



ISSN: 2230-9926

Available online at <http://www.journalijdr.com>

IJDR

International Journal of Development Research

Vol. 11, Issue, 10, pp. 51020-51029, October, 2021

<https://doi.org/10.37118/ijdr.22978.10.2021>



RESEARCH ARTICLE

OPEN ACCESS

SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO ACÚSTICO DE VENEZIANAS ATIVAS UTILIZANDO MATERIAIS INTELIGENTES

***Marcela Alvares Maciel and Marcus Antônio Viana Duarte**

Universidade Federal da Fronteira Sul - Campus Erechim (RS), Brasil

ARTICLE INFO

Article History:

Received 09th August, 2021
Received in revised form
21st September, 2021
Accepted 14th October, 2021
Published online 30th October, 2021

Key Words:

Isolamento Acústico; Eficiência Energética, Veneziana Acústica, Controle Ativo, Piezoelectricidade, Elementos Finitos.

*Corresponding author:

Marcela Alvares Maciel

RESUMO

O desenvolvimento de novas tecnologias para esquadrias acústicas ventiladas insere-se no contexto da promoção da eficiência energética de edificações, que inclui a compatibilização da dicotomia climatização natural e isolamento acústico de edificações. Tradicionalmente, a utilização de métodos passivos para controle de ruído em esquadrias apresenta limitação de isolamento acústico em baixas frequências, com perda por transmissão inferior a 10 dB. Assim, o presente trabalho apresenta a proposta de aplicação de técnicas de controle ativo de ruído aplicado em venezianas acústicas. Destaca-se assim o conceito de venezianas acústicas ativas, uma tecnologia híbrida que pretende o incremento da atenuação acústica em baixas frequências através da incorporação de materiais inteligentes nas lâminas da veneziana, que são dotadas de materiais passivos para absorção acústica em altas frequências. Dessa forma, neste trabalho, apresenta-se um procedimento para modelagem da perda por transmissão de venezianas acústicas ativa, utilizando-se métodos analíticos e numéricos associados a técnicas de otimização. Os resultados teóricos sugerem a viabilidade da aplicação de técnicas de controle ativo de ruído em venezianas acústicas, com índice de redução sonora ponderado superior a 35 dB e potência máxima requerida para o controle inferior a 15 W.

Copyright © 2021, Marcela Alvares Maciel and Marcus Antônio Viana Duarte. This is an open access article distributed under the Creative Commons Attribution License, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Citation: Marcela Alvares Maciel and Marcus Antônio Viana Duarte. "Simulação de desempenho acústico de venezianas ativas utilizando materiais inteligentes", *International Journal of Development Research*, 11, (10), 51020-51029.

INTRODUÇÃO

A preocupação com o consumo energético das edificações, inserida no contexto da busca da sustentabilidade e da minimização do impacto ambiental dos edifícios, levou à renovação do interesse pela ventilação natural, especialmente em países de clima tropical. Uma das principais vantagens da utilização de estratégias passivas de ventilação em edificações refere-se à possibilidade de obtenção do conforto térmico dos usuários sem aumento do consumo de energia elétrica da edificação. Entretanto, a adoção de estratégias passivas de ventilação dos edifícios inseridos em grandes centros urbanos, via de regra, é limitada pelos elevados níveis de ruído de tráfego veicular nas vias lindeiras às fachadas.

A presença quase inevitável de esquadrias nas fachadas faz destas partições estruturas vulneráveis acusticamente. Em países de clima temperado, esse problema é minimizado pela utilização de tipologias de esquadria fixas, ficando a solução praticamente restrita à adequada especificação técnica de vidros especiais, por exemplo Naticchia e Carbonari (2007), Zhu *et al.* (2004). Em climas tropicais, a demanda por ventilação natural das edificações para fins de conforto térmico e eficiência energética exige a presença de aberturas para entrada e saída de ar, tornando mais complexa a solução do isolamento acústico de fachadas. Diferentes abordagens para modelagem do isolamento acústico de superfícies com aberturas são apresentadas por Sauter e Soroka (1970), Hongo e Serizawa (1999), Serizawa e Hongo (2002), Pamies *et al.* (2001). Nesse caso, as esquadrias são o principal elemento construtivo responsável pelo desempenho acústico das fachadas. Técnicas passivas para controle de ruído em esquadrias apresentam desempenho limitado em baixas frequências, sendo insuficientes para promover soluções com índices de redução sonora ponderado superiores a 35 dB, como pode ser verificado em Oldham e Mohsen (1979), Field e Fricke (1998), Viveiros e Gibbs (2003), Naticchia e Carbonari (2007). Assim, a melhoria do desempenho do isolamento acústico das fachadas está condicionada principalmente ao incremento das atenuações em baixas frequências dos elementos construtivos. Para superação dessa limitação, sugere-se o uso de técnicas de controle ativo em edificações, conforme os autores Salis *et al.* (2002), Jakob e Moser (2003), Carneal e Fuller (2004), Farshad e Roux (2004), Tarabini e Roure (2008).

O estado da arte atual do desenvolvimento tecnológico das esquadrias ventiladas busca soluções integradas que atendam aos requisitos e critérios de desempenho térmico e acústico utilizando técnicas de controle ativo de ruído, citando como exemplo Huang *et al.* (2011), Hu *et al.* (2013), Pamies *et al.* (2014). Nesses casos, observam-se resultados promissores para incremento do isolamento acústico em baixas frequências de superfícies com aberturas através da incorporação de atuadores, privilegiando a utilização de microfones e alto-falantes, conforme evidenciado em Chen (1995), Guo *et al.* (1997), Emms e Fox (2001), Romeu *et al.* (2002). Entretanto, a instalação de microfones e alto-falantes exteriores as fachadas podem inviabilizar a solução por questões estéticas ou funcionais. Destaca-se, nesse sentido, o potencial da utilização de materiais inteligentes incorporados aos elementos arquitetônicos para promoção de técnicas de controle ativo acústico estrutural como apresentado por Carneal e Fuller (2004), Farshad e Roux (2004), Naticchia e Carbonari (2007). Assim, a compatibilização das exigências técnicas e funcionais ao desempenho térmico e acústico de edificações em clima tropical apresenta-se como um dos grandes desafios do presente trabalho. Venezianas acústicas apresentam-se como uma alternativa para esquadrias ventiladas interessante do ponto de vista arquitetônico para conciliar soluções estéticas de edificações com alto desempenho ambiental, tais como atenuação acústica, sombreamento da abertura e renovação do ar com baixo dispêndio energético. O desempenho acústico das venezianas acústicas é satisfatório, exceto para ruídos de baixa frequência, visto que os principais mecanismos de atenuação sonora são a mudança de impedância e absorção acústica Viveiros e Gibbs (2003). O desenvolvimento de uma tecnologia híbrida para controle de ruído em edifícios ventilados naturalmente conforme proposto por Salis *et al.* (2002), isto é, um sistema composto de duas ou mais estratégias de controle, apresenta-se como uma possível solução para propiciar atenuação acústica em toda a faixa de frequência de interesse, ou seja, 100 a 3.150 Hz. Dessa forma, neste trabalho, propõe-se a modelagem teórica da aplicação das estratégias de controle ativo acústico-estrutural a venezianas acústicas utilizando atuadores piezelétricos.

