

ANÁLISE DA FREQUÊNCIA DE RESSONÂNCIA DE UM VIBRADOR ELETRODINÂMICO

Everaldo de Barros – Faculdade Anhanguera de Taubaté - unidade I

RESUMO: Testes de vibração mecânica são conduzidos no desenvolvimento, qualificação e aceitação de equipamentos e componentes estruturais. Esses testes envolvem o emprego de vibradores, acelerômetros e sistemas de controle de vibrações. Vibradores eletrodinâmicos são geralmente utilizados na realização dos testes de vibração e a verificação das características dinâmicas constitui um requisito de confiabilidade indispensável para a integridade dos testes conduzidos. Neste artigo, os procedimentos para a aquisição da curva de resposta forçada e a identificação da frequência de ressonância de um vibrador eletrodinâmico são apresentados. Os resultados obtidos sugerem que os procedimentos operacionais discutidos podem ser incluídos em um programa de manutenção preditiva para indicar as condições reais de funcionamento e prolongar a vida útil de vibradores eletrodinâmicos.

ABSTRACT: Mechanical vibration tests are performed during the development, qualification and acceptance of equipments and structural components. These tests include the employment of certain equipments like shakers, accelerometers and vibration control systems. Electrodynamic shakers are the most used in vibration tests and the verification of dynamic characteristics is an essential reliability requirement for the integrity of the tests performed. In this article, the procedures for the acquisition of the forced response curve and the identification of the resonance frequency of an electrodynamic shaker are presented. The obtained results suggest that the operational procedures discussed can be included in a predictive maintenance program in order to indicate the real working conditions e prolong the useful life of electrodynamic shakers.

PALAVRAS-CHAVE:
Vibrador, vibrações, teste de vibração.

KEYWORDS:
Shakers, vibrations, vibration testing.

Artigo original
Recebido em: 30/07/2010
Avaliado em: 17/10/2011
Publicado em: 22/04/2014

Publicação
Anhanguera Educacional Ltda.

Coordenação
Instituto de Pesquisas Aplicadas e
Desenvolvimento Educacional -
IPADE

Correspondência
Sistema Anhanguera de de Revistas
Eletrônicas -SARE
rc.ipade@anhanguera.com

1. INTRODUÇÃO

Durante a investigação de um comportamento dinâmico estrutural, testes de vibração mecânica são conduzidos com o objetivo de simular no solo o ambiente vibratório ao qual o item investigado estará sujeito ao longo da sua vida útil. O ambiente vibratório geralmente é obtido por meio de uma máquina especialmente desenvolvida para gerar e transmitir os níveis de vibração aos espécimes. Outros componentes essenciais para a realização dos testes são o amplificador de potência, os acelerômetros e um sistema de controle em malha fechada para garantir a integridade do teste (BUZDUGAN; MIHAILESCU; RADES, 1986).

A função do amplificador de potência é a de fornecer potência, em forma de tensão e corrente, necessária para gerar o movimento vibratório. Em termos gerais, quanto mais velocidade é exigida do movimento gerado, mais tensão deverá ser fornecida pelo amplificador. Por outro lado, quanto mais força ou aceleração são exigidas, mais corrente deverá ser deliberada pelo amplificador.

Acelerômetros são transdutores destinados à medição de movimentos vibratórios e durante os testes de vibração, são empregados para monitorar os níveis de vibração especificados para o teste e também os níveis de vibração em determinadas regiões do item investigado.

A função principal do sistema controlador é a de garantir os níveis de vibração especificados para o teste através de um controle em malha fechada. O ambiente vibratório gerado durante o teste é monitorado pelo controlador a partir dos sinais fornecidos pelos acelerômetros de controle e corrigido em tempo real em função dos níveis de aceleração pré-definidos para o teste.

Dois grandes famílias de vibradores são utilizadas no domínio de testes de vibração. A primeira família é constituída pelos meios de ensaio eletrohidráulicos, e a segunda pelos meios de ensaio eletrodinâmicos. Dentro deste contexto, neste artigo são apresentados os procedimentos e os resultados da observação experimental da curva de resposta forçada e da frequência de ressonância de um vibrador eletrodinâmico. A conformidade destes resultados com os valores nominais especificados pelo fabricante do vibrador investigado representa um requisito de confiabilidade indispensável para os testes de vibração que venham a ser conduzidos com este vibrador.

2. ANÁLISE DE UM SISTEMA 1GDL EM VIBRAÇÃO FORÇADA

Para o modelo do vibrador investigado, é considerado um sistema de um grau de liberdade (1GDL), cujas propriedades são representadas pelos elementos ilustrados na Figura 1. Na representação temos a inércia representada por uma massa constante m de rigidez infinita, a elasticidade por uma mola ideal sem massa de rigidez constante k , e o amortecimento por um amortecedor viscoso ideal sem massa de coeficiente de amortecimento constante c .

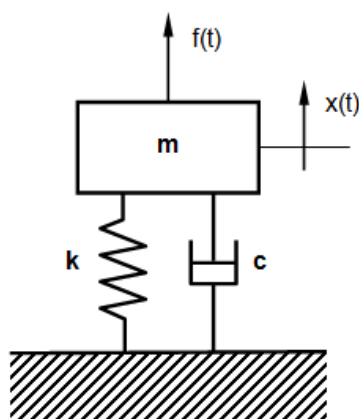


Figura 1 – Representação de um sistema 1GDL.

O modelo espacial correspondente é descrito pela Equação (1) a seguir, onde $f(t)$ representa a força de excitação dependente do tempo aplicada ao sistema e $x(t)$ a resposta do sistema à força de excitação (MAIA; SILVA, 1997).

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (1)$$

2.1. Análise em Vibração Livre

A partir da teoria de equações diferenciais, sabe-se que a solução da Equação (1) é a soma das soluções homogênea e particular. Para a análise da resposta do sistema em vibração livre, isto é, $f(t) = 0$, a forma homogênea da Equação (1) é dada pela Equação (2), que corresponde ao sistema em vibração livre (sem forças aplicadas):

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2)$$

solução completa de uma equação diferencial é dada pela soma de uma solução geral com uma solução particular. Assumindo uma solução geral da forma expressa pela Equação (3):

$$x(t) = Xe^{st} \quad (3)$$

onde s , a variável de Laplace, é a quantidade complexa a ser determinada, e substituindo na Equação (2), temos:

$$(ms^2 + cs + k)Xe^{st} = 0 \quad (4)$$

A solução não trivial da Equação (4) corresponde a:

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (5)$$

A Equação (5), chamada equação característica, possui duas raízes s_1 e s_2 , expressas por

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (6)$$

Desta forma, a solução geral da equação homogênea, Equação (2), é dada por:

$$x(t) = C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t} \quad ; \quad (7)$$

onde C_1 e C_2 são constantes determinadas através das condições iniciais impostas pelo sistema em $t = 0$. As raízes s_1 e s_2 podem ser classificadas nos seguintes casos:

a) As forças de amortecimento são forças primárias que governam o movimento e ambas as raízes são reais. Neste caso o sistema é dito super-amortecido, com $(c/2m)^2 > k/m$

b) As forças de inércia e elásticas prevalecem e as raízes são valores conjugados complexos. Neste caso o sistema é dito amortecido, com $(c/2m)^2 < k/m$.

c) As raízes s_1 e s_2 são nulas, reais e iguais. Neste caso o sistema é dito criticamente amortecido, com $(c/2m)^2 = k/m$.

