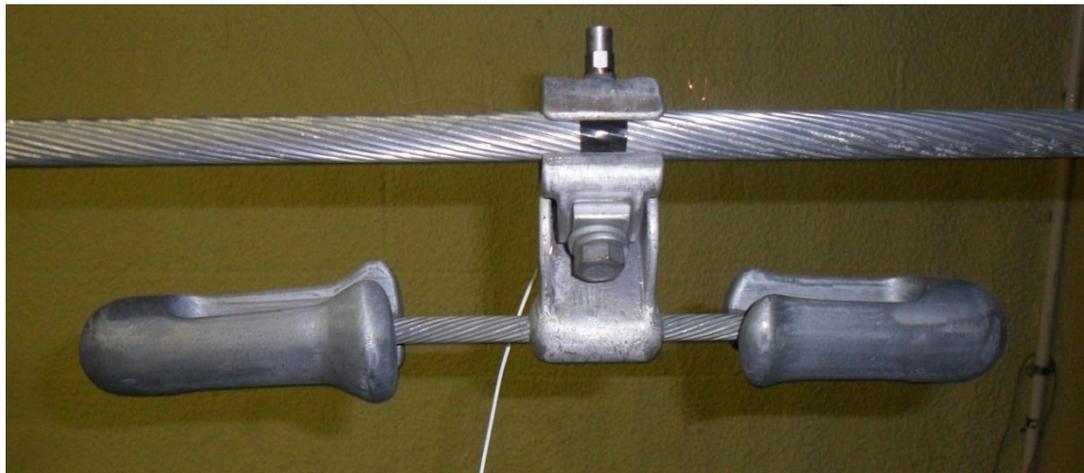


Figura 3.22. Montagem do *stockbridge* assimétrico.



Figura 3.23. Montagem do *stockbridge dogbone*.



Figura 3.24. Montagem do Protótipo I.



Figura 3.25. Montagem do Protótipo II.

### 3.6.1.1 Critério de aceitação – Limite mínimo para execução do ensaio

Para cada frequência ensaiada deve ser garantido que o valor da potência fornecida pelo *shaker* ( $P_{s,i}$ ) seja maior que o valor da potência teórica fornecida pelo vento (Apêndice C) na frequência  $i$ . Ela pode ser determinada pela equação:

$$P_{s,i} = L \cdot d^4 \cdot f^3 \cdot P_{w,i}, \quad (3.6)$$

onde:

$L$  = maior comprimento de vão para o qual o amortecedor escolhido protege o cabo (fornecido pelo fabricante);

$d$  = diâmetro do condutor;

$f$  = frequência de excitação;

$y_i^{AN}$  = deslocamento do anti-nó na frequência  $i$ ;

$P_{w,i} = fnc\left(\frac{y_i^{AN}}{d}\right)$  = potência fornecida pelo vento (Apêndice C).

## 3.7 PROCEDIMENTOS E CONFIGURAÇÕES PARA O MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA

### 3.7.1 Ensaio dos absorvedores pelo Método da Resposta Forçada.

O método da Resposta Forçada também é conhecido como método da característica dinâmica. Esse método determina a potência dissipada característica do absorvedor através das medidas de força e velocidade desenvolvidas por ele montado diretamente num *shaker*. Esse método possibilita um estudo das características dinâmicas individuais de cada *stockbridge*. Os dados obtidos não consideram a interação do absorvedor com a linha de transmissão.

A calibração da bancada de experimento foi feita usando acelerômetros e células de cargas acoplados a saída do *shaker*. Com os dados obtidos da força imposta ao absorvedor, medida pelas células de carga na base do *shaker*, da aceleração, da velocidade e do ângulo de fase fornecidos pelo acelerômetro é possível calcular a potência dissipada pela equação (2.4). Como esse ensaio é feito diretamente no *shaker*, o suporte de fixação do absorvedor foi construído com diâmetro próximo ao do cabo condutor típico usado para os absorvedores, então se utiliza o diâmetro do mesmo (23,6 mm) como parâmetro para determinar a faixa de frequência a ser utilizada. Com isso, a faixa de frequência deveria ser de 7,63 a 59,3 Hz. Mas a título de investigação foi determinada uma faixa de frequência de 5 a 70 Hz a qual abrange a faixa de velocidade prevista nas normas (1 a 7 m/s). A velocidade de entrada imposta pelo sistema foi mantida em 100 mm/s durante toda varredura feita em intervalos de 0,5 Hz, conforme item 4.2 do guia IEEE Std 664<sup>TM</sup> - 1993(R2007). O esquema da bancada e montagem dos sensores foi ilustrado pela figura 3.1.

O acelerômetro, montado no absorvedor, tem como função medir aceleração, velocidade e ângulo de fase. As células de carga medem a força exercida pelo *shaker*. Assim, o sistema de controle é capaz de garantir que os parâmetros de entrada do ensaio sejam mantidos. Com os dados de entrada e saída do sistema é possível caracterizar o comportamento do mesmo. Inicialmente foram coletados dados para cálculo da potência dissipada pelo suporte individualmente. Em seguida foram coletados os dados para cálculo da potência dissipada por cada conjunto suporte/absorvedor, e finalizando, foi feita a diferença entre eles, resultando na potência dissipada pelo absorvedor individualmente. Para o cálculo da potência dissipada pelo suporte e pelo conjunto suporte/ absorvedor nos

diversos ensaios foi utilizado a equação (2.4). A figura 3.26 mostra a montagem do suporte no *shaker*.

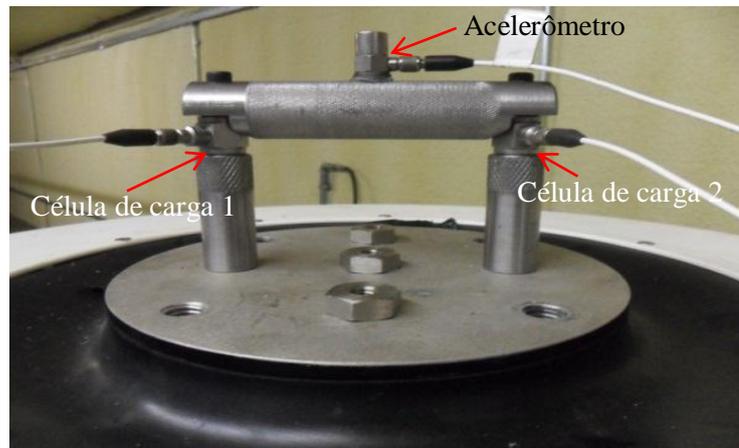


Figura 3.26 Montagem do suporte no *shaker*.

Foram testados seis absorvedores por esse método. Sendo os quatro convencionais e os dois Protótipos. As figuras 3.27 a 3.32 ilustram as montagens dos absorvedores no *Shaker*.



Figura 3.27. Montagem do absorvedor *stockbridge* assimétrico.



Figura 3.28. Montagem do absorvedor *stockbridge dogbone* F4000.



Figura 3.29. Montagem do absorvedor *stockbridge dogbone* F4000-04.



Figura 3.30. Montagem do absorvedor *stockbridge dogbone* F4000-08.



Figura 3.31. Montagem do Protótipo I.



Figura 3.32. Montagem do Protótipo II.

## 4. RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos com os modelos de *stockbridges* convencionais e pseudoelásticos, comparando o desempenho medido entre eles para os métodos *ISWR*, Potência e Resposta Forçada. Os dados obtidos nos ensaios e os cálculos efetuados para construção dos gráficos são mostrados no Apêndice D.

### 4.1. ENSAIOS SEGUNDO O MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA

Este tópico apresenta os gráficos relativos à potência dissipada pelos diversos modelos de *stockbridges* ensaiados, comparando os desempenhos medidos diretamente no *shaker*. Usando a equação de determinação de potência dissipada a partir da força e velocidade medidas equação (2.4), foram traçados gráficos de potência dissipada versus frequência de oscilação. Os gráficos mostrados nas figuras 4.1 à figura 4.5 mostram a potência dissipada versus frequência do suporte e de cada tipo de absorvedor convencional ensaiado. Dos valores de potência dissipada nos gráficos, já foram subtraídos o da potência dissipada pelo suporte de fixação isoladamente conforme previsto no guia IEEE Std 664<sup>TM</sup>-1993(R2007). A figura 4.1 mostra que o suporte isoladamente praticamente não dissipa energia até 35 Hz. Em seguida, a energia dissipada é de (0.6 w) numa faixa em torno de 35 a 63 Hz.

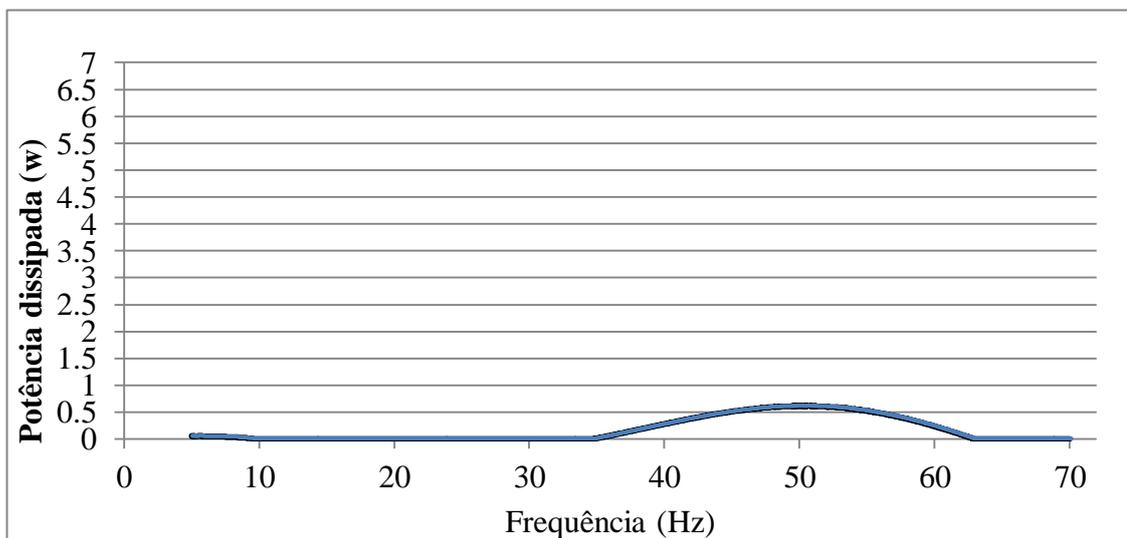


Figura 4.1. Resposta do suporte.

A figura 4.2 mostra que o *stockbridge* assimétrico dissipa energia praticamente em toda faixa de frequência de 10 a 70 Hz, sendo que na faixa em torno de 20 a 30 Hz apresentou suas maiores dissipações próximas de 1.6 w.

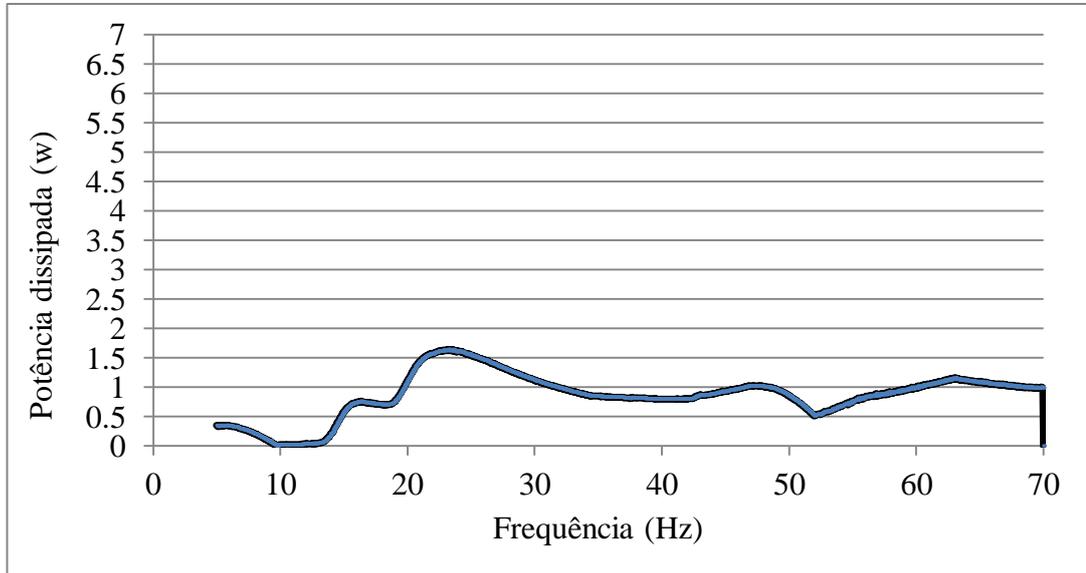


Figura 4.2. Potência dissipada pelo *stockbridge* assimétrico.

