

ESTRUTURAS INTELIGENTES APLICADAS AO CONTROLE ATIVO DE RUÍDO DE ALTA ORDEM EM DUTOS

Pedro Pio Rosa Nishida, pedronishida@gmail.com
Marcus Antonio Viana Duarte, mvduarte@mecanica.ufu.br

Resumo: Neste trabalho, foi estudada a proposta da utilização de estruturas inteligentes para o controle de ruído em um duto acústico com propagação de modos de alta ordem. A técnica mais adequada para este controle foi o particionamento do duto a fim de planificar as ondas que se propagam. Nesta região particionada, é possível realizar o controle ativo de ruído utilizando apenas um sensor e um atuador para cada lado da partição. A aplicação das estruturas inteligentes proposta aproveita, então, a existência de uma placa no interior do duto e é utilizada como fonte sonora substituindo os atuadores convencionais. Para a avaliação da possibilidade de controle utilizando esta técnica, primeiramente foi modelado o comportamento de uma placa instrumentada com atuadores piezoelétricos e em seguida, obtida a modelagem analítica do campo sonoro gerado por uma estrutura vibrante no interior de um duto. Porém, a obtenção do campo acústico em um duto particionado não é facilmente obtido, sendo, então, realizada através da técnica de SMC. Utilizando as equações do duto excitado por uma estrutura vibrante na técnica de síntese modal, foi possível obter campo acústico gerado no interior de um duto particionado. A partir disto, foram realizadas simulações de controle ativo de ruído variando o trecho da placa a ser excitado para tons puros e para ruídos de banda estreita. Nesta última situação também foi avaliada a influência da quantidade de atuadores instalados. Concluiu-se deste trabalho a possibilidade da utilização das estruturas inteligentes no controle ativo de ruído em dutos particionados, sendo apresentadas suas vantagens e desvantagens.

Palavras-chave: Acústica, Controle Ativo de Ruído, Estruturas Inteligentes, Síntese Modal, Modos de Alta Ordem.

1. INTRODUÇÃO

O nível de ruído gerado por máquinas ou equipamentos é um problema que chama bastante a atenção de engenheiros de projeto. Existe uma grande preocupação com a mitigação do nível de ruído gerado por equipamentos e, para isto, existem várias medidas a serem tomadas.

As soluções mais utilizadas atualmente são as técnicas de controle passivo de ruído. A aplicação destas técnicas podem se mostrar bastante eficientes para a mitigação do nível de ruído emitido por um determinado equipamento, porém, como a exigência dos projetos aumentam a cada dia, estes não se mostram eficientes para todas as situações (Nunes, 2009).

Desta forma a pesquisa na área do controle ativo de ruído aumentou, sendo esta uma alternativa ao controle passivo de ruído e que se mostrou bastante eficiente em situações em que este tipo de controle não poderia ser aplicado. Um exemplo é a mitigação do ruído de baixas frequências (Hansen, 2003).

Verifica-se que, em âmbito industrial, dentre outras relevantes, as principais fontes geradoras de ruído de ventilação são os ventiladores e exaustores (Nunes, 2009). Um equipamento importante para um sistema de ventilação é o duto que, da mesma forma que transporta o fluxo de ar, transporta o ruído gerado pelos equipamentos neles acoplados.

Para estes equipamentos, as soluções existentes para o controle de ruído passivo já não se mostraram suficientes, além de haver uma grande preocupação com a emissão sonora nas baixas frequências.

Desta forma o controle ativo de ruído têm sido intensamente estudado para este tipo de equipamento, sendo a intenção deste trabalho avaliar e teorizar outras formas para o controle, como a utilização de estruturas inteligentes.

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma nova técnica de controle ativo de ruído em dutos com propagação de modos acústicos de alta ordem. Para isto, serão construídos modelos numéricos e analíticos de um duto particionado, cuja fonte de controle será a própria placa particionadora excitada por atuadores piezoelétricos. Os modelos numéricos serão desenvolvidos através da síntese modal de componentes. Por fim, será realizada uma otimização da forma de atuação dos elementos piezoelétricos de forma a reduzir ao máximo os valores do campo de pressão sonora no interior do duto e, então, comprovar a eficácia do procedimento.

2. MODELAGEM DINÂMICA DA PLACA

O primeiro passo para o desenvolvimento das equações do movimento da estrutura será formular seu comportamento em vibração livre. SANTANA (2002) na formulação desenvolvida em seu trabalho utilizou a Teoria de Kirchhoff para placas finas.

Esta teoria assume as seguintes hipóteses: a placa é fina com uma espessura h e suas faces são os planos definidos por $z = \pm h/2$, apenas o deslocamento transversal é considerado (w), qualquer tensão na direção z é considerada nula, os deslocamentos nas direções x e y (u e v , respectivamente) se devem unicamente a deslocamentos iniciais resultantes de um carregamento ou da rotação das seções transversais.

Estas hipóteses tornam relevantes apenas as deformações na direção x (ϵ_x), na direção y (ϵ_y) e a deformação angular (γ_{xy}).

