

## METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO DO CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS ACÚSTICOS FINITOS: ABORDAGEM ANALÍTICA E NUMÉRICA

Antonio Boson Almeida Júnior, [antonioboson@aluno.unb.br](mailto:antonioboson@aluno.unb.br)<sup>1</sup>  
Maria Alzira de Araújo Nunes, [maanunes@unb.br](mailto:maanunes@unb.br)<sup>2</sup>  
Renato Vilela Lopes, [rvlopes@unb.br](mailto:rvlopes@unb.br)<sup>1</sup>

Universidade de Brasília-UnB, Faculdade UnB Gama-FGA, Eng. Eletrônica<sup>1</sup> / Eng. Automotiva<sup>2</sup>, Área Especial de Indústria Projeção A, Setor Leste, 72.444-240, Gama-DF, Brasil.

**Resumo:** Atualmente o controle ativo de ruído (CAR) pode ser encontrado em aplicações práticas ao nosso alcance, como por exemplo em automóveis, aeronaves e fones de ouvido. Estudos nesta área encontram-se amplamente difundidos e avançados do ponto de vista científico. No entanto, após revisão bibliográfica sobre o assunto é possível verificar que as principais publicações acerca do tema visam demonstrar a eficiência do CAR através da implementação prática, onde as variáveis de projeto consideradas são comumente o tipo de controlador e algoritmo do filtro a ser utilizado e/ou o tipo de sistema acústico a ser considerado (duto, cavidade, etc). Ressalta-se portanto que a etapa inicial de um projeto de CAR é de extrema importância uma vez que se consegue reduzir custo e otimizar o projeto antes mesmo da sua implementação prática. Para isto é necessário modelar o sistema a ser considerado e realizar simulações numéricas de forma a realizar uma análise de sensibilidade dos principais parâmetros e variáveis de projeto. Neste contexto, este trabalho visa detalhar esta primeira etapa do projeto descrevendo os principais passos a serem executados bem como as ferramentas numéricas empregadas. Uma metodologia simplificada é descrita de modo que esta seja um ponto de partida para o projeto de um controle ativo de ruído (CAR) de malha aberta (feedforward) a ser implementado em dutos acústicos finitos com propagação de ondas sonoras planas. A metodologia proposta é composta primeiramente pela modelagem analítica do duto a ser estudado visando a obtenção das funções de transferência, principalmente a primária e secundária. Posteriormente o controlador é projetado numericamente tendo como foco a implementação do algoritmo de controle do filtro adaptativo, neste caso o filtro-X LMS. O modelo completo do sistema de CAR é obtido através da combinação dos domínios acústico e eletrônico utilizando para isto um ambiente de simulação com modelagem em diagrama de blocos. Neste trabalho utilizou-se o software Matlab® toolbox Simulink para implementação dos modelos e simulação dos resultados numéricos. Através dos resultados obtidos mostra-se que a eficiência do controlador proposto é dependente de vários parâmetros de projeto mediante comparação da pressão sonora emitida pelo sistema sem e com CAR.

**Palavras-chave:** Controle ativo de ruído, duto, ondas planas, filtro-X LMS, simulação.

### 1. INTRODUÇÃO

O controle ativo de um campo sonoro é uma técnica que utiliza a introdução de fontes sonoras adicionais para controlar o campo sonoro circundante, denominado comumente de campo primário. A meta do sistema de controle ativo é utilizar do princípio da interferência de ondas (visando interferência destrutiva) de forma a reduzir os níveis de pressão do campo primário (Fernandes, 2007).

Apesar da aparente simplicidade, gerar um campo sonoro que seja capaz de criar amplas zonas de cancelamento em um campo primário junto às limitações físicas inerentes, representa um enorme desafio. Para que haja tal cancelamento se faz necessário que em cada ponto desta região do campo sonoro secundário esteja em exata oposição de fase e reproduzindo de forma mimética o campo primário (Fernandes, 2007). No entanto, as dificuldades apresentadas não foram suficientes para impedir o avanço científico na área, seja em âmbito nacional quanto internacional (Donadon, 2002; Guedes, 2006; Hansen *et al*, 2007 e Van Ophem and Berkhoff, 2013).

Seguindo os passos de grandes pesquisadores na área (Olson e May, 1953) e impulsionados pelos progressos nas áreas da eletrônica digital, desde a década de 80 surgiram diversos experimentos dos quais alguns conseguiram romper os limites experimentais dos laboratórios e tornaram-se produtos comerciais, os quais encontramos atualmente em nosso cotidiano. Como exemplo pode-se citar os fones de ouvido com isolamento ativo (ou *ear defenders*) que permitem a

conversação em helicópteros, ou em ambientes de muito ruído como o industrial, mantendo ativamente uma condição silenciosa na cavidade do ouvido (Sallberg et al., 2008).

Apesar de parecer uma técnica de difícil implementação, seja do ponto de vista teórico quanto prático, o controle ativo de ruído apresenta diversas vantagens sobre a clássica técnica de controle passivo de ruído (por exemplo, a utilização de materiais acústicos e silenciadores): alto desempenho em baixas frequências e volume de instalação reduzido (Riyanto, 2007) além de contar com a constante evolução dos processadores digitais de sinais de baixo custo.

Porém, é importante ressaltar que o sucesso da implementação de um sistema de controle ativo de ruído depende diretamente do conhecimento detalhado tanto do sistema de controle quanto do sistema físico a ser controlado, visando dar entendimento das capacidades e limitações dos sistemas de controle (Elliot, 2001).

No entanto, nota-se que os trabalhos científicos desenvolvidos na área do CAR estão sempre em busca do controle ótimo do campo sonoro considerado, visando a máxima atenuação sonora possível. Com o intuito de se obter esta última condição, os pesquisadores buscam de maneira geral aperfeiçoar os algoritmos empregados no sistema de controle bem como o hardware responsável por esta função, como por exemplo, o desenvolvimento de processadores digitais de sinais de alto desempenho. Outra característica dos trabalhos publicados na área é a tendência experimental dos mesmos. Nota-se que a grande maioria busca por estudos práticos, desde a proposição de bancadas laboratoriais quanto sistemas físicos já existentes, onde a implementação do CAR é realizada e os estudos conduzidos de maneira experimental. Em uma rápida pesquisa bibliográfica o contexto descrito acima pode ser verificado. Alguns exemplos são citados a seguir.