A figura 4.3 mostra que o *stockbridge dogbone* F4000 teve maior dissipação de energia (1.6w) para frequências na faixa de 40 a 70 Hz.

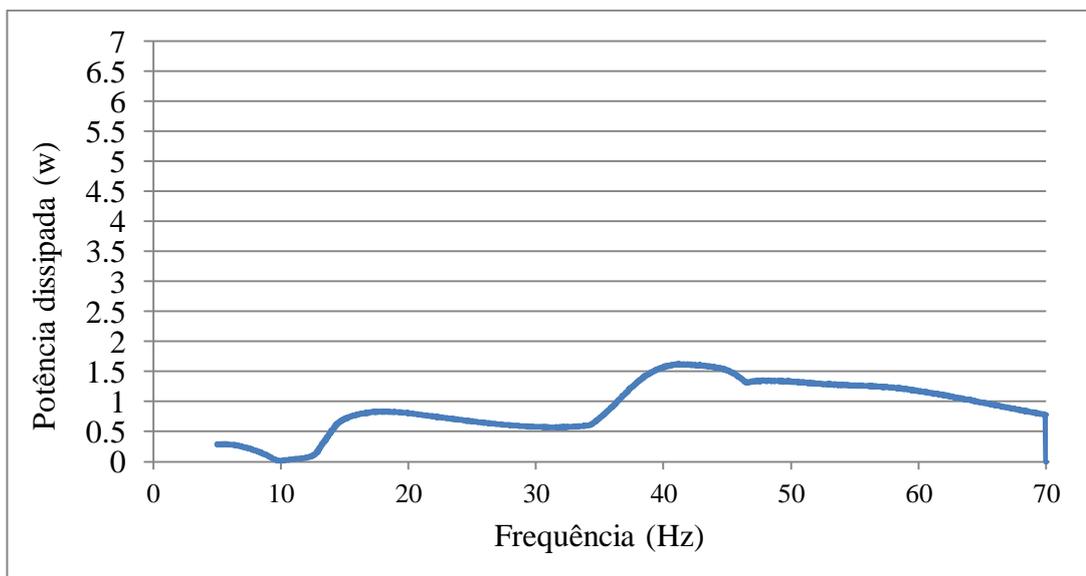


Figura 4.3. Potência dissipada pelo *stockbridge dogbone* F4000.

A figura 4.4 mostra que o *stockbridge dogbone* F4000-04 apresenta picos em torno de 10 Hz (1,6w) de energia máxima dissipada e de 30 Hz (1,7w) de energia máxima dissipada.

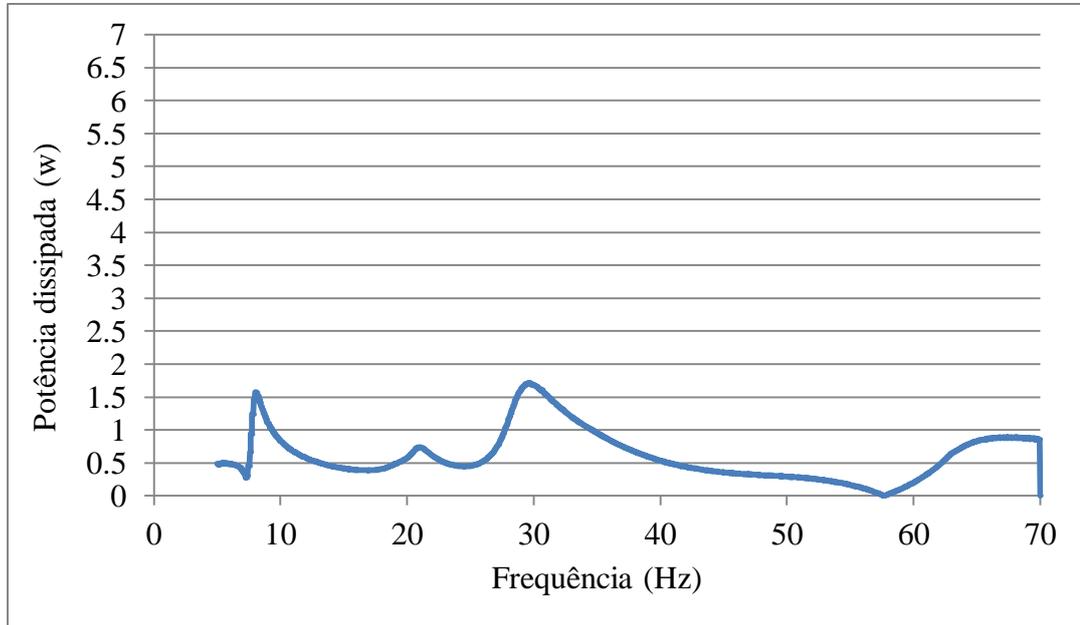


Figura 4.4. Potência dissipada pelo *stockbridge* F4000-04.

A figura 4.5 mostra que o *stockbridge dogbone* F4000-08 apresenta alguns picos em torno de 18 Hz e de 30 Hz. No pico máximo, a quantidade de energia máxima dissipada (3w) é quase o dobro da energia máxima dissipada em cada um dos absorvedores convencionais analisados.

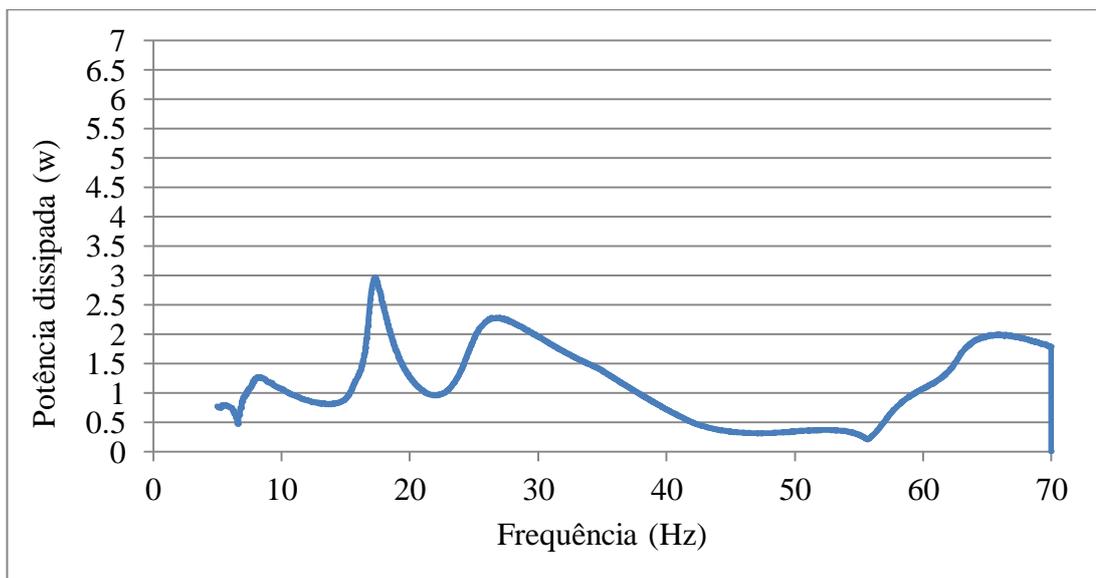


Figura 4.5. Potência dissipada pelo *stockbridge dogbone* F4000-08.

Os gráficos mostrados nas figuras 4.6 e 4.7 ilustram a potência dissipada versus frequência de cada protótipo ensaiado. A figura 4.6 mostra que o Protótipo I apresenta três picos diferentes para algumas faixas de frequência. Apresenta pico máximo próximo de 25  $Hz$  ( $3.8w$ ) e possui faixa mais larga de 40 a 60  $Hz$  com máxima de 3  $w$ .

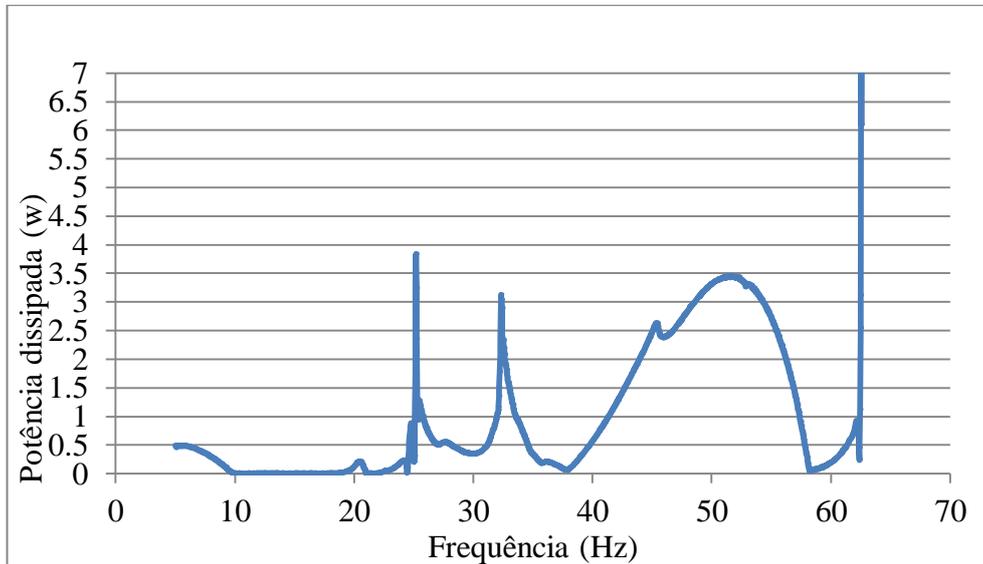


Figura 4.6. Potência dissipada pelo Protótipo I.

Na figura 4.7 o Protótipo II apresenta pico máximo próximo de 25  $Hz$ , com ( $6w$ ) bem superior quando comparado a todos os outros absorvedores. Também é possível observar dissipação de energia na faixa de 40 a 60  $Hz$  (aproximadamente 1  $w$ ).

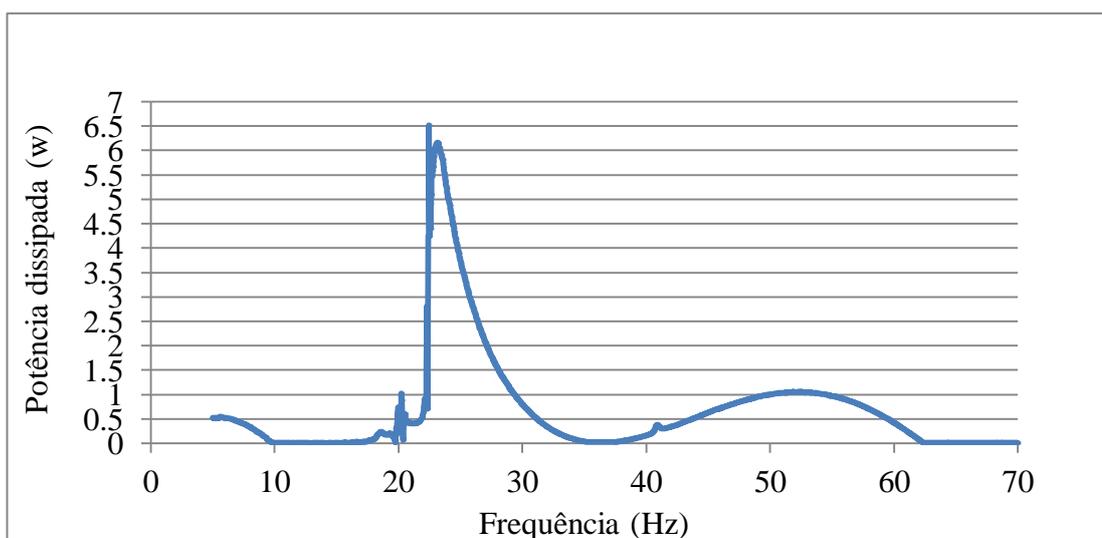


Figura 4.7. Potência dissipada pelo Protótipo II.

As figuras 4.8 e 4.9 comparam os quatro absorvedores convencionais ensaiados no *shaker* e os Protótipos I e II, respectivamente.