MÉTODO DE SIMULAÇÃO

O método de simulação da perda por transmissão de venezianas ativas apresentado na Figura 1 inicia-se com a modelagem analítica da veneziana passiva, que considera para a caracterização da perda por transmissão os fenômenos de difração e a transmissão através de uma barreira perfurada. Dados bibliográficos de venezianas acústicas comerciais são utilizados para validação da modelagem analítica de venezianas passivas. Numa etapa intermediária, é realizada a modelagem analítica da perda por transmissão da veneziana acústica ativa, em que a energia acústica transmitida é obtida pelo princípio da superposição, isto é, pela irradiação sonora da placa instrumentada por atuadores piezelétricos e pela fonte primária propriamente dita. Os resultados obtidos pela modelagem analítica das venezianas ativas são comparados com a modelagem numérica realizada através do método dos elementos finitos, fundamentada no princípio físico do controle ativo de ruído utilizando atuadores piezelétricos. O procedimento finaliza com a obtenção de parâmetros de projeto otimizados, com a respectiva definição do desempenho da veneziana acústica ativa.

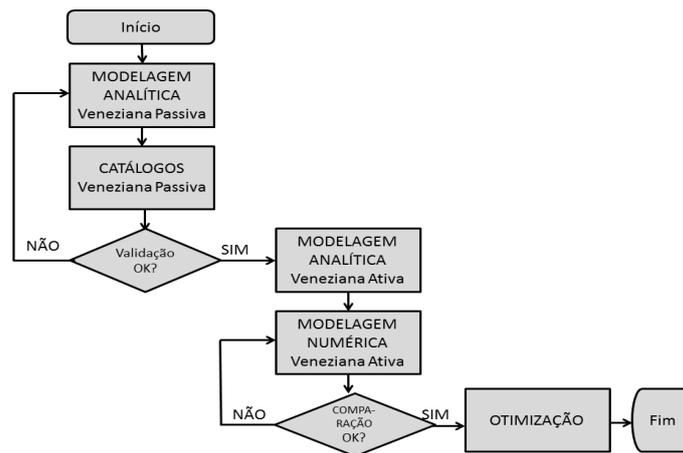


Figura 1. Fluxograma do procedimento de simulação

Modelagem analítica da veneziana acústica passiva: Considerando que a veneziana apresenta massa superficial significativa, a transmissão direta pode ser desconsiderada e a sua atenuação acústica pode ser traduzida apenas pelo campo difratado, conforme equação 1,

$$\tilde{P}(p_o)_{dif} = \frac{B e^{jk r_{21}}}{r_{21}} + \frac{B}{4\pi} \iint \frac{e^{jk(r_{21}+r_{01})}}{r_{21} r_{01}} \left[\left(jk - \frac{1}{r_{21}} \right) \cos \theta_{21} + \left(jk - \frac{1}{r_{01}} \right) \cos \theta_{01} \right] dS \quad (1)$$

onde B é proporcional à potência da fonte; k é o número de onda ($k = 2\pi/\lambda$); r_{21} e r_{01} são, respectivamente, as distâncias da fonte e do receptor ao elemento da abertura de área ($dS = d\theta d\phi$) nos ângulos θ_{21} e θ_{01} em relação à normal da superfície. A equação 2 apresenta o campo transmitido pela veneziana acústica, sendo resultado da subtração do campo acústico incidente na abertura da veneziana, pelo campo acústico obtido no receptor. Entretanto, é importante destacar que em baixas frequências a componente transmitida não pode ser desprezada. O efeito devido apenas ao campo transmitido através da veneziana no ponto receptor é obtido pela integração do campo acústico sobre a área da veneziana, reduzindo a pressão incidente pela consideração da componente transmitida pela lâmina, bem como pela mudança de fase.

$$\tilde{P}(p_o)_{trans} = -\frac{B}{4\pi} \iint \sqrt{1 + \left(\frac{w m_0 \cos \theta}{2\rho c} \right)^2}^{-1} e^{j\theta} \left\{ \frac{e^{jk(r_{21}+r_{01})}}{r_{21} r_{01}} \left[\left(jk - \frac{1}{r_{21}} \right) \cos \theta_{21} + \left(jk - \frac{1}{r_{01}} \right) \cos \theta_{01} \right] \right\} dS \quad (2)$$

O coeficiente de transmissão acústica de uma veneziana é dado pela equação 3

$$\tau_{\theta} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\omega m \cos \theta}{2 \rho c} \right)^2} \quad (3)$$

onde ω é a frequência; θ é o ângulo de incidência; m é a massa superficial em $[\text{kg.m}^{-2}]$; c é a velocidade do som no ar em $[\text{m.s}^{-1}]$. A mudança de fase (ϕ) entre a onda incidente e transmitida é dada pela equação 4,

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{\omega m \cos \theta}{2 \rho c} \right) \quad (4)$$

A massa superficial da veneziana (m_0) em $[\text{kg.m}^{-2}]$ é dada pela equação 5,

$$m_0 = \frac{\rho}{\sigma} (l_0 + 2\Delta l) \quad (5)$$

onde ρ é a densidade do ar em $[\text{kg.m}^{-3}]$; σ é o fator de porosidade, dado pela relação entre percentual de área aberta; l_0 é a profundidade das lâminas da veneziana em $[\text{m}]$; e Δl é a correção final que depende do inverso da razão de área aberta e a distância da veneziana da parede.