Hansen *et al* (1996) na década de 90 apresentou seu estudo totalmente experimental de CAR aplicado a um sistema de exaustão industrial. O trabalho foi caracterizado pela divisão do duto principal em 3 seções axiais paralelas onde demonstrou-se do ponto de vista prático a influência da posição dos atuadores na atenuação obtida, chegando na ordem de 20 dB no ruído tonal gerado pelo ventilador do sistema em questão.

Quanto a trabalhos que focam totalmente no algoritmo de controle podemos citar os autores Akhtar e Mitsuhashi (2009), os quais demonstram o desenvolvimento de uma topologia híbrida de algoritmo para ser utilizada em sistemas CAR. Nesta configuração, tanto a topologia *feedforward* quanto a topologia *feedback* são combinadas de modo a incrementar a eficiência do sistema. Simulações numéricas são realizadas para comprovar que o tipo do controlador proposto é capaz de mitigar os ruídos indesejados.

Já o estudo realizado por Górski e Morzynski (2013) objetiva a construção de um novo algoritmo de controle baseado na junção de um filtro tipo *notch* e de um algoritmo genético. A geração do sinal de controle é realizada pelo filtro *notch*, que tem seus coeficientes alterados em tempo real pelo algoritmo genético. Resultados satisfatórios foram obtidos para simulação com ruídos tonais e multi-tonais.

No recente trabalho de Van Ophem e Berkhoff (2013) os autores apresentam um algoritmo melhorado do filtro de Kalman implementado em espaço de estado para aplicação em sistemas CAR com múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO). Eles afirmam que o resultado obtido corresponde a um algoritmo que requer menor esforço computacional e é numericamente mais robusto. A validação dos resultados é realizada em uma bancada prática.

Diante deste contexto é importante destacar que os parâmetros geométricos/físicos, tais como localização dos sensores e atuadores, são extremamente importantes no desempenho final do CAR. Segundo Elliot (2001) a análise do sistema físico utilizando modelos analíticos simplificados pode-se estabelecer o desempenho esperado do sistema de controle ativo. Hansen *et al* (1996) afirma também sobre a importância de se ter conhecimento dos fatores que limitam o desempenho de um sistema de controle ativo e a importância hierárquica destes. O primeiro fator é a localização das fontes de controle. Uma vez que estas localizações tenham sido otimizadas, o local dos sensores de erro determinará a máxima redução do ruído. O segundo fator diz respeito à qualidade do sinal de referência, em outros termos, se este é contaminado com componentes de frequência, as quais não precisam ser controladas, então o sistema de controle fica comprometido. Seguindo uma ordem hierárquica tem-se posteriormente o desempenho do sistema de controle.

Considerando o parágrafo anterior como motivação e justificativa para o desenvolvimento deste trabalho, e ainda, a importância de se conhecer o comportamento acústico (propagação das ondas, modos acústicos, etc.) do sistema, e a necessidade de se obter um projeto otimizado visando alto desempenho e atenuação juntamente com redução de custo (antes mesmo da implementação prática), este trabalho visa detalhar a etapa inicial (analítica/numérica) de um projeto de CAR, descrevendo os principais passos bem como as ferramentas numéricas a serem empregadas. Busca-se como resultado deste artigo, um guia simplificado e metodológico que seja o ponto de partida para o profissional que deseja implementar um projeto de CAR (do tipo *feedforward*) em dutos acústicos finitos com propagação de ondas sonoras planas.

A metodologia proposta é composta primeiramente pela modelagem analítica do duto a ser estudado visando a obtenção das funções de transferência acústicas (denominados de caminho primário e secundário). A segunda etapa consiste no projeto numérico do controlador, ou seja, no estudo e implementação numérica do algoritmo de controle a ser empregado, neste caso o FX-LMS. O modelo completo do sistema de CAR é obtido através da combinação dos domínios acústico e eletrônico utilizando para isto um ambiente de simulação com modelagem em diagrama de blocos. Como resultado é possível mostrar também que a eficiência do controlador proposto é dependente de parâmetros físicos do sistema, por exemplo, a posição da fonte de controle, como já citado anteriormente.

## 2. MODELAGEM ANALÍTICA DO SISTEMA ACÚSTICO

Um sistema de CAR pode ser dividido em dois subsistemas: o sistema acústico e o sistema eletrônico (ou de controle, a ser descrito no próximo tópico), como pode ser observado na Fig. 1.

O sistema acústico corresponde ao ambiente no qual se propagam as ondas sonoras, neste trabalho, o duto acústico. Este deve ser modelado de modo a fornecer as funções de transferência que caracterizem a propagação das ondas sonoras em seu interior. O modelo necessário compreende as funções de transferências que relacionam o microfone de erro e a fonte do ruído indesejado (esta última captada pelo microfone de referência), chamada também de caminho primário, e a função de transferência que relaciona o alto falante de controle e o microfone de erro, chamada também de caminho secundário.

Na prática observa-se a existência de um terceiro caminho denominado de caminho de realimentação, o qual corresponde à função transferência entre a fonte de controle e o microfone de referência. Esta realimentação no microfone de referência pode ser evitada utilizando, por exemplo, um acelerômetro fixado na fonte de ruído. Em geral a identificação deste caminho é realizada no sistema físico e adaptações no algoritmo de controle são realizadas de modo a contornar o problema caso realmente ele seja identificado. Como este trabalho é de cunho numérico, esta função transferência pode ser omitida a priori, simplificando portanto o modelo analítico do sistema acústico.

O modelo de sistema acústico adotado neste trabalho (Pota e Kelkar, 2001) está ilustrado na Fig. 1 e tem como dimensões:  $L = 3,6\text{m}$ ,  $x_a = 1,5\text{m}$  (posição da fonte de controle) e  $x_m = 1,8\text{m}$  (posição do microfone de erro). A extremidade oposta à fonte de ruído é aberta, tendo portanto um duto fechado-aberto.