No desenvolvimento da teoria de Kirchhoff contida em (RIXEN; GÉRADIN, 1997), estas simplificações são utilizadas para a obtenção das energias cinéticas e de deformação da placa e, em seguida, determinar sua equação do movimento, exposta pela Eq. (1) a partir do princípio variacional de Hamilton. Nesta equação foram desconsiderados os esforços externos.

$$D \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \right) + m \ddot{w} - p = 0 \quad (1)$$

Onde m é a massa por unidade de área da placa e p são as pressões externas aplicadas na mesma.

$$D = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (2)$$

2.1. Vibração livre da placa

A modelagem será realizada para uma placa simplesmente apoiada em suas quatro bordas. Este tipo de apoio permite a rotação em torno do eixo da borda, mas não permite nenhum deslocamento e nenhuma outra rotação.

As frequências naturais da placa e as auto-funções modais da placa após a aplicação das condições de contorno são, então, definidas pelas Eq. (3) e Eq. (4), respectivamente.

$$\omega_{rs} = \beta^2 \sqrt{\frac{D}{m}} = \pi^2 \left[\left(\frac{r}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{s}{L_y} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{D}{m}} \quad (3)$$

$$\Phi_{rn}(x, y) = \text{sen} \left(\frac{r\pi x}{L_x} \right) \text{sen} \left(\frac{s\pi y}{L_y} \right) \quad (4)$$

Nas Equações (3) e (4), L_x e L_y são as dimensões da placa e os valores de r e s representam os modos da placa.

2.2. Dinâmica de uma placa excitada por atuador piezoelétrico

No desenvolvimento da formulação da dinâmica do acoplamento eletromecânico será considerado que foram instaladas duas pastilhas piezoelétricas na placa, sendo uma em cada face e simétricas em relação ao seu plano médio. Cada pastilha é ativada com a aplicação de tensões de igual amplitude e sinais opostos.

Segundo Santana (2002), a colagem dos elementos piezoelétricos resulta na aplicação de momentos fletores distribuídos em torno dos eixos x e y – os dois eixos contidos no plano da placa. O momento em ambas as direções são iguais e podem ser calculados a partir da Eq. (5).

$$m_x = m_y = C_0 \frac{d_{31}}{t} V [h(x - x_1) - h(x - x_2)] [h(y - y_1) - h(y - y_2)] \quad (5)$$

onde m_x é o momento em torno do eixo x, d_{31} é o módulo piezoelétrico característica da pastilha, t é a espessura da cerâmica piezoelétrica, V é a amplitude da tensão elétrica aplicada, $h(\bullet)$ é a função degrau unitário.

Já o valor de C_0 é dado pela Eq. (6) e os valores de x_1 , x_2 , y_1 e y_2 são as coordenadas iniciais e finais do atuador em relação a uma quina da placa.

$$C_0 = -E_p \frac{(1 + \nu_{ps})}{(1 - \nu_p)} \frac{P}{[1 + \nu_p - (1 + \nu_{ps})]} \frac{2}{3} h^2 \quad (6)$$

sendo E_p o módulo de elasticidade do material da placa, ν_p o coeficiente de Poisson da placa, ν_{pe} o coeficiente de Poisson do material piezoelétrico.

O valor de P é calculado utilizando a Eq. (7).

$$P = -K \frac{E_{ps}}{E_p} \frac{(1 - \nu_p^2)}{(1 - \nu_{ps}^2)} \quad (7)$$

com

$$K = \frac{3th(2h + t)}{2(h^3 + t^3) + 3ht^2} \quad (8)$$

Segundo Fuller et. al (1991), a massa das pastilhas podem ser desprezadas, sendo assim possível escrever a equação do movimento da placa em função dos momentos induzidos pelos elementos piezoelétrico, após o desenvolvimento envolvendo as relações momento curvatura da teoria de Kirchhoff. O movimento da placa então é descrito pela Eq. (9).

$$D \Delta^4 w + m \ddot{w} = \frac{\partial^2 m_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 m_y}{\partial y^2} \quad (9)$$

Para a obtenção da solução da Eq. (9), utiliza-se a expansão modal da resposta $w(x,y)$. Utilizando os modos da Eq. (2) e o Teorema da Expansão (Meirovitch,1975), é possível escrever a resposta da placa na forma da Eq. (10).

$$w(t, x, y) = \sum_r \sum_s W_{rs}(t) \Phi_{rs}(x, y) \quad (10)$$

Sendo W_{rs} a amplitude modal da placa, a qual depende do tempo. Para uma análise harmônica como a que será utilizada neste trabalho, determina-se que o fator da solução dependente do tempo é uma função harmônica de amplitude $\bar{W}_{rs}$.

Em seguida, aplica-se esta solução na Eq. (1) e, após um desenvolvimento algébrico e a imposição das condições de ortogonalidade das funções, conclui-se que a amplitude de oscilação $\bar{W}_{rs}$ pode ser calculada pela Eq. (11).

$$\bar{W}_{rs} = \frac{4C_0 V d_{31}}{t A m (\omega_{rs}^2 - \omega^2)} \left\{ - \left(\frac{\gamma_r^2 + \gamma_s^2}{\gamma_r \gamma_s} \right) [\cos(\gamma_r x_1) - \cos(\gamma_r x_2)] [\cos(\gamma_s y_1) - \cos(\gamma_s y_2)] \right\} \quad (11)$$

O valor A nesta equação representa a área da placa, calculada por $A = L_x L_y$.