Dessa forma, a perda por transmissão de venezianas acústicas passivas (PT_p) em $[\text{dB}]$ é obtida pela razão dos campos acústico difratado e transmitido, conforme equação 6.

$$PT_p = 20 \log_{10} \left(\frac{\tilde{P}(p_o)_{dif}}{\tilde{P}(p_o)_{trans}} \right) \quad (6)$$

Modelagem analítica da veneziana acústica ativa: A modelagem da perda por transmissão das venezianas acústicas adaptativas é realizada para o sistema de lâminas isoladas. A pressão acústica radiada total das lâminas dada pela equação 7 pode ser obtida pelo princípio da superposição, isto é, pela atuação da placa instrumentada com atuadores piezolétricos e pela fonte primária, conforme equação 8 e equação 9, respectivamente.

$$p_t = p_c + p_n \quad (7)$$

$$p_c(r, \theta, \phi) = K \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn, pzt} I_m I_n \quad (8)$$

$$p_n(r, \theta, \phi) = K \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} I_m I_n \quad (9)$$

onde: P_t é a pressão acústica radiada total da veneziana acústica adaptativa, $[\text{Pa}]$; P_c é a pressão acústica radiada pela veneziana acústica, $[\text{Pa}]$; P_n é a pressão acústica radiada pela fonte primária, $[\text{Pa}]$; W_{mn} são as amplitudes modais da placa, [adimensional]; $W_{mn, pzt}$ são as amplitudes modal da placa instrumentada com atuadores piezolétrico, [adimensional]; I_m, I_n são funções derivadas da integral de Rayleigh. m, n são índices modais.

O parâmetro K é dado pela equação 10 :

$$K = \frac{-\omega^2 \rho_0 e^{i\omega \left(t - \frac{r}{c} \right)}}{2\pi R} \quad (10)$$

onde ω é a frequência de excitação externa, $[\text{rad.s}^{-1}]$; ρ_0 é a massa específica do meio, $[\text{kg.m}^{-3}]$; t é a espessura do atuador piezolétrico, $[\text{m}]$; r é a distância do ponto de observação em relação à origem do sistema de coordenadas, $[\text{m}]$; c é a velocidade do som, $[\text{m.s}^{-1}]$; R a distância do ponto de observação a fonte elementar, $[\text{m}]$

As amplitudes modais da lâmina são dadas pela equação 11:

$$W_{mn} = \frac{P_i I_m I_n}{\frac{L_x L_y}{4} \rho_p h (\omega_{mn}^2 - \omega^2)} \quad (11)$$

onde P_i é a pressão sonora incidente na lâmina, $[\text{Pa}]$; ρ_p é a massa específica da lâmina, $[\text{kg.m}^{-3}]$; L_x é o comprimento da lâmina, $[\text{m}]$; L_y é a largura da lâmina, $[\text{m}]$; h é a espessura da placa, $[\text{m}]$ ω_{mn} são as frequências naturais de vibração da lâmina, $[\text{rad.s}^{-1}]$

As modais de excitação da lâmina causada por atuadores piezelétricos centralizados são dadas pela equação 12:

$$\bar{W}_{mn} = \frac{4C_0 d_{31} \bar{V}}{t A m_s (\omega_{mn}^2 - \omega^2)} \left\{ - \left(\frac{\gamma_m^2 + \gamma_n^2}{\gamma_m \gamma_n} \right) [\cos(\gamma_m x_1) - \cos(\gamma_m x_2) [\cos(\gamma_n y_1) - \cos(\gamma_n y_2)]] \right\} \quad (12)$$

onde d_{31} é o módulo piezelétrico da pastilha [$C.N^{-1}$]; V é a tensão elétrica de entrada no atuador, [V]; A é a área da lâmina, [m^2]; m_s é a massa superficial da lâmina, [$kg.m^{-2}$]; γ_m, γ_n são os números modais da lâmina; x_1, x_2, y_1 e y_2 são as coordenadas geométricas do atuador piezelétrico em relação a lâmina, [m] O coeficiente C_0 é dado pela equação 13 sendo os parâmetros P e K dados pelas equação 14 e equação 15, respectivamente.

$$C_0 = -E_p \frac{(1 + \nu_{pe})P}{(1 - \nu_{pe})[1 + \nu_p - (1 + \nu_{pe})P]} \frac{2}{3} h^2 \quad (13)$$

$$P = -K \frac{E_{pe}(1 - \nu_p^2)}{E_p(1 - \nu_{pe}^2)} \quad (14)$$

$$K = \frac{3th(2h + t)}{2(h^3 + t^3) + 3ht^2} \quad (15)$$

onde E_p é o módulo de elasticidade da lâmina, [Pa]; E_{pe} é o módulo de elasticidade do atuador piezelétrico, [Pa]; ν_p é o coeficiente de Poisson da lâmina, [adimensional]; ν_{pe} é o coeficiente de Poisson do atuador piezelétrico, [adimensional].

Os números modais da placa γ_m e γ_n são dados pela equação 16 e equação 17, respectivamente.

$$\gamma_m = \frac{m\pi}{L_x} \quad (16)$$

$$\gamma_n = \frac{n\pi}{L_y} \quad (17)$$

As funções derivadas da integral de Rayleigh, I_m e I_n , são dadas pela equação 18 e equação 19, respectivamente. Essa integral é uma aproximação conceitual utilizada para o cálculo do campo sonoro radiado por uma superfície vibrante.

$$I_m = \int_0^{L_x} e^{i(kx \sin \theta \cos \phi)} \text{sen} \left(\frac{m\pi}{L_x} x \right) dx \quad (18)$$

$$I_n = \int_0^{L_y} e^{i(kx \sin \theta \cos \phi)} \text{sen} \left(\frac{n\pi}{L_y} x \right) dy \quad (19)$$

A partir da pressão acústica radiada total, é possível obter a perda por transmissão da placa com atuadores piezelétricos conforme equação 20, sendo os valores da potência acústica incidente (Π_i) e da potencia acústica radiada (Π_t), obtidos pela equação 21 e equação 22, respectivamente, sendo a função objetivo Φ definida pela equação 23.

$$PT = 10 \log_{10} \left(\frac{\Pi_i}{\Pi_t} \right) \quad (20)$$

$$\Pi_i = P_i^2 L_x L_y \frac{\cos \theta_i}{2\rho c} \quad (21)$$

$$\Pi_t = \frac{\Phi R^4}{2\rho c} \quad (22)$$

$$\Phi = \frac{1}{R^2} \int_s |p_t|^2 ds = \frac{1}{R^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} |p_t|^2 \text{sen} \theta d\theta d\phi \quad (23)$$

Estimativas conservativas do consumo máximo de energia de atuadores piezelétricos podem ser determinadas desconsiderando a dinâmica entre o atuador e a estrutura para situações ótimas de controle. A potência máxima requerida para cada lâmina da veneziana pode ser obtida pela equação 24.

$$P_{\max} = \frac{1}{2} \omega V_{\max}^2 \sum_{i=1}^n \left(\varepsilon_{33} - d_{31}^2 E_{pe} \right) \frac{wL}{t} \quad (24)$$

onde P_{\max} é a potência máxima requerida, [W]; V_{\max} é o campo coercitivo do atuador, ε_{33} é a constante dielétrica (nF.m^{-1}); w é a largura do atuador, [m], l é o comprimento do atuador, [m]; n é o número de atuadores por lâmina.

