

Alternativas Tecnológicas para Minimizar Ruídos em Subestações

C. A. Belardo, F. T. Fujimoto, J. A. Jardini, S. R. Bistafa, P. S. D. Kayano, B. S. Masiero, V. H. Nascimento, F. Ribeiro, E. Mercato, R. G. Lima, L. Chavez, E. Tamai.

Resumo — São apresentadas algumas alternativas tecnológicas para minimização do ruído em transformadores de potência. A primeira parte (Parte A) apresenta o uso de absorvedores dinâmicos de vibração (AD) para redução do ruído; a segunda parte (Parte B) apresenta o uso de controle acústico ativo (ANC). Ambas técnicas são conhecidas, porém sua efetiva implementação em sistemas de potência traz um ganho tecnológico e inovação. Na aplicação de absorvedores dinâmicos, a vibração gerada nos painéis que compõem a carcaça do transformador é absorvida pelos AD, projetados para ter o mínimo acoplamento acústico com o ar. Na utilização do ANC, primeiro desenvolveu-se um sistema de controle simples, de forma a validar a teoria do controle ativo. Subsequentemente foram feitas simulações para determinar o número de transdutores necessário, e posteriormente seu posicionamento. Um sistema protótipo foi instalado em uma subestação de distribuição da AES Eletropaulo.

Palavras chaves — Absorvedores Dinâmicos, Acústica, Algoritmo Genéticos, Controle Adaptativo, Controle Ativo de Ruído, Transformadores de Potência, Vibração.

I. INTRODUÇÃO

O ruído gerado por transformadores é uma forma de poluição sonora ambiental que afeta a vida das pessoas que habitam o entorno de subestações transformadoras de energia elétrica. Os métodos utilizados no controle do ruído nestas situações são classificados em passivos e ativos. Métodos passivos consistem basicamente na inserção de uma barreira acústica entre a fonte sonora (o transformador) e os receptores (a comunidade que habita o entorno). Em geral, consegue-se atenuação de até 12 dB em situações onde as habitações se encontram sob a sombra acústica gerada por esta barreira, a custo de dificultar a manutenção e ventilação destes transformadores.

O cancelamento ativo, ao invés de barrar a propagação do som, atua reduzindo a vibração da carcaça do transformador (controle de vibração) ou atenuando o campo sonoro produzido por essa vibração através do cancelamento destrutivo de onda (controle acústico). Esses métodos, diferentemente dos métodos “Passivos”, requerem a injeção de energia (acústica ou mecânica) no sistema a ser controlado, e requerem um eficiente sistema de controle.

A primeira parte deste artigo tem como tema a absorção de vibração através de absorvedores dinâmicos de vibração (AD) – um sistema massa-mola foi instalado nos painéis que constituem a carcaça do transformador, reduzindo a vibração do

tanque do transformador.

Este é um sistema passivo, que com cancelamento e tuning automático, torna-se um sistema ativo. Este método é útil quando ocorrem problemas em uma banda de frequência muito estreita [1]. Parte da energia mecânica é transferida ao AD, que possui pequeno acoplamento com o ar [2].

A segunda parte deste artigo aborda o controle ativo de ruídos em um campo aberto, pela atenuação do campo acústico gerado pela vibração do tanque do transformador através de uma interferência acústica destrutiva. Este método necessita da injeção de energia acústica fornecida pelos alto-falantes, monitoramento do ruído através de microfones de controle e um eficiente algoritmo de controle.

PARTE A – REDUÇÃO DO RUÍDO UTILIZANDO AMORTECEDORES E ABSORVEDORES DINÂMICOS

II. NOMENCLATURA UTILIZADA

Símbolo	Descrição	Unidade
a	Aceleração	m/s^2
v_i	Velocidade	m/s
t	Tempo de duração do sinal	s
V_{ref}	Velocidade de referência	m/s
k_p	Rigidez equivalente do painel	N/m
K	Rigidez do AD	N/m
M	Massa equivalente do Painel	kg
M	Massa do AD	kg
c_p	Coefficiente de amortecimento painel	Ns/m
C	Coefficiente de amortecimento AD	Ns/m
$F(t)$	Força de excitação do Painel	N
\ddot{x}_1	Aceleração do Painel	m/s^2
\dot{x}_1	Velocidade do Painel	m/s
X_1	Deslocamento do painel	m
\ddot{x}_2	Aceleração do AD	m/s^2
\dot{x}_2	Velocidade do AD	m/s
X_2	Deslocamento do AF	m
f_n	Frequência do Painel	Hz

III. MÉTODOS

As forças produzidas pela magnetostricção do núcleo e pela magnetização das bobinas são responsáveis pela geração de ruído e vibração no transformador [3]. O ruído que sai do núcleo atravessa o óleo e as paredes do tanque como onda longitudinal. Por outro lado, as vibrações produzidas no núcleo se transmitem à base do tanque e posteriormente às paredes do tanque, criando vibração e ruído ao acoplar-se com o ar. A

figura 1 mostra as forças axiais (F_a) e as forças horizontais (F_o) produzidas que interagem no núcleo e o efeito de ruído e vibração nas superfícies do tanque do transformador, a vibração se detecta com acelerômetros e o som com microfones e decibelímetros.

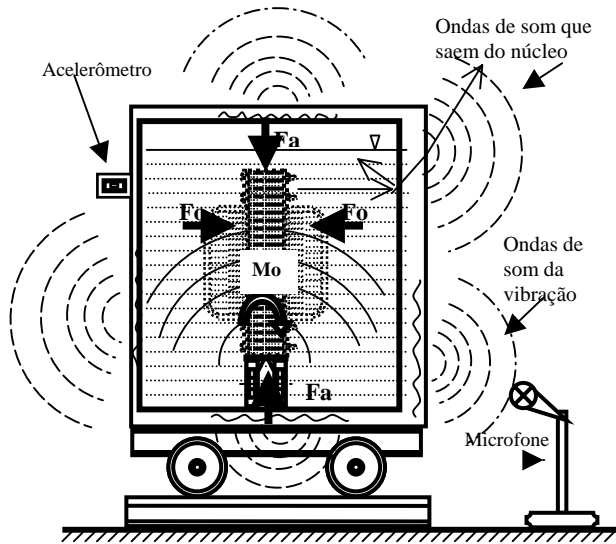


Fig.1: Desenho da secção do transformador mostrando as forças no núcleo e o som nas superfícies do tanque.