A análise acima mostra que qualquer sistema possui um importante parâmetro definido como coeficiente de amortecimento crítico, c_c , que é obtido a partir do termo $(c/2m)^2 = k/m$.

$$c_c = 2\sqrt{km} = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2m\omega_n \quad (8)$$

onde $\omega_n = \sqrt{k/m}$ é definida como frequência natural não amortecida.

Definindo a quantidade não dimensional ξ como o coeficiente de amortecimento, expresso por:

$$\xi = \frac{c}{c_c} \quad (9)$$

temos que as raízes da equação característica, Equação (5), podem ser descritas por:

$$s_{1,2} = -\omega_n \xi \pm \omega_n \sqrt{\xi^2 - 1} \quad (10)$$

e, desta forma, podemos classificar o sistema em função de seu coeficiente de amortecimento como:

- sistema superamortecido, quando $\xi > 1$;
- sistema criticamente amortecido, para $\xi = 1$;
- sistema amortecido, quando $\xi < 1$.

A solução geral no domínio do tempo da Equação (2) pode assim ser expressa segundo o seu coeficiente de amortecimento:

a) Sistema superamortecido:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left(C_1 e^{\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}} + C_2 e^{-\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}} \right) \tag{11}$$

ou, considerando as condições iniciais $x(0)$ $\dot{x}(0)$:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left[x(0) \cosh(\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}) + \frac{\dot{x}(0) + \xi\omega_n x(0)}{\omega_n \sqrt{\xi^2 - 1}} \sinh(\omega_n t \sqrt{\xi^2 - 1}) \right] \tag{12}$$

b) Sistema criticamente amortecido:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} (C_1 + C_2 t) \tag{13}$$

ou, considerando as condições iniciais:

$$x(t) = e^{-\omega_n t} [x(0)(1 + \omega_n t) + \dot{x}(0)t] \tag{14}$$

c) Sistema amortecido:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left(C_1 e^{i\omega_n t \sqrt{1 - \xi^2}} + C_2 e^{-i\omega_n t \sqrt{1 - \xi^2}} \right) \tag{15}$$

ou, considerando as condições iniciais:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left[x(0) \cos(\omega_n t \sqrt{1 - \xi^2}) + \frac{\dot{x}(0) + \xi\omega_n x(0)}{\omega_n \sqrt{1 - \xi^2}} \sin(\omega_n t \sqrt{1 - \xi^2}) \right] \tag{16}$$

A Figura 2 ilustra a resposta típica em vibração livre dos três casos para as condições de deslocamento inicial $x(0)$, e de velocidade inicial $\dot{x}(0)$.

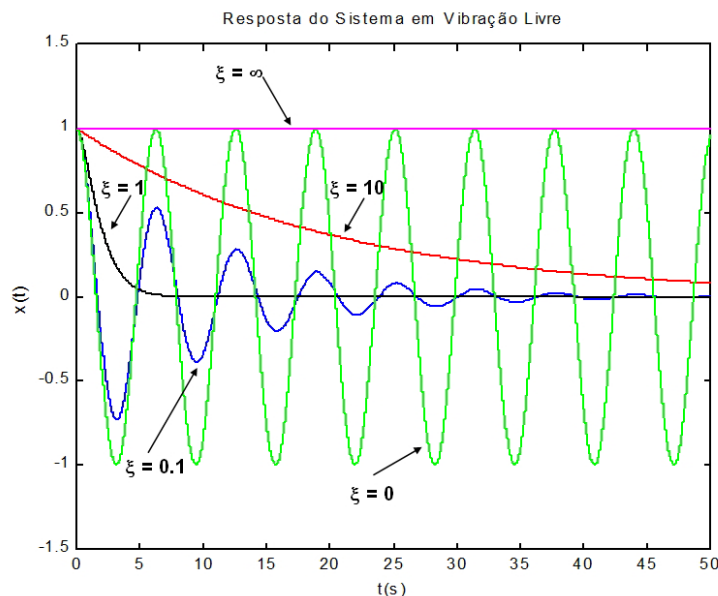


Figura 2 – Resposta no domínio do tempo típica de um sistema 1GDL em vibração livre.

Na Figura 2, observamos que enquanto a solução não amortecida ($\xi = 0$), corresponde ao movimento harmônico de frequência ω_n de amplitude constante (frequência natural não amortecida), a solução amortecida ($0 < \xi < 1$) é mais realística, tendendo exponencialmente a zero. Neste caso, a frequência de oscilação é denominada frequência natural amortecida, expressa por:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (17)$$

Concluindo a análise do sistema 1GDL em vibração livre, observamos ainda que as características do decaimento da frequência natural amortecida podem ser utilizadas como uma maneira de avaliar o coeficiente de amortecimento associado ao sistema. A partir da curva de resposta em vibração livre, conforme ilustrado na Figura 3, podemos tomar o valor da amplitude X_i em um determinado instante de tempo e o valor da amplitude X_{i+n} tomado após n ciclos completos de vibração. A partir destes dados e da Equação (16), é possível derivar a quantidade definida como decremento logarítmico, expresso por:

$$\delta_n = \ln \frac{X_i}{X_{i+n}} = \frac{2n\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (18)$$