Modelagem numérica da veneziana acústica: A modelagem numérica das venezianas acústicas ativas foi realizada através do método dos elementos finitos associado à otimização numérica. A modelagem foi realizada no software Ansys®, contemplando etapas relativas à pré-processamento, solução e pós-processamento. Na primeira etapa são definidos os materiais, com seus respectivos módulos de elasticidade, constantes de Poisson e densidades. Acrescenta-se a isso ainda a definição dos elementos, assim como suas constantes reais, e o tipo de malha que será utilizada, bem como sua construção, suas propriedades e possíveis refinamentos. Na etapa relativa a solução define-se o tipo de análise que será feita, bem como as condições de contorno a que o sistema está submetido. Na etapa de pós-processamento realiza-se a leitura dos resultados obtidos na etapa anterior relativa a solução numérica propriamente dita.

Modelagem da cavidade acústica: A cavidade acústica é modelada em elementos do tipo Fluid 29 para geometrias bidimensionais, onde a equação da onda é discretizada para cada elemento considerando-se o acoplamento da pressão acústica e o movimento estrutural nas interfaces. Esses elementos apresentam quatro nós de canto com três graus de liberdade por nó: translações e pressões nas direções de os eixos x e y . As translações só são aplicáveis aos nós que estão na interface entre fluido e estrutura.

A constante real exigida para elementos do tipo Fluid 29 é a pressão acústica de referência. Após a construção da malha de elementos finitos, algumas características devem ser atribuídas aos elementos do campo acústico, como a propriedade do material e se este fluido está em contato ou não com uma estrutura sólida. Todos os elementos que pertencem ao contorno do volume são definidos como elementos com estrutura presente e os elementos no interior do volume são definidos com estrutura ausente. Nos elementos com estrutura ausente não é considerada a absorção do material. Para estes devem ser definidas a massa específica e a velocidade de propagação de som no meio. Já os elementos com estrutura presente, além destas informações, também devem ser informados a sua propriedade absorptiva, sendo o valor nulo atribuído para superfícies perfeitamente rígidas e valor unitário para superfícies perfeitamente absorvedoras.

Modelagem das lâminas: O modelo das lâminas foi construído utilizando o elemento Plane 42, amplamente utilizado em modelagens bidimensionais uma vez que ele pode ser usado tanto como um elemento plano, isto é, tensão no plano ou plano de deformação, ou como um elemento de simetria axial. Esse elemento é definido por quatro nós com dois graus de liberdade para cada nó: transladar na direção de x e na direção de y . Destaca-se assim sua capacidade de deformação deste elemento, sendo recomendado para modelagem de lâminas finas e flexíveis que precisam se deformar com facilidade para ser capaz de gerar o sinal necessário. Para representar o material de absorção acústica das lâminas da veneziana acústica foi utilizado o elemento Fluid 29.

Modelagem do atuador piezelétrico: A modelagem bidimensional da excitação da lâmina da veneziana pelos atuadores piezelétricos foi realizada através da aplicação de uma força nas direções x e y localizada inicialmente no ponto de máxima deformação modal. O posicionamento ótimo dos atuadores foi definido a partir da modelagem analítica da veneziana ativa, utilizando-se do método pseudorrandômico de algoritmos genéticos do MATLAB®. A função objetivo consistia na minimização da energia transmitida pela vibração das lâminas instrumentadas com atuadores piezelétricos, excitadas para a faixa de frequências de 100 a 3.150 Hz. A força aplicada na lâmina da veneziana representa a força de bloqueio do atuador. A força de bloqueio do atuador é dada pela equação 25:

$$F_a = td_{31}E_{pe}V \quad (25)$$

onde d_{31} é o módulo piezelétrico, em $[\text{m.V}^{-1}]$; t é a espessura do atuador, [m]; E_{pe} é o módulo de elasticidade do atuador, em $[\text{N.m}^{-2}]$; V é a voltagem aplicada no atuador, em [V]. Para condições ótimas de controle, a força externa deve ser menor ou igual à força de bloqueio do atuador. Considerando-se uma condição de estrutura perfeitamente controlada, o deslocamento da estrutura com atuadores acoplados deve ser nulo. Caso contrário, forças adicionais são introduzidas contribuindo para a redução da admitância total do atuador.

A técnica de otimização utilizando o método pseudorrandômico de algoritmos genéticos do MATLAB® foi adotada para determinação da amplitude e da fase da força de bloqueio do atuador de maneira integrada à solução harmônica realizada pelo método dos elementos finitos no Ansys®. Nesse caso, a função objetivo do controle ativo consistia na minimização do deslocamento das lâminas da veneziana, cujas análises harmônicas foram realizadas para a faixa de frequências de 100 a 500 Hz, com resolução de 20 Hz. Temos, assim, como principal resultado, as deformações sofridas pelas lâminas. A atenuação acústica da veneziana ativa é obtida através da realização de novas análises harmônicas considerando-se a aplicação da força de bloqueio do atuador otimizada. A partir da força de bloqueio do atuador é possível calcular pela Eq. (24) a espessura do elemento piezelétrico e, conseqüentemente, determinar analiticamente o desempenho das venezianas ativas em termos de perda por transmissão, índice de redução sonora global e consumo de energia.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Comparação de modelos de simulação: A comparação entre dados de fabricantes de venezianas passivas e respostas do respectivo modelo analítico foi realizada através de uma análise de sensibilidade, tendo como resposta o incremento da perda por transmissão propiciada pela utilização de módulos duplos em detrimento de módulos simples ($\Delta P T$), conforme Figura 2.