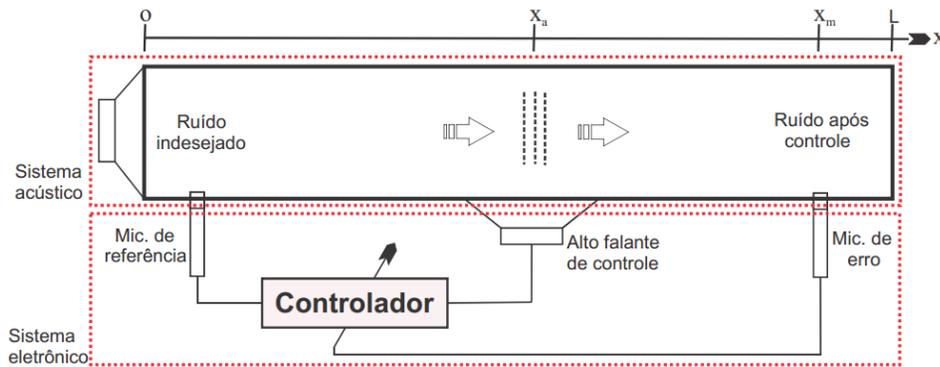


Figura 1. Sistema acústico modelado.

O modelo analítico adotado neste trabalho foi desenvolvido e publicado por Pota e Kelkar (2001), onde os autores apresentam modelos matemáticos de dutos acústicos de uma dimensão (em  $x$ ) com diversas condições de contorno validados através de resultados experimentais em bancadas de laboratório. Primeiramente o modelo matemático considerando um duto acústico de dimensão infinita é desenvolvido partindo da equação fundamental da onda. Este mesmo modelo matemático pode ser adaptado inserindo as condições de contorno de interesse. Neste caso, as condições de contorno consideradas foram:  $P(0,s) = P(L,s) = 0$  (ex.: para  $P(0,s)$  lê-se pressão sonora na posição  $x=0$  devido à fonte de controle). Tem-se portanto a extremidade esquerda fechada e a da direita aberta, resultando em um duto de dimensão finita.

Uma maneira de representar a função de transferência do duto com dimensões finitas é por meio da Série de Maclaurin, a qual é dependente do número de termos utilizado na série. Desta maneira, a precisão do modelo analítico pode ficar comprometida dependendo do número de termos ( $N$ ) da série utilizados. No entanto, quanto maior for o número de termos maior o custo computacional envolvido. A Fig. 2 ilustra este fato, onde as curvas representam a resposta em frequência do caminho primário para  $N=25$  e  $N=250$ . Observa-se nesta figura que os resultados divergem conforme a frequência aumenta.

Uma alternativa a representação por Série de Maclaurin é a representação modal (Pota e Kelkar, 2001), conforme Eq. (1).

$$\frac{P(x_m, s)}{Q_a(s)} = k_0 + \sum_{i=1}^N \frac{k_i}{1 + \frac{2\zeta_i s}{\Omega_i} + \frac{s^2}{\Omega_i^2}} \quad (1)$$

onde  $\Omega_i$  são os polos da função transferência obtidos a partir do modelo de dimensão infinita,  $\zeta_i$  são as constantes de amortecimento escolhidos empiricamente,  $s$  é a variável de Laplace e  $k_i$  são coeficientes que devem ser obtidos através da otimização da função objetivo mostrada nas Eq. (2) e (3) para os caminhos primários e secundários, respectivamente.

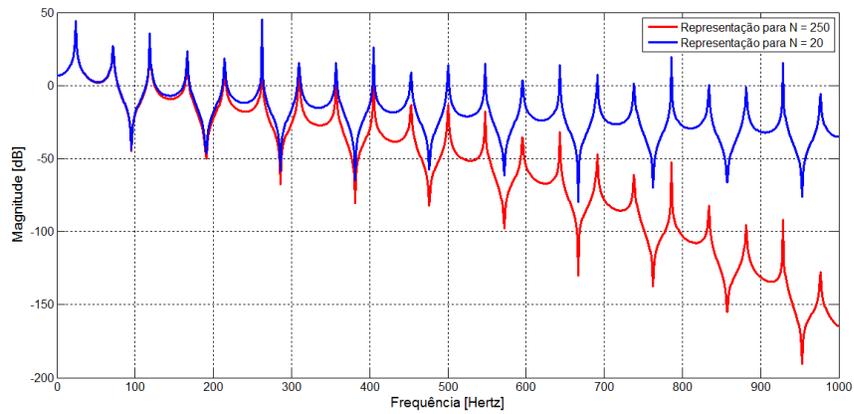


Figura 2. Resposta em frequência do modelo por série de Maclaurin.

$$\min_{k_i=0 \dots N} \sum_{\omega_n \in \Omega} \left( \frac{\rho_0 \cdot c_0 \cdot \sinh \left[ \frac{s \cdot (L - x_m)}{c_0} \right]}{s \cdot \cosh \left( \frac{s \cdot L}{c_0} \right)} - k_0 - \sum_{i=1}^N \frac{k_i}{1 + \frac{2\zeta_i s}{\Omega_i} + \frac{s^2}{\Omega_i^2}} \right)^2 \quad (2)$$

$$\min_{k_i=0 \dots N} \sum_{\omega_n \in \Omega} \left( \frac{\rho_0 \cdot c_0 \cdot \sinh \left[ \frac{s \cdot (L - x_m)}{c_0} \right] \cdot \cosh \left[ \frac{s \cdot x_a}{c_0} \right]}{s \cdot \cosh \left( \frac{s \cdot L}{c_0} \right)} - k_0 - \sum_{i=1}^N \frac{k_i}{1 + \frac{2\zeta_i s}{\Omega_i} + \frac{s^2}{\Omega_i^2}} \right)^2 \quad (3)$$

As Figs. 3 e 4 ilustram, respectivamente, a resposta em frequência das funções de transferência descritas pela Eqs. (2) e (3) na sua forma de representação modal, após otimização matemática realizada com o auxílio da função *fgoalattain* disponível no software *Matlab*®.