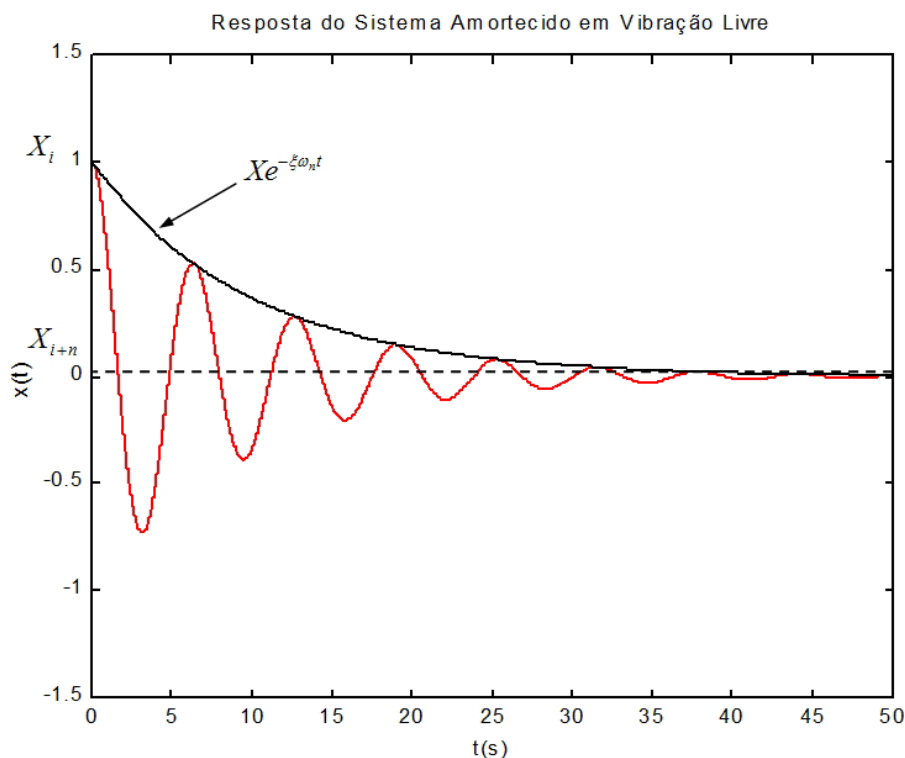


Figura 3 – Gráfico da resposta no domínio do tempo do sistema 1GDL amortecido em vibração livre.

2.2. Análise em Vibração Forçada

A análise da resposta do sistema em vibração forçada é descrita pela Equação (1) com $f(t) \neq 0$. Assumindo que função de força é da forma exponencial complexa expressa por:

$$f(t) = Fe^{j\omega t} \tag{19}$$

onde F e ω são duas constantes (a amplitude e a frequência da força de excitação harmônica, respectivamente), a solução particular da Equação (1) é assumida da forma:

$$x(t) = \bar{X}e^{j\omega t} \tag{20}$$

onde \bar{X} é uma amplitude complexa que inclui o ângulo de fase do movimento de resposta em relação a força de excitação, expressa por:

$$\bar{X} = Xe^{j\theta} \tag{21}$$

Substituindo a Equação (20) na Equação (1), temos que:

$$\bar{X} = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{j\theta} \tag{22}$$

Como um número complexo da forma $x + jy$ pode ser escrito como $R e^{j\theta}$, com

$$R = (x^2 + y^2)^{1/2} \text{ e } \tan \theta = y / x$$

$$x(t) = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{j(\omega t + \theta)} \tag{23}$$

com:

$$\tan \theta = \frac{-\omega c}{k - \omega^2 m} \tag{24}$$

A solução particular da Equação (1) para a função força harmônica definida pela (19) é portanto

$$x(t) = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{j(\omega t + \theta)} \tag{25}$$

que é uma função harmônica com amplitude constante, como a força de excitação. As Equações (24) e (25) indicam que a resposta $x(t)$ é atrasada em relação à força $f(t)$, em termos de.

A solução completa da equação diferencial para o sistema amortecido é dada pela Equação (26), obtida pela soma da solução geral expressa pela Equação (16) com a solução particular expressa pela Equação (25):

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left[x(0) \cos(\omega_n t \sqrt{1 - \xi^2}) + \frac{\dot{x}(0) + \xi\omega_n x(0)}{\omega_n \sqrt{1 - \xi^2}} \sin(\omega_n t \sqrt{1 - \xi^2}) \right] + \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{j(\omega t + \theta)} \tag{26}$$

ou,

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left[x(0) \cos(\omega_n t \sqrt{1 - \xi^2}) + \frac{\dot{x}(0) + \xi\omega_n x(0)}{\omega_n \sqrt{1 - \xi^2}} \sin(\omega_n t \sqrt{1 - \xi^2}) \right] + \frac{F}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} e^{j(\omega t + \theta)} \tag{27}$$

onde $\beta = \omega / \omega_n$ n é um parâmetro sem dimensão que representa a razão entre a frequência da força e a frequência natural amortecida do sistema.

A Equação (27) exhibe que os movimentos correspondentes à solução particular da Equação (1) e à solução geral da equação diferencial são sobrepostos, isto é, são somados algebricamente.

Observando a solução completa ilustrada na Figura 4, é possível concluir que a contribuição da solução geral obtida para o movimento em vibração livre (também chamada de componente transiente) tende a desaparecer rapidamente.

Como conseqüência, em muitas situações práticas torna-se mais usual ignorar a componente transiente inicial e considerar como resposta do sistema apenas a contribuição da solução particular (também chamada de componente em regime), obtida para o movimento em vibração forçada.

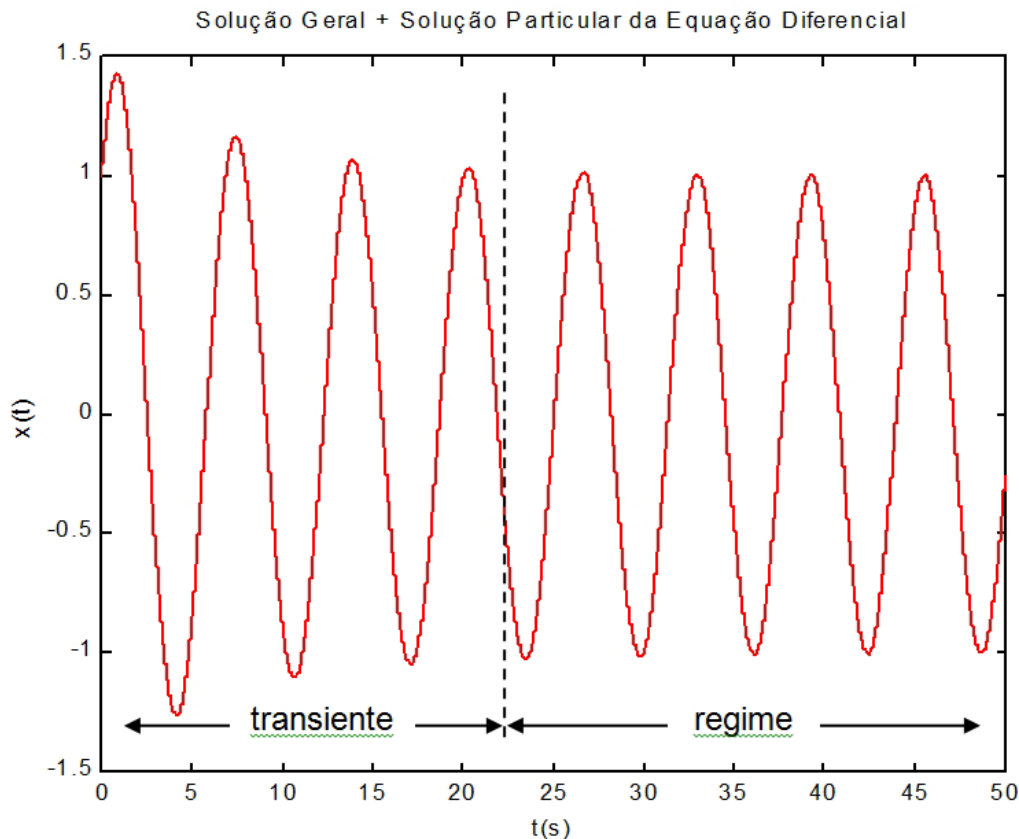


Figura 4 – Gráfico da solução completa da equação de movimento de um sistema 1GDL.