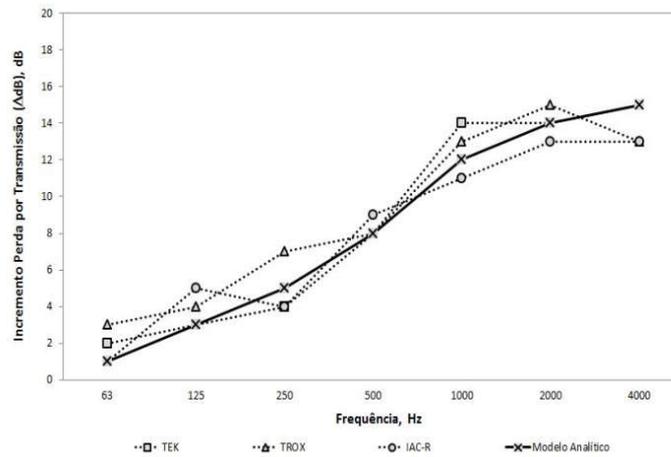


Figura 2. Comparação do modelo analítico com dados experimentais de venezianas passivas.

Os resultados de análise de variância apresentados na Tabela 1 permitem a constatação de que não existem diferenças estatisticamente significativas entre as respostas obtidas entre os dados de diferentes fabricantes e do modelo analítico. Comprova-se assim que o modelo analítico de venezianas passivas apresenta boa correspondência com os dados de desempenho experimentais para análises paramétricas.

Tabela 1. Análise de variância para validação de modelagem de venezianas passivas

Fonte de variação	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Médias quadráticas	F_0	$F(\alpha, v_g, v_e)$
Entre grupos	622,6	3	5,1	0,01	0,1
Dentro dos grupos	10,3	24	25,9		
Total	632,9	27			

Um teste t-pareado foi realizado para a validação da modelagem numérica das venezianas acústicas ativas. Para tanto, foi realizada comparação dos resultados teóricos obtidos pelo modelo analítico da veneziana ativa com resultados obtidos pela modelagem numérica utilizando o método dos elementos finitos, conforme Figura 3.

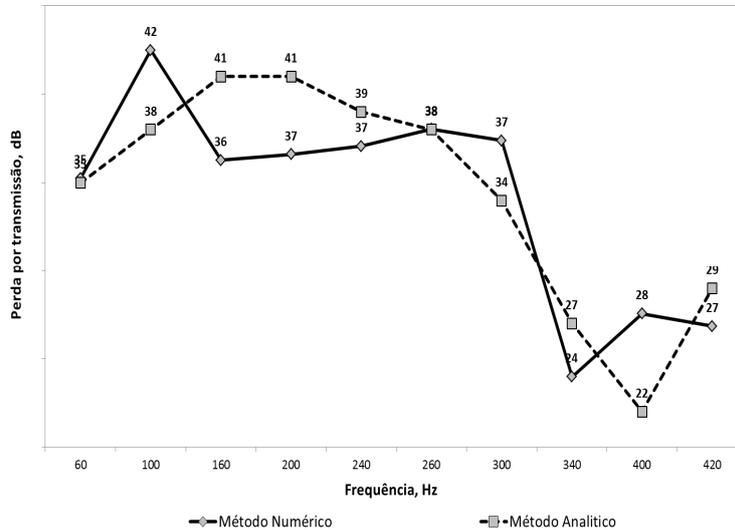


Figura 3. Comparação dos resultados dos modelos numérico e analítico da veneziana acústica

Nesse caso, a comparação dos valores obtidos de perda por transmissão pelos métodos analítico e numérico são estatisticamente semelhantes, evidenciando o desempenho satisfatório da modelagem numérica, conforme observa-se na Tabela 2.

Tabela 2. Resultados do teste t para validação do modelo numerico

Método	N	Média	Desvio Padrão
Numérico	10	34,1	5,7
Analítico	10	34,4	6,5
d	10	-0,3	3,7
Intervalo Confiança (95%)			(-0,5;3,9)
t_0			-0,2
t_c			-2,3

Simulações de controle ativo acústico-estrutural aplicado à veneziana acústica: O efeito do número de modos de vibração na perda por transmissão da veneziana acústica ativa é apresentado na Figura 4, em que se observa que o aumento da densidade modal permite a obtenção de uma curva de perda por transmissão mais uniforme para toda a faixa de frequências. Comparando os resultados obtidos para o controle apenas do primeiro modo de vibração (1,1) com o controle até o segundo modo de vibração (2,1), observa-se um acréscimo de 10 dB. Entretanto, os índices de redução sonora ponderados para o controle apenas dos dois primeiros modos de vibração ainda são inferiores a 35 dB. Assim, faz-se necessário o aumento da densidade modal de controle para obtenção de desempenho acústico satisfatório.

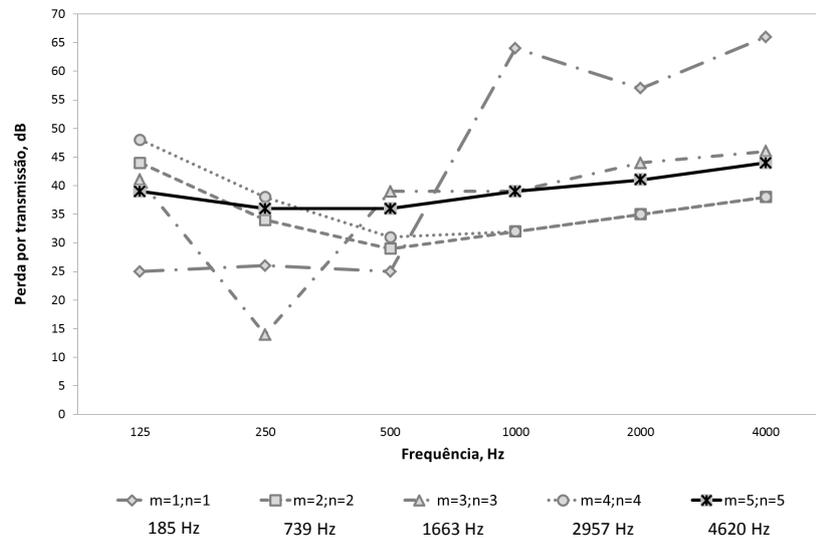


Figura 4. Efeito do número de modos de vibração na perda por transmissão da veneziana acústica ativa

Tendo-se em vista a importância da densidade modal de controle para o incremento da perda por transmissão, é realizada uma análise paramétrica para modos de vibração para bandas de frequências inferiores a 500 Hz, correspondentes aos cinco primeiros modos de vibração. Os resultados da análise paramétrica do efeito dos modos de vibração inferiores a 500 Hz na perda por transmissão da veneziana acústica ativa são apresentados na Figura 5 Considerando a amplitude espectral como a diferença entre valores máximos e mínimos da perda por transmissão, observa-se uma tendência de redução dessas amplitudes espectrais à medida que se aumenta a densidade modal de controle.