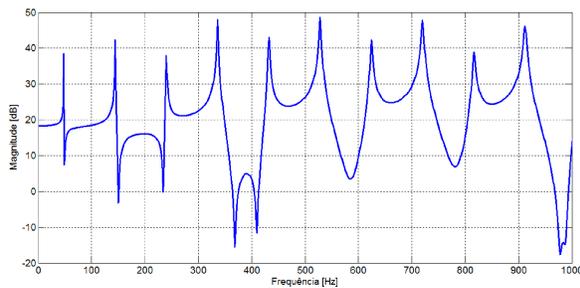


Figura 3. Caminho primário

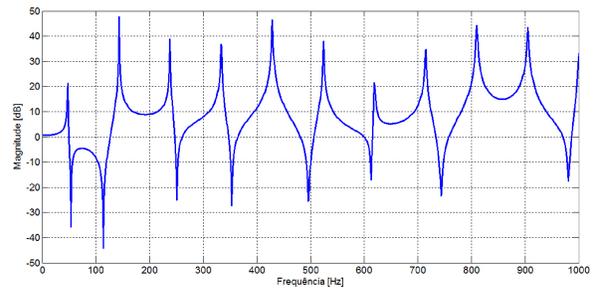


Figura 4. Caminho secundário

A representação modal do duto acústico se mostra mais eficiente que a representação por Series de Maclaurin por não divergir consideravelmente ao longo de toda a banda de frequências. No entanto, de posse do modelo físico estas curvas podem ser otimizadas de modo a se obter o menor erro entre o modelo analítico e experimental.

Os resultados apresentados nas Figs. 3 e 4 foram validados com o trabalho de Pota e Kelkar (2001). Estes pesquisadores modelaram analiticamente o duto acústico utilizando a representação modal além de validar experimentalmente os resultados obtidos. Sendo assim, no presente artigo utilizou-se os mesmos parâmetros geométricos do duto adotados por estes autores de modo que conseguimos validar os resultados mostrados nas Figs. 3 e 4 comparando com os resultados publicados no artigo supracitado.

### 3. MODELAGEM DO SISTEMA DE CONTROLE

O sistema de controle em malha aberta (*feedforward*) é definido pelos sensores, atuadores e pelo controlador, conforme mostrado na Fig. 1. Os sensores são os microfones de referência e de erro, já os atuadores são auto falantes que correspondem à fonte primária (fonte de ruído do sistema original) e secundária (fonte de controle). O controlador,

por sua vez, é composto pelo algoritmo de controle (filtro) implementado em um processador digital de sinais responsável por gerar o sinal de controle (Elliott e Nelson, 1992).

De modo geral, ambientes acústicos sofrem pequenas alterações de impedância ao longo do tempo, por isso, para que o CAR tenha um desempenho satisfatório, recomenda-se a utilização de filtros adaptativos os quais são capazes de se atualizarem em tempo real mediante perturbações do sistema. Um método de controle ativo adequado a estas características é o conhecido *Filtered-X Least Mean Square* (abreviado como FX-LMS), o qual é baseado em filtragem adaptativa utilizando um controle em avanço (Talele et. al., 2011). Este filtro pode ser implementado no domínio do tempo ou frequência e utilizam diversas funções de custo. Neste caso, a função custo é o erro quadrático instantâneo da amostra fornecida pelo microfone de erro (Matsuo, 2012).

O sinal utilizado pelo controlador como referência dita a principal diferença entre o filtro FX-LMS e o filtro LMS original, onde, no primeiro, o sinal deixa de ser a amostra de ruído originalmente obtida pelo microfone de referência e passa a ser o resultado da sua filtragem pela estimativa da função de transferência do caminho secundário (Paolillo e Jr, 2006).

Para projetar o controlador em questão é necessário seguir o diagrama ilustrado na Fig. (5), onde a entrada  $x(n)$  representa o sinal do microfone de referência,  $x(n)'$  representa o sinal de referência filtrado pela função de transferência do caminho secundário,  $P(z)$  é a função de transferência do caminho primário,  $S(z)$  é a função de transferência do caminho secundário,  $d(n)$  é o ruído de excitação do duto após sofrer a influência da função de transferência do caminho primário,  $e(n)$  é o sinal obtido no microfone de erro,  $W(n)$  são os coeficientes do filtro adaptativo,  $Y(n)$  é o resultado da filtragem do sinal de referência por  $W(z)$ , e  $Y(n)'$  é o resultado da influência que a função de transferência do caminho secundário exerce em  $Y(n)$ .

Segundo Matsuo (2012), o controle FX-LMS pode ser descrito pelas seguintes etapas: 1-Determinação do passo de adaptação do filtro ( $\mu$ ) e dos valores iniciais dos coeficientes do filtro; 2- Leitura dos sinais  $x(n)$  e  $e(n)$ ; 3- Obtenção de  $x(n)'$  através da filtragem do sinal de referência  $x(n)$  pela função transferência do caminho secundário; 4- Atualização dos coeficientes do filtro, segundo a Eq. (4); 5- Cálculo  $y(n)$  utilizando os novos coeficientes do filtro adaptativo e o  $x(n)$ ; 6- Caso o valor de  $e(n)$  não seja satisfatório repete-se o processo voltando ao passo 1.

$$w(n+1) = w(n) + \mu(n) \cdot x(n) \cdot e(n) \tag{4}$$

É importante ressaltar que o passo de adaptação é um importante parâmetro do sistema de controle, pois a convergência do sinal de erro está diretamente relacionada a este. Recomenda-se que  $\mu$  esteja dentro do intervalo definido pela Eq. (5) (Fonseca, 2007).

$$0 < \mu(n) < \frac{2}{M.R} \tag{5}$$

onde  $M$  é o tamanho do filtro utilizado (quantidade de pesos) e  $R$  é a matriz de auto-correlação do sinal de referência.

A simulação numérica do CAR *feedforward* com controle FX-LMS foi implementada em ambiente *Matlab® toolbox Simulink*. O diagrama de blocos resultante é exibido na Fig. 6, o qual corresponde ao sistema total (acústico+controle) ilustrado na Fig. 1, ressaltando que para a simulação numérica tem-se que  $S(z)=S(z)'$ , simplificando portanto o diagrama de blocos da Fig. 5 (Kuo e Morgan, 1996).