Os efeitos das forças são relacionados com a aceleração da superfície do tanque [4]. A aceleração é obtida com os acelerômetros e integrando este sinal pode-se obter a velocidade e o deslocamento da superfície do tanque, com eles pode-se avaliar a radiação da vibração que se converte em som.

$$v_i = \int_0^t a_i dt \quad (1)$$

$$d_i = \iint a_i dt dt \quad (2)$$

A energia da superfície do tanque em um espaço livre se relaciona com a energia sonora usando a velocidade da superfície do tanque [5], o som produzido pela vibração da estrutura se relaciona com o nível de velocidade da vibração [1,6],

$$L_v = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{v^2}{v_{ref}^2} \right) \quad (3)$$

Outra forma de avaliar o efeito das forças é usando a técnica de ODS (Operational Displacement Shapes), no tanque do transformador. Esta técnica mede os deslocamentos de alguns pontos em função do tempo, conservando a informação de fase entre os sinais de deslocamento.

O diagnóstico do ruído produzido frente a uma face do transformador é realizado com base em análise holográfica. Esta técnica mede a intensidade de emissão de som localmente

Para reduzir a vibração na base do tanque foram empregados amortecedores, colocados com inclinação de 45° com respeito ao chão. Este ângulo favorece amortecer deslocamentos verticais e horizontais. Espera-se que reduzam também a vi-

bração das paredes, posto que, parte da vibração das paredes é transmitida pela base.

Para absorver a energia das paredes empregaram-se absorvedores dinâmicos. O absorvedor dinâmico (AD) é um sistema amortecido massa-mola que pode ser representado solidário à estrutura por um sistema de duas massas, duas molas e dois amortecedores, conforme Figura 2.

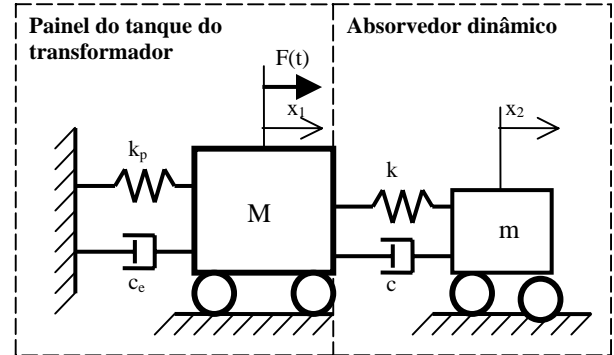


Fig.2: Modelo amortecido com AD.

O coeficiente de rigidez k_p e a massa M , locais, foram estimados pelo método de elementos finitos, considerando as dimensões e o material do tanque do transformador. O coeficiente de amortecimento c_p foi obtido experimentalmente.

A equação de movimento da parede do tanque do transformador com o AD instalado é:

$$M \cdot \ddot{x}_1 + (c_p + c) \cdot \dot{x}_1 - c \cdot \dot{x}_2 + (k_p + k) \cdot x_1 - k \cdot x_2 = F(t) \quad (4)$$

$$m \cdot \ddot{x}_2 + c \cdot \dot{x}_2 - c \cdot \dot{x}_1 + k \cdot x_2 - k \cdot x_1 = 0. \quad (5)$$

O coeficiente de rigidez da mola do AD k e a massa do AD m devem ser consistentes com a frequência natural do AD,

$$k = (2\pi \cdot f_n)^2 \cdot m \quad (6)$$

IV. ENSAIOS EXPERIMENTAIS E RESULTADOS

Para avaliar a relação de vibração e ruído em um transformador de 30 – 40 KVA adquiriram-se sinais de vibração e som na superfície do tanque, os sinais de vibração foram coletados em 332 pontos da superfície do tanque com uma frequência de amostragem de 12,8 kHz, usando-se 7 acelerômetros ao mesmo tempo e para os sinais de som a frequência de amostragem de 25,6 kHz, tendo uma banda útil de 3400 Hz, usou-se 12 microfones em uma antena, posicionando a antena em 445 posições em cada face do transformador. Os espectros de frequências das vibrações do transformador são múltiplos de 120 Hz, como pode ser observado na figura 3. Na figura 3 mostra-se a soma de todas as correlações cruzadas coletadas, no domínio da frequência. Na figura 4 pode ser observado que o som tem energia significativa em frequências múltiplas de 120 Hz e que o maior valor no espectro ocorre em 120 Hz.

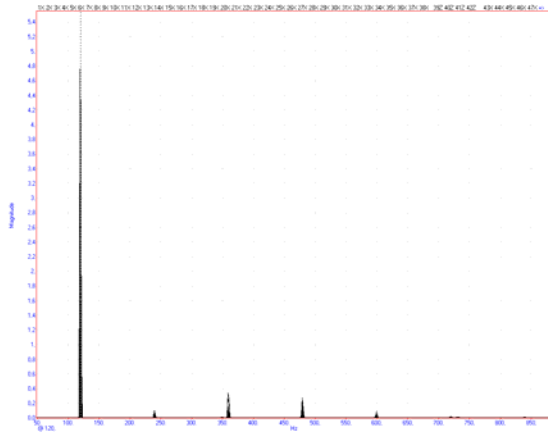


Fig. 3 Soma de Correlações cruzadas de aceleração, no domínio da frequência.