Da Equação (11) observa-se que a soma dos modos é ponderada pela frequência, sendo quanto mais próxima a frequência de excitação de uma frequência natural, maior a predominância do respectivo modo.

O valor da amplitude também é influenciado pela posição e pelo tamanho do atuador, representado pelo segundo fator da Eq. (11) através de senos e cossenos. Este fato pode ser simplificado se considerada a simetria em relação aos eixos da placa.

Para o caso da simetria em relação ao eixo x, o segundo fator da equação é nulo para os valores de n pares. Já para os valores de s ímpares, o fator assume o valor expresso pela Eq. (12).

$$2\cos\left(\frac{5\pi}{L_y}y_1\right) \quad (12)$$

3. MODELAGEM DO CAMPO SONORO NO DUTO

3.1. Campo gerado pela fonte primária

O primeiro passo para a modelagem analítica do duto é a obtenção do campo sonoro gerado pela fonte de ruído primária. Este será considerado como o ruído a ser controlado no duto em questão.

O modelo considera que a fonte primária esteja no início do duto, o qual é a extremidade esquerda do duto, que se encontra fechada. Desta forma é razoável admitir que não existe ruído incidente nesta extremidade e, na outra extremidade, o som não é refletido. Sendo assim, será considerado apenas o campo direto da fonte.

Primeiramente será formulada a condição de propagação dos modos de alta ordem no duto. Estes modos ocorrem quando a frequência de excitação da fonte sonora do duto é maior que a frequência de corte. Esta frequência é característica do duto e é dada pela Eq. (13).

$$f_c = \frac{c_0}{2H} \quad (13)$$

Sendo H a maior dimensão da seção transversal do duto e c_0 a velocidade do som no meio. Sendo assim, quanto maior o valor de H, maior o número de modos de alta ordem que se propagarão no duto. Para um modo de alta ordem (m,n) se propagar, ele deve obedecer a condição expressa pela Eq. (14), onde ω é a frequência de excitação em rad/s.

$$\left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2 - \left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{d}\right)^2 > 0 \quad (14)$$

Para as situações que a excitação está em uma frequência mais baixa que a frequência de corte, a propagação sonora é do tipo onda plana.

A partir do exposto acima, considerar-se-á que a posição da fonte primária será dada pelas coordenadas $(x_p, y_p, 0)$, estando os eixos x e y contidos no plano da seção transversal do duto e o eixo z na direção do eixo axial do mesmo. Os valores b e d são as dimensões da seção transversal do duto.

Nas aplicações deste trabalho, a fonte primária será considerada pontual. Neste caso, a equação que prediz o campo sonoro no interior do duto toma a forma da Eq. (15).

$$P_p(x, y, z) = \frac{\rho_0 \omega Q_p}{S} \sum_m \sum_n \frac{\Psi_{m,n}(x, y) \Psi_{m,n}(x_p, y_p)}{\Lambda_{mn} K_{mn}} e^{-jK_{mn}z} \quad (15)$$

onde,

$$\Psi_{mn}(x, y) = \cos\left(\frac{m\pi x}{b}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{d}\right) \quad (16)$$

$$\Lambda_{mn} = \frac{1}{S} \int \Psi_{mn}^2 dS \quad (17)$$

$$K_{mn} = \sqrt{\left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2 - \left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{d}\right)^2} \quad (18)$$

Nestas equações j é a unidade imaginária, ρ_0 é a densidade do fluido no interior do duto, Q_p é a velocidade de volume da fonte, S é a área da seção transversal do duto ($S=b.d$) e ω é a frequência de excitação.

Como já citado, os modos de alta ordem se propagam apenas nas situações em que a frequência de excitação excede a frequência de corte – Equação (13). Caso isto não ocorra, a propagação será do tipo onda plana. Neste tipo de propagação a pressão sonora é constante em uma dada seção transversal, variando apenas na direção axial do duto.

Matematicamente, o valores de m e n para esta propagação assumem o valor 0 (zero), e o campo sonoro no interior do duto se reduz à Eq. (14).

$$P_p(z) = \frac{\rho_0 c_0}{S} Q_p e^{-jKz} \quad (14)$$

3.2. Modelagem da fonte de controle

Neste item será realizado o estudo do campo sonoro no duto gerado por uma placa vibrante. Para isto, antes se deve realizar um estudo do campo sonoro em um volume fechado submetido a diferentes condições de contorno, como exposto na próxima seção. Em seguida, particulariza-se este estudo para o caso da superfície vibrante e se obtém a equação do campo sonoro adequada para a situação estudada.

Este estudo apresenta uma análise geral da resposta acústica de um fluido dentro de um volume com as respectivas condições de contorno. O desenvolvimento foi realizado por FAHY e GARDONIO (2007).

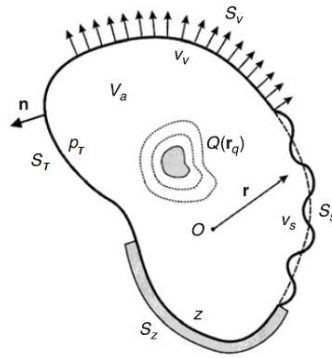


Figura 1 – Volume acústico fechado submetido as diferentes condições de contorno.

