

# Controle Passivo da Vibração em Reator Elétrico Utilizando Absorvedor Dinâmico Viscoelástico

Setúbal, F. A. N.<sup>\*1</sup>; Braga, D.<sup>\*2</sup>; Pinheiro, G. S.<sup>\*3</sup>; Soeiro, N. S.<sup>\*4</sup>; Melo, G. S. V.<sup>\*5</sup>; Lima, L. O. S.<sup>+1</sup>; Silva, P. T. A.<sup>+2</sup>

(\*) Universidade Federal de Pará. Grupo de Vibrações e Acústica, ITEC, Belém, PA. [fabioans@ufpa.br](mailto:fabioans@ufpa.br)<sup>1</sup>; [daniilo\\_brg@hotmail.com](mailto:daniilo_brg@hotmail.com)<sup>2</sup>; [giovannipinheiro@yahoo.com.br](mailto:giovannipinheiro@yahoo.com.br)<sup>3</sup>; [nsoeiro@ufpa.br](mailto:nsoeiro@ufpa.br)<sup>4</sup>; [gmeo@ufpa.br](mailto:gmeo@ufpa.br)<sup>5</sup>

(+) Centrais Elétricas do Norte do Brasil S/A. [Luiz.Sinimbu@eletronorte.gov.br](mailto:Luiz.Sinimbu@eletronorte.gov.br)<sup>1</sup>; [paulo.thadeo@eletronorte.gov.br](mailto:paulo.thadeo@eletronorte.gov.br)<sup>2</sup>

## Resumo

A eficiência do atual sistema de transmissão elétrica no Brasil, bem como o gerenciamento de manobras energéticas, depende diretamente da qualidade dos serviços oferecidos em cada subestação. Dentro deste contexto, é possível encontrar em subestações, reatores elétricos trifásicos. Estes dispositivos possuem funções específicas na operacionalização e manutenção da funcionalidade destas instalações, sendo equipamentos aplicados no controle de reativos, de correntes de curto-circuito e surtos de manobra em sistemas de transmissão de energia elétrica. Porém, alguns reatores quando em funcionamento podem apresentar elevadas amplitudes de vibração estrutural. A existência deste tipo de problema operacional pode ocasionar interrupções na transmissão de energia elétrica. A aplicação de ferramentas utilizadas na mitigação da vibração em reatores pode evitar danos estruturais e operacionais que muitas vezes resultam na parada obrigatória do equipamento. No intuito de reduzir as vibrações localizadas, propõe-se a aplicação de absorvedores dinâmicos fixados na estrutura externa de um reator. Uma vez conhecidas as regiões de maiores níveis de amplitude de vibração no reator, dimensionam-se os absorvedores, em quantidade, posição e parâmetros definidores (massa, rigidez e amortecimento), sintonizados com a frequência da excitação, de natureza eletromagnética, de modo a absorver parte da energia vibratória. São utilizados materiais viscoelásticos nos absorvedores dinâmicos (com propriedades dinâmicas dependentes tanto da temperatura, quanto da frequência de operação), em virtude de estes materiais aumentarem o campo de ação dos absorvedores, adequando-os à elevada densidade modal, verificada em algumas regiões da chaparia metálica do reator. Neste sentido, será também apresentado neste trabalho o cálculo de absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico aplicados em algumas regiões com altos níveis de energia vibratória do reator, assim como o resultado da aplicação desses absorvedores observados via modelo de elementos finitos. Uma redução na amplitude de vibração nas proximidades do ponto de aplicação desses absorvedores foi verificada.

**Palavras-chave:** Absorvedores dinâmicos. Materiais viscoelásticos. Controle de vibração. Método de elementos finitos. Reatores elétricos trifásicos.

## 1. Introdução

Em muitas cidades do Oeste Paraense, a população enfrentava até 18 horas diárias de racionamento de energia elétrica. Tal problema começou a ser resolvido em 1999, com a implantação da nova linha de transmissão da Hidrelétrica de Tucuruí, para 13 municípios desta região.

O Projeto Tramoeste é uma infraestrutura de transmissão de energia elétrica planejada para levar a energia gerada em Tucuruí a estes municípios e a outros do Baixo Amazonas. São beneficiados os municípios de: Altamira, Brasil Novo, Uruará, Medicilândia, Pacajá, Placas, Vitória do Xingu, Rurópolis, Itaituba, Santarém, Anapu, Trairão, Belterra, além de dezenas de agrovilas.

A eficiência deste sistema de transmissão, bem como o gerenciamento de manobras energéticas, depende diretamente da qualidade dos serviços oferecidos em

cada subestação. Dentro deste contexto, verificam-se nas subestações os reatores elétricos trifásicos. Em sistemas de potência, estes equipamentos são empregados para controlar as tensões em barramentos (conjunto de barras em uma subestação industrial ou em uma subestação de potência ou subestação de distribuição em que cada fase do sistema elétrico está conectada a uma barra), em regime permanente e, para a redução das sobretensões e nos surtos de manobra.

Além destas funções, os reatores trifásicos são equipamentos utilizados principalmente no controle da tensão reativa e de corrente de curto-circuito em sistemas de transmissão de energia elétrica, estando presentes em subestações de grande, médio e pequeno portes.

O equipamento em estudo, apresentado neste trabalho, será um Reator Elétrico Trifásico de 30 MVar (potência reativa), 242 MVA (potência ativa) e 60 Hz (frequência

da corrente alternada). Quando estes equipamentos estão energizados, detectam-se níveis de vibração e de ruído sensivelmente maiores do que os normalmente observados para equipamentos similares (Figura 1).



Figura 1: Reator elétrico trifásico 30 MVar – 242 MVA.

Estas elevadas vibrações são comumente causadas por excitações eletromagnéticas provenientes de um núcleo interno, fixado rigidamente à sua carcaça, na maioria dos casos, sem a utilização de isoladores de vibração. Por este motivo, tal oscilação é transmitida integralmente à superfície externa do reator, de acordo com [1].

Assim, surgem esforços dinâmicos em virtude das forças eletromagnéticas presentes durante o processo citado. Estes esforços são harmônicos e atuantes em função do quadrado da corrente alternada da rede elétrica, cuja frequência é de 60 Hz, (portanto, dobrando-se a frequência de excitação), e frequência de excitação de 120 Hz que se manifesta como “zumbido” incômodo, interferindo na fala humana, principalmente na do homem, que ocorre em frequências mais baixas que na fala feminina [2].