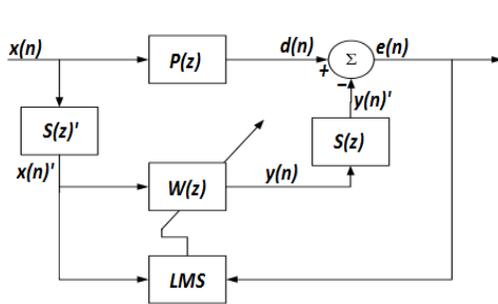


Figura 5. Diagrama de CAR utilizando controle FX-LMS (Kuo e Morgan, 1996).

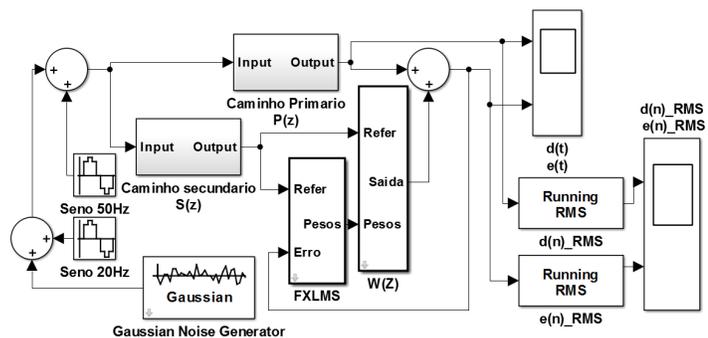


Figura 6. Diagrama de blocos do CAR simulado.

#### 4. SIMULAÇÃO DO CONTROLE ATIVO DE RÚIDO

A metodologia de simulação utilizada é proposta de forma a salientar os principais parâmetros que compõem um sistema CAR, e assim possibilitar a melhor análise possível acerca dos critérios que diretamente influenciam no desempenho do sistema.

Primeiramente, utilizou-se como sinal de excitação do duto acústico uma senóide de 20 Hz. Em seguida, este foi substituído por outro sinal composto por esta mesma senóide acrescida de outra senóide de 50 Hz, dotado de duas senóides. Por fim, ao resultado da soma destas duas senóides, foi adicionado um sinal de ruído do tipo branco, utilizado para excitação do duto e avaliação da robustez do sistema quando submetido a sinais de banda larga.

As simulações apresentadas foram realizadas em ambiente *Matlab toolbox Simulink*® utilizando uma frequência de amostragem de 1024 Hz e tempo de simulação igual a 10 segundos.

As Figs. 7 e 8 ilustram os gráficos das amostras obtidas no microfone de erro para quando o duto foi submetido à excitação de uma senóide monotonal de 20 Hz, e quando submetido a uma senóide de 20 Hz acrescida de outro sinal senoidal de 50 Hz, respectivamente.

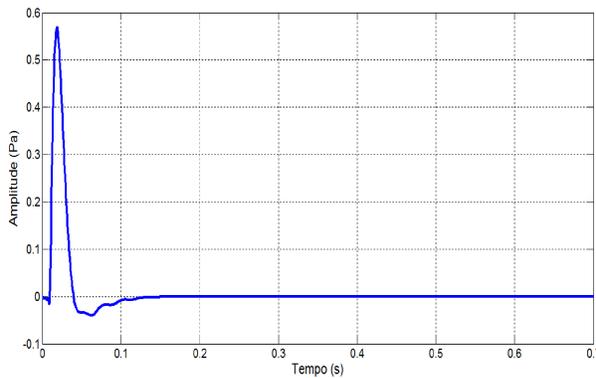


Figura 7. Sinal de erro obtido para excitação com senóide de 20 Hz.

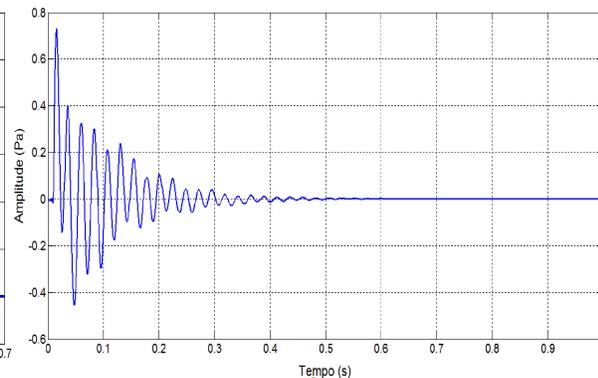


Figura 8. Sinal de erro obtido para excitação com senóide de 20 Hz somada a uma senóide de 50 Hz.

Os gráficos apresentados nas Fig. 7 e Fig. 8 demonstram que, à medida que o sinal de excitação do duto se torna mais complexo (neste caso, devido à adição de outras componentes de frequência), o sistema passa a exigir mais tempo para alcançar o seu estado estacionário, ponto onde a atenuação do ruído indesejado é máxima.

Observou-se ainda, através de simulações onde a excitação do duto foi realizada por senóides de 20 Hz e 50 Hz acrescidas de um sinal de ruído branco de variadas amplitudes, que a inclusão deste tipo de ruído não somente incrementa o tempo que o sistema necessita para convergir como também torna o valor do erro residual consideravelmente maior. Por outro lado, caso este ruído branco possua uma amplitude suficientemente alta, o sistema não convergirá e se tornará instável.

A fim de verificar a influência do comprimento do filtro utilizado no desempenho alcançado pelo CAR, avaliou-se o erro residual remanescente após a convergência em diferentes configurações. Salienta-se que quanto maior for o comprimento do filtro, maior tempo será necessário para processar as operações de convolução que envolvem o mesmo, característica que deve ser controlada de modo a garantir a causalidade do controle realizado quando este for implementado na prática. Simulações foram realizadas e o erro residual foi aferido sob a excitação de uma onda senoidal de 50 Hz para diferentes contextos caracterizados pelo comprimento do filtro utilizado. A Tabela 1 apresenta os dados obtidos para cada uma das situações observadas.

Tabela 1. Erro residual do sistema para diferentes comprimentos de filtros.

Comprimento do filtro	Erro residual (valor RMS)
10	0.0297
20	0.0294
30	0.0305
40	0.0320
50	0.0336
60	0.0351
70	0.0364
80	0.0376
90	0.0387
100	0.0398

É notável que, à medida que se aumenta o comprimento do filtro implementado, incrementa-se também, mesmo que de forma mínima, o valor do erro residual. Ratifica-se que, apesar da pequena diferença ilustrada na Tabela 1, o comprimento do filtro constitui um importantíssimo parâmetro do sistema de controle uma vez que definirá o espaço de valores do passo de adaptação para qual o algoritmo convergirá (como determina a Eq. (5)).