Considerando apenas a componente em regime da solução completa da equação diferencial de movimento do sistema 1GDL, é mais usual na literatura (MAIA; SILVA, 1997) considerar não apenas a magnitude X da resposta, mas, uma quantidade expressa por:

$$\frac{X}{X_s} = Q = \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} \quad (28)$$

onde $X_s = F/k$ corresponde à deformação estática do sistema se aplicada uma força constante F .

Analisando a Equação (28), verifica-se que a equação é totalmente sem dimensão e, portanto, sua representação gráfica é válida para qualquer sistema 1GDL. Ainda, quando

$\xi = 0$ e $\beta = 1$ isto é, $\omega = \omega_n$, o denominador da equação é zero, indicando que a vibração em regime passa a apresentar uma amplitude X infinita, independentemente da amplitude da força de excitação F aplicada ao sistema. Esta situação particular é denominada ressonância.

Evitar o fenômeno da ressonância é, portanto de grande importância para um projeto estrutural, assim como se torna óbvio que esta situação pode ser desastrosa para qualquer estrutura.

Em prática, ξ nunca apresenta valores nulos porque sempre existe algum grau de dissipação de energia em sistemas reais. Em outras palavras, um modelo dinâmico deve sempre incluir um mecanismo de dissipação e desta forma ξ deve apresentar um valor não nulo. Neste caso, a amplitude da ressonância não é infinita, embora ela apresente valores elevados para baixos valores de amortecimento.

Pode-se demonstrar que o valor máximo da amplitude da vibração em regime, ou seja, o mínimo denominador da Equação (28), ocorre para $\omega = \omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2}$. Este fato particular é observado na parte superior da Figura 5, através dos picos de amplitude ocorrendo à esquerda de, sobretudo para os maiores valores de amortecimento. Como na prática a grande maioria das estruturas reais apresentam baixos valores de amortecimento, é usual afirmar que a ressonância ocorre em $\omega = \omega_n$.

A quantidade Q é denominada fator de amplificação e na ressonância, temos que $Q = 1/2\xi$, podendo ser avaliado como uma medida do pico de ressonância. A parte inferior da Figura 5 ilustra o ângulo de fase θ em função da razão β . Analisando esta figura, observa-se que o movimento apresenta uma mudança de fase de 180° quando da passagem pela ressonância, onde $\theta = -90^\circ$, indicando que a resposta está atrasada no tempo em relação à força de excitação.

Por fim, a Figura 6 ilustra a resposta do sistema em uma representação tridimensional, concluindo assim a análise do sistema 1GDL em vibração forçada.

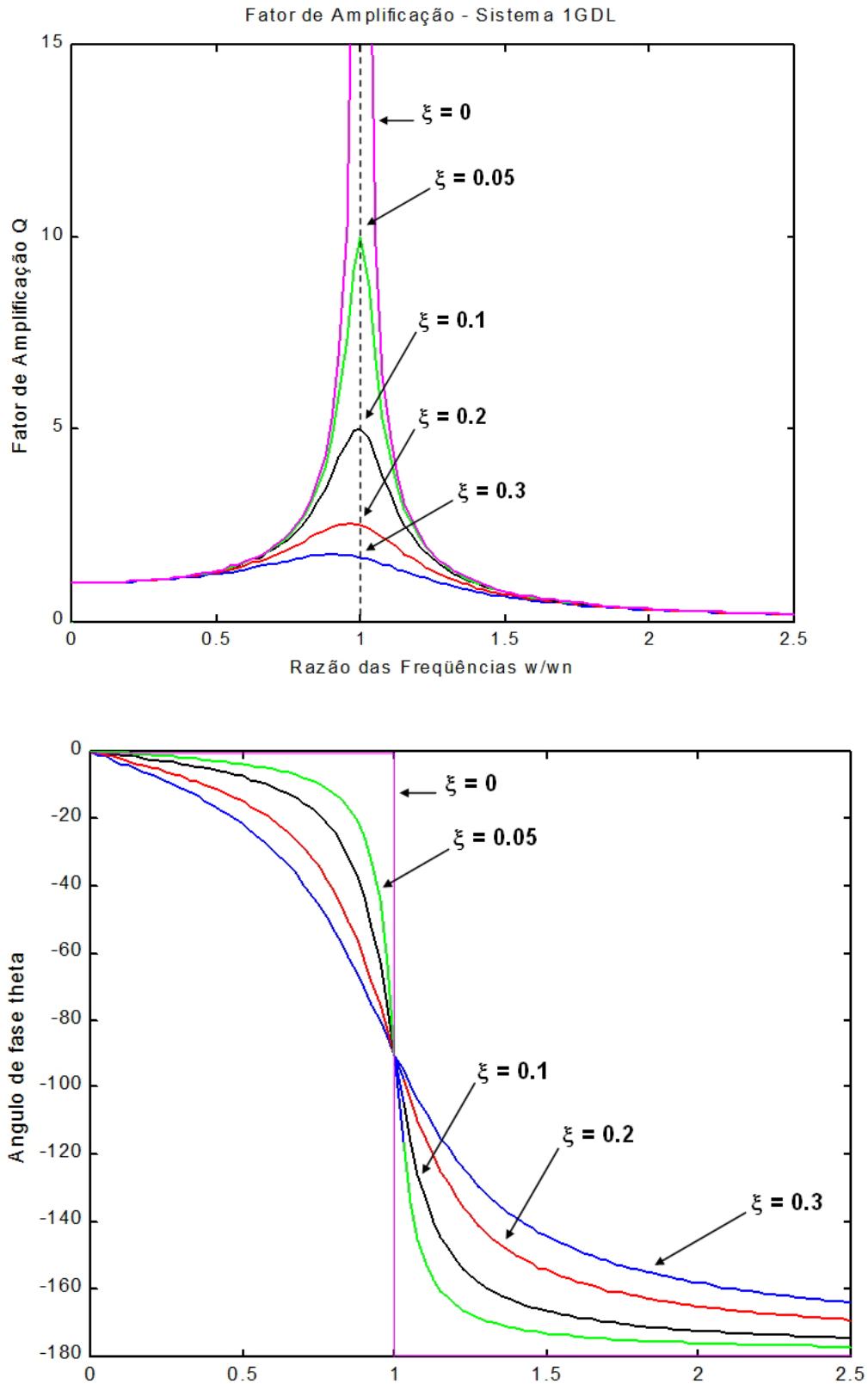


Figura 5 – Resposta do sistema 1GDL no domínio da frequência. Parte superior: fator de amplificação. Parte inferior: angulo de fase em função de