Na Figura 1 o vetor $\vec{r}$ representa uma posição genérica no interior do duto e Q representa uma fonte sonora qualquer na posição r_q e n os vetores normais à superfície de contorno do volume.

Desta forma, tem-se que o campo sonoro total no interior do volume é dado pela soma do campo sonoro gerado pelas fontes (P_p) somado ao campo gerado pelas condições de contorno (p_r) às quais o volume está submetido, assim como expresso na Eq. (15).

$$p(r) = P_p(r) + p_f(r) \quad (15)$$

Desenvolvendo a formulação do contorno, a pressão sonora gerada no interior do volume devido a uma condição geral de contorno é dada pela Eq. (16).

$$p(r) = \frac{1}{c(r)} \int_{S_a} \left(p(r_a) \frac{\partial G(r, r_a)}{\partial n} + j\rho_0 \omega G(r, r_a) v_n(r_a) \right) dS_a + \frac{\rho_0 \omega Q_p}{S} \sum_m \sum_n \frac{\Psi_{m,n}(x, y) \Psi_{m,n}(x_p, y_p)}{\Lambda_{mn} K_{mn}} e^{-jK_{mn}z} \quad (16)$$

onde:

- $c(r)=1/2$, devido ao fato de analisar a pressão em pontos do contorno;
- $G(r, r_a)$ é a função de Green que relaciona a pressão à velocidade a partícula em um determinado volume fechado.

O desenvolvimento da seção anterior será agora aplicado ao problema do trabalho, que considera o duto como o volume fechado e possui em seu contorno uma superfície flexível excitada por uma pastilha piezoelétrica. Como já exposto, é necessário conhecer a pressão sonora ou a velocidade da partícula no contorno. Serão utilizadas também as equações que permitem prever o campo de deslocamentos necessários para este cálculo.

Combinando as formulações do campo sonoro do duto e da vibração da placa, chega-se à Eq. (17), que prevê o campo sonoro desejado.

$$P(x, y, z) = \frac{j\rho_0 \omega^2}{S} \sum_r \sum_s \sum_m \sum_n \left[\frac{\Psi_{m,n}(x, y)}{\Lambda_{mn} K_{mn}} INT_1 INT_2 \right] \quad (17)$$

onde,

$$INT_1 = \int_{x_i}^{x_f} \bar{W}_{rs} \text{sen}(\gamma_r x_0) \text{sen}(\gamma_s z_0) dx_0$$

$$= \frac{b^2 \gamma_r}{b^2 \gamma_r^2 - m^2 \pi^2} \left[b \cos\left(\frac{m\pi x_i}{b}\right) - (-1)^r \cos\left(\frac{m\pi x_f}{b}\right) \right] \quad (18)$$

$$INT_2 = \int_{z_i}^{z_f} \cos\left(\frac{m\pi x_0}{b}\right) e^{-jK_{mn}|z-z_0|} dz_0 = \frac{\gamma_s}{\gamma_s^2 - K_{mn}^2} \left[e^{-jK_{mn}|z-z_i|} - (-1)^r e^{-jK_{mn}|z-z_f|} \right] \quad (19)$$

Nestas integrais, os valores de x_i , x_f , z_i e z_f são as coordenadas iniciais e finais da placa no interior do duto.

4. MODELAGEM DO DUTO PARTICIONADO VIA SÍNTESE MODAL DE COMPONENTES

O método da Síntese Modal de Componentes é utilizado quando se deseja obter a resposta dinâmica de um sistema complexo, o qual permite a subdivisão em sistemas menores que possuem suas características dinâmicas conhecidas. Estas características são, então, sintetizadas para a obtenção do comportamento global do sistema.

As grandes vantagens do método, de acordo com Araújo (1998) é tornar simples a análise de um sistema complexo, além de apresentar baixo custo computacional.

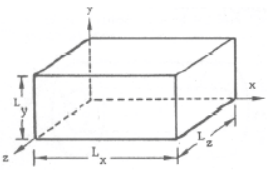
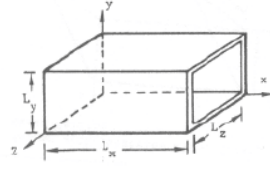
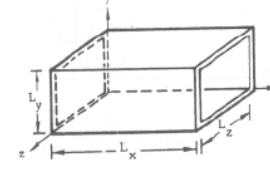
Segundo Craig (1981), a SMC deve ser realizada em 3 etapas: divisão da estrutura em subestruturas, definição do conjunto de modos de cada componente, acoplamento do modelo modal de cada subestrutura de forma a se obter um sistema completo de ordem reduzida.

Como os parâmetros deste sistema – massa, amortecimento e rigidez – não são conhecidos, mas podem ser obtidos seus autovalores e autovetores, foi utilizado o método de SMC que utiliza os modos de interface livre complementados com os modos de flexibilidade residual, como proposto por Craig e Chang (1977).

Para a utilização da técnica de SMC, deve-se conhecer os modos do sistema. Neste trabalho, estes modos serão obtidos analiticamente.

Na Tabela 1 estão expostos os modos e as frequências naturais para três tipos diferentes de duto.