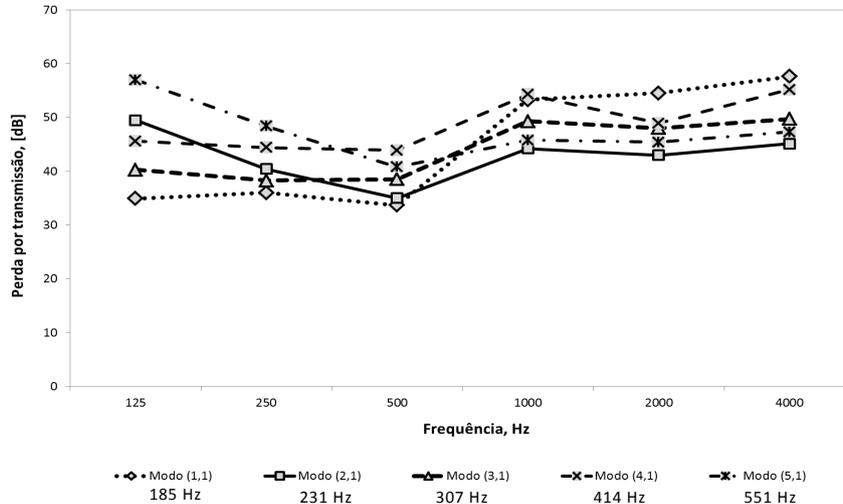


Figura 5. Efeito do número de modos de vibração na perda por transmissão.

A partir do controle dos três primeiros modos de vibração (3,1) já se obtém uma configuração da veneziana ativa com desempenho acústico satisfatório, com índice de redução sonora ponderado igual a 35 dB. Desempenhos acústicos superiores são obtidos com controle dos quatro (4,1) e cinco primeiros modos de vibração (5,1), obtendo-se índice de redução sonora ponderado igual a 37 dB e 42 dB, respectivamente. Evidencia-se, assim, um incremento de 20 dB quando se aumenta a densidade modal de controle para os cinco modos de vibração (5,1) em comparação com o desempenho acústico obtido para o controle apenas do primeiro modo de vibração (1,1).

Otimização da força de bloqueio do atuador: A aplicação da força na lâmina pretende simular a interferência destrutiva das ondas, ou seja, a emissão de um sinal de mesma amplitude e fase contrária ao sinal emitido por uma fonte primária cujo ruído pretende-se anular. Dessa forma, na Figura 6 apresentam-se as magnitudes das forças aplicadas à lâmina da veneziana obtida pelo processo de otimização. A parte real refere-se à amplitude da força e a parte imaginária refere-se à fase para anulação do ruído irradiado pela vibração da lâmina. Observam-se amplitudes inferiores a 1 N para o controle dos modos de vibração da lâmina inferiores a 500 Hz para fins de controle ativo de ruído. Também observam-se amplitudes negativas da força de bloqueio do atuador para 100 e 120 Hz; bem como para os intervalos de [180; 320] Hz e [400; 480] Hz e fases negativas para os intervalos de [120; 220] Hz e [340; 420] Hz. Destaca-se ainda que, com algumas exceções, existe uma tendência da amplitude e da fase da força de bloqueio do atuador apresentar sinais opostos em todo o espectro de frequências analisado.

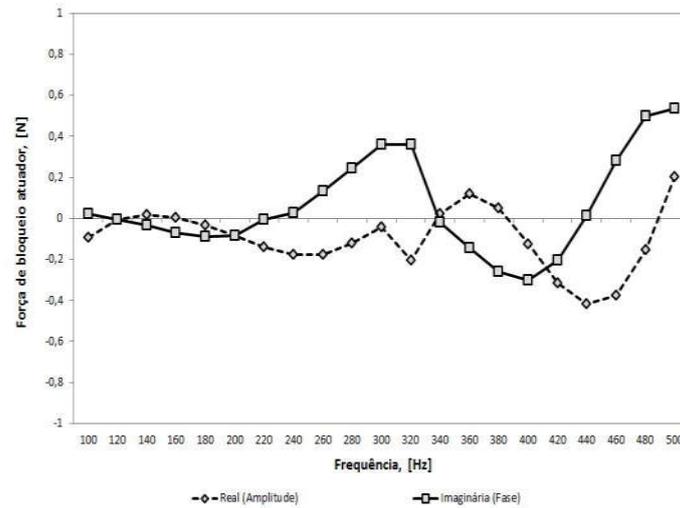


Figura 6. Força de bloqueio do atuador para controle ativo acústico-estrutural aplicado à veneziana acústica.

A atenuação acústica das venezianas acústicas ativas se dá por meio do controle ativo dos modos de vibração de suas lâminas excitadas por atuadores piezelétricos. Neste trabalho, essa excitação é representada por uma força aplicada à lâmina da veneziana. Assim, na Figura 7, apresentam-se os deslocamentos da lâmina da veneziana ativa excitada por uma força centralizada em relação aos eixos x e y para as frequências de 200 Hz, 340 Hz, 420 Hz e 500 Hz. Observa-se que aplicação da força nesse local permite o perfeito controle dos modos de vibração da lâmina adjacente, que apresentou deslocamentos nulos, independentemente da frequência. É interessante destacar ainda a relação entre o sentido da deformação máxima da lâmina e a amplitude da força de bloqueio do atuador. As deformações máximas em concavidades, tais como 200 e 420 Hz, estão relacionadas a amplitudes positivas, enquanto deformações máximas em convexidades, tais como 340 e 500 Hz, estão associadas a amplitudes positivas.