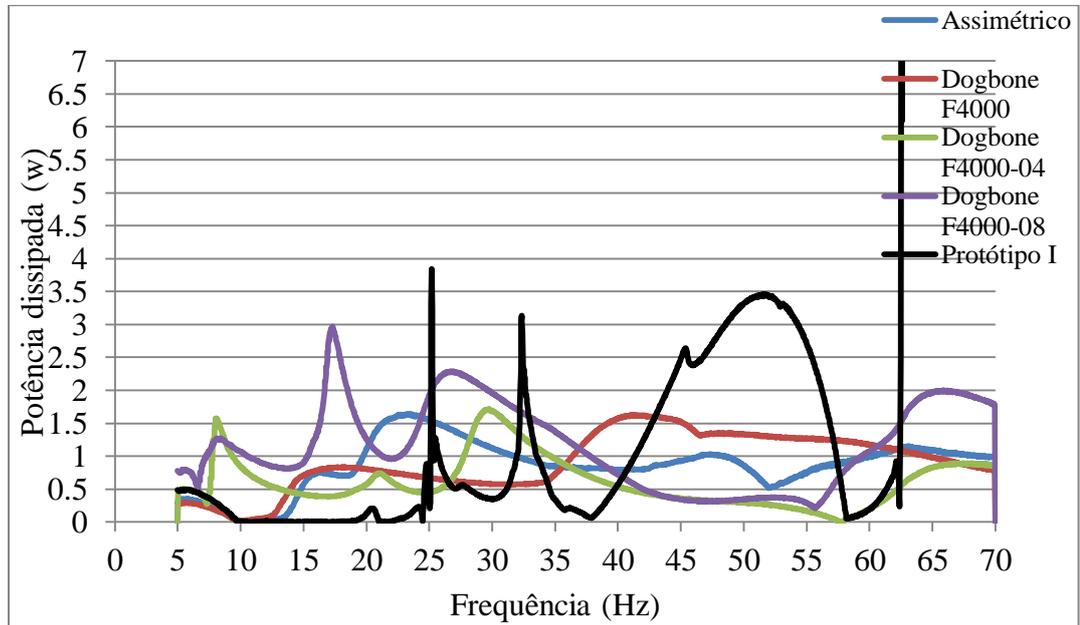


Figura 4.8: Comparativo de desempenho entre os quatro absorvedores convencionais e o Protótipo I.

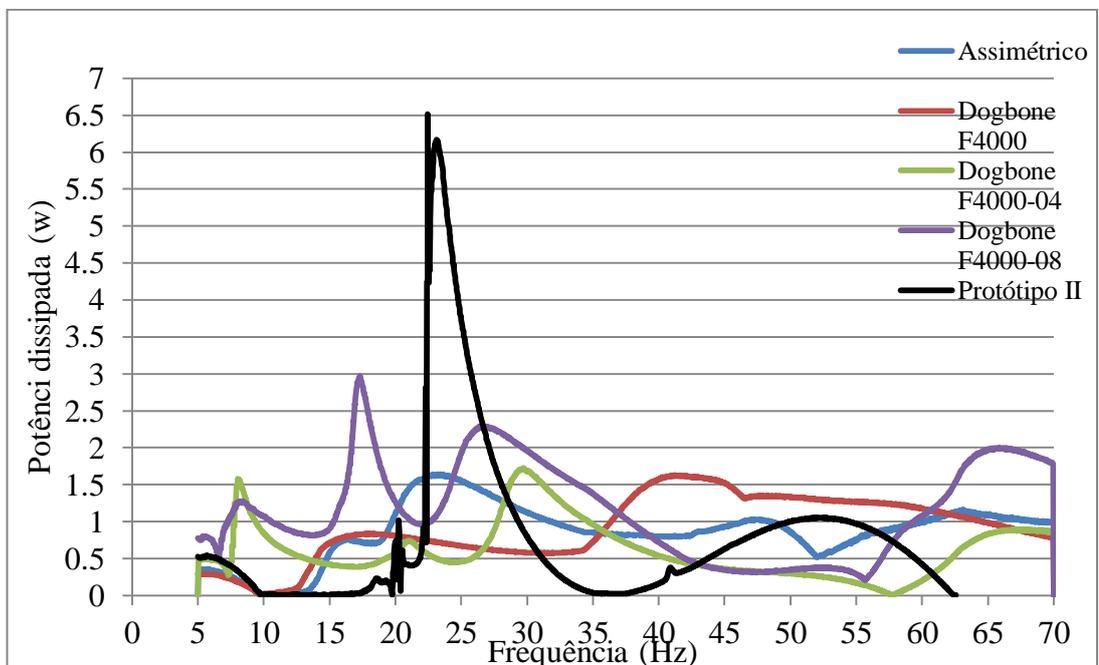


Figura 4.9: Comparativo de desempenho entre os quatro absorvedores convencionais e o Protótipo II.

#### 4.1.1 Análise comparativa entre Protótipos e absorvedores convencionais

Pelo comparativo de dissipação de potência do protótipo I e convencionais mostrado na figura 4.8 é possível identificar alguns picos de ressonância. Isso se deve à configuração das massas inerciais, em que apenas um modo de vibração é explorado. À medida que a vibração se aproxima da frequência de ressonância o comportamento do absorvedor se modifica, passando a oscilar com uma amplitude bem maior do que em frequências menores. Esse comportamento fica claro no gráfico, próximo às frequências de 25 Hz e 32 Hz e numa faixa mais larga de 43 Hz a 56 Hz. Esse comportamento sugere que, durante esse intervalo, o nível de tensões de flexão a que a barra de SMA é submetida é suficiente para que ocorra a mudança de fase. O processo de mudança de fase consome bastante energia vibracional das massas. Para os valores de potência dissipada na faixa testada é possível observar e calcular que o desempenho dos Protótipos, em determinadas faixas, foi superior aos absorvedores convencionais. Por outro lado, em algumas faixas de frequência de 10 a 20 Hz é possível observar que o Protótipo I teve seu desempenho inferior não dissipando energia e de 5 a 10 Hz o desempenho foi praticamente o mesmo que alguns absorvedores.

Pela figura 4.9 é possível identificar que na faixa em torno de 22 Hz a 25 Hz a potência dissipada pelo Protótipo II foi bem superior à potência dissipada pelos demais absorvedores. Na faixa de 10 a 20 Hz o Protótipo II praticamente não dissipou energia, enquanto que na faixa de 42 a 63 Hz teve um desempenho igual ou um pouco superior a três convencionais e inferior a apenas um deles o F4000. A tabela 4.1 mostra onde os protótipos tiveram melhor desempenho fazendo uma comparação entre os absorvedores convencionais e os Protótipos.

Tabela 4.1 Comparação de potência dissipada entre absorvedores convencionais e Protótipos.

	Faixa de frequência (Hz)		Taxa de desempenho (%)			
	5 a 35	35 a 60	Protótipo I x convencional		Protótipo II x convencional	
Absorvedores	Potencia dissipada máxima (w)		5 a 35 (Hz)	35 a 60 (Hz)	5 a 35 (Hz)	35 a 60 (Hz)
Protótipo I	3.84	3.42				
Protótipo II	6.1	1.05				
Assimétrico	1.63	1.02	136%	235%	274%	3%
Dogbone F 4000	1.61	1.59	139%	115%	279%	-34%
Dogbone F 4000-04	1.63	0.58	136%	490%	274%	81%
Dogbone F 4000-08	2.93	0.37	31%	824%	108%	184%

## 4.2. ENSAIOS SEGUNDO OS MÉTODOS ISWR E DA POTÊNCIA

Os gráficos mostrados nas figuras 4.10 a 4.17 são relativos aos *stockbridges* ensaiados e ilustram os resultados obtidos de potência dissipada versus frequência e de eficiência versus frequência, respectivamente.

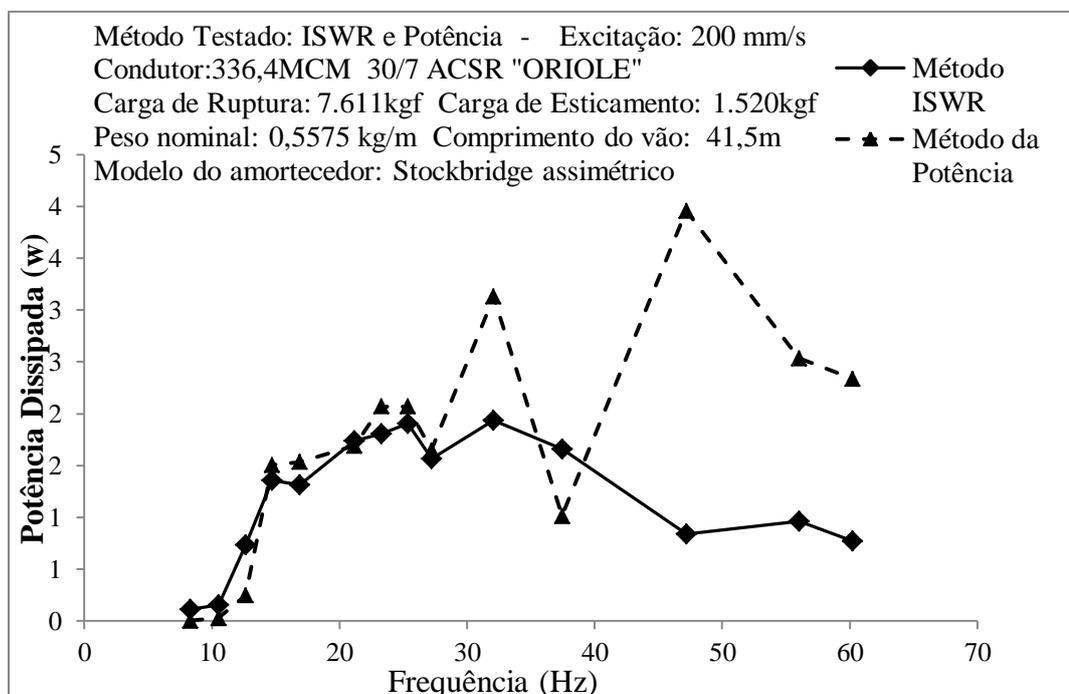


Figura 4.10. Potência dissipada versus frequência.

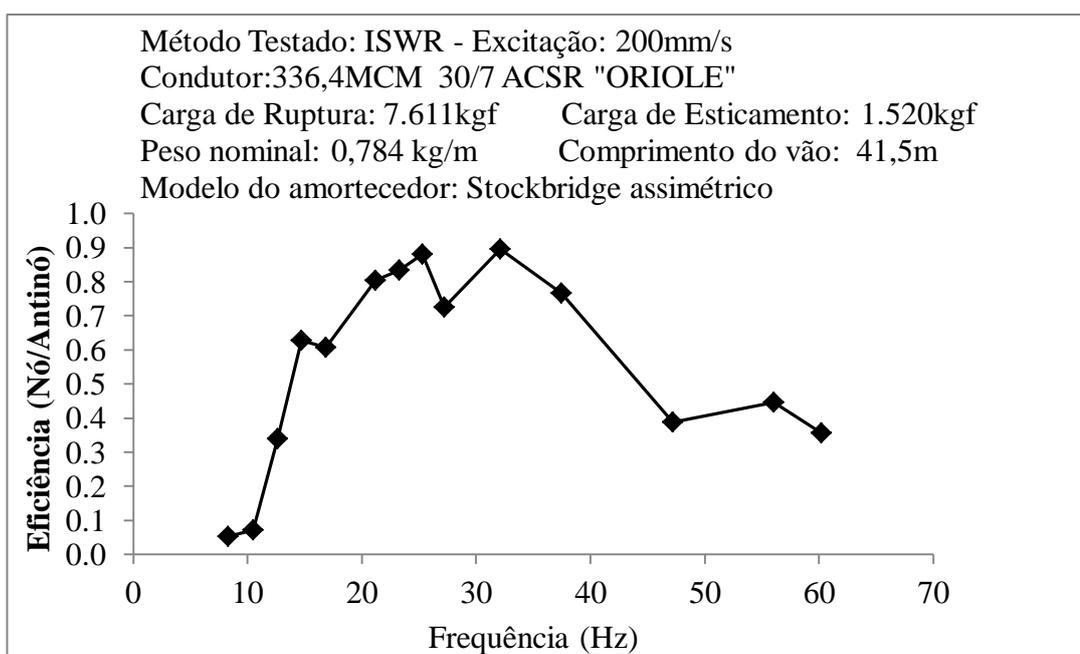


Figura 4.11 Eficiência do absorvedor versus frequência.