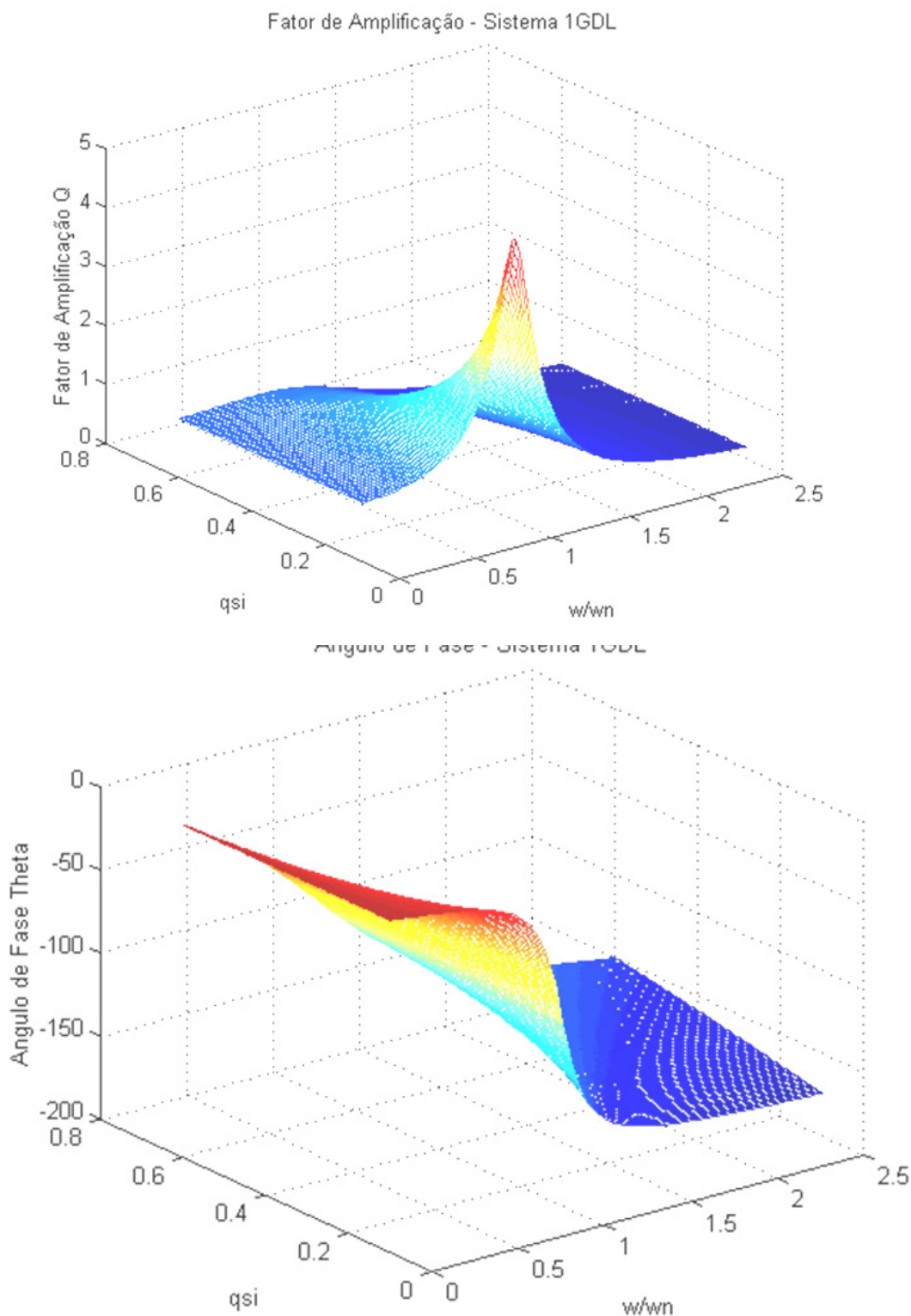


Figura 6 – Representação tridimensional do fator de amplificação e angulo de fase θ em função de β e ξ Parte superior: **fator de amplificação. Parte inferior:** angulo de fase.

3.PRINCÍPIOS DE OPERAÇÃO DE UM VIBRADOR ELETRODINÂMICO

O princípio de funcionamento de um vibrador eletrodinâmico é similar ao de um alto-falante, onde o movimento de deslocamento é ocasionado pelo movimento axial de uma

bobina móvel denominada armadura. Este movimento é proporcional a uma corrente elétrica que é deliberada pelo amplificador de potência e que circula pelas espiras da armadura. Este corrente elétrica que flui pelas espiras da armadura produz um campo magnético em oposição a um campo magnético estático, que é produzido por um magneto permanente em vibradores de pequeno porte, ou por um eletromagneto (uma bobina de fio referenciada como bobina de campo) em vibradores de grande porte. A seção de um vibrador eletrodinâmico com bobina de campo está ilustrada na Figura 7 (ISO 5344, 1980) e seus itens descritos no Quadro 1.

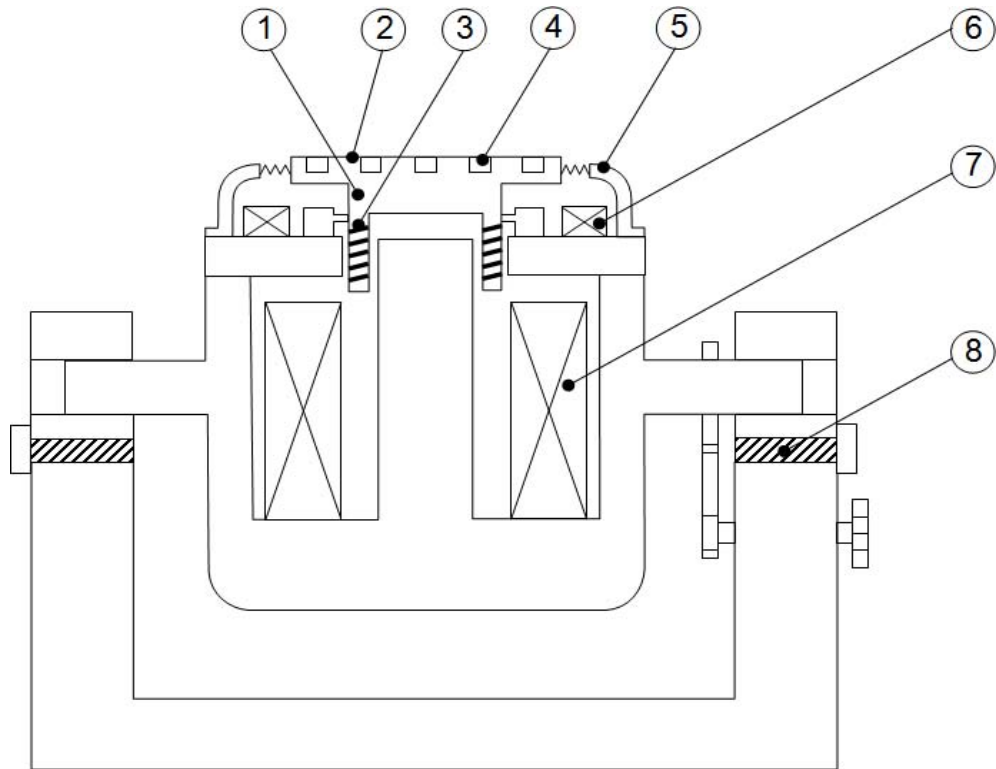


Figura 7 – Seção de um vibrador eletrodinâmico com bobina de campo.