Essas altas amplitudes de vibração produzem, muitas vezes, trincas na estrutura dos reatores, provocando, assim, vazamento do óleo isolante presente no interior de tais equipamentos, o que pode causar dano permanente ou paradas na operação dos mesmos.

Outro problema decorrente do elevado nível de vibração destas estruturas é que o fluido isolante, em virtude do núcleo vibrar demasiadamente, promove o aparecimento de pontos quentes, podendo gerar bolhas de gases altamente inflamáveis, advindos do aquecimento do óleo em questão.

A aplicação de ferramentas auxiliares na redução dos níveis de vibração e, por conseguinte, ruído, pode impedir o aparecimento de problemas estruturais e operacionais que possam resultar na indisponibilidade operativa dos reatores, evitando, conseqüentemente, perdas e a necessidade do desenvolvimento de equipamentos similares, de custo elevado, com baixa emissão de vibração e ruído [3][4].

Alterações estruturais nas chaparias externas, como a do

reator em estudo (tal como a adição de massa, rigidez e amortecimento) são modificações demasiadamente trabalhosas e de eficácia reduzida na redução do problema em estudo [5].

A modificação da excitação eletromagnética no núcleo do reator, reduzindo os níveis de amplitude e/ou alterando o espectro de frequência da força, torna-se um caminho inviável na prática, pois não se podem mudar as características operacionais do equipamento e da rede elétrica de alta tensão [6].

Outra escolha das mais aplicadas para solucionar o problema detectado (ressonância estrutural, ou seja, excitação de modos naturais do reator através de excitações harmônicas) é o uso de absorvedores dinâmicos com amortecimento viscoelástico [7]. Estes dispositivos, quando conectados à estrutura do reator elétrico, promovem a redução das amplitudes de vibração para as quais os mesmos foram projetados.

## 2. Absorvedor de Vibração

### 2.1. Absorvedores Dinâmicos Viscoelásticos

Estes dispositivos (contendo borrachas, neoprene, dentre outros elastoméricos), vêm sendo aplicados ao controle (redução) de vibrações em estruturas, durante muitas décadas, sendo uma ferramenta muito útil à engenharia. Em geral, os absorvedores são dispositivos simples que, quando conectados de forma adequada a uma estrutura, são capazes de promover a redução de suas vibrações de forma eficaz e, por consequência, em diversos casos, redução dos níveis de ruído, com a vantagem de não necessitarem de altos custos para sua implantação.

Um absorvedor dinâmico simples consiste de uma massa  $m_a$ , na qual é fixado um material resiliente (material viscoelástico ou mola-amortecedor viscoso) e este, fixado ao sistema primário. Por outro lado, o sistema primário, de massa  $m$  ou  $M$ , contém outro elemento resiliente ligando-o à base rígida, como pode ser visto na Figura 2.

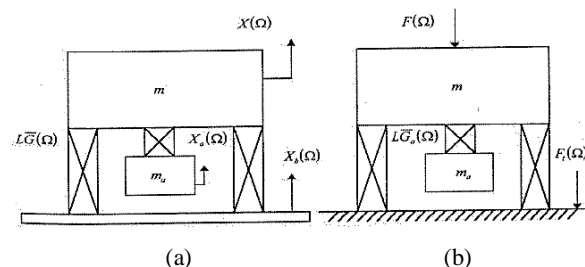


Figura 2: Ilustração de sistemas com a presença de absorvedor dinâmico. a) – Excitação pela base e b) – Excitação pela massa [8].

A resposta do sistema composto para uma excitação senoidal  $F(\Omega)$  é dada pela Equação (1), cujo gráfico é mostrado a seguir, na Figura 3.

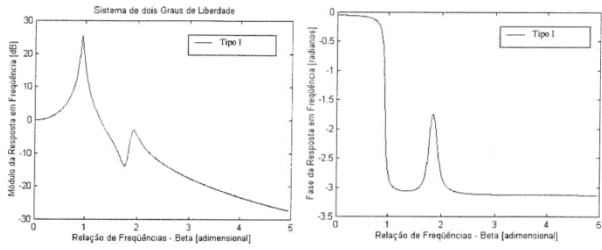


Figura 3: Resposta de um sistema principal com absorvedor dinâmico acoplado [8].

$$|H(\Omega)| = \sqrt{\frac{R_N^2 + I_N^2}{R_D^2 + I_D^2}} \quad \vartheta = \tan^{-1} \left( \frac{R_D I_N - R_N I_D}{R_N R_D - I_N I_D} \right) \quad (1)$$

As variáveis contidas na Equação 1 são discriminadas a seguir:

$$R_N = r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2$$

$$I_N = r_a(\Omega)\alpha^2\eta_a(\Omega)$$

$$R_D = (1 - \beta^2)(r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2) - r_a(\Omega)\alpha^2\beta^2\mu - r_a(\Omega)\alpha^2\eta(\Omega)\eta_a(\Omega)$$

$$I_D = (1 - \beta^2)(r_a(\Omega)\alpha^2\eta_a(\Omega)) - r_a(\Omega)\alpha^2\beta^2\mu\eta_a(\Omega) + (r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2)\eta(\Omega)$$

$$I_D = (1 - \beta^2)(r_a(\Omega)\alpha^2\eta_a(\Omega)) - r_a(\Omega)\alpha^2\beta^2\mu\eta_a(\Omega) + (r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2)\eta(\Omega)$$

Em que:

$m_a$  - Massa do absorvedor em kg;

$m$  - Massa de um sistema simples com 1 Grau de Liberdade (1GDL) em kg;

$\Omega_a$  - Frequência natural do absorvedor em Hz;

$\Omega$  - Frequência variável em Hz;

$\Omega_n$  - Frequência natural de um sistema com 1GDL;

$k_a(\Omega)$  - Rigidez do material viscoelástico em função da frequência  $N/m$ ;

$k_a(\Omega_a)$  - Rigidez do material viscoelástico na frequência natural do absorvedor  $N/m$ ;

$G_a(\Omega)$  - Módulo de cisalhamento do material viscoelástico que faz parte do absorvedor  $[N/m^2]$ ;

$G_a(\Omega_a)$  - Módulo de cisalhamento do material viscoelástico que faz parte do absorvedor na frequência natural deste sistema absorvedor  $[N/m^2]$ ;

A metodologia para o controle de vibração consiste na minimização da resposta do sistema primário, através da aplicação da técnica dos pontos fixos ou de técnicas de otimização não-linear. Pela simplicidade de procedimento, será adotada a técnica dos pontos fixos.