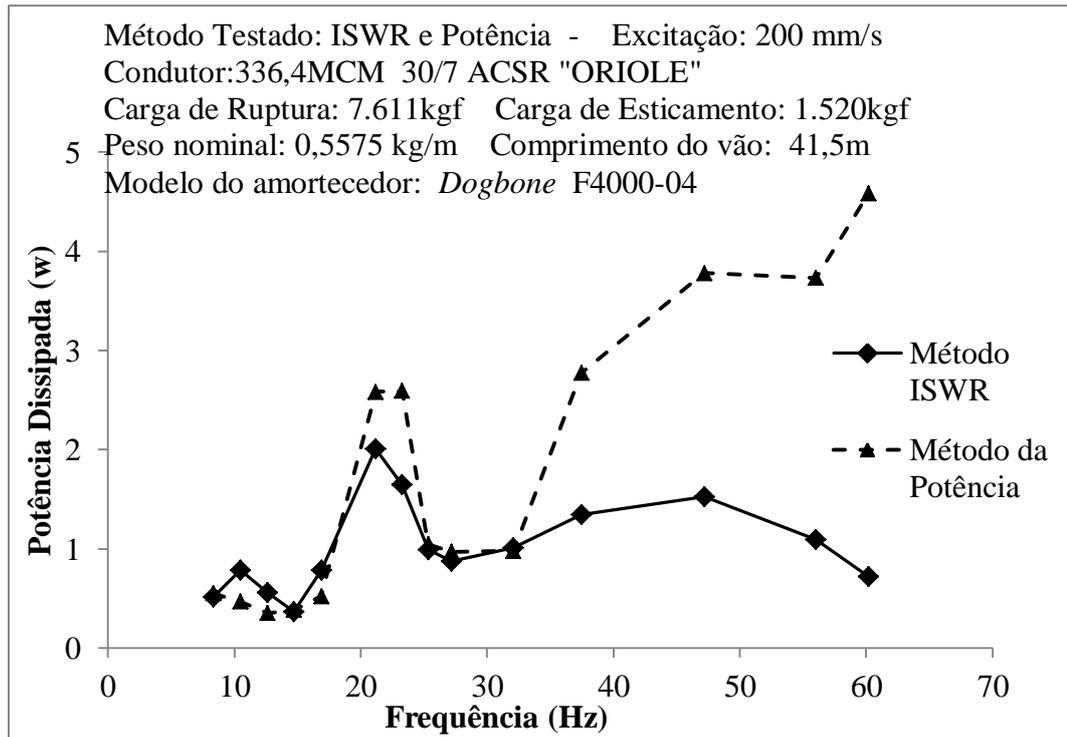


Figura 4.12 Potência dissipada versus frequência.

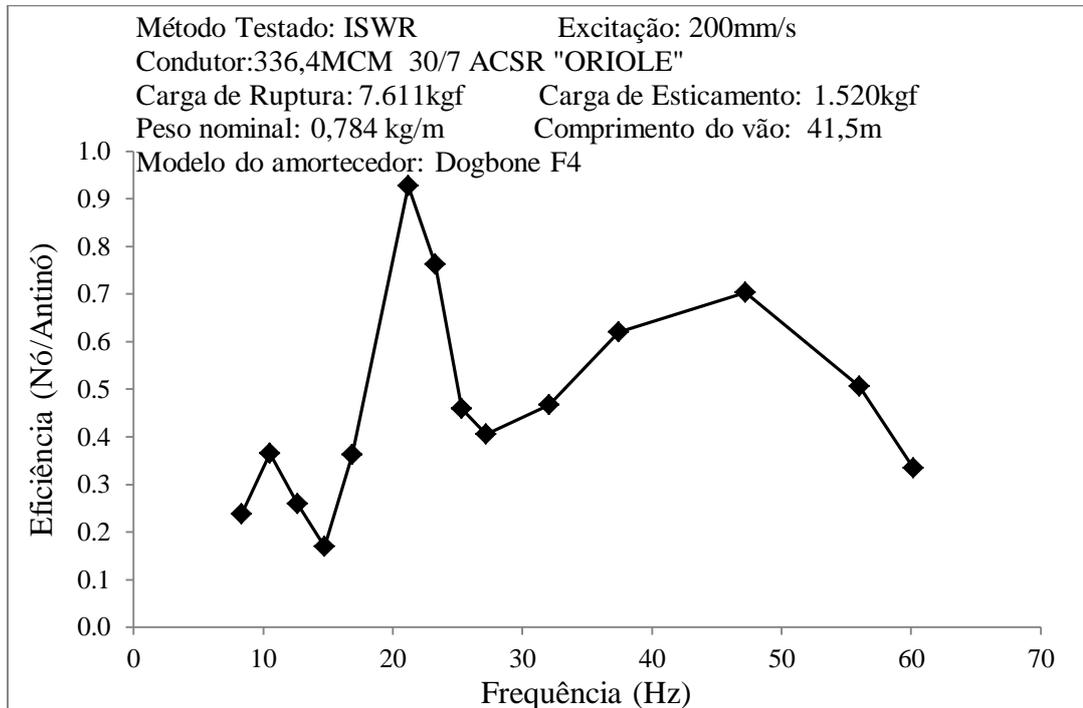


Figura 4.13 Eficiência do absorvedor versus frequência.

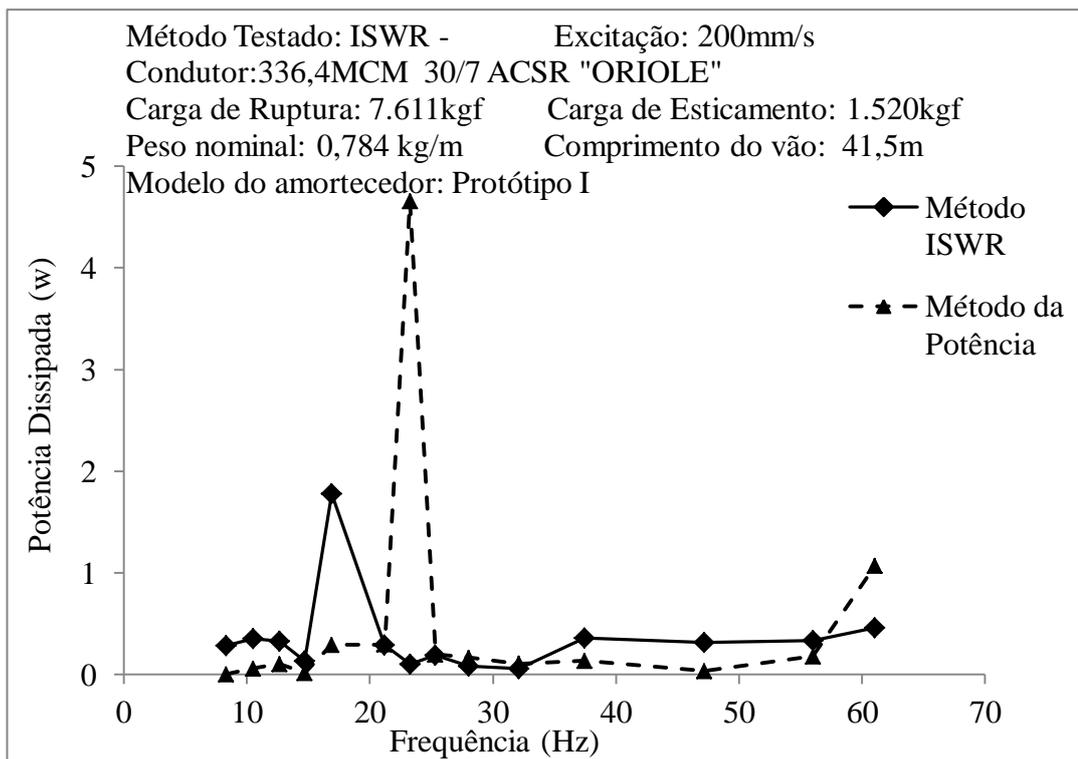


Figura 4.14. Potência dissipada versus frequência.

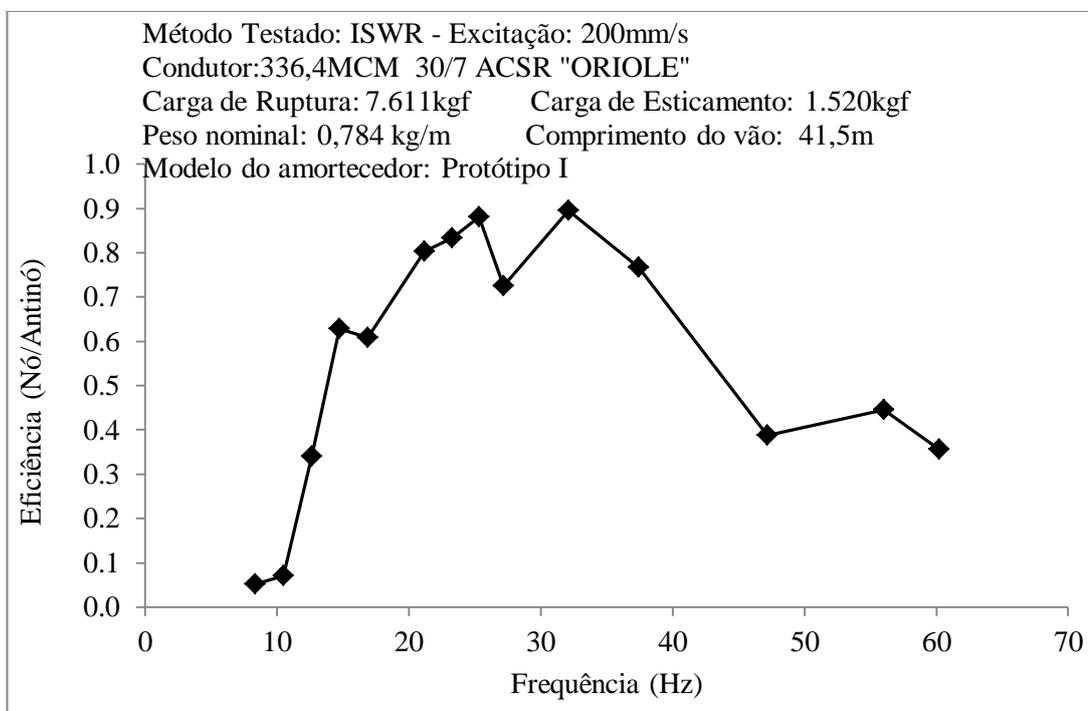


Figura 4.15. Eficiência do absorvedor versus frequência.

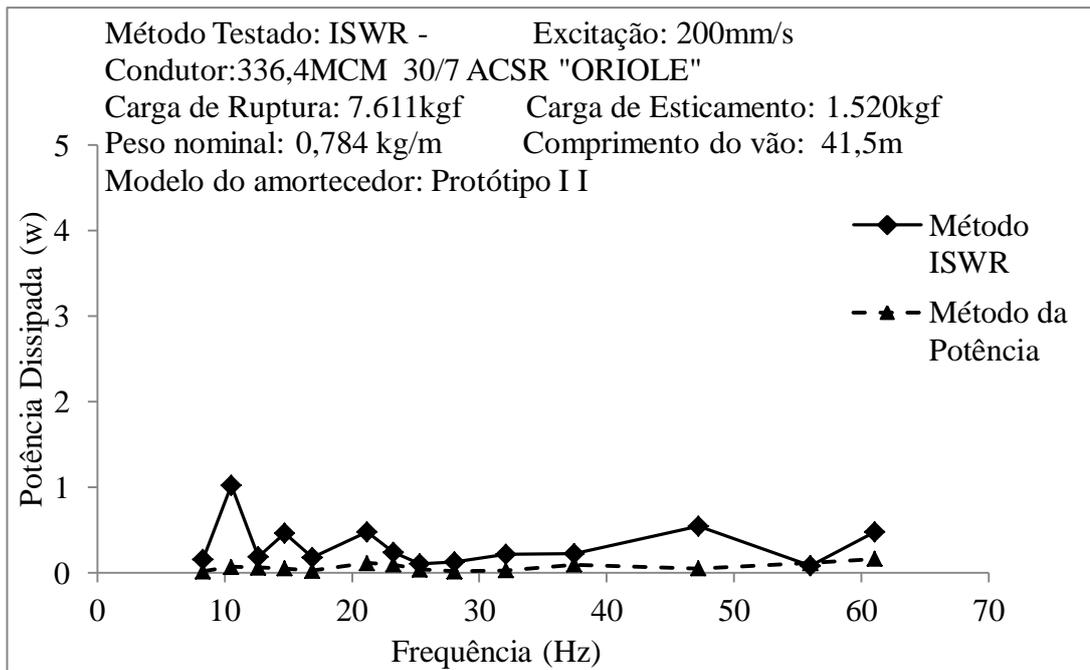


Figura 4.16. Potência dissipada versus frequência.

