

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO APLICADO A VENEZIANAS ACÚSTICAS

Marcela Alvares Maciel, marcela.maciel@uffs.edu.br
Marcus Antonio Viana Duarte, mvduarte@mecanica.ufu.br

Resumo. Do ponto de vista acústico, a envoltória das edificações tem a tarefa de reduzir o ruído exterior a níveis aceitáveis de ruído interno. No caso das fachadas, a presença quase inevitável de aberturas para ventilação natural faz destas partições estruturas vulneráveis acusticamente. Tendo em vista que estratégias passivas para controle de ruído em esquadrias ventiladas apresentam eficiência limitada especialmente em baixas frequências, neste trabalho apresenta-se um estudo da aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas para incremento da atenuação acústica. O sistema ativo proposto pretende a atenuação das vibrações estruturais através da incorporação de atuadores piezelétricos às lâminas da veneziana acústica. A modelagem analítica da veneziana ativa permite a investigação de efeitos relativos ao sistema de lâminas e aos atuadores piezelétricos na perda por transmissão. Os resultados indicam que as venezianas ativas apresentam capacidade de redução do ruído irradiado em baixas frequências, propiciando um aumento de 20 dB na perda por transmissão em baixas frequências quando comparado aos sistemas passivos. Assim, a veneziana ativa pode propiciar índice de redução sonora global superiores a 35 dB, comparáveis ao desempenho de alvenarias.

Palavras chave: Controle ativo, esquadrias acústicas, materiais inteligentes.

1. INTRODUÇÃO

Controle ativo é uma técnica utilizada para reduzir a intensidade de ruído ou vibração utilizando dispositivos que fornecem energia ao sistema. Assim, o termo “ativo” é utilizado em contraponto ao “passivo”, em que apenas os mecanismos de dissipação de energia interna dos materiais já são suficientes para atenuações de ruído significativas. Utilizando-se do princípio da interferência destrutiva, o controle ativo pretende a atenuação do ruído gerado por uma fonte primária pela emissão de um sinal, originado por uma fonte secundária, de mesma amplitude e fase contrária. Os componentes básicos de sistemas de controle ativo são: os elementos sensores, utilizados para captar as alterações ambientais ou operacionais; elementos atuadores, responsáveis pela ação de adaptação do sistema; e os procedimentos de controle, que determinam as ações de controle a serem executadas pelos atuadores, a partir das informações adquiridas pelos sensores.

A utilização de técnicas de controle ativo de ruído para o incremento da perda por transmissão em baixas frequências é sugerida por Salis *et al.* (2002). Essas técnicas apresentam-se como um profícuo campo de aplicação em esquadrias ventiladas, haja vista a necessidade de superação das limitações do desempenho global impostas por atenuações em baixa frequência inferiores a 15 dB, conforme evidenciado nas estratégias passivas apresentadas por Field e Fricke (1998), Viveiros e Gibbs (2003), Viegas (2009), Araújo (2010) e Oiticica (2010).

Kwon e Park (2013) apresentaram uma proposta de janela para redução de ruído proveniente de aberturas para ventilação natural utilizando técnicas de controle ativo. O sistema utiliza sensores externos à fachada, sendo as fontes de controle são posicionadas na esquadria. O algoritmo de controle utilizado foi o de alimentação direta (*feedforward*), sem sensores de erros. O objetivo do controle foi de minimizar a potência acústica total combinada do sistema de alto-falantes e da fonte sonora, que é correspondente a janela aberta. O desempenho desse sistema foi validado experimentalmente utilizando modelos em escala reduzida para ruídos exteriores direcionais, obtendo-se reduções de cerca de 10 dB em bandas de frequência de 400 a 1000 Hz. Huang *et al.* (2011) estudaram a aplicabilidade de técnicas de controle ativo de ruído para atenuação de ruídos de baixa frequência em peitoril ventilado. Para tanto, utilizou um modelo analítico baseado no método de expansão modal para cálculo do campo acústico, tanto do peitoril ventilado quanto do ambiente, para fins de utilização em simulações de controle ativo de ruído. A eficácia do modelo analítico proposto é validada utilizando o método dos elementos finitos, cujos resultados apresentam boa concordância e indicam atenuações de 20 dB. Esses resultados foram obtidos para frequências de controle inferiores a 390 Hz, considerando sistemas de controle ativo de ruído monocal.