## 2.2 Técnica dos Pontos Fixos

Ao desprezar o fator de perda ( $\eta = 0$ ) do sistema principal, a resposta do sistema composto (primário mais absorvedor) medida no sistema primário para

diferentes valores de  $\eta_a$  (fator de perda de um material viscoelástico de um absorvedor simples), passarão sempre através de dois pontos bem definidos. Estes são conhecidos como pontos fixos. Na Figura 4, mostra-se este fenômeno para os casos mais extremos,  $\eta_a = 0$  e  $\eta_a = \infty$ , e para um material viscoelástico Tipo I (Possui elevada resiliência, grande estabilidade estrutural e baixo ou médio amortecimento). Mostra-se também, na Figura 4, a resposta correspondente a um fator de perda genérico, entre estes casos extremos ( $\eta_a = 0,1$ ).

As expressões correspondentes para estes casos particulares, partindo-se da Equação (1) são, respectivamente:

$$|H_0(\Omega)|^2 = \frac{(r_a(\Omega) - \alpha^2 - \beta^2)^2}{[(1 - \beta^2)(r_a(\Omega) - \alpha^2 - \beta^2) - r_a(\Omega)\alpha^2\beta^2\mu_a]^2} \quad (2)$$

e

$$|H_\infty(\Omega)|^2 = \frac{1}{[1 - \beta^2(1 + \mu_a)]^2} \quad (3)$$

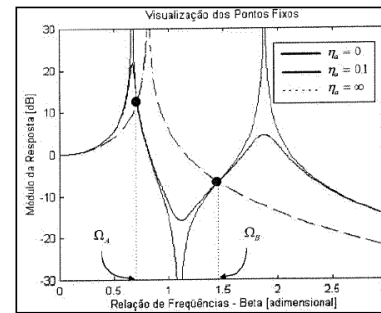


Figura 4: Pontos fixos para sistemas com dois graus de liberdade:  $\Omega_A$  e  $\Omega_B$  [8].

O valor mínimo do módulo da resposta, apresentado na Equação (4), é obtido quando os pontos fixos encontram-se na mesma altura e os picos de resposta passam o mais perto possível destes [9].

$$|H(\Omega)| = \frac{r_a(\Omega)\alpha^2(1 + i\eta_a(\Omega)) - \beta^2}{[(-\beta^2 + (1 + i\eta(\Omega)))(1 + i\eta_a(\Omega))r_a(\Omega)\alpha^2 - \beta^2 - (1 + i\eta_a(\Omega))\mu r_a(\Omega)\alpha^2\beta^2]} \quad (4)$$

Para localizar estes pontos, parte-se da Equação (1) e procura-se uma relação (função de  $\Omega$ ) de forma que o módulo da resposta ao quadrado seja independente do fator de perda  $\eta_a$ . Assim,

$$|H(\Omega)|^2 = \frac{A + B\eta_a^2(\Omega)}{C + D\eta_a^2(\Omega)} = \frac{B[(A/B) + \eta_a^2(\Omega)]}{D[(C/D) + \eta_a^2(\Omega)]} \quad (5)$$

Sendo estes parâmetros apresentados a seguir:

$$A = R_N^2; \quad B = (I_N/\eta_a(\Omega))^2; \quad C = R_D^2; \quad D = (I_D/\eta_a(\Omega))^2$$

Para garantir a existência dos pontos fixos, adotou-se, nas expressões acima, o valor zero para  $\eta(\Omega)$ .

Para que a Equação (4) seja independente de  $\eta_a$  a seguinte relação deve ser satisfeita:

$$\frac{A}{B} = \frac{C}{D} \quad (6)$$

Desta relação, surge o seguinte polinômio em  $\Omega$ :

$$(2 + \mu)\beta^4 - 2[1 + 1 + \mu r_a(\Omega)\alpha^2]\beta^2 + 2r_a(\Omega)\alpha^2 = 0 \quad (7)$$

A Equação (7) é geral, isto é, válida para qualquer elemento resiliente do absorvedor, já que o sistema primário foi escolhido para ser viscoelástico Tipo I ou mola-amortecedor viscoso. As raízes deste polinômio fornecerão as frequências  $\Omega_A$  e  $\Omega_B$ .

Através da técnica dos pontos fixos, é possível dimensionar-se absorvedores otimizados em relação à sintonização de frequência, ao amortecimento e à massa.

Outras expressões derivadas da Equação (1), importantes no processo de dimensionamento através da técnica dos pontos fixos, são apresentadas a seguir.

$$\alpha_{ot} = \frac{1}{1+\mu} \quad (8)$$

Sendo  $\alpha_{ot}$  a sintonização otimizada para os absorvedores.

Na Equação (9), define-se a relação ótima para  $\beta_{A,B}$ , que é a relação entre as frequências naturais do sistema com 2 GL e a frequência natural do sistema principal.

$$\beta_{A,B}^2 = \frac{1}{1+\mu} \left[ 1 \pm \left( \frac{\mu}{2+\mu} \right)^{1/2} \right] \quad (9)$$

Na Equação (10), é mostrado o valor do fator de amortecimento para um material viscoso ótimo para absorvedores atuantes via técnica dos pontos fixos,  $\xi_{aot}$ .

$$\xi_{aot} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (10)$$

Na Equação (11) é mostrado o valor do fator de perda para um material viscoelástico do Tipo I otimizado para os absorvedores atuantes através da técnica dos pontos fixos.

$$\xi_{aot} = C_1 \delta_{2m} \quad (11)$$

$$C_1 = \left[ \frac{10,5 - \alpha_{ot}^2(1+\mu)}{10} \right] \left[ \frac{1 - \beta_A(1+\mu)^{1/2}}{\beta_B(1+\mu)^{1/2} - 1} \right]^{1/2}$$

$$\delta_{2m} = \left[ \frac{\mu(1+\mu)}{8} \right]^{1/2} \left\{ \beta_A [2 + \beta_A^2(1+\mu)]^{1/2} + \beta_B [2 + \beta_B^2(1+\mu)]^{1/2} \right\}$$

Na Equação (12) é mostrado o valor do fator de perda para um material viscoelástico do Tipo II (possui baixa resiliência, precária estabilidade estrutural e elevado amortecimento) otimizado para os absorvedores atuantes através da técnica dos pontos fixos.

$$\eta_{aot} = C_2 \delta_{2G} \quad (12)$$

Sendo

$$C_2 = \left[ \frac{10,5 - \alpha_{ot}^2(1+\mu)}{10} \right] \left[ \frac{1 - \beta_A(1+\mu)^{1/2}}{\beta_B(1+\mu)^{1/2} - 1} \right]^{1/2} \quad (13)$$

$$\delta_{2G} = \frac{1}{2\sqrt{2}} \left[ \frac{\mu}{(2+\mu)} \right]^{1/2} \left\{ \left[ 1 + \left( \frac{4+\mu}{2} \right) (1+\mu)\beta_A^2 \right]^{1/2} + \left[ 1 + \left( \frac{4+\mu}{2} \right) (1+\mu)\beta_B^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (14)$$

Através desta metodologia, chega-se às expressões mostradas a seguir, para o cálculo dos parâmetros equivalentes de absorvedores dinâmicos viscosos (amortecimento proporcional à velocidade de vibração).