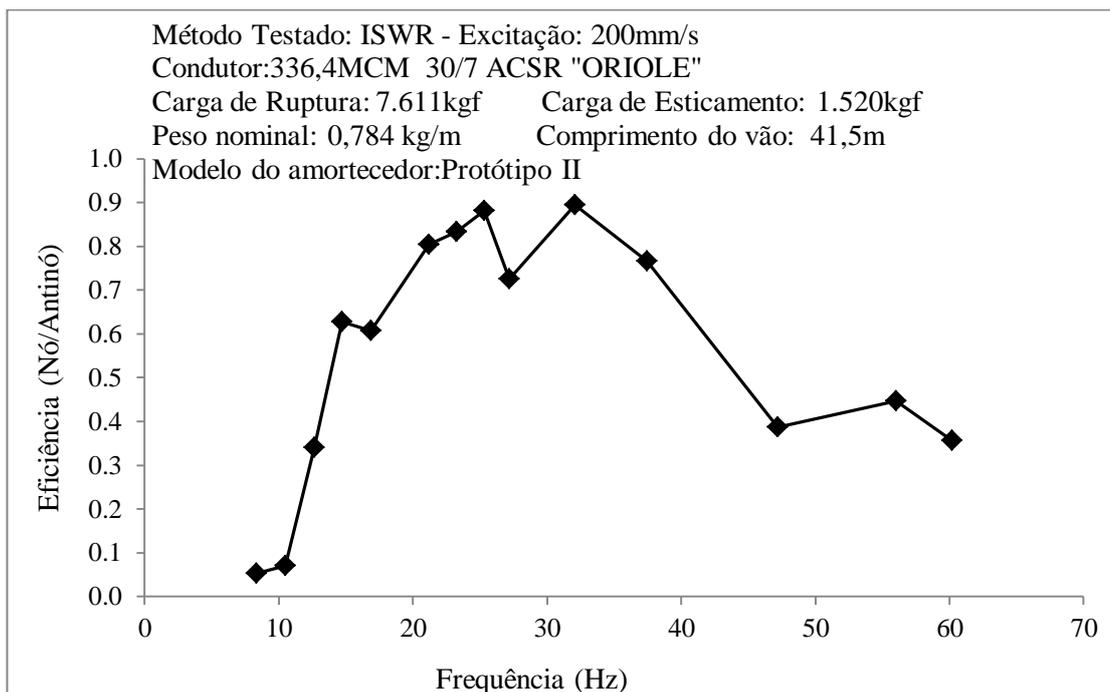


Figura 4.17 Eficiência do absorvedor versus frequência.

As figuras 4.18 e figura 4.19 apresentam os resultados obtidos de potência dissipada versus frequência fazendo uma comparação entre os quatro absorvedores ensaiados no cabo enquanto o gráfico mostrado na figura 4.20 faz uma comparação entre as eficiências versus frequência dos quatro absorvedores.

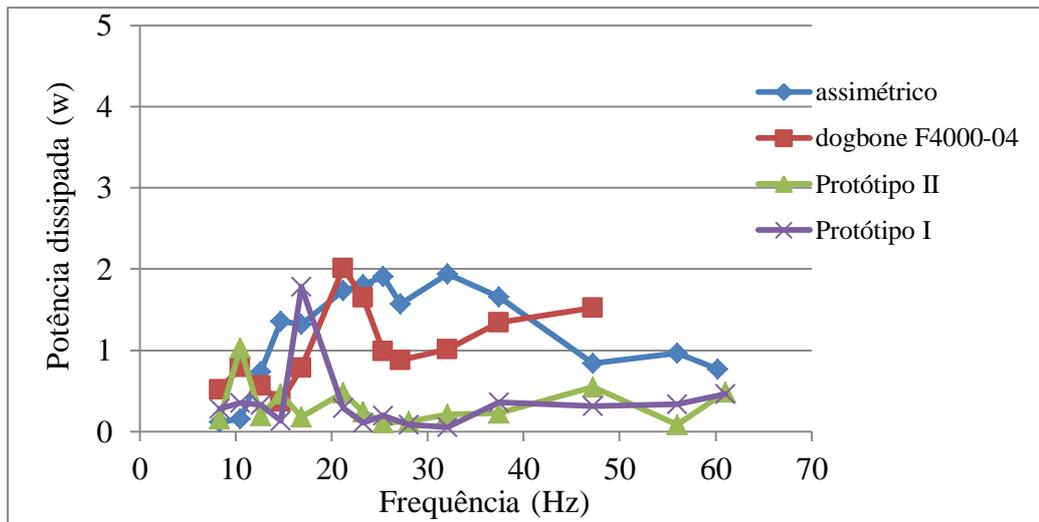


Figura 4.18: Comparativo de desempenho entre os quatro absorvedores ensaiados pelo Método *ISWR*.

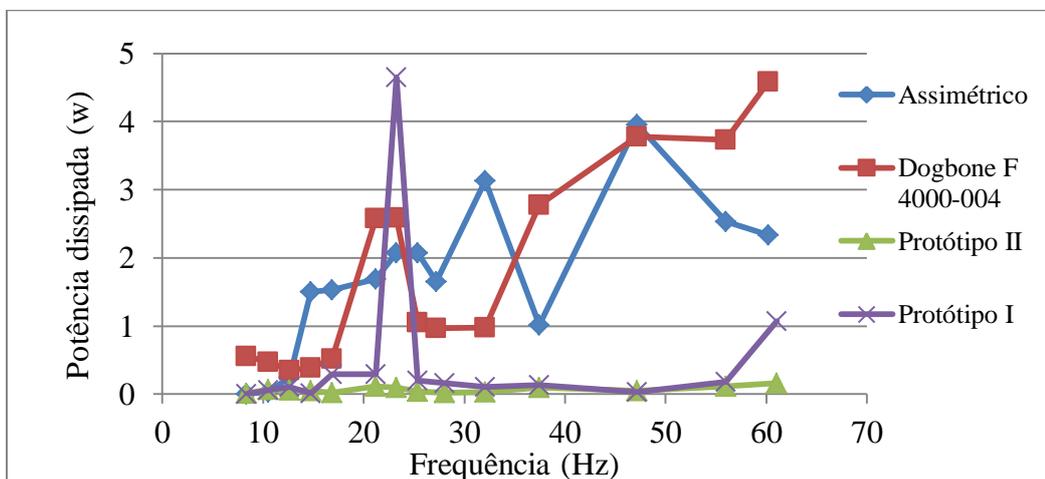


Figura 4.19: Comparativo de desempenho entre os quatro absorvedores ensaiados pelo Método da Potência.

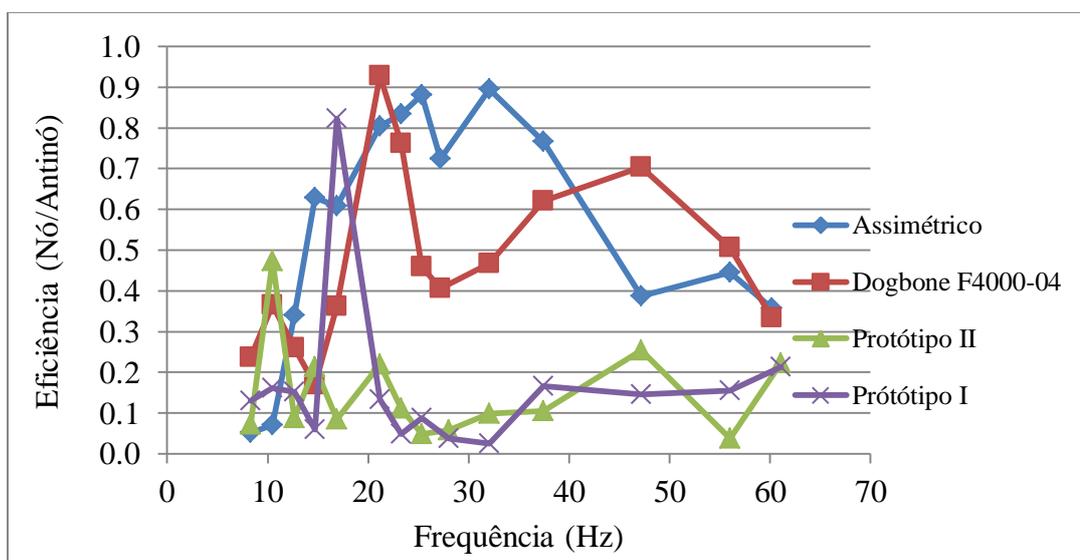


Figura 4.20: Comparativo entre eficiências dos quatro absorvedores ensaiados.

#### 4.2.1 Análise comparativa entre Protótipos e absorvedores convencionais.

Analisando os dados obtidos no gráfico mostrado na figura 4.18 é possível observar a influência dos absorvedores na vibração do cabo. Devido a seus diferentes modos de vibração, os absorvedores *dogbone* F4000-04 e assimétrico apresentaram maior dissipação de energia a partir de 21 Hz. Os Protótipos I e II, por ter apenas um modo de vibração, tiveram melhor desempenho em duas faixas a serem consideradas, de 8 a 12 Hz. O Protótipo II teve um desempenho superior em torno de 30%, por outro lado nas demais faixas teve um desempenho igual ou inferior. O Protótipo I apresentou um desempenho bem superior aos convencionais na faixa de 16 a 21 Hz chegando até 100% de superioridade quando comparado ao *dogbone* F4000-04, por outro lado, nas demais faixas para esse método avaliado o desempenho foi inferior aos convencionais.

Analisando os dados obtidos no gráfico mostrado na figura 4.19 é possível observar que o Protótipo I apresentou, na faixa de 21 a 25 Hz, um desempenho bem superior aos convencionais chegando a ser 80% superior quando comparado ao *dogbone* F4000-04 e 125% superior quando comparado ao assimétrico. O Protótipo II não apresentou desempenho superior aos convencionais em nenhuma frequência para esse método. As maiores deformações obtidas pelos extensômetros afixados no Protótipo I foram de 130 a 137  $\mu$ strain na faixa de 12 a 23 Hz e do Protótipo II de 80 a 153  $\mu$ strain na faixa de 10 a 25 Hz (Apêndice E). Em termos percentuais significa que o Protótipo I teve 0.0137% de deformação máxima e o Protótipo II 0.0153%. Fazendo uma comparação desses resultados aos obtidos de deformação mínima de 1% no ensaio de flexão é possível avaliar que os valores de deformação obtidos nos ensaios realizados no cabo são bem menores que os valores de deformação mínima necessária para que o material entrasse no regime pseudoelástico. Sem levar em consideração outros fatores, é possível avaliar que os dois protótipos não entraram no regime pseudoelástico com isso tiveram seu desempenho associado apenas ao regime elástico do material.

## 5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste trabalho foram testados dois protótipos de absorvedores de vibração do tipo *stockbridge* baseado no comportamento pseudoelástico das SMA. Eles consistem de duas massas inerciais conectadas por uma barra de SMA, a qual substitui o cabo mensageiro convencional. Para a caracterização dos protótipos foram realizados ensaios de flexão que mostraram que as barras utilizadas nos protótipos apresentam comportamento pseudoelástico. O desempenho dinâmico em termos de dissipação de energia dos protótipos de *stockbridge* pseudoelástico foi comparado ao de absorvedores *stockbridges* convencionais segundo os métodos *Inverse Standing Wave Ratio Method (ISWR)*, *Power Method* e *Forced Response Method* descritos nas normas IEEE Std 563™-1978, IEEE 664™ 1993(R2007) e IEC 61897 1ªED 1998-09.