Alternativamente as abordagens da literatura que utilizam técnicas de controle ativo com microfones e alto-falante, neste trabalho apresenta-se a proposta de utilização de materiais inteligentes para controle ativo acústico-estrutural em venezianas acústicas, mais especificamente a incorporação de atuadores piezelétricos a estrutura de lâminas. Pretende-se assim investigar o efeito desses atuadores no incremento da perda por transmissão das venezianas acústicas.

2. MÉTODO

A simulação da perda por transmissão das venezianas ativas é realizada para o sistema de lâminas isoladamente, considerando-se um par de atuadores piezelétricos localizados em posição centralizada em relação aos eixos x e y da lâmina. Considera-se que as lâminas são excitadas por uma onda plana harmônica oblíqua de amplitude de 97,5 dB (referência 2×10^{-5} Pa), equivalente a 10 N/m^2 . Assim, a perda por transmissão das venezianas ativas é obtida pela Eq.(1), sendo os valores da potência acústica incidente (Π_i) e da potência acústica radiada (Π_t), obtidos pela Eq. (2) e Eq. (3), respectivamente, sendo a função objetivo Φ definida na Eq. (4).

$$PT = 10 \log_{10} \left(\frac{\Pi_i}{\Pi_t} \right) \quad (1)$$

$$\Pi_i = p_i^2 L_x L_y \frac{\cos \theta_i}{2 \rho c} \quad (2)$$

$$\Pi_t = \frac{\Phi R^4}{2 \rho c} \quad (3)$$

$$\Phi = \frac{1}{R^2} \int_s |p_t|^2 ds = \frac{1}{R^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} |p_t|^2 \sin \theta d\theta d\phi \quad (4)$$

A pressão acústica radiada total é dada pela Eq. (5), considerando-se o princípio da superposição, isto é, pela atuação da placa instrumentada com atuadores piezelétricos e pela fonte primária, conforme Eq. (6) e Eq. (7), respectivamente.

$$p_t = p_c + p_n \quad (5)$$

$$p_c(r, \theta, \phi) = K \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn, pzt} I_m I_n \quad (6)$$

$$p_n(r, \theta, \phi) = K \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} I_m I_n \quad (7)$$

Onde:

P_t é a pressão acústica radiada total da veneziana acústica adaptativa, [Pa];

P_c é a pressão acústica radiada pela veneziana acústica, [Pa];

P_n é a pressão acústica radiada pela fonte primária, [Pa];

W_{mn} são as amplitudes modais da placa, [adimensional];

$W_{mn, pzt}$ são as amplitudes modal da placa instrumentada com atuadores piezelétrico, [adimensional];

I_m, I_n são funções derivadas da integral de Rayleigh.

m, n são índices modais.

O parâmetro K é dado pela Equação 8:

$$K = \frac{-\omega^2 \rho_0 e^{i\omega \left(t - \frac{r}{c} \right)}}{2\pi R} \quad (8)$$

Onde:

ω é a frequência de excitação externa, [rad/s]

ρ_0 é a massa específica do meio, [kg/m³];

t é a espessura do atuador piezelétrico, [m];

r é a distância do ponto de observação em relação à origem do sistema de coordenadas, [m];

c é a velocidade do som, [m/s];

R a distância do ponto de observação a fonte elementar, [m]

3. RESULTADOS

3.1 Efeito das lâminas

Os efeitos das proporções da lâmina no desempenho acústico da veneziana acústica ativa são apresentados na Fig. (1A). Observa-se que para larguras inferiores a 0,3 m a perda por transmissão é independente do comprimento da lâmina. Sendo assim, especifica-se um comprimento de 1,0 m e largura de 0,3 m, com área de abertura de 0,1 m. Já a avaliação do efeito da espessura das lâminas no incremento da perda por transmissão é apresentada na Fig. (1B). Observa-se que os melhores resultados, independente da faixa de frequência, estão relacionadas a utilização de menores espessuras.