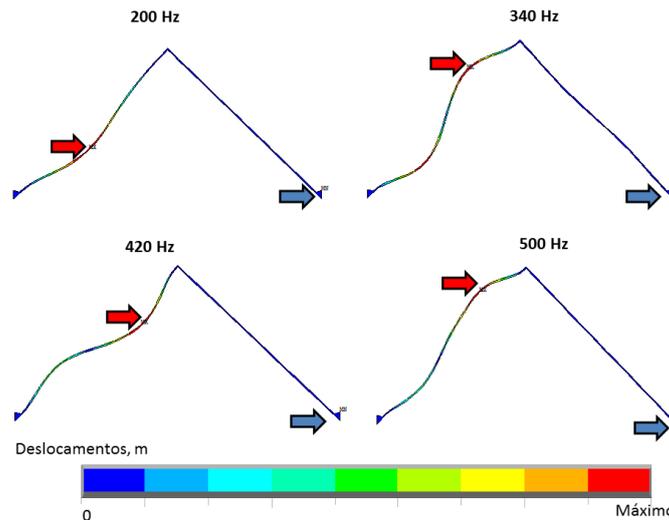


Figura 7. Deslocamentos das lâminas da veneziana ativa excitadas na posição central em diferentes frequências

A aplicação da força de bloqueio na posição ótima dos atuadores permite a avaliação da atenuação acústica propiciada pelo controle ativo aplicado à veneziana acústica. Na Figura 8 apresentam-se resultados da atenuação acústica para 100 Hz propiciada pela veneziana passiva e pela veneziana ativa cerca de 10 dB e 35 dB, respectivamente. Os valores são obtidos pelas diferenças dos níveis sonoros na entrada e saída da lâmina excitada por atuador piezelétrico. Assim, a aplicação de técnicas de controle ativo de ruído propiciou um incremento de 25 dB na perda por transmissão da veneziana acústica. Observa-se ainda que a irradiação acústica propiciada pela vibração das lâminas da veneziana passiva não permite um adequado controle do ruído, já que se observa a propagação acústica entre o ambiente emissor e receptor. De maneira distinta, a veneziana ativa permite um controle adequado das vibrações das lâminas, não contribuindo para a irradiação acústica para o ambiente receptor.

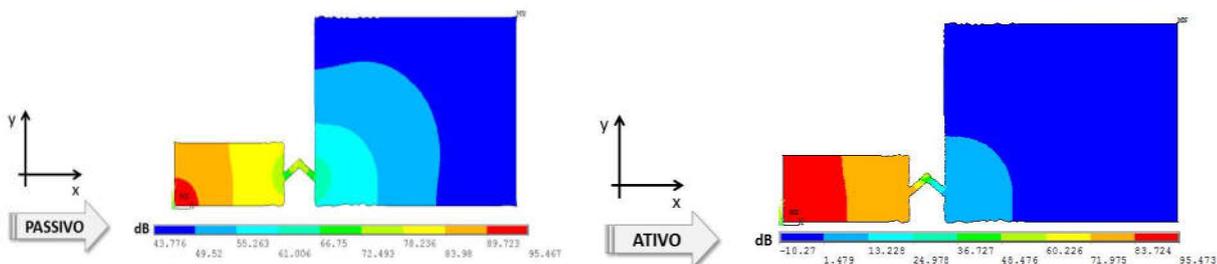


Figura 8 Comparação da atenuação acústica da veneziana passiva e ativa em 100 Hz

Desempenho da veneziana acústica: A estimativa da perda por transmissão de venezianas ativas é apresentada em comparação com a veneziana passiva na Figura 9. Observa-se que a veneziana ativa apresenta-se como uma estratégia eficaz para isolamento acústico inclusive para baixas frequências. Evidenciam-se para as frequências inferiores a 500 Hz os melhores resultados de desempenho acústico. Considerando as variações de desempenho com a frequência, observa-se que o incremento médio da perda por transmissão da veneziana ativa em relação à passiva é cerca de 20 dB. Esse resultado foi obtido para a seguinte configuração de projeto do protótipo: modulação do sistema de lâminas com 1000 mm de largura, 300 mm de profundidade e espaçamento entre lâminas de 150 mm; lâminas da veneziana estruturadas em chapas de alumínio de 1,0 mm; atuador piezelétrico quadrado de 20 mm e espessura de 12 μ m, referência cerâmica comercial Midé Technology, posicionamento do atuador centralizado na lâmina (500 ± 120) mm; força máxima para bloqueio do atuador de amplitude de 0,5 N e voltagem de operação de 200 V. É importante destacar ainda que esse desempenho acústico das venezianas ativas apresenta-se compatível para o atendimento das exigências em normas de desempenho de edificações de compatibilização do desempenho acústico e requisitos para ventilação natural. Há que se considerar, entretanto, que à tecnologia das venezianas ativas está intrínseco o consumo de energia para ativação dos atuadores piezelétricos.

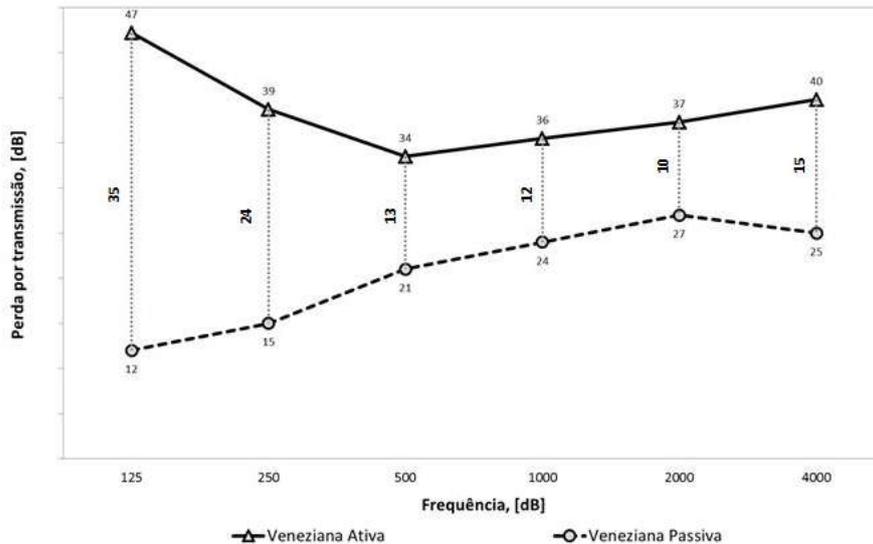


Figura 9. Comparação da perda por transmissão de venezianas acústicas passivas e ativas (pvalue = 0,99)

O consumo de energia para operação das venezianas acústicas ativas é função da densidade modal do controle, isto é, da frequência natural máxima que será objeto de controle ativo, bem como do número de atuadores. A potência máxima requerida para a configuração de veneziana acústica ativa com atuador único e múltiplo é apresentada na Figura 10, em função da densidade modal de controle. Observa-se o incremento da potência com o aumento da frequência máxima de controle. Há que se ressaltar, entretanto, o baixo nível de potência requerido para a operação da configuração de lâminas com atuador único, independentemente da frequência de controle. Para essa configuração, o controle das frequências naturais de vibração da veneziana ativa inferiores a 500 Hz, observa-se potência requerida inferior a 5 W. Mesmo quando necessária a configuração da veneziana ativa com atuadores múltiplos para fins de estabilidade do algoritmo de controle, ainda assim evidenciaram-se baixos requisitos de potência consumida para o controle de frequências abaixo de 500 Hz, inferior a 20 W, similar ao consumo de uma lâmpada. Entretanto, observa-se um incremento substancial de potência consumida para o controle ativo das altas frequências, justificando assim a necessidade da utilização de métodos híbridos de controle de ruído para as bandas de frequências entre 100 a 3150 Hz.