Os resultados obtidos no ensaio feito pelo Método da Resposta Forçada estão dentro das expectativas iniciais de evidenciar o potencial das SMA para aplicação em absorvedores de vibração do tipo *stockbridge*, indicando que a substituição do cabo mensageiro de aço galvanizado por uma barra de SMA pode fazer com que o absorvedor atue bem dentro de uma faixa de frequência mais ampla. Nos ensaios segundo os Métodos *ISWR* e da Potência o desempenho dos Protótipos foi equivalente ou superior aos convencionais. Entretanto, nas condições de realização dos ensaios, foi identificado que eles não entraram no regime pseudoelástico, o que pode justificar o desempenho observado.

Como recomendações para trabalhos futuros, propõe-se que seja feita uma caracterização termomecânica mais completa do material, uma vez que o seu comportamento é sensível à taxa de deformação e à temperatura.

## REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, M.T.; LABEGALINI, P.R.; LABEGALINI, J.A.; FUCKS, R.D.; **Projetos mecânicos das linhas aéreas de transmissão**- São Paulo :Edgard Blucher, 1992; reimpressão 2005).
- ASTRÖM, K.J. e WITTENMARK, B. “**Adaptive Control**”, 2nd edition, Addison Wesley Publishing Company, 1995.
- CACHUTÉ, R.S. e YAMAMOTO, R.R., **Caracterização dinâmica de um stockbridge pseudoelástico. Projeto de graduação 2** .UnB 2009.
- CAI, W.; LU, X.L. ZHAO, L.C.; **Damping behavior of Ni- Ti based shape memory alloys**, Materials Science and Engineering A, v.394, pp.78–82, 2005.
- DA SILVA, E. P., **Beam shape feedback control by means of a shape memory actuator material and design**, v 28,n.5,p.1592-1596, 2007.
- DA SILVA, E. P., **Relatório Produto 1 (Etapa 1 – Ano 1) Atividades Preliminares, Aplicação de Ligas com Memória de Forma para Controle de Vibração em Máquina e Estruturas (Projeto VibraSMA)**, Eletronorte, 2007.
- DA SILVA, J.A.B ;MESQUITA, A.L.A;DASILVA, E.P.; **Controle de Vibração em Máquina Rotativa Utilizando Luva com efeito Memória de Forma**, In: V Congresso Nacional De Engenharia Mecânica-CONEM, 2008.
- DELAEY, R., KRISHNAN, H. WARLIMONT, H., **Thermoelasticity, pseudoelasticity and the memory effects associated with martensitic transformations – Part 1: Structural and microstructural changes associated with the transformations**, Journal of Materials Science, Vol. 9, pp. 1521-1535, 1974.

DE PAULA, A. S., LAGOUDAS, D. C., SAVI, M. A., **Numerical Investigation of an Adaptive Vibration Absorber Using Shape Memory Alloys**, journal of intelligent material systems and structures, vol. 22- January 2011.

ELIAS, THIAGO CARNEIRO;DA SILVA E.P; **Numerical simulation of the dynamic behavior of pseudoelastic vibration isolator.**In: 19 International Congresso f Mechanical Engineering, 2007.

EPRI, **Transmission Line Reference Book, Wind Induced Conductor Motion, prepared by Gílbert Commonwealth Associates, Jackson MI 1979-80.**

ESPINDOLA, J. J., BAVASTRI, C. A., "**Reduction of Vibration in Complex Structures with Viscoelastic Neutralizer: A Generalized Approach and Physical Realization**", in ASME Design Engineering Technical Conference, no. DETC97/VIB-4187, 1997.

FHWA, FEDERAL HIGHWAY ADMINISTRATION, **Guidelines for the Installation, Inspection, Maintenance and Reppair of Stuctural**, supports for Highway Signs, luminaries and Traffic Signals Con't, 2006.

FERNANDES, F. M. B., **Ligas com Memória de Forma.** Lisboa: Universidade Nova de Lisboa, 2003.

FUCKS, R.D.; ALMEIDA, M.T.; LABEGALINI, P.R.; LABEGALINI, J.A.; **Projetos mecânicos das linhas aéreas de transmissão-** São Paulo :Edgard Blucher,1992;reimpressão 2005).

GANDHI, M. V. *and* THOMPSON, B. S., **Smart Materials and Structures**, Chapman & Hall, London (1992) p. 175–191.

GHANDI, F.; CHAPUIS, G. **Passive Damping Augmentation for a Vibrating Beam using Pseudoelastic Shape Memory Alloy Wires.** Journal of Sound and Vibration, p.519-539, 2002.

**Guide on Conductor Self- Damping Measurements**, IEEE Std 563™-1978, (R2007).

**Guide on the Measurement of the performance of Aeolian Vibration Damper for Single Conductors**, IEEE Std. 664-1993, (R2007).

- HAN, H.P., ANG, K.K., Wang, Q., Taheri, F., **Buckling enhancement of epoxy columns using embedded shape memory alloy spring actuators.** Composite Structures (2004).
- HAN, Y-L, XING, D-J, XIAO, E-T; LI, A-Q, **NiTi-Wire shape memory alloy dampers to simultaneously damp tension, compression, and torsion,** Journal of Vibration and Control, v.11, n.8, pp.1067–1084, 2005.
- HARD, A.R. ,DOOCY,E.S., RAWLINS,C.B.,IKEGAMI,R., **Transmission Line Reference Book, Wind Induced Conductor Motion, prepared by Gilbert Commonwealth Associates, Jackson MI 1979-80.**
- HESSELBACH, J., **shape memory actuators, in adaptronics and smart structures,** in H. Janocha, Editor , Springer – Verlag:Berlin, pp.143-160,1995.
- KRISHNAN, H., DELAEY, R. E WARLIMONT, H., **Thermoelasticity, pseudoelasticity, and the memory effects associated with martensitic transformations - Part 2: The macroscopic mechanical behaviour,** Journal of Materials Science, Vol. 9, pp. 1536-1544, 1974.
- LABEGALINI,P.R.; ALMEIDA,M.T.; LABEGALINI,J.A.; FUCKS,R.D.; **Projetos mecânicos das linhas aéreas de transmissão-** São Paulo :Edgard Blucher,1992; reimpressão 2005.
- LACARBONARA, W.; VESTRONI, F.; **Nonclassical responses of oscillators with hysteresis,** Nonlinear Dynamics, v.32, pp.235-258, 2003.
- LAGOUDAS, D. C., **Shape Memory Alloys: Modeling and Engineering Applications.** Ed. springer, 2007.
- LAGOUDAS, D.C., KHAN, M.M., MAYES, J.J. & HENDERSON, B.K., **Pseudoelastic SMA spring elements for passive vibration isolation: Part II - Simulations and experimental correlations** ,Journal of Intelligent Material Systems and Structures, v.15, n.6, pp.443-470, 2004.

- LOJEN, G. et al, **Microstructure of Rapidly Solidified Cu-Al-Ni Shape Memory Alloy Ribbons**, *Journal of Materials Processing Technology*, 162-163, p. 220-229, 2005.
- MACHADO, L.G.; LAGOUDAS, D.C.; SAVI, M.A; **Nonlinear dynamics in a pseudoelastic oscillator: Non-isothermal oscillations**, 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 23 - 26 April 2007, Honolulu, Hawaii – USA. 2007b.
- MACHADO, L.G.; LAGOUDAS, D.C.; SAVI, M.A, **Nonlinear dynamics and chaos in a shape memory alloy pseudoelastic oscillator**, SPIE 2007 – 14th International Symposium on Smart Structures and Materials & Nondestructive Evaluation and Health Monitoring. March 18-22, 2007, San Diego, California – USA, 2007b.
- MACHADO, L.G.; SAVI, M.A.; **Odontological applications of shape memory alloys**, *Revista Brasileira de Odontologia*, v.59, n.5, pp.302-306 (in portuguese), 2002.
- MACHADO, L.G.; SAVI, M.A.; **Medical applications of shape memory alloys**, *Brazilian Journal of Medical and Biological Research*, v.36, n.6, 2003.
- MACHADO, L.G.; SAVI, M.A.; PACHECO, P.M.C.L.; **Nonlinear dynamics and chaos in coupled shape memory oscillators**, *International Journal of Solids and Structures*, v.40, n.19, pp.5139-5156, 2003.
- MACHADO, L.G.; SAVI, M.A.; PACHECO, P.M.C.L.; **Bifurcations and crises in a shape memory oscillator**, *Shock and Vibration*, v.11, n.2, pp.67-80, 2004.
- MACHADO, L.G.;SAVI, M.A. ; **Aplicações Odontológicas das Ligas com Memória de Forma**, *Revista Brasileira de Odontologia*. v.59, n.5, pp.302-306, 2002.
- MANTOVANI, D. **Shape memory alloys: Properties and biomedical applications**. *Journal of the Minerals, Metals and Materials Society*, 52: 36-44, 2000.

- MATT, C. F.; CASTELLO, D. A.; GUEDES, A. V.; **Experimental Investigation of the Dynamic Behavior of a Transmission Line Conductor With Stockbridge Dampers**, Proceedings COBEM 2007-0621, pp. 1-11, 2007.
- MESQUITA, A.L.A; DA SILVA,J.A.B.; SILVA,E.P., JUNIOR,M.D.; **Numerical simulation of Vibration Control in Rotors using Bearing with Shape Memory Effect**.SAE technical Papers. V.1,p.1,2008
- OLIVEIRA, A.R.E.; RIPPER, A.P.; **Estudo Analítico e Experimental do Amortecedor Stockbridge**. VII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica). Brasil,1983.
- OTSUKA, K.; REN, X.; **Martensitic Transformations in Nonferrous Shape Memory Alloys**, *Materials Science and Engineering*, v. 273-275, p. 89-105, 1999b.
- OTSUKA, K.; REN, X.; **Recent Developments in the Research of Shape Memory Alloys**, *Intermetallics*, 7, p. 511-528, 1999a.
- OTSUKA, K.; WAYMAN, C.M., **Shape Memory Materials**, Cambridge: Cambridge Univ. Press, UK, cap 1, p.1-26. 1998.
- PERKINS, J.; **Shape Memory Behavior and Thermoelastic Martensitic Transformations**, *Materials Science and Engineering*, 51, p. 181-192, 1981.
- PIETRZAKOWSKI, M.; **Natural Frequency Modification of Thermally Activated Composite Plates**”, *Mec. Ind.*, v.1, pp.313-320, 2000.
- RAO, S.; **Vibrações Mecânicas**, 4ª Edição, Ed. Pearson Prentice Hall, 2008.
- RAWLINS,C.B.; DOOCY,E.S.; HARD,A.R.; IKEGAMI,R.; **Transmission Line Reference Book, Wind Induced Conductor Motion**, prepared by Gilbert Commonwealth Associates, Jackson MI 1979-80.
- Requirements and tests for stockbridge type Aeolian vibration dampers**, in IEC 61897: 1ª edição .1998-09.

- RIVIN, E.; **Vibration Isolation of Precision Equipment. Precision Engineering, vol. 17,** n° 1, pp. 41-56. Janeiro 1995.
- SAUTER, DANIEL 2003. **“Modeling the Dynamic Characteristics of Slack Wire Cables in Stockbridge Dampers”**. **Dissertação.** Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt, 5 de dezembro de 2003.
- SAVI, M. A.; BRAGA, A. M. B.; **Chaotic vibrations of an oscillator with shape memory** ,Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v.XV, n.1, pp.1-20, 1993a.
- SAVI, M. A.; BRAGA, A. M. B.; **Chaotic response of a shape memory oscillator with internal constraints** , Proceedings of XII the Brazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM 93 - ABCM), Brasília, Brazil, pp.33-36, 1993b.
- SAVI, M. A. ; DE PAULA, A. S.; LAGOUDAS, D. C.; **Numerical Investigation of an Adaptive Vibration Absorber Using Shape Memory Alloys** , journal of intelligent material systems and structures, vol. 22- January 2011.
- SAVI, M. A.; PACHECO, P. M. L. C.; **Chaos and hyperchaos in shape memory systems**, International Journal of Bifurcation and Chaos, v.12, n.3, pp.645-657, 2002.
- SAVI, M. A. ; PACHECO, P. M. C. L. ; BRAGA, A. M. B.; **Chaos in a Shape Memory Two-Bar Truss.** International Journal of Non-Linear Mechanics, v. 37, n. 8, 2002.
- SAVI,M.A.;PAIVA,A.;BAÊTANEVES,A.P.;PACHECO,P.M.C.L.**Phenomenological Modeling and Numerical Simulation of Shape Memory Alloys:A Thermo-Plastic-hase Transformation Coupled Model**, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, v.13, n.5, pp.261-273 (2002a).
- SAVI, M.A., PAIVA, A., PACHECO, P.M., **Tensile-compressive Asymmetry Influence on the Shape Memory Alloy System Dynamics,** **Chaos, Soliton. Fract.** 2008.
- SAVI, M.A., PAIVA, A., PACHECO, P.M.C.L, **Modelos Constitutivos para Ligas com Memória de Forma,** 2º Congresso Temático de Aplicações de Dinâmica e Controle

da Sociedade Brasileira de Matemática Aplicada e Computacional (SBMAC). São José dos Campos, SP, Brasil, 18-22. Agosto de 2003.