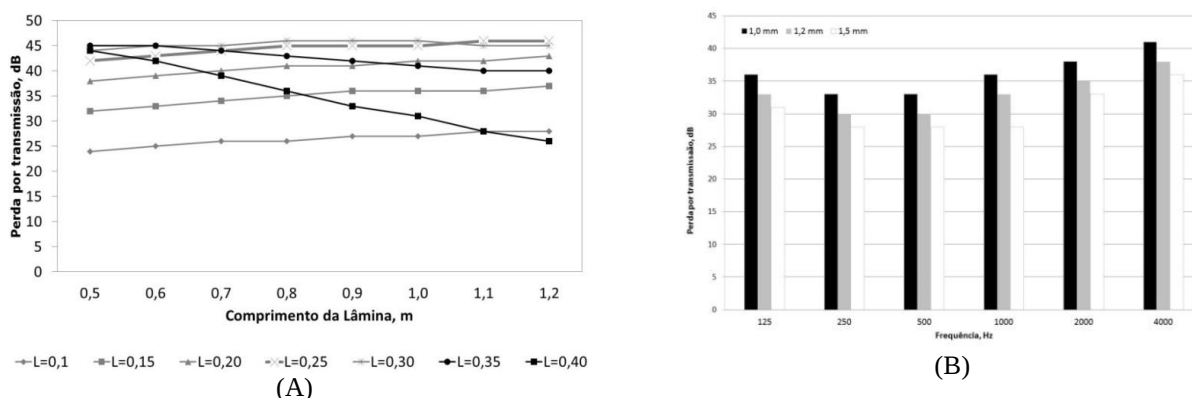


Figura 1. Efeito das proporções do sistema de lâminas (A) e da espessura das lâminas (B) na perda por transmissão da veneziana ativa.

3.2 Efeito dos atuadores

O efeito do tamanho de atuadores quadrados de comprimento variando de 0,010 m a 0,060 m na perda por transmissão das venezianas ativas é apresentado na Fig. (2A), considerando-se uma espessura de 0,0025 m. Observa-se que o tamanho do atuador contribui para o incremento da perda por transmissão para toda a faixa de frequência. Para a avaliação do efeito da espessura do atuador foram simuladas as espessuras disponíveis do atuador QP10N, mais especificamente 0,0012 m; 0,0040 m; e 0,0050 m. Observa-se pela Fig. (2B) que o aumento da espessura contribui significativamente para o aumento da perda por transmissão em toda a faixa de frequência. Estima-se que a espessura de 0,004 m ou 0,005 m são suficientes para obtenção do índice de redução sonora global de 35 dB.