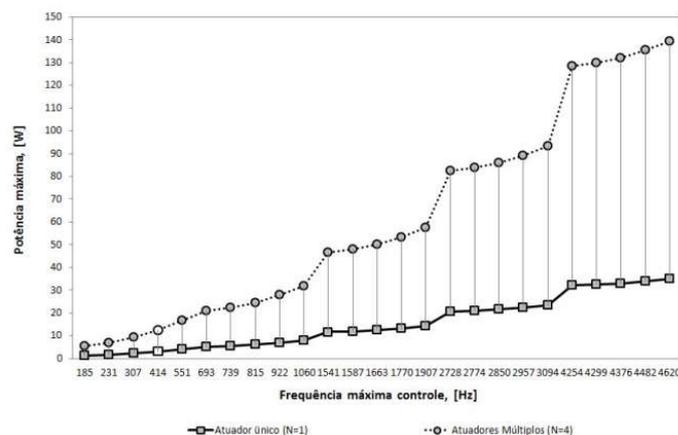


Figura 10. Potência máxima requerida da veneziana acústica ativa.

CONCLUSÃO

O procedimento de avaliação de desempenho das venezianas ativas envolvendo processo de simulação computacional utilizando métodos analíticos e numéricos associados a técnicas de otimização permite a definição de parâmetros ótimos para o projeto de protótipos de estruturas inteligentes. Os resultados teóricos sugerem que o desempenho de venezianas ativas são compatíveis para o atendimento das exigências de conforto acústico integrado às demandas de ventilação natural e eficiência energética de edificações em clima tropical, isto é, índice de redução sonora ponderado de cerca de 40 dB e potência máxima requerida de 15 W.

Em médias e altas frequências, a atenuação acústica é função da vibração das fibras dos materiais de absorção, que transformam a energia acústica em energia mecânica e calor. Portanto, as venezianas ativas são uma tecnologia híbrida, cujo desempenho é propiciado pelo incremento da atenuação acústica em baixas frequências através da aplicação de técnicas de controle ativo acústico-estrutural utilizando materiais inteligentes como atuadores.

REFERÊNCIAS

- CARNEAL, J. P.; FULLER, C. R. An analytical and experimental investigation of active structural acoustic control of noise transmission through double panel systems. *Journal of Sound and Vibration*, v. 272, p. 749-771, 2004.
- CHEN, K. An adaptive active control of sound transmission through an aperture at low frequencies, *Applied Acoustic* 46 (1995) 153-174.
- EMMS, G.W. FOX, C. Control of sound transmission through an aperture using active sound absorption techniques: a theoretical investigation, *Applied Acoustics*, 62 (2001) 735-747.
- FARSHAD, M.; ROUX, L. M. A new active noise abatement barrier system. *Polymer Testing*, v. 23, p. 855-860, 2004.
- FIELD, C. D.; FRICKE, F. R. 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, 1998.
- GUO, J. et al. Actively created quiet zones by multiple control sources in free space. *Journal of Acoustical Society of America* 101 (3) (1997) 1492-150
- HONGO, K.; SERIZAWA, H. Diffraction of an acoustic plane wave by a rectangular hole in an infinitely large rigid screen, *Journal of Acoustic Society of America* 106 (1) (1999) 29 – 35.
- HU, S. et al. Directional cancellation of acoustic noise for home window applications. *Applied Acoustics*, v. 74, p. 467-477, 2013.
- HUANG, H. et al. Active noise attenuation in ventilation windows. *Journal of Acoustical Society of America*, v. 130, p. 176-88, 2011.
- JAKOB, A.; MOSER, M. Active control of double-glazed windows: Feedback control. *Applied Acoustics*, v. 64, p. 183-196, 2003.
- KWON, B.; PARK, Y. Interior noise control with an active window system. *Applied Acoustics*, v. 74, p. 647-652, 2013.
- NATICCHIA, B.; CARBONARI, A. Feasibility analysis of an active technology to improve acoustic comfort in buildings. *Building and Environment*, v. 42 p. 2785-2796, 2007.
- OLDHAM, D. J.; MOHSEN, E. A. The acoustical performance of self protecting building. *Journal of Sound and Vibration*, v. 65 (4), p. 55-81, 1979.
- PÀMIES, T. et al. Analytical simulations on active control of sound transmission through an aperture in a rectangular enclosure, *Acta Acustica United w. Acustica*. 100 (2014) 277 – 284
- PÀMIES, T. et al. Sound radiation from an aperture of a rectangular enclosure under low modal conditions, *Journal of Acoustic Society of America* 130(1) (2001) 239 – 249.
- ROMEU, J. et al. Reduction of noise transmission through an aperture using active feedforward noise control, *Journal of Acoustical Society of America* 111 (2002) 41-45.
- SALIS, M. et al. Noise control strategies for naturally ventilated building. *Building and Environment*, v. 37, p. 471-484, 2002.
- SAUTER, A.; SOROKA, W. Sound transmission through rectangular slots of finite depth between reverberant rooms, *Journal of Acoustic Society of America* 47 (1) (1970) 5 – 11.
- SERIZAWA, H.; HONGO, K. Evaluation of an acoustic plane wave transmitted through a rectangular hole in a thickhard screen, *Wave Motion* 36 (2002) 103 -117.
- TARABINI, M.; ROURE, A. Modeling of influencing parameters in active noise control on an enclosure wall. *Journal of Sound and Vibration*, v. 311, p. 1325-1339, 2008.
- VIVEIROS, E. B.; GIBBS, B. M. An image model for predicting the field performance of acoustic louvres from impulse measurements. *Applied Acoustics*, v. 64, p. 713-730, 2003.
- ZHU, H. et al. Active control of glass panels for reduction of sound transmission through windows. *Mechatronic*, v. 14, p. 805-819, 2004.