Quadro 1 – Descrição dos Itens do Vibrador.

Item	Denominação
1	Estrutura
2	Mesa de integração
3	Armadura
4	Insertos
5	Cobertura
6	Bobina desmagnetizante
7	Bobina de campo
8	Suspensão

Em um vibrador eletrodinâmico, a força vibratória é, portanto resultante da interação entre um campo magnético de valor constante e uma corrente que flui através de uma bobina incorporada, conforme ilustrado na Figura 8 (LDS, 1994).

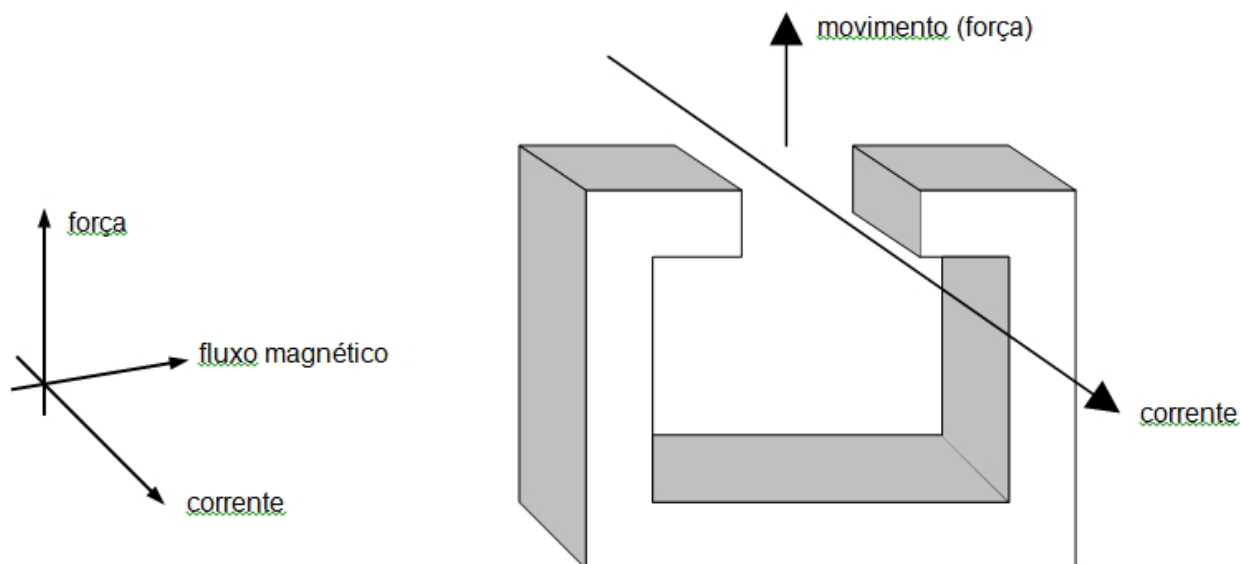


Figura 8 – Força vibratória resultante da interação do campo magnético e da corrente elétrica

Essa força resultante é expressa pela Equação (29), onde F é a força, B é a densidade do fluxo magnético e I é a corrente elétrica:

$$F = BIL \quad (29)$$

Quando a corrente elétrica de entrada que flui através da armadura varia harmonicamente com o tempo, a força gerada varia também harmonicamente. Por este motivo, a natureza da força gerada por um vibrador eletrodinâmico varia segundo a classe do sinal de entrada empregado, podendo ser do tipo periódica, transiente ou aleatória. Essas facilidades para obtenção de diferentes tipos de movimentos vibratórios estendem consideravelmente a aplicação de vibradores eletrodinâmicos em simulações dinâmicas.

A curva característica da resposta de um vibrador eletrodinâmico alimentado por um sinal de tensão constante, apresenta uma aceleração no domínio da frequência ilustrada na Figura 9 (BUZDUGAN; MIHAILESCU; RADES, 1986), onde f_0 é a frequência de ressonância elétrica amortecida pela resistência da armadura e f_1 é a frequência de ressonância mecânica da armadura.

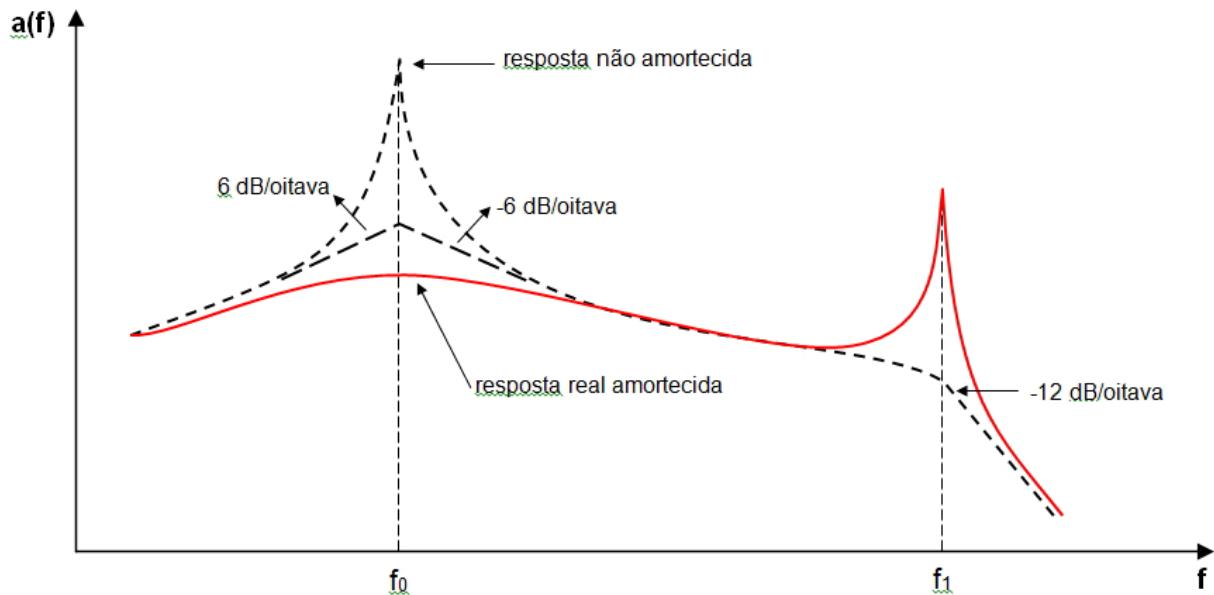


Figura 9 – Gráfico da resposta dinâmica de um vibrador eletrodinâmico alimentado por um sinal de tensão constante.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Na análise proposta, foi implementado um aparato experimental para simular a resposta forçada do vibrador com a sua mesa de integração vazia. Desta forma, a massa em movimento considerada foi apenas a massa da armadura. A relação de equipamentos e softwares empregados, as características do conjunto vibrador e amplificador de potência e o aparato experimental implementado estão apresentados nas subseções seguintes.