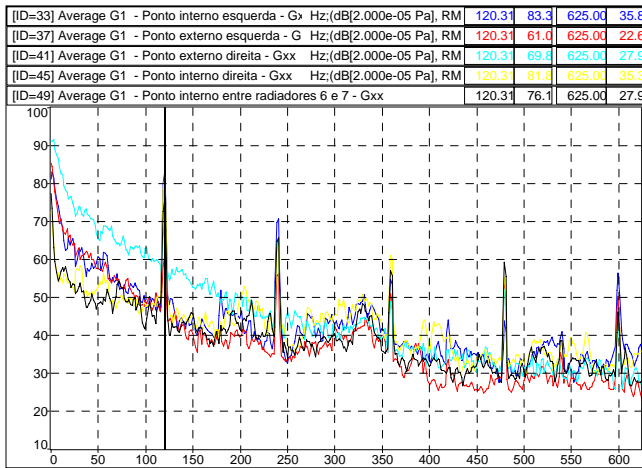


Fig. 4 Espectro do som emitido pelo transformador em pontos numa mesma linha de uma face do transformador.

O efeito da vibração que produz som no tanque é avaliado em todas as paredes e no fundo do tanque calculando-se o nível de velocidade da vibração em cada ponto que foi coletado o sinal. A fig. 5 mostra um desenho da face atrás do comutador, onde se observam 8 painéis com 7 reforços. Nesta figura estão identificados os pontos onde foram coletadas as acelerações, nas intersecções das linhas tracejadas.

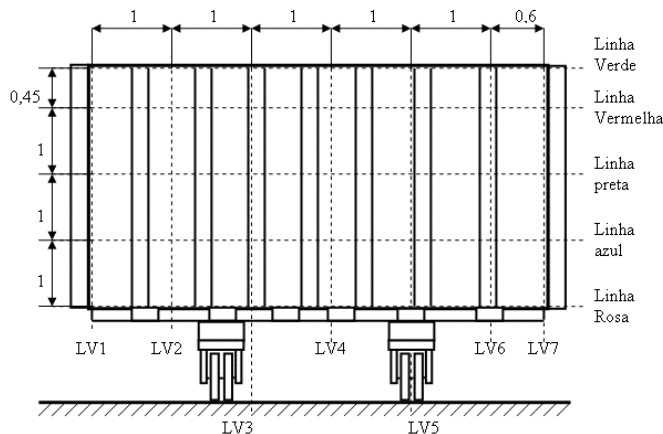


Fig. 5: Desenho da superfície do tanque, indicando a posição dos acelerômetros nas intersecções das linhas tracejadas.

Para o tratamento do sinal na frequência usa-se o método de Welch que divide o sinal original em vários segmentos e estima a densidade espectral de potência média (PSD) do sinal.

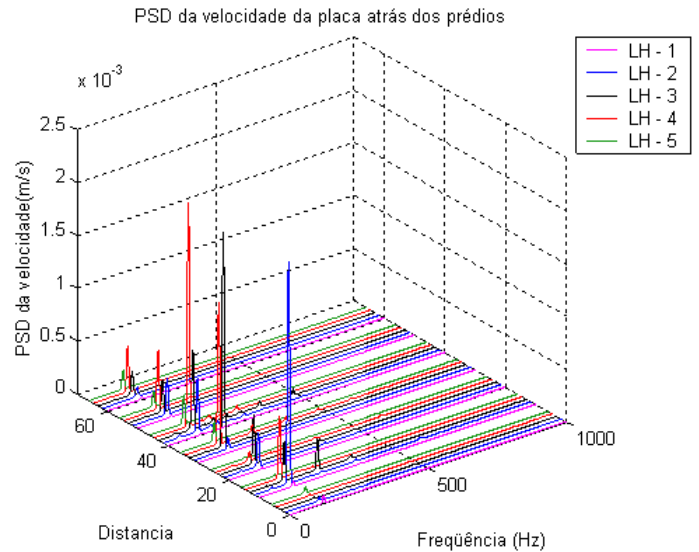


Fig. 6: PSD da velocidade dos sinais coletados na Face atrás dos comutadores

Da PSD da face do transformador, figura 6, observa-se que a amplitude em 120 Hz é a maior, sendo quase imperceptíveis as amplitudes em outras frequências. O nível de velocidade de vibração é mostrado na figura 7.

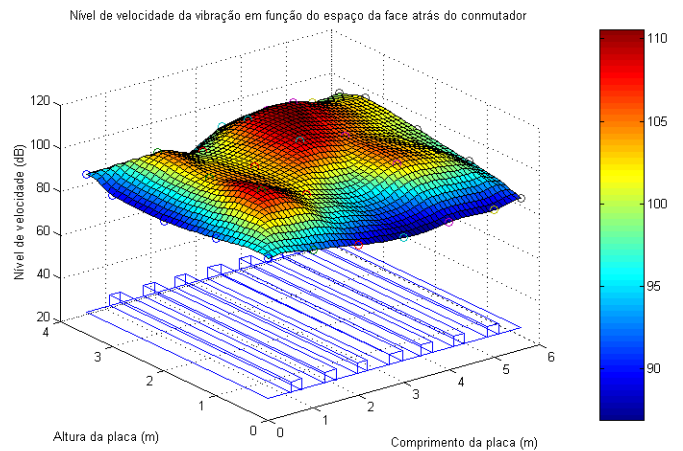


Fig. 7: Níveis de velocidade da vibração da face atrás do comutador.

A localização das regiões críticas é importante para selecionar onde colocar os AD nas paredes e onde colocar os amortecedores na base do tanque. A figura 8 mostra o mapa de regiões críticas e a localização dos amortecedores na base do transformador.