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R., BUDYNAS, R. G., **Projeto de Engenharia Mecânica**, 4ª Edição, Ed. Bookman, 2003.

SRINIVASAN, A.V., MCFARLAND, D.M., **Smart Structures: Analysis and Design**. Cambridge University Press, New York. 2001.

SOEIRO, N.S., VALE, A.R.M., SILVA, J.A.B.; MARQUES, L.F.N., **Estudo Numérico-experimental de um absorvedor de vibração do tipo *stockbridge***.in:IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica-CONEM 2006,2006,Recife-Pe,2006.

TEIXEIRA, P.H., "**Controle de Vibrações em Cabos Singelos das Linhas de Transmissão Aéreas de Energia Elétrica através de Neutralizadores Viscoelásticos**", M.Sc. Dissertation, Dept. of Mech. Eng., Federal University of Santa Catarina, Brazil (in Portuguese). 1997.

THOMPSON, S.A. **An overview of nickel-titanium alloys used in dentistry**. **International Endodontic Journal**, v.33, p.297-310, july. 2000.

VAN HUMBEECK, J.; **Damping capacity of thermoelastic martensite in shape memory alloys**, *Journal of Alloys and Compounds*, v.355, pp.58-64, 2003.

WILLIAMS, K.; CHIU, G.; BERNHARD, R.; **Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys**, *Journal of Sound and Vibration*, v.249, n.5, pp.835-848, 2002.

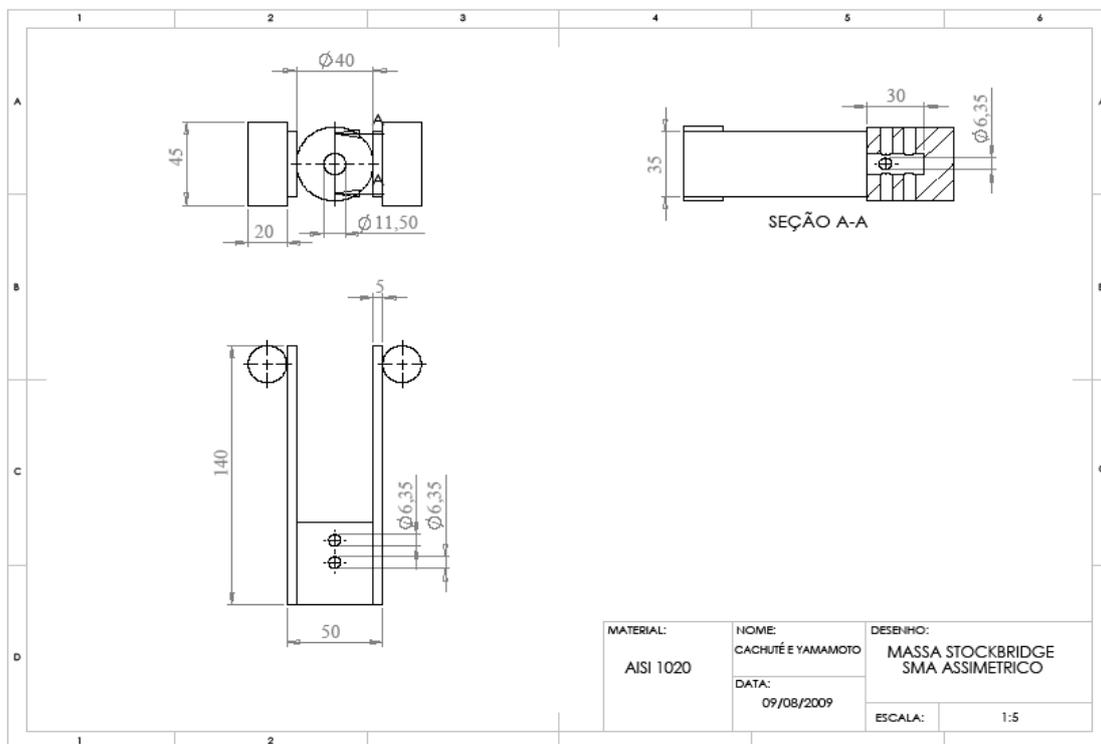
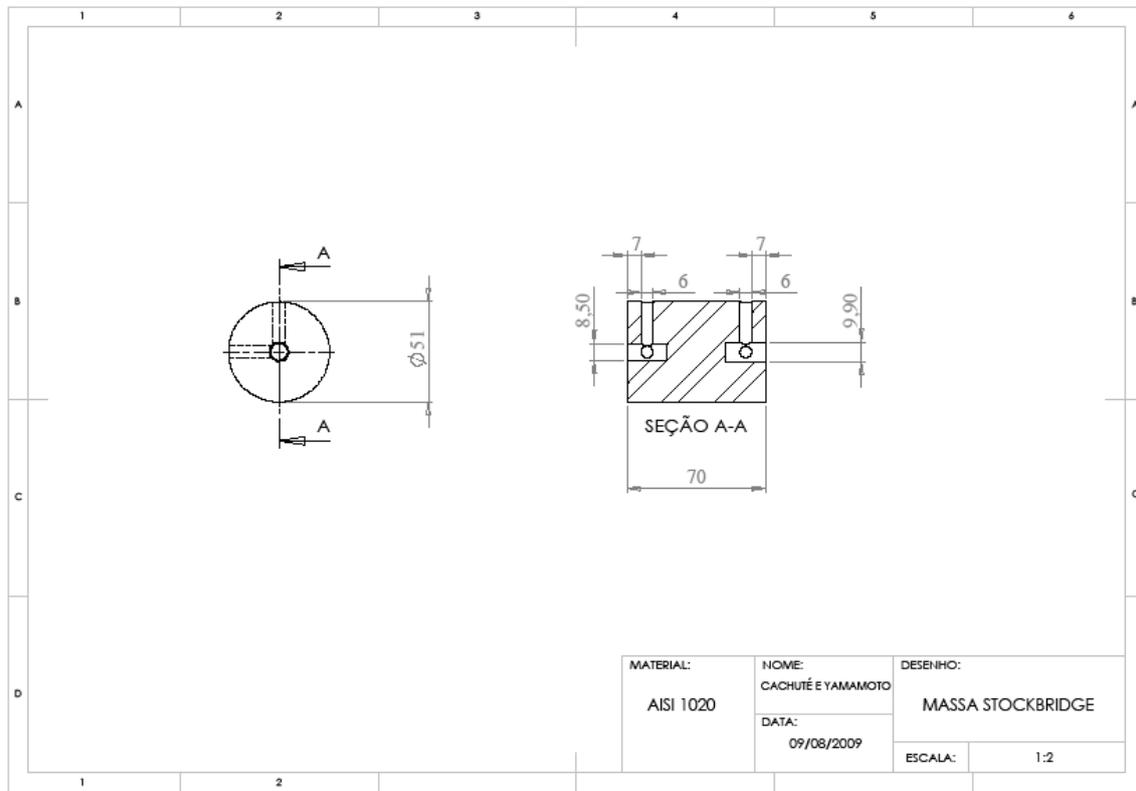
VECCHIARELLI, J., CURRIE, I.G E HAVARD, D.G, **Computtional Analysis of Aeolian conductor Vibration with a Stockbridge-type Damper** ,*Journal of fluids and Structures*, Vol.14, pp 489-509. 2000.

WASILEVSKI, R.J., **On the Nature of the Martensitic Transformation**, *Mettalurgical Transactions*, v.6A, pp. 1405-1418, 1975.

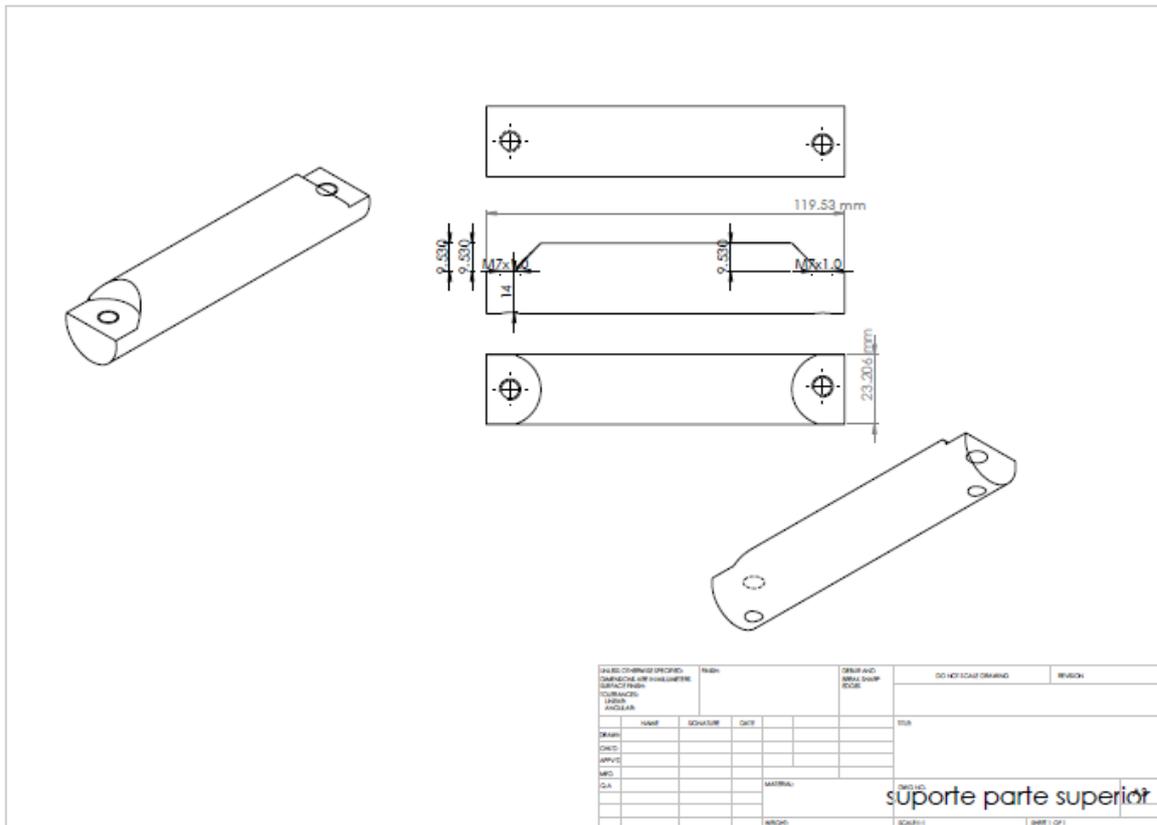
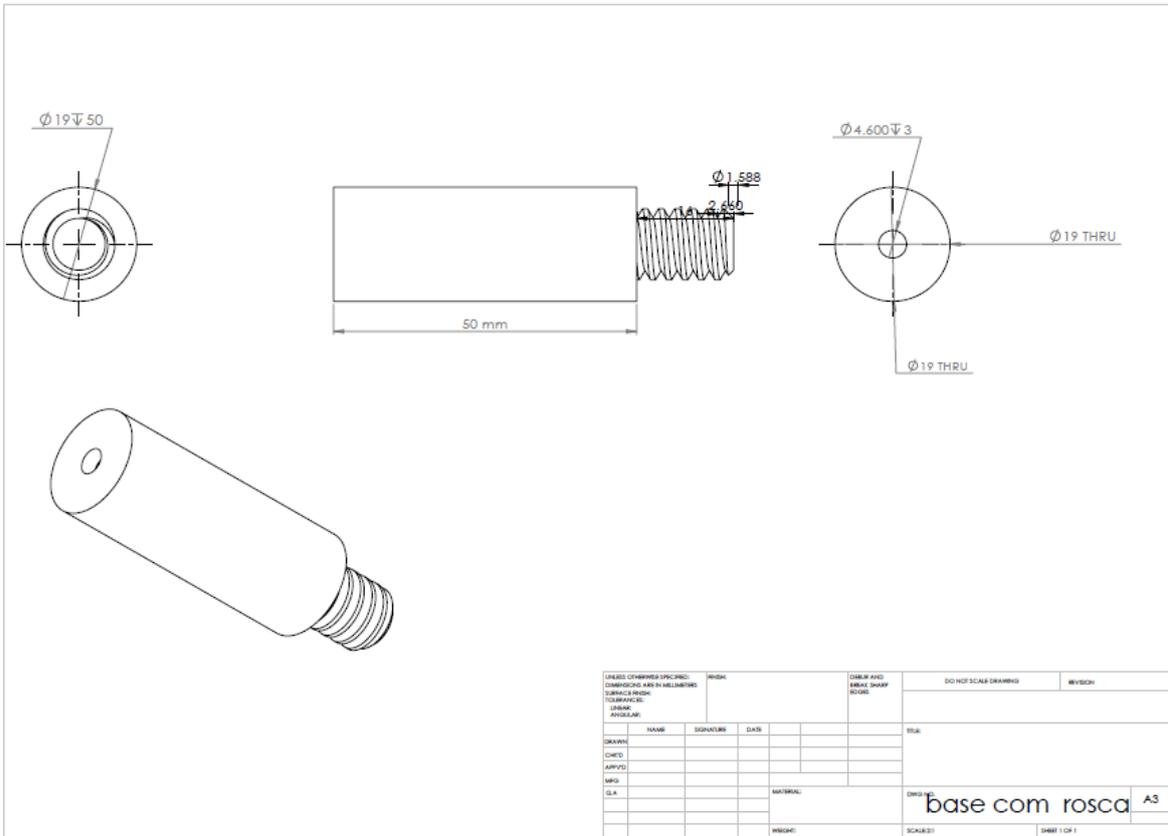
YAN, X., NIE, J., **Study of a New Appllication Form of Shape Memory Alloy Superelasticity**. Institute of Physics Publishing. Smart Materials and Strutures. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, Republic fo China, 2003.