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{\{\varepsilon_a^2 - [1 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2]\}}{(\varepsilon_a^2 - 1)^2 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2} \quad (15)$$

$$C_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{2\xi_a \varepsilon_a^4}{(\varepsilon_a^2 - 1)^2 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2} \quad (16)$$

Para os materiais viscoelásticos, as expressões são dadas a seguir:

$$r(\Omega) = \frac{G(\Omega)}{G(\Omega_a)} = \frac{\alpha\Omega}{\alpha\Omega_a} \varepsilon_a \quad (17)$$

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{\{\varepsilon_a - [1 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2]\}}{(\varepsilon_a - 1)^2 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2} \quad (18)$$

$$C_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{2\xi_a \varepsilon_a^3}{(\varepsilon_a - 1)^2 + (2\xi_a \varepsilon_a)^2} \quad (19)$$

A rigidez do absorvedor,  $K(\Omega_a)$  pode ser calculada da seguinte forma:

$$K(\Omega_a) = G(\Omega_a)L \quad (20)$$

Em que:

$L$  é o fator de forma (em metro) e é dado por  $L = A:h$  ( $A$  é a área, em  $m^2$  e  $h$  a espessura de cisalhamento, em metro), considerando-se que o material viscoelástico estará sujeito apenas ao cisalhamento. A frequência natural (em rad/s) dos absorvedores é dada por:

$$\Omega_{a_i}^2 = \frac{K(\Omega_a)}{m_{a_i}} = \frac{G(\Omega_a)L}{m_{a_i}} \quad (21)$$

sendo  $i$  a  $i$ -ésima frequência natural do sistema principal.

Pela técnica de DEN HARTOG [9], a razão de massas  $\mu$  (massa do absorvedor dividida pela massa do sistema principal –  $m_a/m$ ) é proposta entre 0,1 e 0,25.

### 2.3 Projeto de Absorvedores Dinâmicos Viscoelásticos Cilíndricos

Partindo-se das frequências naturais dos absorvedores a serem fixados no sistema principal, calculadas pela técnica dos pontos fixos na Equação (21), entra-se com os valores calculados para estas frequências em gráficos levantados com dados experimentais sobre os elementos viscoelásticos que poderão ser utilizados na confecção dos absorvedores.

Estes diagramas são denominados nomogramas reduzidos de temperatura e expressam as propriedades dinâmicas de materiais elastômeros em função da frequência e da temperatura. O diagrama da Figura 5 demonstra o descrito no parágrafo anterior, para o material viscoelástico DYAD 601, o mesmo que será utilizado nos cálculos deste trabalho, visto que este elastômero possui proteção contra os malefícios da

exposição a ambientes abertos, tais como intempéries, ozônio, graxas e óleos e adapta-se bem às variações de temperatura ambiente.

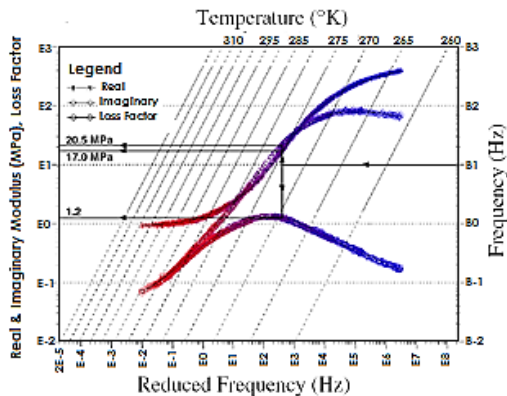


Figura 5: Nomograma dinâmico em função da temperatura para o material viscoelástico DYAD 601c [7].

Com a massa, a rigidez e o fator de perda definidos, encontra-se o fator de forma do material viscoelástico utilizando-se a Equação (21).

Dada espessura do material elastomérico (em metro), padronizada pelos fabricantes das mantas destes elastômeros, juntamente com o fator de forma  $L$  (também em metro), pode-se calcular a área de cisalhamento ( $A$ ) (em metro quadrado) necessária para reproduzir as características dinâmicas dos absorvedores na redução das vibrações do sistema principal. A expressão para este cálculo é dada a seguir:

$$A = Lh \quad (22)$$

Dependendo das características físicas e dinâmicas do sistema principal, tais como massa, dimensões e frequência natural, o tamanho dos absorvedores pode variar, sendo em geral, pequenos, o que torna dificultosa a construção dos mesmos.

Pode-se, então realizar um aumento da área  $A$ , mantendo-se a frequência natural dos absorvedores.

A alteração citada pode ser feita com o uso de várias camadas de materiais viscoelásticos associadas em série, o que gera uma rigidez equivalente ( $K_T$ ), (em N/m) dada pela seguinte equação:

$$K_T = \frac{1}{\frac{1}{K} + \frac{1}{K} + \dots + \frac{1}{K}} = \frac{K}{n_G} \quad (23)$$

Sendo:

$n_G$  o número de camadas associadas em série.

O fator de forma  $L$  também é alterado de  $n_G$ , sendo  $L_1$  o fator de forma resultante da utilização de multicamadas de elastômeros (em metro), este pode ser dado por:

$$L_1 = L/n_G \quad (24)$$

Deve-se, no entanto, conservar o valor inicial  $L$  para que a frequência natural do absorvedor permaneça como calculada pela técnica dos pontos fixos ou por

otimização não-linear. Introduce-se, então, a variável  $L_2$ , que sustentará o valor inicial  $L$  no projeto do absorvedor.

$$L_2 = 4L_1 = L \quad (25)$$

Como a espessura do material elastomérico será, se preciso for, aumentada de  $n_G$  vezes, a nova espessura do elastômero  $h_1$  será dada por:

$$h_1 = n_G h \quad (26)$$

e a nova área cisalhante  $A_1$  do absorvedor será:

$$A_1 = \frac{Ah_1}{h} = \frac{An_G h}{h} = An_G \quad (27)$$

A forma do absorvedor a ser utilizada será a aludida por [8]. Este dispositivo é apresentado na Figura 6. Neste, um núcleo metálico é envolvido pelas camadas de material viscoelástico e estas por um anel de aço, que representa a massa do absorvedor ma.