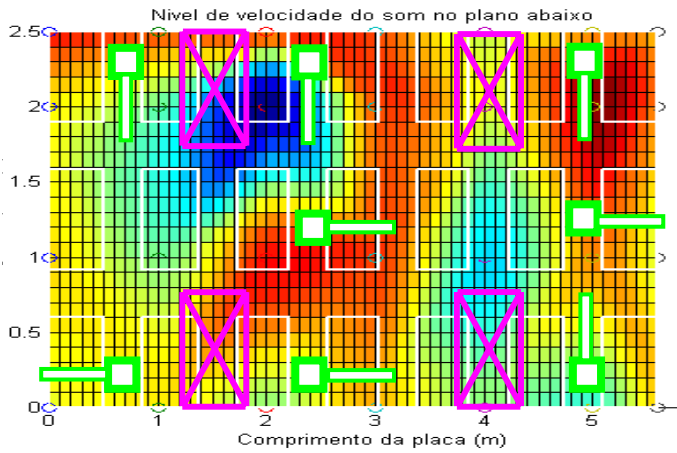


Fig. 8: Distribuição dos amortecedores na base do transformador

Para medir o som foi definida uma área a 7,4 m da face do transformador frente ao comutador. Um muro, que separa a subestação de edifícios, encontra-se a 9,0 m de distância do tanque que tem 5 m de altura. A área de medição de som tem 10,00 m de largura e 6,0 m de altura. A figura 9 mostra a grade definida para a medição.

Foram coletadas 32 medições em cada um das quatro condições, a saber, *condição normal* (sem os dispositivos para redução de ruído acústico), *condição com amortecedores*, *condição com ADs*, e *condição com amortecedores e ADs*. Na tabela 1 mostram-se as amplitudes do espectro na frequência de 120 Hz.

Com os dados da tabela 1 e interpolação cúbica foram construídas curvas de pressão sonora, mostradas nas figura 10 a 12.

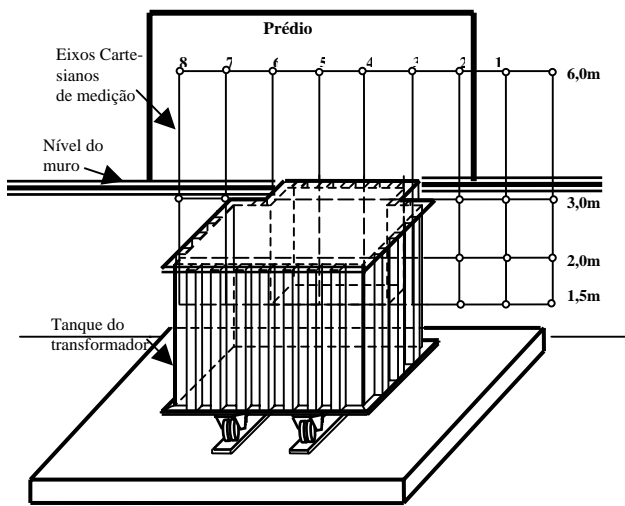


Figura 28: Desenho do tanque mostrando os pontos de medição de som

Tabela 5: Medidas da pressão sonora na frequência de 120 Hz (em dB).

MEDICÇÃO 120	Pt 1	Pt 2	Pt3	Pt4	Pt5	Pt 6	Pt 7	Pt 8
1,5m normal	61,4	65,7	56,6	64,8	66,6	69,3	63,5	63,1
2,0m normal	67,4	63,9	61,5	65,1	65,9	69,4	66,1	59,3
3,0m normal	64,5	61,7	62,4	67,9	70,2	69,5	65,3	59,8
6,0m normal	65,5	64,5	58,8	65,6	67,8	71	64,9	64,5
1,5m com amort.	64,8	65,7	63,6	66,3	63,3	68,1	62,7	58,1
2,0m com amort.	63,6	65,8	66	67,3	62,3	67,9	63,3	60,3
3,0m com amort.	65,4	63,8	64,8	68,8	70	70	64,8	62,9
6,0m com amort.	63	65,1	62,9	66,9	60,2	71,5	64	59,1
1,5m com amort.+AD	64	64,5	60,2	67,1	63,3	70,6	67,3	54,5
2,0m com amort.+AD	63,5	65,6	63,3	69,7	64,9	64,9	67,7	55,7
3,0m com amort.+AD	64,9	63,9	62,6	65,8	65,2	72,4	69,6	56,5
6,0m com amort.+AD	64,9	64,5	62,8	64,5	64	72,2	69,2	55,7
1,5m com AD	61,8	67	67	72	60,5	72,9	58,1	56,4
2,0m com AD	66,3	66,8	72,8	70,3	64,8	59,8	59,7	56,4
3,0m com AD	65,6	62,9	61,8	67,3	70,5	69,6	70,2	64,4
6,0m com AD	65,6	62,9	61,8	67,3	70,5	69,6	70,2	64,4

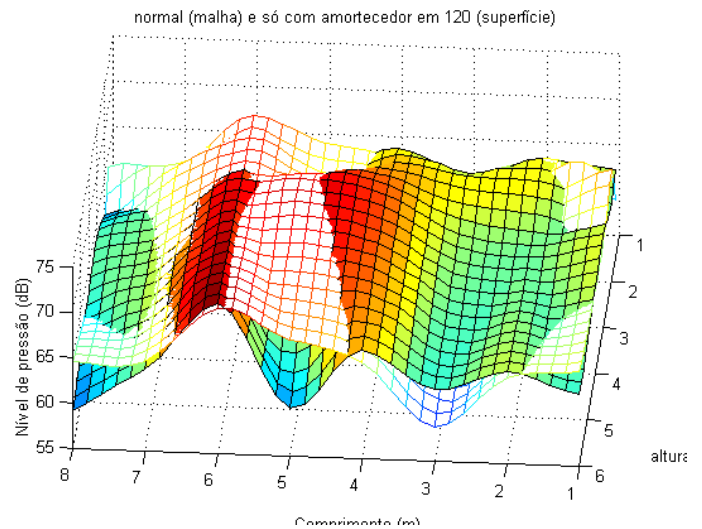


Fig. 10: Comparação em 120 Hz entre os valores da condição normal (malha de linhas) e condição com amortecedores (superfície contínua).