Finalmente, com o intuito de ressaltar a importância da escolha da posição dos atuadores e do processo de projeto do sistema de Controle Ativo de Ruído como um todo, duas simulações foram realizadas utilizando-se um mesmo sinal de excitação senoidal de 50 Hz, porém variando-se a posição em que estava situada a fonte de controle. Inicialmente, a simulação numérica foi executada posicionando-se a fonte de controle na posição  $X_a$  igual a 1.5 m. Em seguida, para fins de comparação, simulou-se o sistema com a fonte de controle posicionada na posição  $X_a$  igual a 1.75 m. As Fig. 9 a Fig. 12 ilustram os sinais de erro obtidos para as duas configurações com o controle de ruído ativado e desativado.

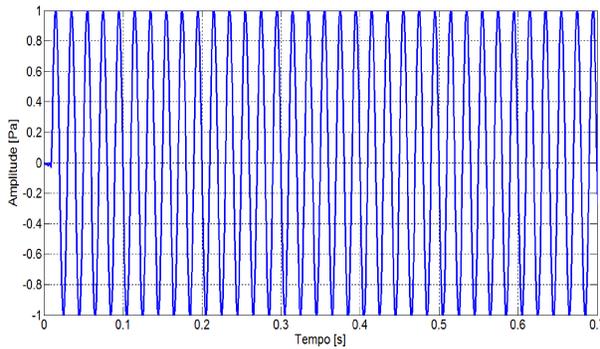


Figura 9. Sinal de erro obtido para excitação com senóide de 50 Hz sem controle.

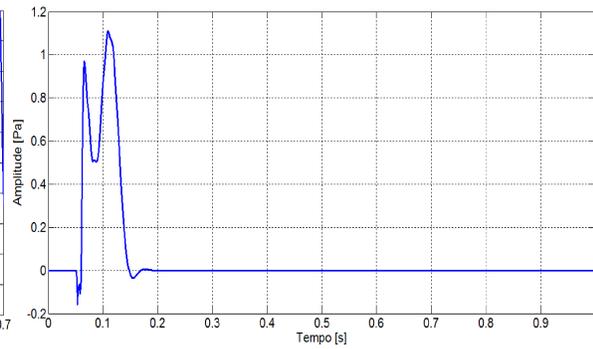


Figura 10. Sinal de erro obtido para excitação com senóide de 50 Hz e controle ativado –  $X_a = 1.5$  m.

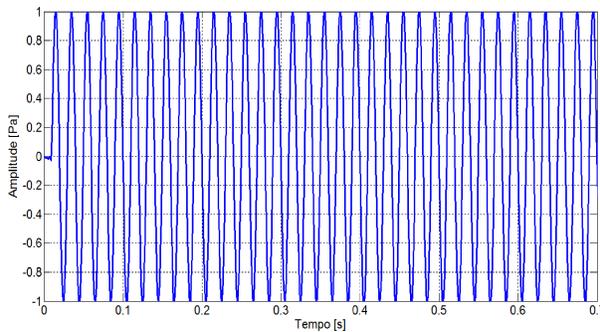


Figura 11. Sinal de erro obtido para excitação com senóide de 50 Hz sem controle.

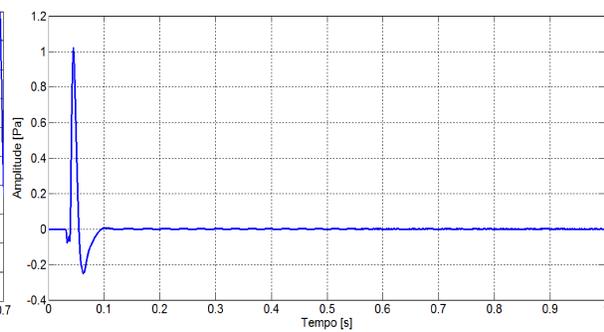


Figura 12. Sinal de erro obtido para excitação com senóide de 50 Hz e controle ativado –  $X_a = 1.75$  m.

As Figuras 10 e 12, que ilustram o sinal obtido do microfone de erro com controle realizado por uma fonte situada em  $X_a$  igual a 1.5 m e 1.75 m respectivamente, demonstram que o tempo que o sistema leva para convergir ao estado estacionário é pouco maior no primeiro caso.

Além disso, uma análise mais detalhada com o auxílio do *Matlab*® permite observar que o erro residual do controle realizado com o alto falante na posição de 1.75 m é consideravelmente menor que o observado quando este foi situado na posição de 1.5 m. O valor *RMS* para o erro residual presente no caso ilustrado pela Fig. 10 é de 0.0688, enquanto que para o caso ilustrado pela Fig. 12 é de 0.0279, representando um aumento no índice de atenuação de aproximadamente 2.5 vezes referente somente a alteração da posição da fonte de controle.

Ratifica-se ainda que este mesmo processo pode ser realizado com a posição dos microfones de forma a se buscar a localização dos sensores que garantam a melhor eficiência possível do sistema CAR.

Este artigo demonstra que a utilização de simulações computacionais na fase de projeto de um sistema de CAR permite o ajuste de diversas variáveis que influenciam diretamente na eficiência do sistema de uma maneira rápida e sem custos com protótipos ou fabricação de bancadas e afins. Desta maneira, procura-se otimizar ao máximo a eficiência do sistema proposto utilizando-se de simulações numéricas, e a partir deste modelo ótimo parte-se para a etapa experimental, onde ajustes serão necessários e que no entanto espera-se ser mínimos.

Sendo assim, aos autores deixam claro que a utilização de simulações computacionais para o caso em estudo não elimina a etapa composta por testes experimentais. Pelo contrário, as duas etapas devem se complementar. Quando da utilização das duas etapas (numérica + experimental) tem-se um projeto completo com possibilidade de desempenho ótimo. Um boa sugestão é a abordagem híbrida, utilizando, por exemplo, um ruído adquirido experimentalmente no modelo numérico. Aproximando ainda mais o modelo numérico do real.