## **APÊNDICES**

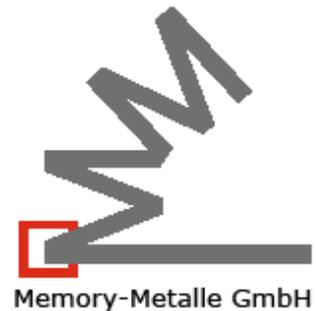
## A - DESENHOS TÉCNICOS DO SUPORTE E MASSAS



(Cachuté e Yamamoto, 2009)



## B - PROPRIEDADES MATERIAIS DA SMA UTILIZADA



### INFO - SHEET No. 4

#### Selected Properties of NiTi-based Alloys

The following numbers are only rough estimates covering the wide range of properties which can be achieved by either a special thermo-mechanical treatment or a slightly different chemical composition. In addition most of the properties depend strongly on the testing temperature. We normally supply materials with data sheets that include a lot of informations about the processing of the alloys. However, we do not measure all the properties listed below except on special request by our customers.

##### Transformation temperatures and strains:

Transformation temperature range	-200° - + 110 °C
Transformation enthalpy	0,47 - 0,62 kJ/Kg K
Transformation strains	
up to 1 cycle	up to 8 %
up to 100 cycles	up to 5 %
up to 100.000 cycles	up to 3 %
above 100.000 cycles	ca. 2 %
Thermal hysteresis**	30 - 80 °C

##### Physical properties:

Melting point	ca. 1310 °C
Density	6,45 kg/dm <sup>3</sup>
Thermal conductivity of the Martensite	ca. 9 W/m K
Thermal conductivity of the Austensite	ca. 18 W/m K
electrical resistivity	50 - 110 μΩcm
lin. thermal expansion factor α of the Martensite	ca. 6,7 x 10 <sup>-6</sup> 1/K
lin. thermal expansion factor α of the Austenite	10 - 11 x 10 <sup>-6</sup> 1/K
Corrosion properties and biocompatibility	excellent
Magnetic permeability	<1,002
Magnetic susceptibility	3,0 x 10 <sup>6</sup>

##### Mechanical Properties:

Youngs modulus*** of the Austenite	ca. 70 - 80 GPa
Youngs modulus*** of the Martensite	ca. 23 - 41 GPa
Ultimate tensile strength (cold worked condition)	up to 1.900 MPa
Ultimate tensile strength (fully annealed condition)	ca. 900 MPa
Plateau stress („Pseudo“-Yield stress) Martensite	70 - 200 MPa
Plateau stress Austenite	200 - 650 MPa
„conventional“ Yield stress Austenite	550 - 700 MPa
Transversal contraction factor	0,33
Tensile strain (fully annealed)	20 - 60 %
Tensile strain (cold worked)	5 - 20 %
Hot workability	reasonable
Cold workability	difficult (work hardening)
Machinability	very poor

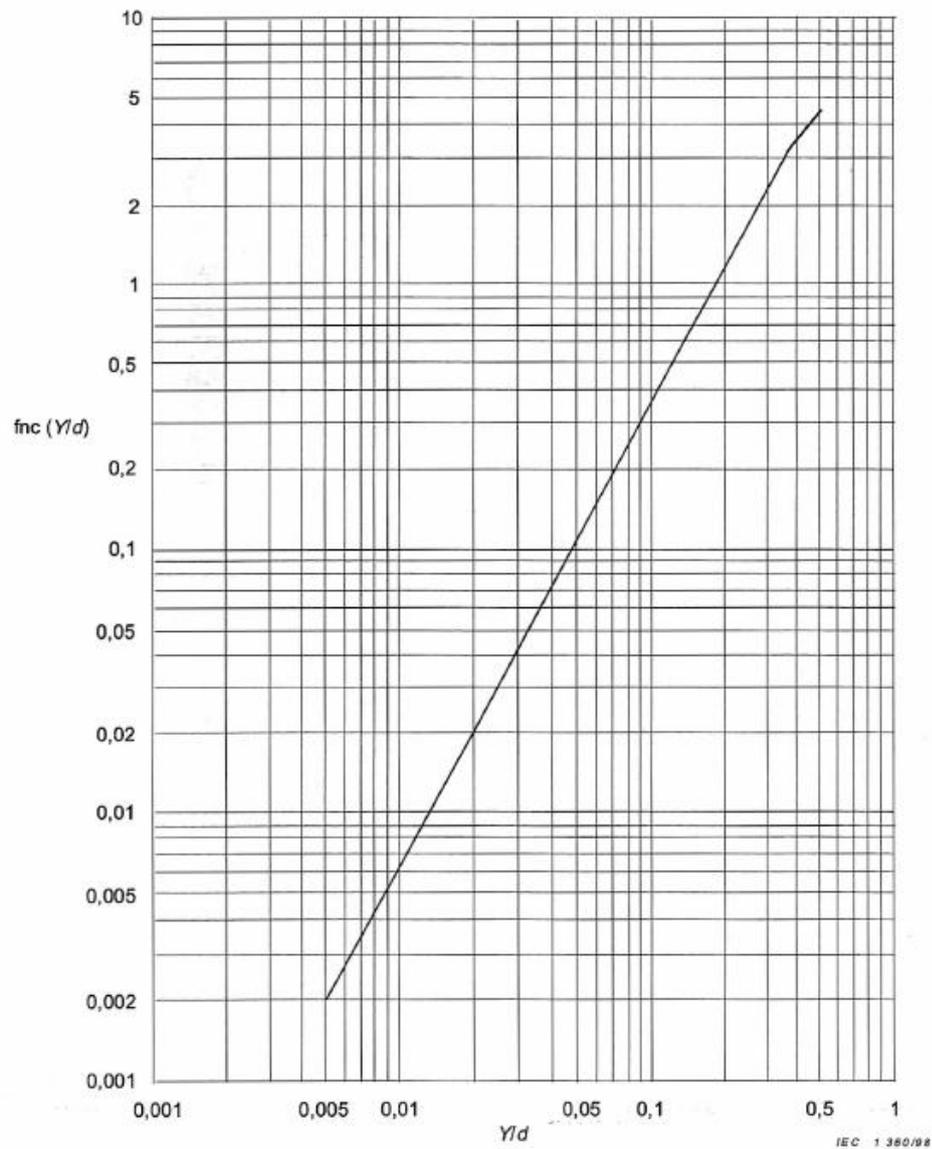
\*: Very low transformation temperatures can easily be achieved by alloying, but the material are getting very brittle!

\*\* : Numbers for complete transformation cycles. Stress hysteresis decreases in case of incomplete transformation cycles

\*\*\* Very critical figure! Don't use for design purposes due to the pronounced non-linearity of the σ-ε

## C- POTÊNCIA FORNECIDA PELO VENTO TEORICAMENTE

Wind power input curve



$Y$  conductor antinode amplitude peak-to-peak (m)

$d$  conductor diameter (m)

Figure C.1 – Wind power input curve (IEC 61897-1998-09)

In order to minimize errors in reading off values of  $\text{fnc}(Y/d)$  from figure C.1 the following equation shall be used:

$$\text{fnc}(Y/d) = 10^z$$

where

$$z = \sum_{n=0}^8 a_n X^n$$

and

$$X = \lg(Y/d)$$

$$a_0 = -0,491949$$

$$a_2 = -43,5532$$

$$a_3 = -78,5876$$

$$a_4 = -86,1199$$

$$a_1 = 11,8029$$

$$a_5 = -58,1808$$

$$a_6 = -23,6082$$

$$a_7 = -5,26705$$

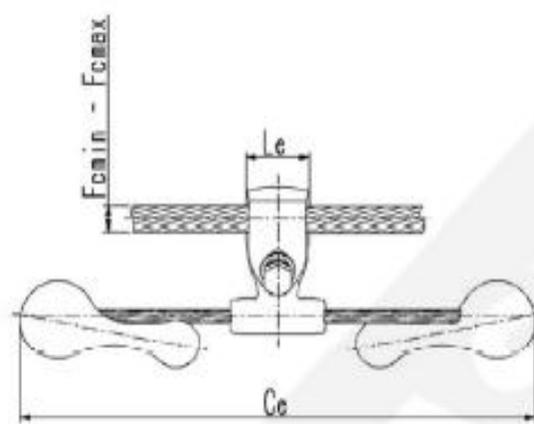
$$a_8 = -0,495885$$

## D - DADOS DOS STOCKBRIDGES FORNECIDOS PELA FORJASUL

LIGA DE ALUMÍNIO  
ALEACION DE ALUMINIO  
ALUMINUM ALLOY

**FORJASUL**  
www.forjasul.com.br

AMORTECEDOR DE VIBRAÇÃO STOCKBRIDGE  
AMORTIGUADOR STOCKBRIDGE  
VIBRATION DAMPER "STOCKBRIDGE" TYPE



Referência Número Catálogo Catalogue Number	Dimensões Dimensiones Dimensions (mm)				Peso Peso (kg) Net Weight
	Ce	Le	Fmin	Fmax	
F4000	352	36	6.35	9.63	1.474
F4000-01	352	36	9.42	12.46	1.492
F4000-02	366	40	12.47	15.24	1.571
F4000-03	406	50	15.26	18.04	2.899
F4000-04	408	50	18.05	21.84	2.899
F4000-05	479	51	21.85	24.14	4.521
F4000-06	479	51	24.15	27.69	4.512
F4000-07	479	51	27.71	30.73	4.689
F4000-08	479	51	30.74	33.78	4.668

## E – DEFORMAÇÕES OBTIDAS NOS ENSAIOS ISWR E POTÊNCIA.

Protótipo I		
Freq. (HZ)	Ext ATIVO - $\mu$ strain	Ext PASSIVO $\mu$ strain
8.32	23	30
10.5	41	137
12.63	110	120
14.72	62	137
16.87	83	134
21.19	86	134
23.27	70	40
25.33	47	37
28.04	51	50
32.09	30	50
37.45	27	64
47.2	51	55
56.02	30	30
61.05	37	59

Protótipo II		
Freq. (HZ)	Ext ATIVO $\mu$ strain	Ext PASSIVO $\mu$ strain
8.32	25	25
10.5	90	153
12.63	130	31
14.72	94	28
16.87	80	30
21.19	36	86
23.27	37	58
25.33	54	35
28.04	33	40
32.09	27	38
37.45	16	27
47.2	48	38
56.02	46	48
61.05	49	58

## F- IDENTIFICAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS VARREDURA EM FREQUÊNCIA DE SENO.