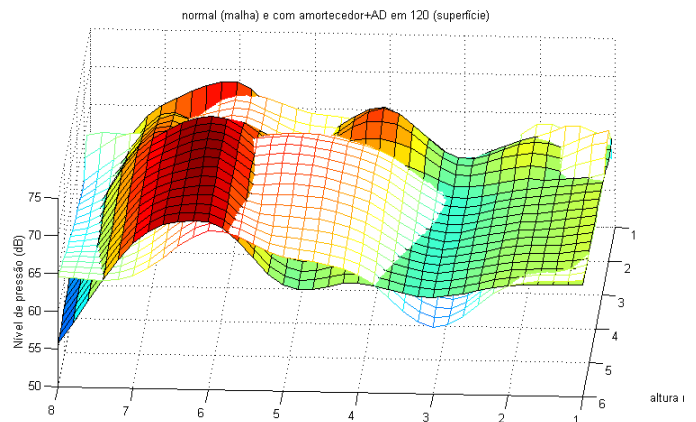


Fig. 11: Comparação em 120 Hz entre os valores da condição normal (malha de linhas) e a condição com amortecedor e ADs (superfície contínua).

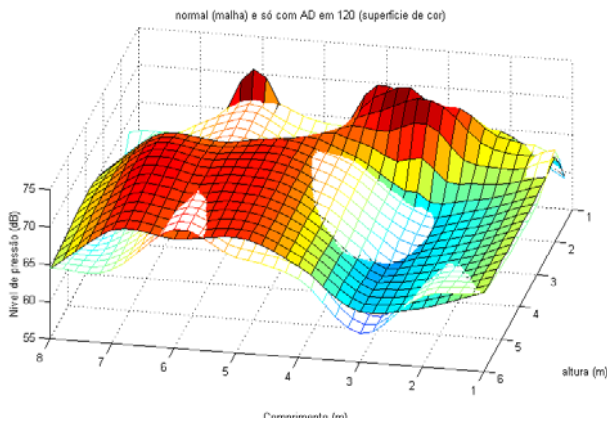


Fig 12: Comparação em 120 Hz entre os valores da condição normal (malha de linhas) e a condição com ADs (superfície contínua).

V. CONCLUSÕES PARCIAIS PARTE A

As principais conclusões são:

- O campo acústico não é uniforme, logo, seria possível reduzir o efeito do ruído com um melhor posicionamento do transformador.
- A redução do ruído acústico pode ser obtida pela redução da vibração mecânica das paredes do tanque. As figuras 11 e 12 mostram efetiva mudança do campo acústico na proximidade dos ADs. Em algumas regiões a redução chega a 3 dB.
- O tanque apresenta movimentos de corpo rígido e transmissão de vibração da base para as paredes do tanque segundo resultados de ODS. Houve redução do ruído acústico global obtida pelo uso de amortecedores viscosos. A redução no ruído acústico global foi da ordem de 1,6 dB.
- A redução de ruído acústico global na condição com amortecedores e ADs foi da ordem de 8 dB.
- Tanto os amortecedores como os ADs foram posicionados segundo as regiões críticas na condição normal. Foi observado experimentalmente que os dispositivos alteram as regiões críticas. Um estudo aprofundado do efeito mútuo do posicionamento dos dispositivos, por simulação em elementos finitos é objeto de trabalho em andamento. Isso resultará numa otimização do posicionamento dos ADs e dos amortecedores, bem como a uma definição mais adequada do número e da sintonia dos ADs.
- Também é recomendado um estudo do efeito da carga sobre o ruído acústico. A carga afeta a vibração das bobinas, que, por sua vez, afeta o ruído acústico produzido. A medição em diferentes horários não permitiu uma análise mais adequada dos resultados.
- Fica evidenciado pelos resultados experimentais que a abordagem adotada, ou seja, redução de ruído acústico pela redução da vibração do tanque, é promissora. No presente trabalho ainda não foi otimizado o posicionamento e a quantidade dos ADs, sua sintonia, o posicionamento e a quantidade de amortecedores, e falta um projeto específico de amortecedor (os amortecedores utilizados foram

projetados para outra finalidade, suspensão veicular).

- Deve ser otimizado ainda o projeto mecânico do AD que ainda apresenta elevado amortecimento interno. Sabe-se que sua eficiência é maior quando o amortecimento interno é menor.

PARTE B – CONTROLE ATIVO ACÚSTICO DE RUÍDOS EM TRANSFORMADORES

Consiste basicamente na reprodução por fontes secundárias de um ruído com fase oposta àquela da fonte primária. Reduções do nível sonoro em torno de 20 dB podem ser obtidas, desde que o erro de fase seja bastante reduzido, o que é obtido através de controle adaptativo. Este controle pode compensar as variações do ruído por causa de alterações na tensão e corrente da rede e temperatura do transformador, b) variações nas características do caminho acústico devido principalmente às alterações nas condições meteorológicas.

Microfones de erro são utilizados para amostrar o ruído composto da fonte primária e das fontes secundárias. Quando a região de cancelamento é uma grande área a céu aberto, o controle ativo é dito global. Neste caso os microfones de erro devem ser posicionados próximos da fonte primária, pois quando situados no campo distante da fonte primária, causam instabilidade e problemas de convergência do algoritmo de controle [4].

Para um cancelamento efetivo em áreas distantes do transformador, o posicionamento das fontes secundárias e dos microfones é de suma importância.

VI. IMPLEMENTAÇÃO

Como abordagem inicial ao problema, projetou-se um sistema de controle usando um alto-falante e um microfone. As fontes primárias utilizadas foram um pequeno transformador trifásico e um alto-falante reproduzindo o ruído gravado na subestação.

