

**DINCON 2017**CONFERÊNCIA BRASILEIRA DE DINÂMICA, CONTROLE E APLICAÇÕES
30 de outubro a 01 de novembro de 2017 – São José do Rio Preto/SP

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS

Renan Roberto Benitz da Silva¹**Prof. Dr. Herbert Gomes Martins²**

Grupo de Pesquisa em Risco, Identificação e Quantificação de Incertezas, GPRQI, Departamento de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, RS

Resumo. A exposição prolongada a ruídos elevados pode gerar problemas relacionados à saúde auditiva trazendo, por exemplo, um déficit na atenção e eventualmente acidentes de trabalho. Dutos são meios de transmissão de ruído importantes na indústria. Neste artigo avalia-se um sistema de controle ativo de ruído em dutos de forma a atenuar o nível de ruído produzido por uma fonte. Um aparato experimental é desenvolvido como protótipo inicial para uma bancada de testes de controle ativo de ruído. Foi desenvolvido em ambiente MATLAB³ um software para aquisições e envio dos sinais e ao final, gráficos de espectros de bandas de frequência dos ruídos sem e com o sistema de controle ativo são apresentados. O sistema de controle proposto conseguiu atenuar níveis de pressão sonora com valores que dependem do tipo de ruído (multitonal e ruído branco de faixa larga).

Palavras-chave. Controle ativo, ruído, dutos, Filtered-X LMS

1 Introdução

Já em 1954, Beranek (1954) afirmava que era urgente a necessidade de resolver o problema do ruído criado por aviões, particularmente aviões a jato, que ameaçavam inviabilizar o bem-estar de casas e edifícios de regiões e bairros próximos a aeroportos [1]. A literatura também indica que ambientes como plataformas de petróleo, ambientes refrigerados, navios, heliportos, dentre outros, são locais propícios a se encontrar níveis de ruído que podem ser desde incômodos até nocivos à saúde auditiva. Para níveis elevados de ruído, normas como a NR-15 (2014), especifica limites máximos de ruído e tempos de exposição para que não afetem a saúde auditiva [2]. Dentre as diversas maneiras existentes de reduzir o ruído (atenuação do ruído na fonte, atenuação do ruído no trajeto até o ouvinte e atenuação do ruído diretamente no receptor), o controle passivo assim como o ativo vem sendo empregado. Economicamente, o controle passivo é bastante atraente, entretanto tem limitações quanto aos níveis máximos de atenuação e também para as faixas de frequência que consegue atenuar. Já o controle ativo tem a vantagem de conseguir atenuar, em geral, níveis mais elevados onde o controle passivo não é efetivo, entretanto por ser ativo, seu custo pode ser proibitivo dependendo da aplicação. Então, resta para o controle ativo ser utilizado nas

¹ renan.benitz@ufrgs.br

² herbert@mecanica.ufrgs.br

situações onde de fato faz-se necessário mesmo que a um custo elevado.

2 Propósito da investigação

A presença de dutos em plantas industriais para viabilizar a ventilação ou exaustão tem como consequência um sinal sonoro indesejado que pode causar malefícios à saúde de trabalhadores e às pessoas que moram nas imediações das fábricas. Segundo Hansen et al. (2007) *apud* Oliveira (2010) esse ruído é gerado pela passagem das pás do exaustor por elementos fixos da estrutura, sendo um ruído de banda estreita (ou tom puro) com presença de harmônicos. Há também um sinal aerodinâmico do tipo banda larga, gerado em regiões de fluxo turbulento e vórtices [3,4]. Finalmente, existe ainda o ruído de origem mecânica, emitido por vibrações dos componentes estruturais e das pás. A maior parte da energia desse sinal está presente na faixa de frequência de 0 a 500 Hz, onde os sistemas de Controle Ativo de Ruído (CAR) são mais eficientes. Oliveira (2010) em seu trabalho implementou um sistema CAR mono-canal e obteve uma significativa atenuação de 35 dB [4].

Neste trabalho avalia-se um sistema de controle ativo de ruído em dutos de forma a atenuar o nível de ruído produzido por uma fonte. O propósito é o de obter significativa atenuação do ruído, em certa faixa de frequência, em um duto utilizando alto-falantes e microfones de forma ativa, atenuação esta, difícil de ser obtida de forma passiva com o uso de materiais absorvedores acústicos. Segundo literatura de Lessa (2010) e Gontijo(2006), o controle ativo possibilita uma maior atenuação do nível de ruído que o controle passivo tradicional [5,6]. É utilizado o algoritmo Filtered-X LMS para o controle de ruídos com frequências bem definidas e também para ruídos com faixas de frequências distintas. Este é um problema que encontra-se sob intensa investigação para o controle de ruído em dutos de ventilação, assim como no controle do ruído interno em aeronaves e automóveis.