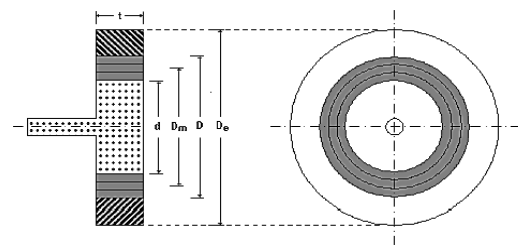


Figura 6: Proposta de absorvedor dinâmico viscoelástico [8].

A diferença entre a metodologia pesquisada e a proposta para este trabalho reside no metal que constitui o núcleo. Bavastri [8] sugere que este componente deva ser construído em alumínio, pelo fato de minimizar a massa do núcleo, que não contribui para a inércia do absorvedor.

No caso dos absorvedores fixados na estrutura externa do reator, o núcleo será constituído em aço estrutural. O motivo para esta alteração de material reside nas condições ambientes não serem favoráveis à utilização de alumínio no componente citado (intempéries, exposição ao ozônio) podendo provocar corrosão do núcleo e diminuindo a vida útil do absorvedor e principalmente em função da geração do fenômeno de pilha galvânica, formada entre o alumínio e o aço, que torna a degradação do alumínio mais rápida.

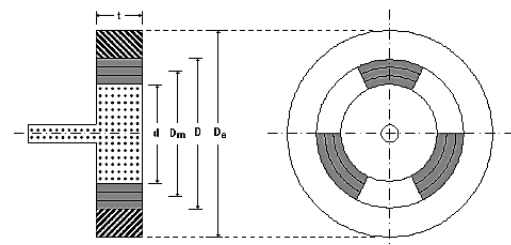


Figura 7: Proposta alternativa de absorvedor dinâmico (Bavastri, 1997).

Os parâmetros  $D_m$ ,  $D$  e  $D_e$  (diâmetro médio, diâmetro interior do anel que proporciona a massa do absorvedor

e diâmetro externo, respectivamente), mostrados nas Figuras 6 e 7, são calculados através das expressões a seguir.

$$D_m = d + n_c h \quad (28)$$

$$D = D_m + n_c h \quad (29)$$

$$D_e = 2 \left( \frac{m_a / \rho}{\pi t} + \frac{D^2}{4} \right)^{1/2} \quad (30)$$

Sendo  $m_a$ , massa do absorvedor (kg);  $\rho$ , massa específica do anel do absorvedor ( $\text{kg/m}^3$ );  $t$ , comprimento do anel do absorvedor (m).

A área de cisalhamento, sem vazios, será:

$$A_T = \pi D_e t \quad (31)$$

Porém, a área de cisalhamento necessária para que a frequência natural do absorvedor seja reproduzida, é  $A_1$ , logo, a área a extrair,  $A_e$ , é dada por:

$$A_e = A_T - A_1 \quad (32)$$

Em relação à área total de cisalhamento ( $A_T$ ), em termos percentuais, a área a ser extraída ( $A_e$ ) é dada por:

$$A_e = \left( \frac{A_T - A_1}{A_T} \right) 100 \quad (\%) \quad (33)$$

Os absorvedores calculados neste trabalho levam em consideração a área  $A_1$  e a proposta apresentada na Figura (6).

### 3. Análise Exérimetal

O reator elétrico trifásico, objeto de estudo deste trabalho, apresenta elevados níveis de vibração e ruído quando em funcionamento. Esta afirmação pôde ser comprovada na prática, com medições realizadas *in loco*.

#### 3.1 Medição de Aceleração da Carcaça Externa do Reator

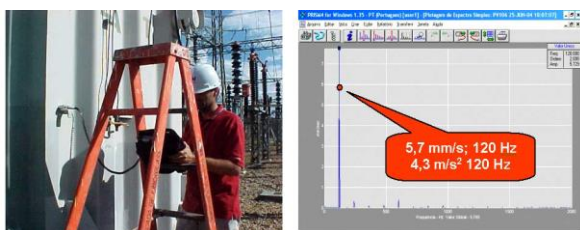


Figura 8: Medição em progresso (à esquerda) e resultado da análise (à direita).

Um resultado obtido para velocidade de vibração, em mm/s (RMS) é apresentado na Figura 8. Esta medida é utilizada para localizar os pontos de maior amplitude de vibração (o que poderá orientar a fixação dos absorvedores dinâmicos na estrutura externa do reator).

A orientação adotada para a execução das medições de aceleração nas faces da carcaça do reator é mostrada na Figura 9, sendo as setas indicativas da ordem das medições, ou seja, o sentido de onde estão partindo e

para onde as mesmas se encaminham.

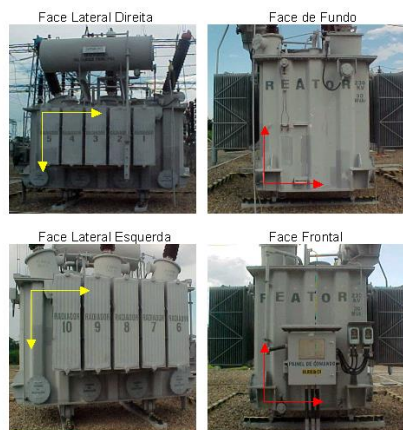


Figura 9: Ordem das medições de aceleração nas faces externas do reator.

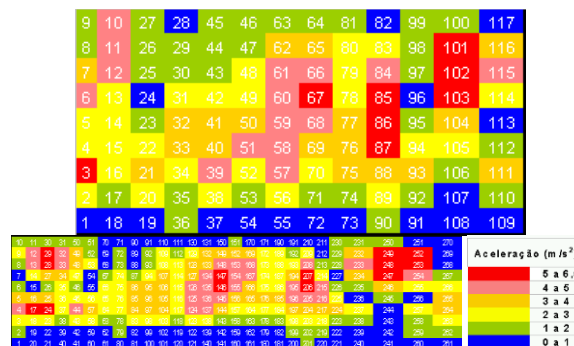


Figura 10: Mapeamento de aceleração na face posterior (traseira) do reator.