Foi usado um controle “*feed forward*”, que utiliza um sinal de referência para gerar o sinal de controle. Este sinal de referência foi extraído da rede elétrica por meio de um simples divisor de tensão, e foi posteriormente processado para se obter as frequências desejadas.

Este sinal de referência é filtrado por um filtro adaptativo do tipo “*filtered x – LMS*” implementado numa placa processadora de sinais (DSP) e a saída deste filtro (o “*anti-ruído*”) é enviada para um amplificador e posteriormente para uma caixa acústica. O microfone de erro capta o ruído do transformador mais o “*anti-ruído*” e envia este sinal para a placa DSP, que usa este sinal e o sinal de referência para adaptar o filtro de forma a minimizar o ruído presente no microfone de erro.

O caminho acústico entre o alto-falante e o microfone de erro, ou o caminho acústico secundário, também deve ser caracterizado e ser levado em consideração no algoritmo de adaptação. O caminho acústico secundário é caracterizado por sua resposta impulsiva, que é medida pelo método MLS [5], também implementado na placa DSP.

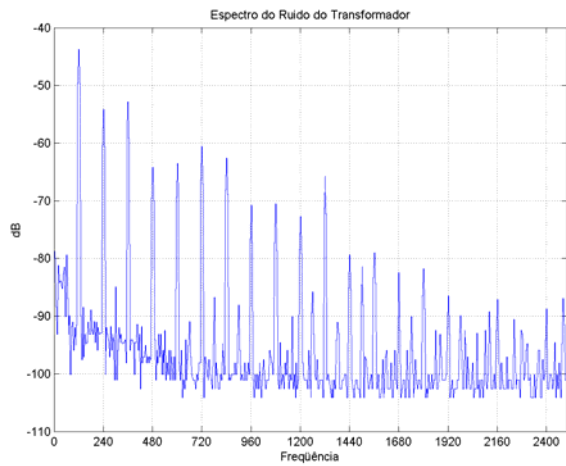


Fig. 9: Espectro do ruído emitido pelo transformador sem controle ativo.

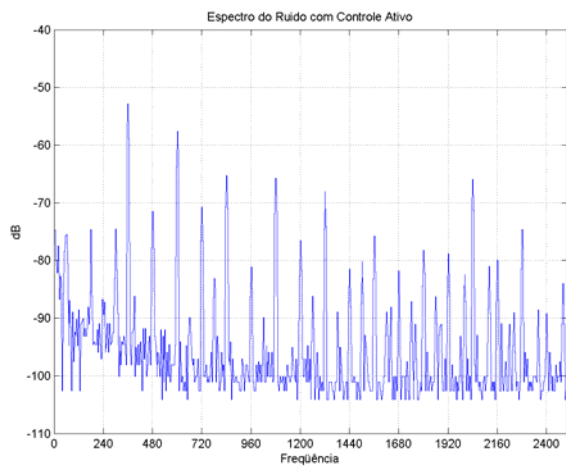


Fig. 10: Espectro do ruído emitido pelo transformador com controle ativo.

VII. POSICIONAMENTO DOS TRANSDUTORES

A. Algoritmo Genético

Existem muitos estudos no campo do controle ativo de ruído que se preocupam com o posicionamento das fontes secundárias e sensores de erro, devido à importância do seu posicionamento para o sucesso do sistema de controle. Na prática, a dificuldade de se achar um posicionamento ótimo recai no número enorme de combinações possíveis dadas algumas posições candidatas. Este problema em geral não pode ser resolvido por meio de algoritmos de otimização baseados em gradiente. A referência [6] propõe o uso de um algoritmo genético para a otimização deste problema.

Algoritmos genéticos (GA) são procedimentos de otimização global estocástica para se encontrar um máximo (ou mínimo) global de uma função multivariável. O GA requer que as variáveis do problema sejam codificadas como uma sequência alfanumérica finita (o cromossomo), onde cada caractere é chamado de “gene”. O GA inicia a partir de uma população inicial aleatória, que tem sua função custo calculada para cada cromossomo. Uma próxima geração é então gerada a partir desta primeira. Um número de indivíduos da geração anterior

é escolhido, sendo que os indivíduos com melhor função custo têm maior probabilidade de serem selecionados. Após esta seleção, as operações genéticas “mutação”, “cross-over” e “reprodução” são aplicadas nestes cromossomos. Estes processos são repetidos a cada nova geração, até que um máximo (ou mínimo) global tenha sido atingido ou as condições de parada tenham sido atingidas.

B. Simulação

1) Números de transdutores

Ainda sem o uso do AG, algumas simulações foram feitas para se verificar a influência do número de transdutores no campo sonoro resultante. A fonte primária foi modelada por um grupo de oito fontes pontuais distribuídas nos vértices de um cubo de 2m de lado. Três fontes pontuais distribuídas próximas a este cubo foram utilizadas como fontes secundárias. E quatro sensores omnidirecionais foram usados como microfones de erro.

Primeiramente usou-se apenas uma fonte secundária, para averiguar a influência do número de sensores de erros. Verifica-se com um sensor de erro a inserção de um ponto com pressão sonora nula no espaço, exatamente na posição deste sensor. Ao inserirmos mais sensores de erros, deixamos de ter um ponto de nulo, mas verifica-se um aumento na área de atenuação.

Agora, mantendo quatro sensores de erros fixos, variou-se o número de fontes secundárias. Verifica-se que a atenuação aumenta quanto maior o número de fontes secundárias. Mas quando o número de fontes secundárias e sensores de erro se igualam, passamos a ter a imposição de nulos nas posições dos microfones, que nem sempre fornece a melhor atenuação global. A referência [7] propõe usar sempre um sensor de erro a mais que o número de fontes secundárias.

Por fim verificou-se o comportamento de um sistema subdeterminado, com um sensor de erro e três fontes secundárias. Este sistema funciona como o sistema com uma única fonte secundária.