4.1. Equipamentos Utilizados

Foram utilizados os seguintes equipamentos e softwares nesta análise:

- vibrador LDS modelo V406, número de série 94051-6;
- amplificador de potência LDS modelo PA500L, número de série 229;
- acelerômetro Brüel&Kjaer modelo 8305S;
- amplificador de carga Brüel&Kjaer modelo 2635;
- sistema de controle de vibrações Spectral Dynamics modelo Jaguar;
- software Spectral Dynamics Swept-Sine.

4.2. Características Técnicas do Sistema de Vibração

As características técnicas do sistema de vibração, constituído pelo vibrador e amplificador de potência, fornecidas pelo fabricante (LDS, 1995), estão apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Características Técnicas do Sistema de Vibração.

Característica	Valor Nominal
Força máxima de pico em regime senoidal	196 N
Força máxima global em regime aleatório	89 N
Deslocamento máximo pico a pico	17,6 mm
Velocidade máxima de pico	1,78 m/s
Velocidade máxima de pico	1,78 m/s
Frequência de ressonância da armadura	9.000 Hz \pm 3%
Massa do corpo	22,7 kg
Massa da armadura	0,200 kg
Resistência da armadura a 20°C	1,2 Ω
Rigidez de suspensão axial	1,25 kgf/mm
Diâmetro da mesa	38 mm
Tipo de inserto utilizado	M4 x 6,3
Número de insertos	1 central + 6
Ganho do amplificador	32 dB

4.3. Aparato Experimental

O movimento vibratório forçado do vibrador foi obtido por meio de um sinal do tipo varredura seno, conforme ilustrado na Figura 10, aplicado à entrada do amplificador de potência, com as seguintes características: amplitude equivalente à aceleração de 4 g para a frequência fixa de 80 Hz, velocidade de varredura logarítmica de 1 oitava/minuto, na faixa de frequências de excitação compreendida entre 10 Hz e 10.000 Hz.

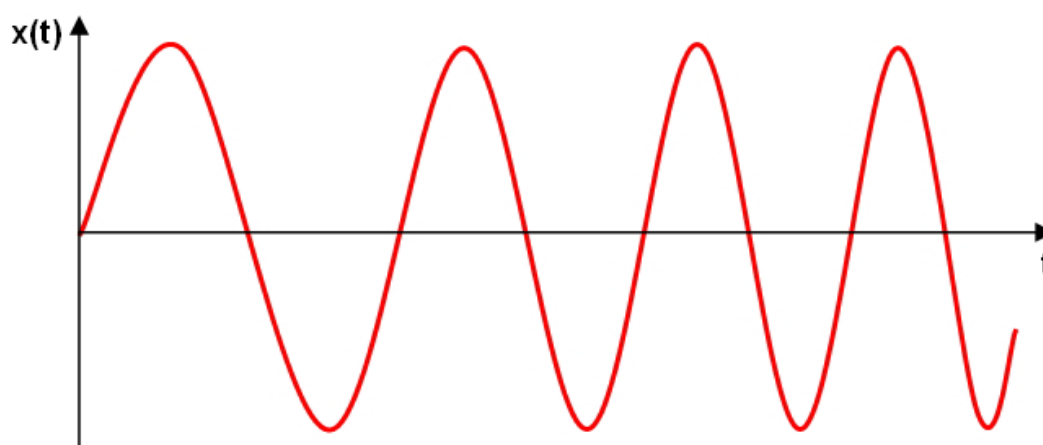


Figura 10 – Sinal do tipo varredura seno.

A resposta forçada do vibrador ao sinal de entrada aplicado foi medida com um

acelerômetro posicionado no centro da base de integração do vibrador. Para gerar este sinal de entrada e medir a resposta do vibrador, o aparato experimental incluiu um sistema de controle de vibrações em malha fechada, utilizando-se como sinal de controle o próprio sinal de saída do sistema. O esquema do aparato experimental utilizado está ilustrado na Figura 11 e descrito no Quadro 2.

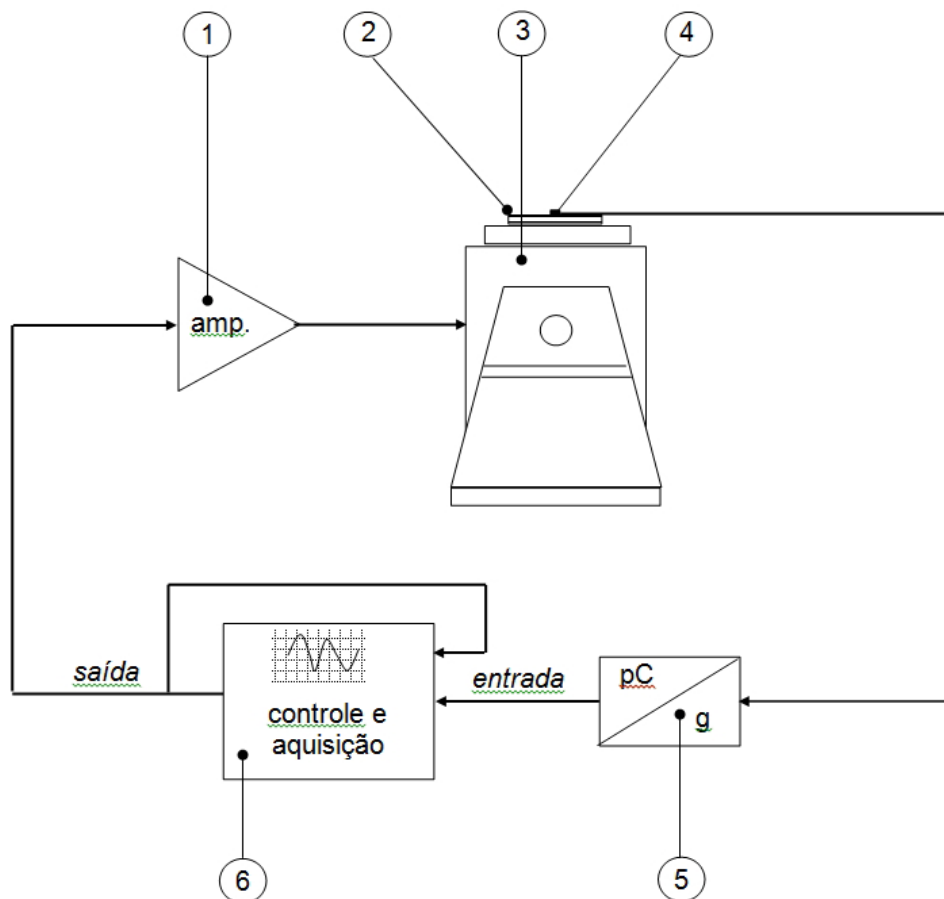


Figura 11 – Esquema do aparato experimental.