De maneira a fornecer uma representação esquemática e intuitiva, a metodologia de projeto apresentada neste trabalho foi descrita na forma de fluxograma e é ilustrada na Fig. 13. A Fig. 13(a) descreve os passos necessários ao projeto de um sistema de Controle Ativo de Ruído. A Fig. 13(b), por sua vez, estipula as etapas necessárias à implementação do filtro adaptativo FX-LMS. Já a Fig. 13(c) estipula, de forma hierárquica, as medidas a serem realizadas de forma a otimizar o índice de atenuação do sistema CAR.

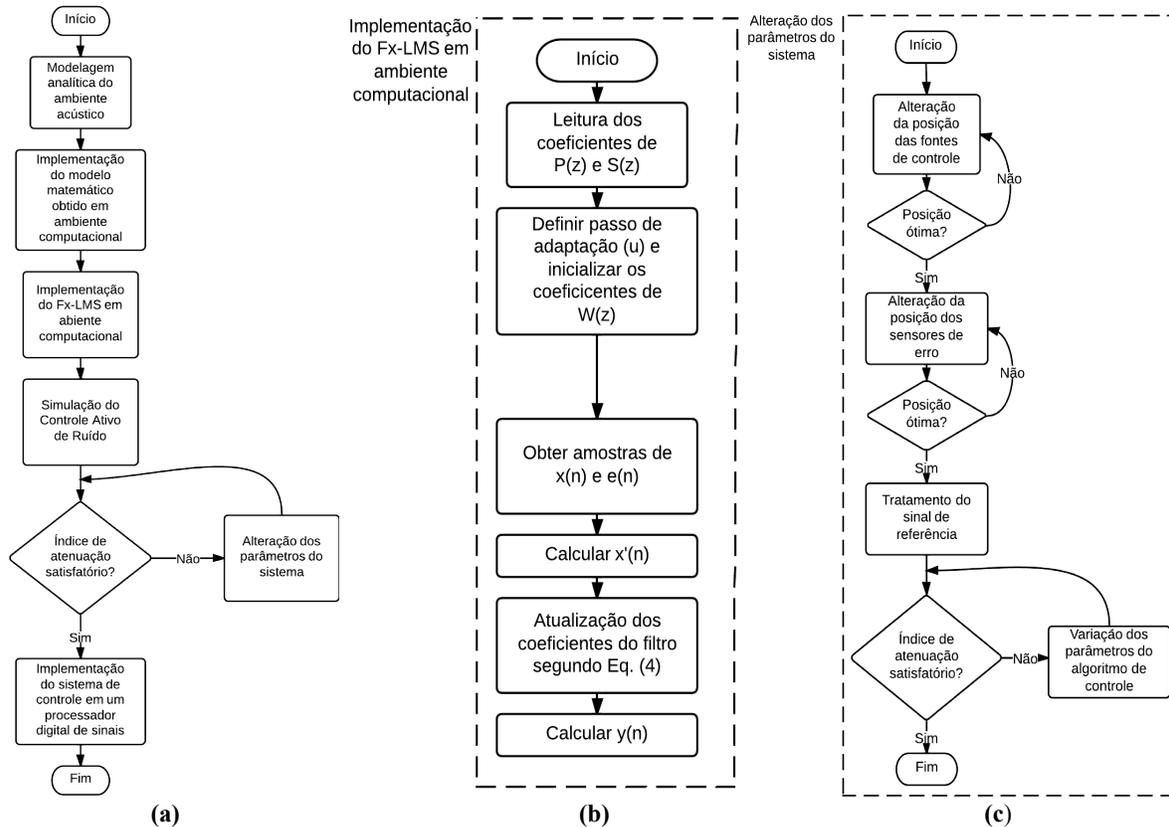


Figura 13. (a) Fluxograma do projeto de um sistema CAR; (b) Fluxograma do algoritmo FX-LMS; (c) Fluxograma do processo de otimização do índice de atenuação.

## 5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foram apresentados os passos necessários ao desenvolvimento de um projeto de sistema de Controle Ativo de Ruído em dutos, desde a modelagem da planta acústica a ser controlada até a simulação do sistema de controle.

Um modelo analítico e invariante no tempo foi apresentado, através da obtenção das funções de transferências dos caminhos primário e secundário, bem como alternativas para a sua representação em forma de dimensão finita.

O algoritmo adaptativo FX-LMS foi apresentado e assim como o modelo matemático citado, implementado em ambiente *Matlab toolbox Simulink*®.

Simulações numéricas realizadas comprovaram a eficiência do algoritmo FX-LMS quando utilizado na composição de sistemas de Controle Ativo de Ruído, e possibilitaram a análise de algumas de seus principais parâmetros.

Observou-se que, à medida que o sinal de excitação do duto cresce em complexidade, incrementa-se também o tempo de convergência do sistema CAR. Comprovou-se ainda que o sistema é eficiente mesmo para a adição de ruídos de banda larga de baixa amplitude ao sinal de excitação do duto.

Pôde-se ainda observar que a dimensão do filtro utilizado não influenciou de forma considerável o índice de atenuação alcançado.

Além disto, simulações realizadas em contextos onde a fonte de controle foi deslocada ao longo do duto demonstraram a importância da escolha das posições dos sensores e atuadores no desempenho alcançado, apresentando significativa influência no índice de atenuação observado.

Por fim, tendo em vista a importância da fase de projeto de sistemas CAR evidenciada por este trabalho, organizou-se a metodologia desenvolvida em forma de fluxogramas. Uma representação para a metodologia de desenvolvimento de sistemas CAR (onde são representadas as fases desde a modelagem da planta acústica até a simulação do sistema de controle), uma para o algoritmo FX-LMS, e outra especificamente para os passos necessários a otimização do índice de atenuação de sistemas CAR foram apresentadas.