Fica óbvio pelos resultados desta simulação que apenas um par de transdutores não é uma solução viável para a redução do ruído numa superfície, mas este foi o modelo implementado na primeira fase do projeto (sessão III.) devido sua simplicidade de implementação.

2) Posição dos transdutores

Usando algoritmo genético e o mesmo modelo acústico da simulação anterior, verificou-se o posicionamento das fontes secundárias e sensores de erro.

Primeiramente simulamos somente o posicionamento das fontes secundárias, dada como superfície de controle duas áreas relativamente distantes da fonte primária, simulando a janela de dois apartamentos dos prédios vizinhos à subestação incomodados pelo ruído do transformador. Este modelo não é viável na prática, por não usar microfones de erro, e com isso não poder ser adaptativo.

Como a nova placa DSP adquirida possui seis saídas, fize-

mos a simulação para seis falantes. Definimos, nas proximidades da fonte primária, 84 possíveis posições, e com cerca de 100 iterações o algoritmo forneceu uma posição de mínimo global, levando em conta as frequências de 120 Hz, 240 Hz, 360 Hz e 480 Hz, com atenuação na faixa de 20dB em cada frequência.

Mantendo a posição destas fontes secundárias, e definindo 210 possíveis posições para os sete sensores de erro desejado numa semi-esfera que circunscreve as fontes primárias e secundárias, obtivemos uma possível posição dos microfones que maximiza a atenuação do campo sonoro nas superfícies de controle. A atenuação agora é relativamente menor do que a obtida na simulação sem falantes de erro.

C. Testes em Campo

O sistema de controle de ruído projetado foi testado na Subestação Bela Aliança, onde várias combinações de quantidade e posicionamento de alto-falantes e microfones foram avaliadas, verificando-se a atenuação obtida tanto nos microfones de erro quanto em posições ao redor destes microfones. Para o sistema de controle foi usada a placa EZ-ANC, que suporta até seis fontes de controle e até cinco sensores de erro (mais um sensor de referência). A referência foi extraída da rede através do hardware desenvolvido, descrito anteriormente.

A Erro! A origem da referência não foi encontrada. dá uma idéia da disposição dos transdutores ao redor do transformador. Nos primeiros testes os alto-falantes usados estavam localizados na plataforma. Posteriormente, eles foram todos colocados mais próximos ao transformador, sobre a base como os dois transformadores das extremidade nesta foto. A posição dos microfones foi sendo alterada conforme andamento dos testes.



Fig. 11: Transformador com o ANC

1) 1 Fonte de Controle e 1 Sensor de Erro

Iniciou-se pela configuração mais simples possível, com apenas um alto-falante e um microfone. Verificou-se uma atenuação¹ de cerca de 10dB no sensor de erro, mas ao seu redor verificou-se aumento da pressão sonora de até 3dB. Esta con-

¹ Neste texto, quando mencionado atenuação ou ganho, refere-se à atenuação ou ganho da pressão sonora medida na frequência de 120Hz.

figuração conseguiu a apenas cancelar o ruído presente no sensor de erro.

2) 1 Fonte de Controle e 2 Sensores de Erro

Aumentou-se o número de sensores de erro. Teoricamente, a atenuação nos dois microfones de erro deve ser menor do que quando há apenas um microfone de erro, mas entre os dois microfones deverá haver uma região de atenuação.

Verifica-se, como esperado, que entre os dois microfones há uma região de atenuação (Ponto X_A). Foi surpreendente verificar que ao lado dos microfones, também ocorreu atenuação da pressão sonora. Já atrás dos microfones houve um acréscimo de pressão sonora. Os valores de atenuação medidos são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 Atenuação medida em cada um dos pontos considerados.

Ponto	Atenuação (dB)
X_A	10
X_B	5
X_C	2
X_D	-6

3) 1 Fonte de Controle e 3 Sensores de Erro

Aumentou-se novamente o número de sensores de erro e alterou-se a disposição dos pontos de medição.

Esta configuração mostrou-se bastante indesejável, já que produziu acréscimos consideráveis de potência sonora ao redor dos microfones, como mostrado na Tabela 2.

Tabela 2 Atenuação medida em cada um dos pontos considerados.

Ponto	Atenuação (dB)
X_A	-6
X_B	0
X_C	-8

4) 2 Fontes de Controle e 3 Sensores de Erro

Agora, mantendo-se a posição dos microfones, aumentou-se o número de alto-falantes, sendo agora duas fontes de controle, distantes entre si cerca de 2m. Espera-se com isto melhorar a atenuação ao redor dos três microfones de erro.

Esta configuração não mostrou melhoria em relação à última configuração, apesar de na proximidade dos microfones verificar-se atenuações consideráveis da pressão sonora (Tabela 4).

Tabela 3 Atenuação medida em cada um dos pontos considerados ao redor dos microfones.

Ponto	Atenuação (dB)
X_A	-7
X_B	0
X_C	-6

Tabela 4 Atenuação medida nos microfones de erro.

Microfone	Atenuação (dB)
1	22
2	13
3	10

5) 2 Fontes de Controle e 4 Sensores de Erro

Aumentou-se novamente a quantidade de sensores de erro, sendo agora 4 microfones em uso. Nesta configuração mediu-se apenas a atenuação verificada nos microfones de erro.

Novamente o resultado não foi satisfatório, ou seja, as duas fontes de controle não estavam sendo capazes de atenuar a pressão sonora em todos os microfones de erro, mas apenas em dois deles, como mostrado na Tabela 5, sendo que em um dos microfones verificou-se inclusive um aumento da pressão sonora. O fato deste único microfone apresentar um ganho de pressão sonora pode estar relacionado com o fato de a pressão sonora causada pelo transformador neste microfone é cerca de 20dB menor do que a pressão medida nos demais microfones, logo o valor da pressão sonora com o controle no microfone 1 fica no mesmo nível da pressão sonora nos demais microfones.