Tabela 1 – Modos acústicos e frequências naturais de dutos.

Descrição	Frequência Natural f_{ijk} (Hz)	Modos Acústicos ψ_{ijk}
Duto Fechado-Fechado 	$\frac{c_o}{2} \left(\frac{i^2}{L_x^2} + \frac{j^2}{L_y^2} + \frac{k^2}{L_z^2} \right)^{1/2}$ $i = 0, 1, 2, \dots$ $j = 0, 1, 2, \dots$ $k = 0, 1, 2, \dots$	$\cos\left(\frac{i\pi x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{j\pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{k\pi z}{L_z}\right)$ $i = 0, 1, 2, \dots$ $j = 0, 1, 2, \dots$ $k = 0, 1, 2, \dots$
Duto Fechado-Aberto 	$\frac{c_o}{2} \left(\frac{i^2}{4L_x^2} + \frac{j^2}{L_y^2} + \frac{k^2}{L_z^2} \right)^{1/2}$ $i = 0, 1, 3, 5, \dots$ $j = 0, 1, 2, 3, \dots$ $k = 0, 1, 2, 3, \dots$	$\cos\left(\frac{i\pi x}{2L_x}\right) \cos\left(\frac{j\pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{k\pi z}{L_z}\right)$ $i = 0, 1, 3, 5, \dots$ $j = 0, 1, 2, 3, \dots$ $k = 0, 1, 2, 3, \dots$
Duto Aberto-Aberto 	$\frac{c_o}{2} \left(\frac{i^2}{L_x^2} + \frac{j^2}{L_y^2} + \frac{k^2}{L_z^2} \right)^{1/2}$ $i = 0, 1, 2, \dots$ $j = 0, 1, 2, \dots$ $k = 0, 1, 2, \dots$	$\text{sen}\left(\frac{i\pi x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{j\pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{k\pi z}{L_z}\right)$ $i = 0, 1, 2, \dots$ $j = 0, 1, 2, \dots$ $k = 0, 1, 2, \dots$

Estes valores são obtidos a partir da equação livre da onda e admitindo as seguintes considerações: o fluido é homogêneo e invíscido com pressão média uniforme, o duto possui as paredes rígidas, as flutuações de pressão no campo são menores que a pressão média.

Segundo Nunes (2009), para se obter melhores resultados nesta aplicação, devem ser utilizados os modos considerando as duas extremidades fechadas, já que a pressão nestes pontos é máxima.

A fim de se obter uma boa precisão nos resultados, os modos selecionados para este caso deve possuir sua frequência menor ou igual a 2,5 vezes a frequência de interesse (Duarte, 1994). Já os modos de flexibilidade residual são os modos deletados – se encontram acima da frequência máxima – e o seu número deve ser igual ao número dos nós nos contornos das subestruturas. Vale lembrar que a quantidade de nós no contorno das duas subestruturas deve ser o mesmo.

De posse dos modos acústicos do duto e seus respectivos autovalores, é possível se obter o campo de pressão sonora no interior do duto a partir da Eq. (20), proposta por Maia e Silva (1997).

$$\frac{P_j}{p_k} = \sum_{r=1}^N \frac{\Phi_{jr} \Phi_{kr}}{\omega_{mr}^2 - \omega^2} \quad (20)$$

onde P_j é a pressão sonora em um nó j , N é o número de graus de liberdade do sistema (igual ao número de nós), p_k é a pressão sonora de excitação harmônica em um nó k , Φ_{jr} é o modo acústico do duto em um nó j respectivo a um modo r , Φ_{kr} é o modo acústico no nó k da pressão de excitação no modo r , ω_{mr} é a frequência natural do modo r e ω é a frequência de excitação.

Desta forma é possível se obter o campo acústico gerado tanto pela fonte principal quanto pela placa vibrante.

5. RESULTADOS

Nesta seção será avaliado o controle de ruído realizado tanto em ruídos harmônicos quanto em ruídos de faixa estreita, havendo mais de uma frequência simultânea para se realizar o controle.

Além disso, serão simulados os controles variando tanto o comprimento do trecho da partição que estará submetida à excitação quanto a quantidade de pastilhas piezoelétricas utilizadas para a fonte de controle. Estas últimas serão realizadas apenas para o ruído aleatório.

O modelo utilizado para a simulação do controle de ruído será um duto com comprimento de 13 metros e seção transversal quadrada de lado de 1 metro. A placa particionadora terá o comprimento de 3 metros e estará centralizada tanto em relação ao comprimento quanto em relação à seção transversal do duto. A Figura 2 ilustra esta situação.

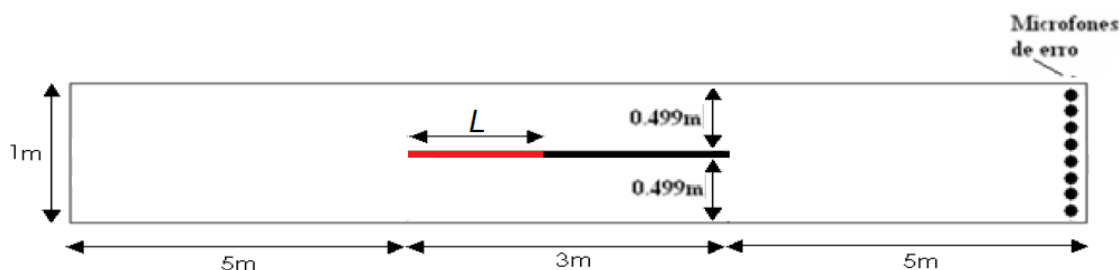


Figura 2 – Modelo do duto utilizado para o procedimento de controle ativo de ruído.