Nas Figuras 10 e 11 são mostrados os mapeamentos das acelerações nas chaparias do reator. Através desses mapeamentos foi possível encontrar as localizações dos pontos de maior amplitude de vibração (críticos) onde, possivelmente serão colocados os absorvedores.

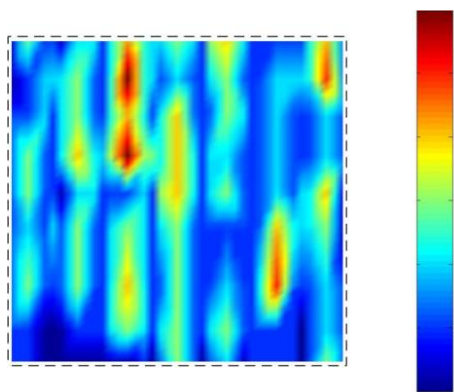


Figura 11: Mapa de aceleração ( $\text{m/s}^2$ ) na face traseira do reator.

#### 3.2 Análise Modal Experimental do Reator

A análise modal experimental foi realizada no intuito de se obter um levantamento das características modais da estrutura do reator (frequências naturais, formas modais e amortecimentos modais) e assim definir as principais

frequências em que os absorvedores dinâmicos irão atuar.

Os testes basearam-se na excitação da estrutura com um martelo de impacto com ponta de borracha, como visto na Figura 12.



Figura 12: Execução de análise modal experimental na face traseira do reator e pontos de impacto

As funções de resposta em frequência (FRF) aquiritadas nos testes foram do tipo inércia. Estas significam, no domínio da frequência, a razão entre a resposta em aceleração do sistema e a força imposta pelo martelo a este. A unidade da inércia no sistema internacional é  $m/Ns^2$ .

São listados na Tabela 1 os valores para as frequências naturais da face posterior do reator para os dez primeiros modos e na Figura 13, a malha computacional gerada (esquerda) e a forma modal relativa à frequência próxima a 120 Hz (direita), respectivamente.

Tabela 1: Frequências naturais obtidas na análise modal do reator

Modo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Freq. (Hz)	35.5	44.1	49.3	59.1	71.7	93.8	116.0	121.5	128.7	134.5

Fonte: Os autores

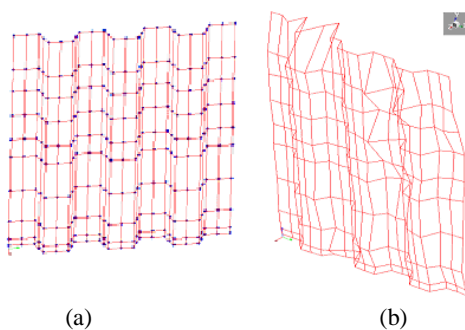


Figura 13: (a) malha de pontos em que foram medidas as FRF's do tipo inércia e (b) forma modal relativa ao oitavo modo.

#### 4. Resultados do Dimensionamento de Absorvedor Dinâmico Viscoelástico para o Reator

O cálculo de um absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico foi realizado para a tampa

de inspeção do reator, suporte do tanque e tampa traseira. Em função do elevado número de pontos analisados experimentalmente, os vetores modais não serão exibidos.

##### 4.1. Projeto e Dimensionamento de Absorvedor Dinâmico Viscoelástico

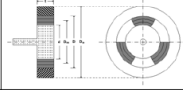
A frequência natural da tampa de inspeção (próxima a 120 Hz), medida experimentalmente, coincide com uma das frequências de excitação com níveis mais elevados (120 Hz), sendo detectados altos índices de vibração no centro da tampa, com o reator em operação. Este caso é um dos mais indicados para o uso de absorvedores dinâmicos, devido à identificação de ressonância estrutural da estrutura em análise.

Os resultados da inserção do absorvedor na face da tampa são confirmados numericamente via análise modal desenvolvida através do método de elementos finitos.

A modelagem da chapa, feita através do método de elementos finitos consistiu na inserção de um elemento de casca (*SHELL63*), sustentado nas bordas, nas posições de fixação da tampa à estrutura do reator (16 parafusos) com elementos de elevada rigidez (*COMBIN14*) e considerando a inércia agregada pelo óleo isolante na face interna da tampa. A rigidez dos elementos de mola foi obtida a partir de uma aproximação, partindo-se do princípio que a área transversal resistente nas bordas da tampa promove o apoio da estrutura desta.

Na Tabela 2 são apresentados os dados do absorvedor dinâmico viscoelástico calculado para atuar no modo próximo a 120 Hz da tampa de inspeção.

Tabela 2: Dados calculados para o absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico do Tipo I fixado no centro da tampa de inspeção para controle do modo próximo a 120 Hz.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor $m_{absq}$ (kg)	2,42
Amortecimento do absorvedor $c_{absq}$ (Ns/m)	2465,5
Diâmetro interno $d$ (m)	0,05
Diâmetro externo $D_e$ (m)	0,133
Diâmetro médio $D$ (m)	0,11
Largura do absorvedor $t$ (m)	0,05
Razão de massas ( $m_a/M$ )	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico $h$ (m)	0,005
Temperatura de trabalho ( $^{\circ}C$ )	47
Fator de perda	0,3
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,1 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

Resultados de modelagens executadas com elementos do reator que atuam em contato direto com o óleo isolante do reator indicam que 30% de adição de massa, na forma de elevação da densidade do aço de  $7,8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$  para  $10,14 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$  reproduzem de maneira

satisfatória os resultados experimentais destas estruturas, ou seja, o modelo modal numérico apresenta uniformidade de resultados com o modelo modal experimental.

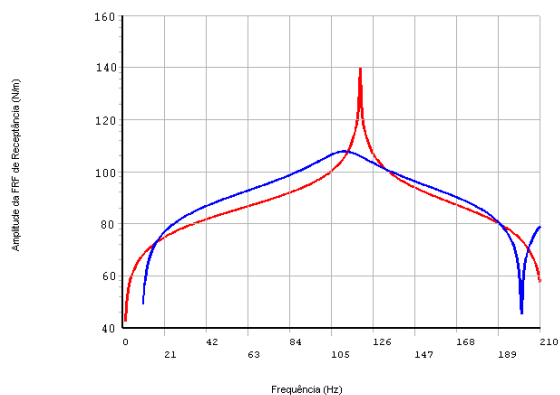


Figura 14: Superposição dos modelos forçados da tampa.