3 Materiais e Métodos

3.1 Bancada de Testes

Como sistema de aquisição de dados e de controle utilizou-se a própria placa de som do computador escolhido para os experimentos (Realtek ALC662). Uma placa de som “on board” de computador com 16 bits e com limites de entradas e saída de $\pm 1,5$ V. Esta placa possui 4 canais de entrada e 4 canais de saída e limite máximo de até 96000 pontos/s de taxa de aquisição e envio de sinais. Como sensor para as medições foi utilizado um microfone de eletreto. Este tipo de sensor é amplamente usado sendo pouco sensível à vibração externa e umidade, além disso, o mesmo pode ser adquirido por valores acessíveis, o que fez dele a escolha ideal para o sistema de controle desenvolvido. Para a faixa de frequências de interesse (baixas e médias frequências), os microfones apresentam sensibilidade relativamente plana e constante. Como atuadores foram utilizados dois alto-falantes, ambos de 5” da empresa Selenium. O alto-falante 1, para a geração do ruído é um alto-falante triaxial (médios e agudos, *tweeter*, acoplados). O alto-falante 2 (o que fará o controle) é um Selenium de 5” de 8 Ohms de impedância e potência *rms* de 12 W. Dutos de PVC de 150mm (diâmetro) e uma junção Y (ângulo de 45°) de mesmo diâmetro foram utilizados para o trabalho. A Figura 1(a) indica como as partes da bancada se interligam e como o sistema foi montado a fim de avaliar a performance do Controle Ativo de Ruído em Dutos usando o algoritmo Filtered-X LMS para os casos aqui analisados de ruído em bandas estreitas e em banda larga.

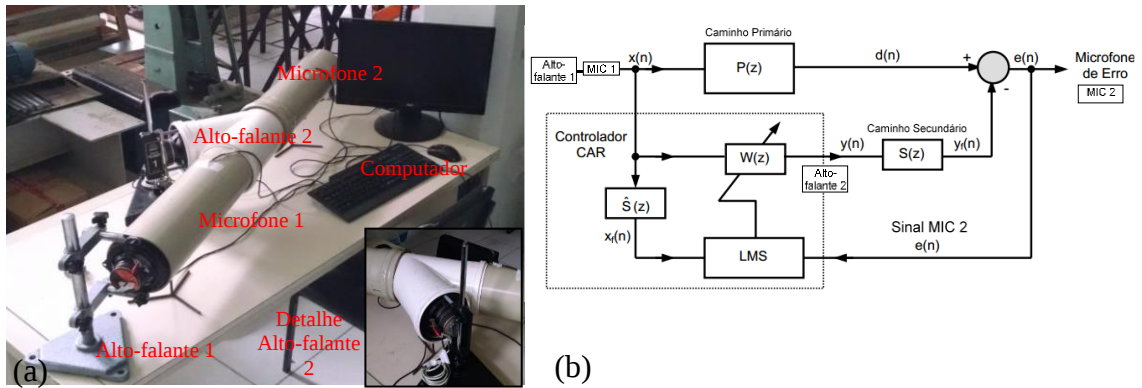


Figura 1: (a) Bancada de testes para CAR e (b) diagrama de bloco do controle Filtered-X LMS.