## 6. REFERÊNCIAS

- Akhtar, M. T., & Mitsuhashi, W. (2009). "Hybrid Active Noise Control System for Correlated and Uncorrelated Noise Sources". Proceedings of the 6th International Symposium on Image and Signal Processing and Analysis, pp. 17–21.
- Donadon, L. V., 2002, "Análise Teórica e Experimental de Estratégias de Controle Ativo de Ruído", Tese (Doutorado), Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 260 p.
- Elliot, S. J., 2001, "Signal Processing for Active Control", Academic Press, 1 Ed., 510 p.
- Elliott, S.J, Nelson, P.A., 1992, "Active control of sound", London: Academic Press, 436 p.
- Fernandes, M. A.P., 2007, "Controle ativo de ruído em campo livre", Dissertação (Mestrado), Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 74 p.
- Fonseca, M. M. P., 2007, "Aplicação do processamento digital de sinais ao controle ativo de ruído em baixas frequências", Monografia, CEFET/RJ, Rio de Janeiro, 119 p.
- Górski, P., & Morzyński, L., 2013, "Active Noise Reduction Algorithm Based on NOTCH Filter and Genetic Algorithm", Archives of Acoustics, pp. 185–190.
- Guedes, F. P., 2006, "Controle Ativo e Ruído em dutos de Ventilação: Um experimento para aplicação em Unidades Offshores", Dissertação de mestrado, COPPE/UFRJ, Engenharia Oceânica, 223 p.
- Hansen, C. H., Howard, C. Q., Burgemeister, K. A., & Cazzolato, B. S., 1996, "Practical Implementation of an Active Noise Control System In Hot Exhaust Stack", Acoustics Making Ends Meet: Innovation and Legislation.
- Hansen C. H., Qiu, X., Barrault, G., Howard, C. Q., Petersen, C. D., Singh, S., 2007, "Optimization of Active and Semi-active Noise and Vibration Control Systems", ICSV 14, Cairns, Australia, 9 -12 July.
- Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. R., & Sander, J. V., 1999, "Fundamental of Acoustics", 4th ed., John Wiley & Sons Inc, 560 p.
- Kuo, S. M. e Morgan, D. R., 1996, "Active Noise Control Systems: Algorithms and DSP Implementations", John Wiley & Sons, Inc.
- Lee, J., Yang, I., Lee, J., & Oh, J., 2011, "Active Noise Control for High-speed Elevator", World Academy of Science, Engineering and Rechnology, pp. 298–302.
- Matsuo, M. V., 2012, "Estudo Sobre o Descasamento de Frequência em Sistemas de Controle Ativo de Ruído para Ruidos de Banda Estreita", Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, 131 p.
- Núñez, I. J. C., 2005, "O controle ativo de ruído em dutos: um estudo teórico - experimental", Tese (Doutorado), Universidade Federal de Uberlândia, 129 p.
- Olson, H. F. May, F. G., 1953, "Electronic Sound Absorber", Journal of the Acoustic Society of America, pp. 1130-1136.
- Paolillo, G. F., & Jr, J. C. S., 2006, "Controle Ativo de Ruído em Campo Aberto".
- Pota, H. R., & Kelkar, A. G., 2001, "Modeling and Control of Acoustic Ducts", Journal of Vibration and Acoustics.
- Riyanto, B., 2007, "Real-time DSP Implementation of Active Noise Control for Broadband Noise Using Adaptive LMS Filter Algorithm", International Conference on Electrical Engineering and Informatics, pp. 718–722.
- Sallberg, B, Sattar, F. and Claesson, I., 2008, "On a method for improving impulsive sounds localization in hearing defenders", EURASIP Journal on Audio, Speech, and Music Processing, Jan.
- Talele, K. T., Shrivastav, A., Utekar, K., & Deshpande, A., 2011, "LMS Filter for Noise Cancellation Using Simulink", In T. Zhang (Ed.), International Conference on Digital Image Processing.
- Van Ophem, S. and Berkhoff, A. P., 2013, "Multi-channel Kalman filters for active noise control", J. Acoustic Society of America, pp. 2105-2115.

## 7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

"Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

# SIMULATION METHODOLOGY FOR ACTIVE NOISE CONTROL IN FINITE ACOUSTICS DUCTS: ANALYTICAL AND NUMERICAL APPROACH

**Antonio Boson Almeida Júnior, [antoniboson@aluno.unb.br](mailto:antoniboson@aluno.unb.br)<sup>1</sup>**  
**Maria Alzira de Araújo Nunes, [maanunes@unb.br](mailto:maanunes@unb.br)<sup>2</sup>**  
**Renato Vilela Lopes, [rvlopes@unb.br](mailto:rvlopes@unb.br)<sup>1</sup>**

Universidade de Brasília-UnB, Faculdade UnB Gama-FGA, Eng. Eletrônica<sup>1</sup> / Eng. Automotiva<sup>2</sup>, Área Especial de Indústria Projeção A, Setor Leste, 72.444-240, Gama-DF, Brasil.

**Abstract.** Nowadays the active noise control (ANC) can be found in real applications around us, such as in cars, aircraft and earbuds. Studies in this area are widespread and advanced by the scientific standpoint. However, after a literature review on the subject is possible to verify that the main papers on this topic are intended to who the efficiency of ANC through the practical implementation, where the considered design variables are commonly the type of controller and the filter algorithm used and/or the acoustic system type (duct, cavity and so on). It is emphasized that the initial stage of an ANC's project is extremely important since it can reduce cost and optimize the project even before its practical implementation. Therefore is necessary to model the considered system and perform several numeric simulations in order to perform a sensitivity analysis of the main parameters and design variables. In this context, this work aims to detail the first project stage describing the main steps to be performed as well as the numerical tools employed. A simplified methodology is described so that it is a starting point for the open loop (feedforward) Active Noise Control (ANC) to be implemented in finite acoustic ducts with propagation of flat sound waves. The proposed methodology is composed primarily by the analytical modeling of the duct to be studied in order to obtain the transfer functions, especially primary and secondary. Subsequently, the controller is designed numerically focusing on the implementation of the control algorithm of the adaptive filter, in this case the Fx-LMS. The complete model of the ANC system is obtained through the combination of acoustic and electronic fields using a simulation environment with a block diagram modeling. In this work we used the Matlab toolbox Simulink<sup>®</sup> software for implementing the simulation models and the numerical results. From the results obtained it is shown that efficiency of the proposed controller depends on several design parameters by comparing the sound pressure emitted by the system with and without ANC.

**Keywords:** Active Noise Control, duct, plane waves, Fx-LMS filter, simulation