Quadro 2 – Descrição dos Itens do Aparato Experimental.

Item	Denominação
1	Amplificador de potência
2	Mesa de integração
3	Vibrador
4	Acelerômetro de medição
5	Condicionador de sinais do acelerômetro
6	Sistema de controle de vibrações

O sistema de vibração analisado e o sistema de controle de vibrações empregado estão ilustrados nas Figuras 12a e 12b respectivamente.



Figura 12a – Vibrador e amplificador de potência.



Figura 12b – Sistema de controle de vibrações.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados da observação experimental estão apresentados no domínio da frequência e a ferramenta utilizada para caracterizar a resposta forçada do sistema de vibração foi o espectro de aceleração. A curva de resposta obtida para a faixa de frequências de 10 Hz a 10.000 Hz está ilustrada na Figura 13.

Analisando a Figura 13, observamos que a frequência de ressonância elétrica do sistema f_0 é de aproximadamente 80 Hz, e a frequência de ressonância mecânica da armadura f_1 é de 9.694 Hz. Os valores da frequência de ressonância mecânica experimental e teórica não apresentaram boa correlação, indicando uma discrepância de 7,7% acima do valor nominal

de 9.000 Hz. Considerando os limites especificados pelo fabricante de $\pm\%$, conforme indicado na Tabela 1, temos que $8.730 \text{ Hz} \leq f_1 \leq 9.270 \text{ Hz}$, e desta forma, concluímos que a frequência de ressonância mecânica experimental estimada está deslocada de 424 Hz acima de seu limite superior. Esta análise conclui a investigação realizada.

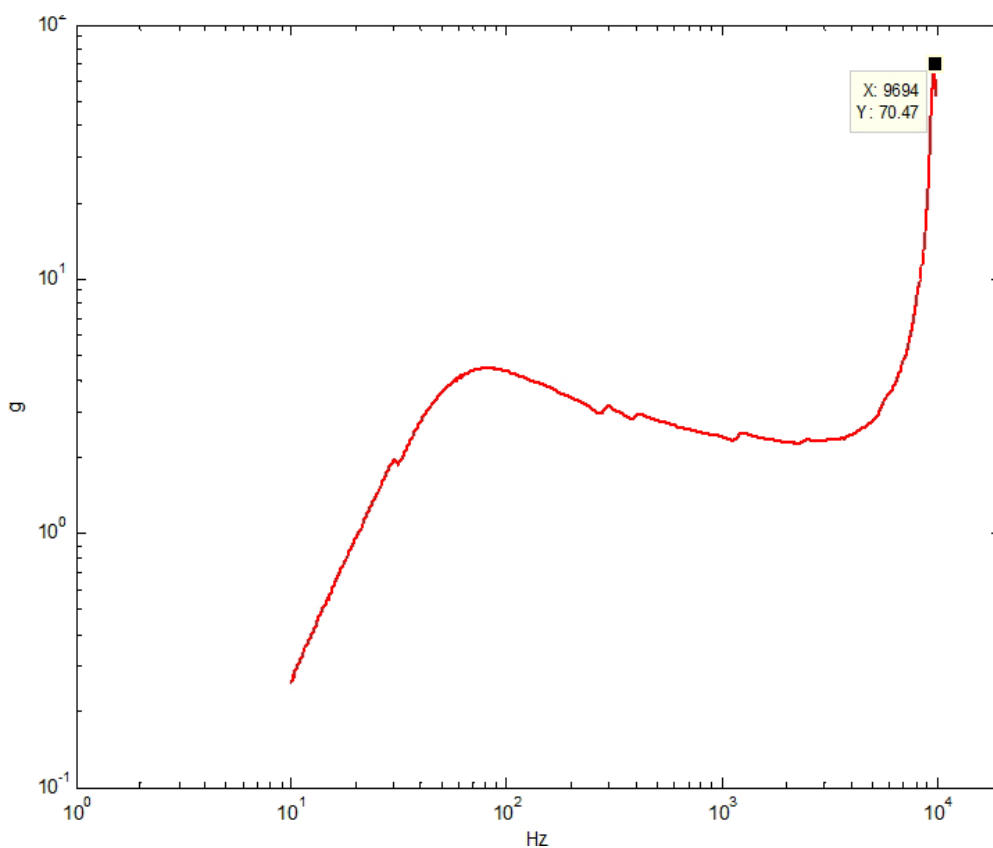


Figura 13 – Curva de resposta forçada do vibrador.

6. CONCLUSÃO

Neste artigo, a curva de resposta forçada de um vibrador eletrodinâmico foi analisada. Para o modelo do vibrador, foi associado um sistema 1GDL e as equações de movimento em vibração livre e forçada foram apresentadas.

No estudo experimental desenvolvido foi observado que a frequência de ressonância mecânica experimental encontra-se deslocada acima do limite superior especificado para o vibrador analisado. Os resultados experimentais obtidos destacaram que uma manutenção preventiva deve ser procedida neste vibrador, destinada a corrigir a discrepância identificada.

Finalmente, os procedimentos operacionais aqui apresentados podem ser empregados em um programa de manutenção preditiva para indicar as condições reais de funcionamento e preservar a vida útil de vibradores eletrodinâmicos.

REFERÊNCIAS

BUZDUGAN, G.; MIHAILESCU, E.; RADES, M. **Vibration Measurement**. Martinus Nijhoff Publishers, Bucharest, Romania, p. 198-207, 1986.

ISO 5344. **Electrodynamic Test Equipment for Generating Vibration - Methods of Describing Equipment Characteristics**. ISO Standards, Genève, Switzerland, 1980.

LDS, **An Introduction do Vibration**. Ling Dynamic Systems, Royston, England, 1994.

LDS, **Installation and Operating Manual - V400 Series Vibrators**, Ling Dynamic Systems, Royston, England, 1995.

MAIA, N. N. M.; SILVA, J. M. M. **Theoretical and Experimental Modal Analysis**. Research Studies Press Ltd., Taunton, Somerset, England, p. 1-12, 1997.