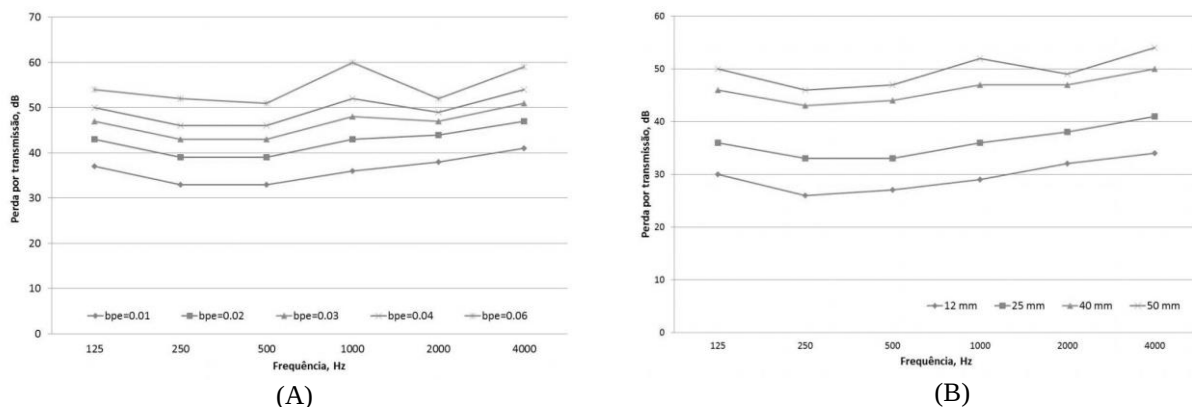


Figura 2. Efeito do tamanho de atuadores (A) e da espessura dos atuadores (B) na perda por transmissão da veneziana ativa.

4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A proposta de aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas insere-se no contexto da busca por alternativas de compatibilização das estratégias de ventilação natural com o conforto acústico em edificações, com vistas o cumprimento das exigências dos usuários previstas nas normas técnicas, incluindo-se ainda a demanda nacional por edificações energeticamente eficientes. A veneziana acústica ativa apresenta-se como uma estratégia eficaz para o isolamento acústico de fachadas, inclusive em baixas frequências, com incrementos da ordem de 20 dB quando comparada ao desempenho acústico das venezianas passivas. O efeito mais pronunciado do sistema de lâminas refere-se a sua espessura, sendo recomendável a opção por chapas finas para o incremento da perda por transmissão. A especificação dos atuadores, incluindo tamanho e espessura das pastilhas piezelétricas, devem ser realizadas considerando-se a atenuação acústica requerida, em termos de perda por transmissão e índice de redução sonora global. Apesar dos resultados de desempenho da veneziana ativa propiciar índices de redução sonora global superiores a 35 dB, comparáveis ao desempenho acústico de alvenarias, é importante considerar que a mesma pressupõe consumo de energia para ativação dos atuadores piezelétricos, que ainda deverá ser considerado no desenvolvimento do dispositivo.

5. REFERÊNCIAS

- Araújo, B.C.D, 2010, “Proposta de elemento vazado acústico”, Tese de Doutorado, Faculdade de Arquitetura e Urbanismo, USP, São Paulo.
- Field, C.D.; Fricke, F.R, 1998, “Theory and applications of quarter-wave resonators: a prelude to their use for attenuating noise entering buildings through ventilation openings”, *Applied Acoustics*, v. 53, n. 1-3, p. 117-132.
- Huang, H.; Qiu, X.; Kang, J, 2011, “Active noise attenuation in ventilation windows”, *Journal of Acoustical Society of America*, v. 130, p. 176–88, 2011.
- Kwon, B.; Park, Y, 2013, “Interior noise control with an active window system”, *Applied Acoustics*, v. 74, p. 647–652.
- Oiticica, M. L. G. R, 2010, “Desempenho acústico de diferentes tipologias de peitoril ventilado”, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, UNICAMP, Campinas, 2010.
- Salis, M. H. F.; Oldham, D. J.; Sharples, S, 2002, “Noise control strategies for naturally ventilated buildings”, *Building and Environment*, v. 37 p. 471–484.
- Viegas, M. N, 2009, “Arquitetura e acústica bioclimática: estudo de fachadas visando ao controle de ruído o ruído urbano e conforto térmico nas edificações em clima quente e úmido”, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro, 2009.
- Viveiros, E. B.; Gibbs, B. M, 2003, “An image model for predicting the field performance of acoustic louvers from impulse measurements”, *Applied Acoustics*, v. 64. p. 713–730.

6. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.