3.1 Controle de ruído ativo Filtered-X LMS (*Feedforward*)

O controle clássico LMS *feedback* em malha fechada admite apenas um sensor de erro (microfone 2) que alimenta a lógica de controle a qual aciona o atuador (alto-falante 2). A introdução da função de transferência $S(z)$ para avaliar o caminho secundário seguido pelo som gerado pelo controlador e emitido pelo atuador até o microfone de erro, causa no algoritmo clássico LMS (*Least Mean Square*) de ajuste dos coeficientes do filtro $W(z)$, uma instabilidade no sistema de controle (Elliott et al., 1985) [7]. Uma alternativa para contornar essa instabilidade é o uso de um Filtered-X LMS proposta por Widrow em 1981 (Widrow *et al.*, 1981) [8]. Na Figura 1(b) $x(n)$ é o sinal de referência de entrada do controlador, n representa os instantes de tempo discretos, $d(n)$ é o sinal do microfone de erro procedente da fonte de ruído (ruído primário), $y(n)$ é o sinal do controlador enviado ao alto-falante 2, $e(n)$ é o sinal de erro, $W(z)$ representa os pesos do filtro digital, $P(z)$ é a função de transferência entre a fonte de ruído e o microfone de erro (caminho primário), $S(z)$ é a função de transferência entre o atuador (alto-falante de controle) e o microfone de erro (caminho secundário) e por fim $\hat{S}(z)$ é a estimativa da função de transferência entre o atuador (alto-falante 2) e o microfone de erro (caminho secundário). De maneira simplificada, o erro $e(n)$ é calculado a partir da convolução da resposta impulso do caminho secundário $S(z)$ e os pesos do filtro digital $W(z)$ por $e(n) = d(n) - s(n) * [W^T(n) \cdot x(n)]$, onde $w(n)$ são os elementos do vetor $W(z) = [w_n(0) \dots w_n(1) \dots w_n(n-M+1)]^T$, $x(n)$ é o vetor de sinal de referência no instante n , $x(n) = [x_n(0) \dots x_n(1) \dots x_n(n-M+1)]^T$, $*$ representa a convolução entre o sinal no tempo n e o vetor de pesos $w(n)$ e M representa a ordem do filtro digital. Assumindo uma função de erro a ser minimizada do tipo $E(n) = \mu[e^2(n)]$ e tomando um método de minimização do tipo gradiente descendente para a minimização desta função de erro, então a correção dos pesos do filtro $W(z)$ fica definida como $w(n+1) = w(n) - [\mu(n)/2] \nabla E(n)$, onde $\mu(n)$ é um fator de passo adaptativo e $\nabla E(n)$ é o gradiente da função erro. Diversas são as técnicas que são empregadas para avaliar este gradiente, então utilizando o gradiente do erro médio quadrático instantâneo, deriva-se a equação de erro com respeito a $w(n)$ e obtém-se: $\nabla E(n) = -2 \cdot [s(n) * x(n)] \cdot e(n)$. Resumidamente, os passos para o algoritmo Filtered-X LMS podem ser colocados no pseudocódigo indicado na Tabela 1.

Tabela 1: Pseudocódigo do algoritmo Filtered-X LMS (modificado de Nunez, 2005) [9].

Passo 1: Inicialização
Coeficientes: $w(k)_0=0$, ou seja, $M+1$ coeficiente;
Estimativa da potência do sinal de forma recursiva: $\sigma^2(0)=1$;
Passo 2: Medição de $x(n)$ e $e(n)$ (MIC1 e MIC2);
Passo 3: Definição do parâmetro α para cálculo recursivo da potência do sinal;
Passo 4: Cálculo da saída do filtro FIR;
$y(n)=\sum_{k=1}^{M-1} w(k)_n x(n-k)$
Passo 5: Avaliação da entrada filtrada;
$x(n)=\sum_{k=1}^{M-1} \hat{s}(k)_n x(n-k)$
Passo 6: Estimativa da potência de forma recursiva;
$\sigma^2(n)=\alpha x_f^2(n)+(1-\alpha)\sigma^2(n-1)$
Passo 7: Avaliação do passo de adaptação;
$\mu(n)=0,1/(M+1)\sigma^2(n)$
Passo 8: Atualização dos coeficientes;
$w(k)_{n+1}=w(k)_n - \mu(n) e(n) x_f(n-k)$
Passo 9: Atualizar $n=n+1$ e voltar para o passo 2;

4 Resultados e Discussões

4.1 Atenuação de ruído multitonal e em banda larga (ruído branco) em duto

Neste exemplo foi testado o CAR para um ruído gerado no duto que contém 3 frequências bem definidas: 235Hz, 672Hz e 842Hz. Estas frequências foram escolhidas por serem de difícil atenuação por controle passivo ou tratamento acústico. Na Figura 2 são mostrados os espectros em bandas de oitavas referentes aos ruídos medidos antes e após a aplicação do CAR (teste1). Nos mesmos gráficos encontram-se o gráfico da FFT do sinal medido, além do valor de NPS correspondente ao ruído como um todo. Pode-se observar que o valor de amplitude da voltagem reduziu para a 1ª frequência de 235Hz, de 0,2V para 0,12V. Isto corresponde na banda de frequências de 250Hz a uma atenuação do ruído da ordem de 2,9dB(L). Na Figura 3 obteve-se a relação decibel (dB) x frequência (Hz), onde o Channel 1 (curva vermelha) representa o ruído a ser controlado e o Channel 2 (curva azul) a superposição do ruído com o seu antirruído. Percebe-se uma considerável atenuação nas frequências definidas (235Hz, 672Hz e 842Hz) e também algum de seus harmônicos. Resumidamente, para três testes realizados nesta situação, obteve-se uma atenuação de 2,9dB(L) para o teste 1, 2,7dB(L) para o teste 2 e 1,9dB(L) para o teste 3, resultando numa atenuação média de 2,5dB(L) com um desvio padrão de 0,53dB(L).