Verifica-se a partir da Fig. 2 que os sensores do controle estão localizados na extremidade direita do duto, a qual representa a sua saída. Os valores de Nível de Pressão Sonora (NPS) serão medidos nestes pontos, sendo o objetivo do controle torna-los o menor possível. O trecho da placa particionadora (L) a ser excitado irá variar, bem como a quantidade de pastilhas piezoelétricas. Estes parâmetros serão identificados em sua respectiva seção. A fonte primária se encontra no início do duto – extremidade esquerda.

Vale lembrar que há um atuador para cada partição do duto, ou seja, a placa particionadora não é utilizada para excitar os dois lados a partição. Desta forma, os campos acústicos nas partições serão independentes.

O material das pastilhas piezoelétricas utilizadas foram a cerâmica G-1195 e a placa foi simulada como o material aço.

O procedimento de otimização utilizado para se realizar este controle foi o método do Algoritmo Genético. Foi realizado via função *ga* existente no software MATLAB®.

Nesta otimização, foram utilizados a população de 200 indivíduos e 50 gerações. Estes valores foram escolhidos com o objetivo de se evitar a identificação de um mínimo local e de se aproximar ao máximo do valor mínimo da função.

5.1. Controle em ruídos harmônicos

Neste procedimento de otimização, serão definidos como dados de entrada a amplitude e a fase da voltagem em cada pastilha piezoelétrica, além da posição em que estes serão instalados. Todas as pastilhas estarão centralizadas em relação à largura da placa, sendo a sua configuração, então, dependente apenas da distância das pastilhas até a borda da placa – Fig. 3.

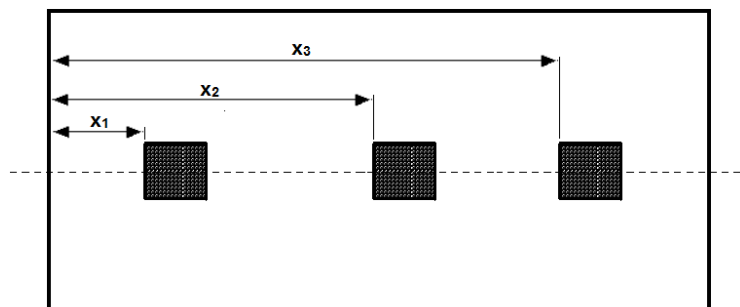


Figura 3 – Vista superior do trecho de excitado da placa para determinação da posição dos atuadores.

Para os resultados obtidos nas demais frequências simuladas não foram gerados gráficos, porém a queda obtida para as três configurações estão contidas na Tab. 2.

Tabela 2 – Queda do NPS na saída do duto com o controle ativo de ruído nas diferentes configurações do duto.

Frequência (Hz)		800	100	120	150	170	200	220	240	250	270	280	300	320
Queda (dB)	Placa 1,0m	51	0	50	3	39	37	13	30	32	30	37	23	15
	Placa 1,5m	59	3	50	8	5	22	8	12	39	30	7	3	34
	Placa 2,0m	59	5	3	2	30	7	1	5	17	14	18	8	12

Observando a Tab. 2, é possível confirmar, de uma forma geral, que o pior desempenho é apresentado para a situação em que a placa excitada tem 2 metros de comprimento. A configuração na qual a placa é excitada em apenas um trecho de 1 metro apresenta boa eficiência no controle de ruído, já que nesta situação a propagação de onda plana na região particionada é mais pronunciada. Porém, sua desvantagem em relação à segunda configuração – placa de 1,5 metros de comprimento – é que existe um maior risco da placa se encontrar em uma região nodal, prejudicando o desempenho do controle.

Ainda nos resultados da Tab. 2, verifica-se que para as frequências de 100 e 170 hz o baixo desempenho do controle ocorre para todas as três configurações. Como as duas frequências são baixas, seu comprimento de onda é maior e, por conseguinte, as regiões com baixa amplitude, próximas aos nós, podem ter ocorrido na posição na qual as fontes de controle foram inseridas. Para investigar isto, o comprimento da região particionada foi aumentada para 7 metros e, excitando apenas o trecho correspondente aos primeiros 1,5 metros, o controle foi realizado novamente.

Com a mudança de posição da fonte de controle houve um aumento na atenuação via controle ativo de ruído. Sendo assim, é possível afirmar que, na configuração anterior, estas fontes se encontravam em uma região nodal, o que reduz de forma significativa o desempenho do sistema de controle.

5.2. Controle em ruídos aleatórios

Neste item, será considerada a excitação do duto com um ruído aleatório. Para isto, será utilizado um ruído de banda estreita com amplitudes entre as frequências de 240 e 260 hz. Estas simulações servirão para avaliar a possibilidade de controlar ruídos brancos.