Tabela 5 Atenuação medida nos microfones de erro.

Microfone	Atenuação (dB)
1	-12
2	10
3	0
4	8

6) 3 Fontes de Controle e 4 Sensores de Erro

Mantendo-se a posição dos microfones, aumentou-se novamente a quantidade de alto-falantes, sendo agora 3 fontes de controle em uso.

A atenuação nos microfones ficou praticamente inalterada, apesar da adição de mais uma fonte secundária, como se verifica na Tabela 6. Isto acontece pois o sistema de controle convergiu para coeficientes de valores muito pequenos para a nova fonte de controle, praticamente excluindo-a do sistema de controle de ruído. A provável razão para que isto ocorra é que os alto-falantes estavam posicionados muito próximos uns dos outros.

Tabela 6 Atenuação medida nos microfones de erro.

Microfone	Atenuação (dB)
1	-10
2	20
3	-3
4	10

Decidiu-se alterar a posição dos alto-falantes, para verificar se a suposição acima era verdadeira. Os alto-falantes, que estavam dispostos sobre a plataforma de acesso ao painel, como

mostrado na figura 11, foram agora posicionados na base do transformador, com distância de aproximadamente 2,5m entre eles. A posição dos microfones foi mantida inalterada. Verifica-se agora atenuações consideráveis (Tabela 7) em três dos quatro microfones, sendo que o microfone 1, que apresenta pequena atenuação, está numa região onde o campo sonoro primário é bem menor que nos demais microfones.

Tabela 7 Atenuação medida nos microfones de erro.

Microfone	Atenuação (dB)
1	2
2	11
3	15
4	20

Mediu-se também a pressão sonora em pontos ao redor dos microfones, e pode-se verificar atenuação em todos os pontos entre os transformadores, como mostrado na Tabela 8.

Tabela 8 Atenuação medida em cada um dos pontos considerados ao redor dos microfones.

Ponto	Atenuação (dB)
X _A	8
X _B	5
X _C	5
X _D	5
X _E	-10

7) 4 Fontes de Controle e 4 Sensores de Erro

O último teste foi feito com um número igual de sensores de erro e fontes de controle. Os quatro alto-falantes foram posicionados sobre a base de concreto do transformador, enquanto que os microfones tiveram sua posição inalterada em relação ao último teste. Com um número igual de fontes de controle e sensores de erro, é esperado que todos os microfones tenham a pressão sonora ao seu redor anulada. O que se pôde verificar é que todos os microfones apresentaram atenuação, mas nenhum deles teve atenuação maior do que 20dB. O microfone 1, que antes tinha uma atenuação de apenas 2dB, nesta configuração apresenta atenuação de 10dB.

A pressão sonora foi medida em alguns pontos ao redor dos microfones. Os pontos X_D e X_E foram medidos 1m acima da linha horizontal dos microfones. A surpresa nestes testes foi verificar atenuação no ponto X_B, que já estava um pouco distante dos microfones. Os demais pontos apresentaram ou pouca atenuação (X_C e X_D) ou aumento da pressão sonora, como mostrado na Tabela 9.

Tabela 9 Atenuação medida em cada um dos pontos considerados ao redor dos microfones.

Ponto	Atenuação (dB)
X _A	-8

X_B	5
X_C	1
X_D	0
X_E	-5

VIII. CONCLUSÕES - PARTE B

Verifica-se que o controle ativo é uma possível solução para os problemas de ruído gerado por grandes transformadores, especialmente para o controle das primeiras harmônicas deste ruído. Mas para se obter uma taxa de atenuação aceitável, é necessário muito cuidado com o algoritmo de adaptação do controle adaptativo e com o posicionamento das fontes secundárias e sensores de erro, que deve ser previamente simulado para a obtenção de um posicionamento ótimo.

O sistema de controle ativo de ruído projetado pelo grupo funciona como esperado, permitindo atenuar o campo sonoro próximo aos microfones de erro e em algumas regiões entre estes microfones.

IX. REFERÊNCIAS

- [1] Bies D. and Hansen C., 1996, *Engineering Noise Control*, E & FN Spon p 417.
- [2] Den Hartog J. P., 1972, *Vibration in systems mechanics*, McGraw-Hill Book Company, inc. pg77
- [3] Transformers Committee Of The Ieee Power Engineering Society "Guide for Sound Level Abatement and Determination for Liquid-immersed Power Transformers and Shunt Reactors Rated Over 500 kVA" Pg. 630–633, September 2000.
- [4] Garcia B., Burgos J. C., Alonso A. M., "Transformer tank vibration modeling as a method of detecting winding deformation - part 1 theoretical foundation", *IEEE Transactions On Power Delivery*, Vol. 21, No. 1, P. 157–163, January 2006.
- [5] Takatsubo J., Ohno S., and Suzuki T., 1983, Calculation of the sound pressure produced by structural Vibration using the result of vibration analysis. *Bulletin of the Japanese Society of mechanical Engineers*, 26, 1970-1976.
- [6] Ming R.S., Pan J., Norton M. P., Wende S., Huang H., "Sound Field Characterisation of a Power Transformer." *Applied Acoustics*, V. 56 , pg. 257–272, 1999
- [7] P.A. Nelson & S.J. Elliot, *Active Control of Sound*, Academic Press, London, 1992.
- [8] Masiero, B. "Estudo e Implementação de Métodos de Medição de Resposta Impulsiva em Salas de Pequeno Porte", 2004; [online] available: http://gsd.ime.usp.br/acmus/publi/relat_medicao.pdf
- [9] K. H. Baek and S. J. Elliot "Natural algorithms for choosing source locations in active control systems," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 186. pp. 245-267, 1995
- [10] Martin, T., Roure, A. "Active Noise Control of Acoustic Sources Using Spherical Harmonics Expansion and a Genetic Algorithm: Simulation and Experiment". In *Journal of Sound and Vibration* (1998) 212(3), 511-523.