Para a atenuação em banda larga utilizou-se o ruído branco na banda de (300-800Hz) para novos testes. O CAR atuou no ruído que está entre 300 a 800Hz. Como já citado anteriormente, esta faixa de frequência foi escolhida por estar na banda de valores de difícil atenuação por controle passivo ou tratamento acústico. Na Figura 4 são mostrados os espectros em bandas de oitavas, o gráfico da FFT e o valor de NPS referentes aos ruídos medidos antes e após a aplicação do CAR (teste 4) assim como a tabela comparativa por banda de frequência antes e depois do controle. Para essa situação o desempenho do controle obteve redução de 105dB(L) para 103dB(L) no total de nível de pressão sonora – NPS.

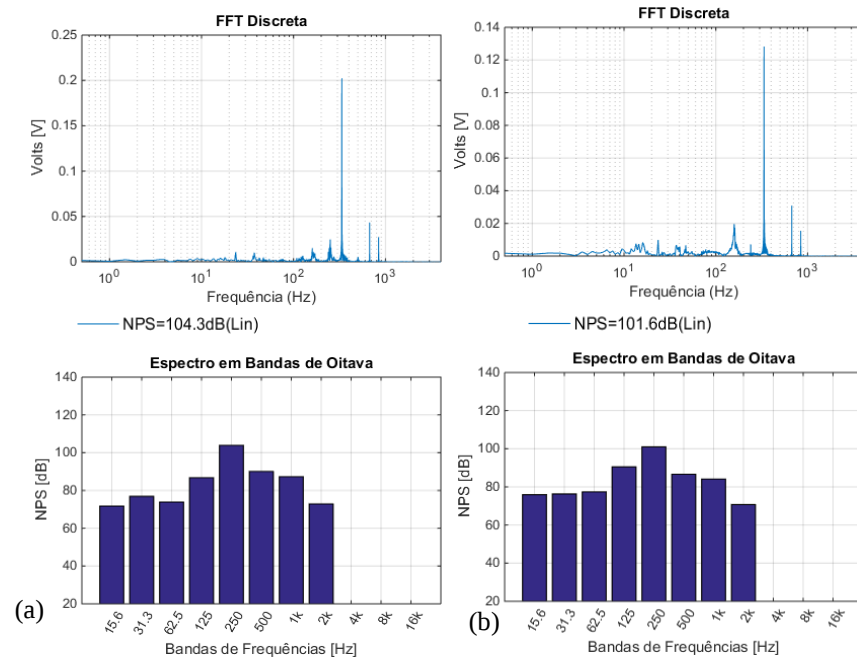


Figura 2: Espectros de ruído (a) antes e (b) depois do CAR em bandas de oitavas (multitons).

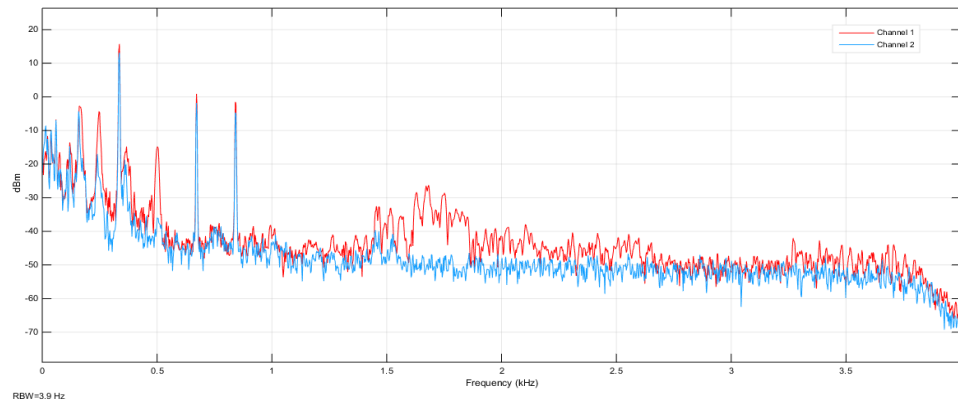
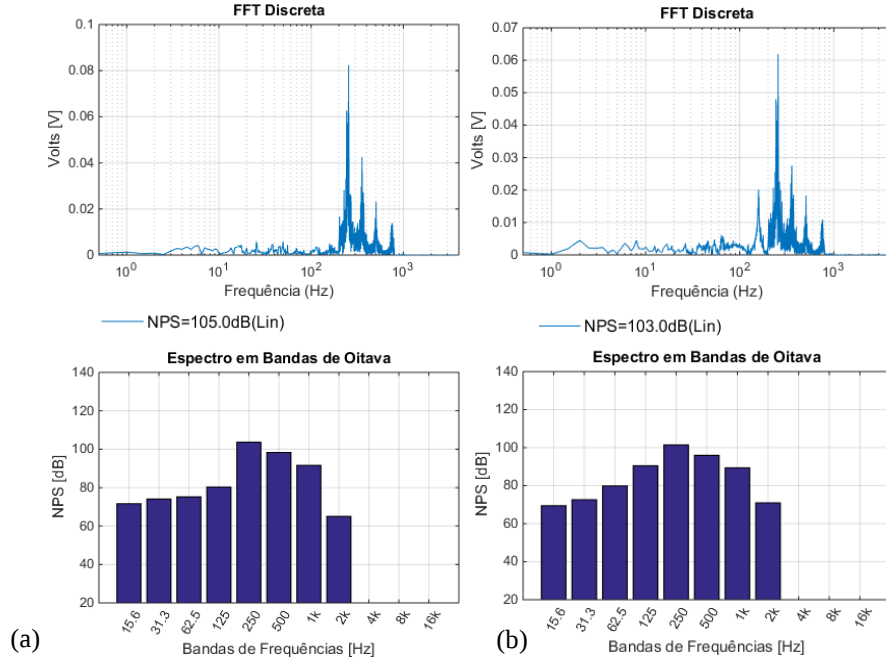