O modelo utilizado para a simulação do controle ativo de ruído foi o mesmo do item anterior, porém o valor e L será admitido 1,5 metros para todas as simulações.

A metodologia utilizada para este controle foi otimizar a posição dos atuadores piezoelétricos para as duas placas na frequência central (250 hz) e, utilizando esta configuração, otimizar a amplitude e a fase da tensão aplicada nos pares de pastilhas para a obtenção do menor valor de pressão sonora na saída do duto.

Para o primeiro procedimento de controle foram utilizadas três pares de pastilhas piezoelétricas para a excitação da placa. Após obtidas as posições ótimas para o controle na frequência de 250 hz, passou-se a otimização em todas as frequências da banda estreita. Sendo os dados de entrada apenas a amplitude e fase da tensão em cada PZT, tem-se que, para esta simulação, a função possui 12 entradas.

O campo sonoro ótimo é mostrado na Fig. 4.

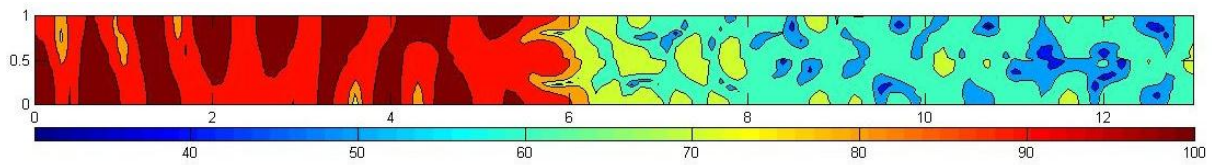


Figura 4 – Campo acústico no duto após o controle e ruído utilizando 3 pares de pastilhas piezoelétricas.

Avaliando a Fig. 4, observa-se que na frequência central o decaimento é de aproximadamente 30 dB. A queda global do ruído nesta simulação na saída do duto foi da ordem de 30 dB.

A seguir, a fim de avaliar a influência da quantidade de pastilhas piezoelétricas no desempenho do controle, as simulações foram realizadas novamente para a excitação da placa a partir de 2 PZTs e 4 PZTs.

Tendo isto em vista, o primeiro caso tratado foi a utilização de 2 pares de pastilhas em cada placa. Como já dito, antes do procedimento de controle, é realizada uma otimização da posição dos PZTs na frequência de 250 hz. Sendo assim, para o controle ativo, a função objetivo possui 8 dados de entrada.

Aplicados os controles ativos, o resultados obtido está na Fig. 5. Na primeira, é apresentado o valor máximo de NPS encontrado na saída do duto antes e depois do controle e, na segunda, o campo sonoro resultante no duto.

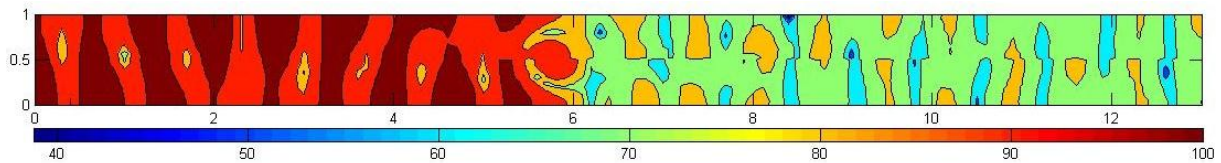


Figura 5 – Campo acústico no duto após o controle e ruído utilizando 2 pares de pastilhas piezoelétricas.

Verifica-se que para o caso da utilização de apenas 2 pares de pastilhas, o desempenho apenas para a frequência central não foi muito diferente. Entretanto, nas demais frequências o desempenho diminui. Este fato se reflete no decaimento obtido no NPS global na saída do duto, estando entre 20 e 25 dB.

Este fato já era esperado, já que quanto menor a quantidade de atuadores instalados na placa, menor o controle que se tem sobre a forma de vibração. Sendo assim, a sua versatilidade em termos de frequência se reduz. Desta forma a configuração de pastilhas anterior se demonstra mais adequado para esta aplicação.

A última situação simulada foi a utilização de 4 pares de atuadores piezoelétricos na placa. A partir destas simulações, foi obtido o campo acústico da Fig. 6.

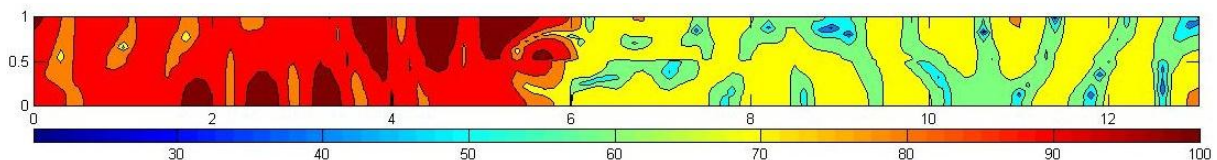


Figura 6 – Campo acústico no duto após o controle e ruído utilizando 4 pares de pastilhas piezoelétricas.