A resposta forçada da tampa com absorvedor é apresentada na Figura 14, sendo a curva em vermelho o deslocamento do centro da tampa (modelada sem amortecimento estrutural), em dB, sem absorvedor e a curva em azul, a resposta da tampa neste mesmo ponto com a inserção do dispositivo calculado.

Observou-se redução nos níveis de vibração no centro da tampa, em torno de 25 dB, o que acarretará em reduções nos níveis de ruído para esta estrutura. É importante ressaltar que na prática estes níveis serão menores em virtude dos sistemas principais testados possuírem amortecimento estrutural maior do que zero.

Seguindo a metodologia, outro absorvedor dinâmico com amortecimento viscoelástico foi projetado para o suporte do tanque conservador de óleo do reator. Na Figura 15, pode-se observar que um controle das vibrações no modo natural de 117,655 Hz atende a uma faixa de frequências que passa pela ressonância e vai até as frequências próximas localizadas acima ou abaixo da frequência natural do suporte na região em vermelho.

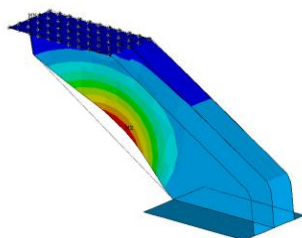


Figura 15: Forma modal do suporte do tanque

Na Tabela 3 são apresentados os dados do absorvedor dinâmico viscoelástico calculado para atuar nos modos próximos a 120 Hz do suporte.

A resposta forçada do suporte com absorvedor é apresentada na Figura 16, sendo a curva em vermelho o deslocamento no ponto de máxima amplitude modal em

função da frequência, em dB, sem absorvedor e a curva em azul, a resposta do suporte neste mesmo ponto com a inserção do dispositivo calculado de absorção de vibrações.

Tabela 3: Dados calculados para o absorvedor dinâmico viscoelástico do Tipo I fixado na posição de máxima amplitude modal do suporte para controle do modo de 117,65 Hz.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor $m_{aeq}$ (kg)	0,796
Amortecimento do absorvedor $c_{aeq}$ (Ns/m)	573,10
Diâmetro interno $d$ (m)	0,050
Diâmetro externo $D_o$ (m)	0,157
Diâmetro médio $D$ (m)	0,150
Largura do absorvedor $t$ (m)	0,050
Razão de massas ( $m_a / M$ )	0,20
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico $h$ (m)	0,01
Temperatura de trabalho ( $^{\circ}C$ )	47
Fator de perda	0,2
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,1 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

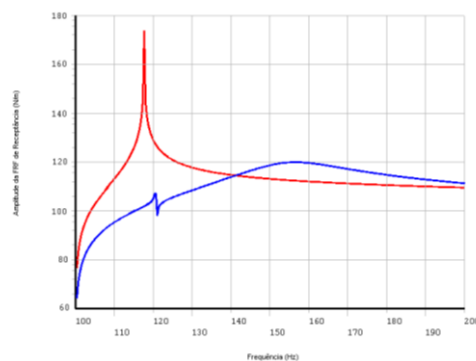


Figura 16: Superposição da resposta dos modelos do suporte do tanque conservador de óleo.

Observou-se redução nos níveis de vibração em média no ponto de fixação do absorvedor (no centro da tampa), na ordem 70 dB na ressonância de 117,655 Hz e 20 dB em 120 Hz, o que acarretará em reduções nos níveis de ruído para esta estrutura, quando a mesma estiver sob excitação harmônica, ou seja, em funcionamento contínuo.

Vale ressaltar que esta modelagem numérica não contemplou o amortecimento estrutural presente no suporte, que neste caso, é menor do que nos outros elementos do reator em virtude de este item não estar em contato direto com o óleo isolante que amortece as vibrações geradas. Porém, mesmo com baixo amortecimento, os níveis de queda reais seriam um pouco menores do que os verificados numericamente para o suporte.

A frequência natural da chapa traseira do reator (próxima a 120 Hz), medida experimentalmente,



coincide com um dos harmônicos de excitação com níveis mais elevados (120 Hz), sendo detectados altos índices de vibração em pontos distintos da tampa, com o reator em operação.

A modelagem da chapa, feita através do método de elementos finitos, utilizando, analogamente, metodologia numérica adotada na tampa de inspeção.

A quantidade de absorvedores e a posição de fixação dos mesmos foram definidas em função da forma modal operacional do reator para esta face, ou seja, os pontos onde foram detectadas as maiores deformações modais operacionais. O número total calculado para serem fixados na face em questão é de 12 absorvedores, sendo feito um teste inicial com 4 absorvedores para se verificar a eficácia do sistema de absorção de vibrações.

A forma deformada da chapa traseira é apresentada a seguir numérica e experimentalmente.

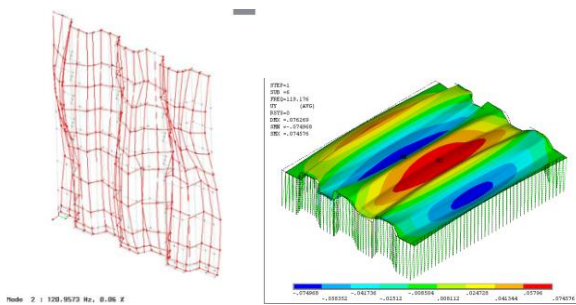


Figura 17: Modo operacional medido em 120 Hz (acima à esquerda) e modos naturais próximos a 120 Hz obtidos numericamente (acima à direita).

Nas Tabelas 4 e 5 são apresentados os dados dos absorvedores dinâmicos viscoelásticos calculados para atuar nos modos próximos a 120 Hz da chapa traseira do reator.

Tabela 4: Resultados para o sistema de absorção de vibrações com 4 absorvedores dinâmicos.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor $m_{aeq}$ (kg)	7,406
Amortecimento do absorvedor $c_{aeq}$ (Ns/m)	7513,3
Diâmetro interno $d$ (m)	0,05
Diâmetro externo $D_e$ (m)	0,17
Diâmetro médio $D$ (m)	0,11
Largura do absorvedor $t$ (m)	0,05
Razão de massas ( $m_a / M$ )	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico $h$ (m)	0,005
Temperatura de trabalho ( $^{\circ}C$ )	47
Fator de perda	0,21
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,05 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico Tipo I

Tabela 5: Resultados para o sistema de absorção de vibrações com 12 absorvedores dinâmicos.