Observando o caso da a aplicação de 4 atuadores na placa, nota-se que o seu desempenho na frequência central é menor que nas frequências laterais. O maior valor obtido na atenuação nesta faixa foi de 24 dB na frequência de 240 hz. O nível de ruído global na saída do duto foi reduzido da ordem de 20 dB. Estes resultados apresentam que deve-se ter um cuidado com a quantidade de atuadores que serão utilizados na placa, já que, apesar de se ter um maior controle na forma da vibração da placa, as amplitudes se elevam e, consequentemente, o ruído gerado. Neste caso, o ruído gerado pela placa foi mais alto que o campo sonoro antes do controle.

6. CONCLUSÕES

Foi proposta neste trabalho a utilização de estruturas inteligentes para a obtenção do controle ativo de ruído em um duto particionado. A fim de se avaliar esta técnica, foi necessário o conhecimento do comportamento dinâmico de estruturas excitadas por atuadores piezoelétricos, desenvolver equações para a obtenção do campo acústico dentro de um duto gerado por estas estruturas e, por fim, a aplicação destas equações em um duto particionado utilizando a técnica de SMC.

Para a utilização desta técnica, primeiramente se fez necessário conhecer o comportamento dinâmico das estruturas excitadas por atuadores piezoelétricos, já que esta foi a fonte de ruído utilizada para a obtenção do controle ativo de ruído.

Conhecido o comportamento da placa, passou-se ao desenvolvimento das equações para a obtenção da pressão sonora gerado em um ponto qualquer do duto por uma superfície vibrante.

Passou-se, então, para as simulações do controle ativo de ruído. Estas simulações foram realizadas utilizando apenas o modelo da SMC, sendo concluído que avaliando a influência do comprimento do trecho da partição a ser excitado, notou-se que quanto maior este trecho, menor o risco do posicionamento da placa em uma região nodal, entretanto, com trechos menores, é possível se obter formas de onda plana mais definidas na região da partição, o que ocasiona um desempenho melhor no controle; no controle de ruídos harmônicos, a técnica mostrou bom desempenho, porém deve haver o cuidado para não posicionar as placas atuadores em regiões nodais; já nos resultados relacionados ao controle de ruídos aleatórios, verifica-se que este também é possível e apresenta bom desempenho; avaliando a quantidade de atuadores piezoelétricos no controle dos ruídos aleatórios, verifica-se que a quantidade influencia na manipulação da forma de vibração da placa, o que contribui para o desempenho do controle, entretanto, o excesso de atuadores na placa pode gerar níveis de ruídos elevados, de forma que, apesar do controle, a queda do nível de ruído não é satisfatória.

Avaliando o exposto, de uma forma geral, a utilização de estruturas inteligentes como partição de dutos com propagação de modos de alta ordem é adequada para a obtenção do controle ativo de ruído.

Dependendo da situação em que se encontra o ruído da fonte primária, esta técnica pode se mostrar ainda mais eficiente que a obtida a partir de atuadores convencionais.

De forma prática, a instalação também se mostra como uma vantagem, já que não será necessária a inserção de auto falantes no duto e nem a destruição da parede. Após inserida o particionamento adequado, basta instalar os atuadores para se obter o controle ativo. Além disso, estes atuadores também irão ocasionar uma menor perda de carga no interior do duto.

7. REFERÊNCIAS

- ARAÚJO, C. A., Modelagem de Sistemas Dinâmicos através da Síntese Modal de Componentes, 156 p. Tese (Doutorado), Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1998.
- CRAIG JR., R. R., Structural Dynamics – An introduction to Computer Methods, New York: Jonh Wiley & Sons Inc., 527 p., 1981.
- CRAIG JR., R. R., CHANG, C. J., On the attachment modes in substructure coupling for dynamic analysis, AIAAJ., paper 77-405, Mar. 1977.
- DUARTE, M. A. V., Ajuste de modelos dinâmicos de estruturas com não linearidades concentradas, Tese (Doutorado), 190 p., Campinas, Departamento de Mecânica Computacional, Unicamp. 1994.
- FAHY, F., GARDONIO, P., Sound and Structural Vibration, 2ª Ed., Academic Press, 2007, 665p.
- FULLER, C. R., HANSEN, C. H., SNYDER, S. D., 1991, Experiments on active control of sound radiation from a panel using piezoceramic actuator, Journal of Sound and Vibration, vol. 150, pp. 179-190, 1991.
- HANSEN, C. H., Understanding Active Noise Cancellation, Taylor & Francis Group, New York, 2003.
- MAIA, N. M. M., SILVA, J. M. M., Theoretical and Experimental Modal Analysis, 1 Ed., John Wiley & Sons Inc, 468 p., 1997.
- NUNES, M. A. A., Utilização de Síntese Modal de componentes e Particionamento Axial de Dutos para controle dos Modos Acústicos de Alta Ordem, 222 p., Tese (Doutorado), Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2009.
- RIXEN, M., GERADIN, D., Mechanical vibrations: Theory and Application to Structural Dynamics, 2 Ed., John Wiley & Sons Inc, 425 p., 1997.
- SANTANA, D. C., Controle ativo de ruído empregando placas retangulares com atuadores piezoelétricos distribuídos, 198 p. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Uberlândia Uberlândia, 2002.
- SILVA, S., Projeto de controladores robustos para aplicações em estruturas inteligentes utilizando desigualdades matriciais lineares, Dissertação (Mestrado), Departamento de Engenharia Mecânica, UNESP, Ilha Solteira, SP, Brasil, 2005.