Proposta de absorvedor calculado	
Massa do absorvedor $m_{aeq}$ (kg)	2,77
Amortecimento do absorvedor $c_{aeq}$ (Ns/m)	2811,2
Diâmetro interno $d$ (m)	0,05
Diâmetro externo $D_e$ (m)	0,1358
Diâmetro médio $D$ (m)	0,11
Largura do absorvedor $t$ (m)	0,05
Razão de massas ( $m_a / M$ )	0,1
Material Viscoelástico	DYAD 601c
Espessura do material viscoelástico $h$ (m)	0,005
Temperatura de trabalho ( $^{\circ}C$ )	47
Fator de perda	0,21
Módulo de cisalhamento (Pa)	$1,05 \cdot 10^6$
Tipo de amortecimento	Viscoelástico tipo I

A resposta forçada da chapa traseira do reator com os absorvedores fixados é apresentada na Figura 18, sendo a curva em vermelho o deslocamento de um ponto de grande amplitude modal na face traseira do reator, em dB, sem absorvedor e a curva em azul, a resposta deste sistema no mesmo ponto com a inserção dos dispositivos calculados.

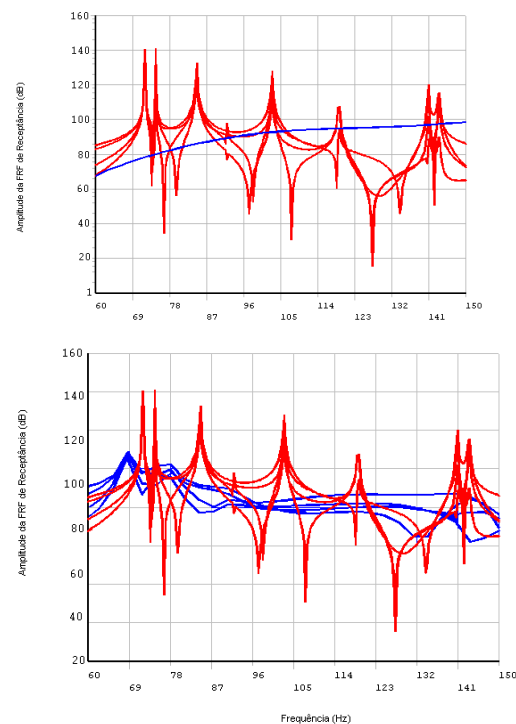


Figura 18: Comparação entre as respostas da face traseira com e sem absorvedor (Curva em azul – suporte com absorvedor instalado; Curva em vermelho – suporte sem absorvedor).

A resposta do sistema composto (chapa + absorvedores) é apresentada também na Figura 19.

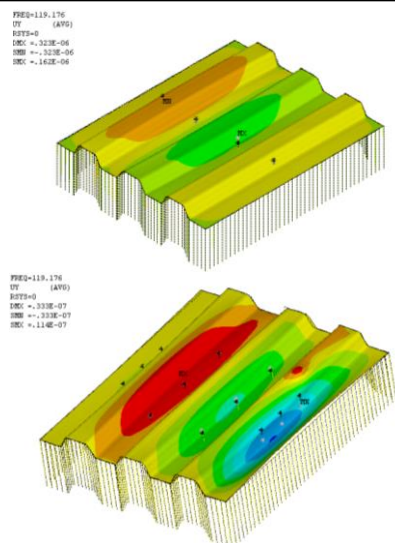


Figura 19: Modelo forçado da chapa traseira do reator com 4 absorvedores (acima) e 12 absorvedores (abaixo) fixados em pontos de grandes amplitudes modais.

Observou-se redução nos níveis de vibração em pontos distintos da chapa traseira do reator, na ordem de 10 dB próximo a 120 Hz para o sistema de absorção proposto com 4 absorvedores. Já para 12 absorvedores a resposta do sistema composto alcançou quedas mais acentuadas nesta mesma faixa de frequências, ficando em cerca de 20 dB.

O sistema calculado com 12 absorvedores, além de promover uma queda mais acentuada dos níveis de vibração nas frequências próximas a 120 Hz, possui um amortecimento por absorvedor um pouco menos elevado, o que promove uma resposta do sistema composto mais aceitável no que tange à faixa de frequências em questão, pois o elevado amortecimento do sistema com 4 absorvedores promove menor diminuição dos picos nas frequências naturais vizinhas a 120 Hz, quando comparada ao sistema com 12 absorvedores.

A quantidade então, na prática, é definida partindo-se dos pontos mais críticos dos elementos sob análise, pois nestes locais os absorvedores alcançarão as maiores eficiências na redução das vibrações.

#### Referências

- [1] SOEIRO, N. S., et. al. (2000), Calculation of Eletromagnetic-mechanic-acoustic behavior of a squirrel-cage induction motor, Proceedings of the 2nd International Seminar on Vibrations and Acoustic Noise of Electric Machinery, Lodz (Polônia), 01-03 de junho.
- [2] ATALLA, N. and BERNHARD, R. J. (1994), Review of Numerical Solutions for Low-Frequency Structural-Acoustic Problems, Applied Acoustics 43, 271-294.
- [3] VLAHOPOULOS, N., RAVEENDRA, S. T. (1999), Numerical implementation and applications of a coupling algorithm for structural-acoustic models with unequal discretization and partially interfacing surfaces,

Finite Elements in Analysis and Design 32, 257-277.

- [4] COYETTE, J. P. (1999), The use of finite-element and boundary-element models for predicting the vibro-acoustic behaviour of layered structures, Advances in Engineering Software 30,133-139.
- [5] SOEIRO, N. S., Uma metodologia de modelagem vibro-acústica de caixa de engrenagem de uso veicular. 2000. 237 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2000.
- [6] ALTSTADT, E. and WEISS, F. P. (1999), Finite element based vibration analysis of WWER-440 type reactors. Annals of Nuclear Energy 26,1037 - 1052.
- [7] JOHNSON, C. D., Design of damping Systems, 2001.
- [8] BAVASTRI, C. A., Redução de Vibrações de Banda Larga em Estruturas Complexas por Neutralizadores Viscoelásticos, Tese de Doutorado, UFSC, 1997.
- [9] DEN HARTOG, J. P., Mechanical Vibrations, Dover Publications, 1985.
- [10] ABNT NBR 7569. Reatores para sistema de potência - Método de ensaio. 1982.