Figura 3: Espectros de frequências antes (Channel 1) e depois (Channel 2) da atuação do CAR no teste com multitons.

Resumidamente, para três testes realizados nesta situação, obteve-se uma atenuação de 2,0dB(L) para o teste 7, 1,9dB(L) para o teste 8 e 1,9 dB(L) para o teste 9, resultando numa atenuação média de 1,93dB(L) com um desvio padrão de 0,05dB(L).



Bandas	15.6[Hz]	31.5[Hz]	62.5[Hz]	125[Hz]	250[Hz]	500[Hz]	1k[Hz]	2k[Hz]	Total[dB(L)]
Sem Controle	71,62	74,07	75,18	80,33	103,70	98,32	91,63	65,05	105.0
Com Controle	69,46	72,59	79,84	90,47	101,400	95,93	89,37	70,98	103.0

Figura 4: Espectros de ruído (a) antes e (b) depois do CAR em bandas de oitavas (ruído branco).

5 Conclusões

Este trabalho propôs a construção de um sistema Controle Ativo de Ruído (CAR) utilizando o algoritmo Filtered-X LMS para este controle especificamente em dutos. Foi construída uma bancada de ensaios composta de computador, dutos em PVC, dois microfones e dois alto-falantes apoiados em pedestais para simular os ruídos em bandas de frequência distintas; estreitas e também em bandas largas. O sistema permite, além do controle ativo, medir os níveis de ruído (baseado no trabalho anterior de Vanset, 2016) em elevada precisão [10].

No teste multitons, o CAR desenvolvido apresentou melhores resultados de atenuação, em relação aos testes de ruído branco, da ordem de 2,5 dB(L) em média sendo de 2,9dB(L) a melhor amostra. Nos testes de ruído branco (banda estreita e larga) a performance do controlador não foi tão adequada, com uma redução, entre os seis testes realizados, de 1,8 dB(L) no caso de banda estreita e de 2,0 dB(L) para o caso de banda larga. Imagina-se que esta perda de eficiência tenha sido devido a problemas na implementação da bancada de testes, uma vez que pode ter havido interferências de ruídos do ambiente externo em função da falta de estanqueidade dos alto-falantes. Observando a Figura 4(b), percebe-se que há também a possibilidade de ressonância dentro dos tubos (Frequências de Helmholtz) para a faixa de frequências de 300-800 Hz, tornando ainda mais difícil para o CAR promover uma boa atenuação. Como propostas para trabalhos futuros, os resultados de atenuação podem ser ainda mais satisfatórios empregando possíveis melhorias como uma análise detalhada dos materiais empregados: tubo, microfones e alto-falantes e sua estanqueidade. O comprimento do tubo também pode ser levado em consideração nas possíveis

melhorias, pouco sabe-se sobre a magnitude dessa influência, porém em trabalhos anteriores melhores resultados foram obtidos a partir de um maior comprimento de tubo. Os alto-falantes foram apoiados em pedestais estilo tripé (ver Figura 1), um confinamento com caixas de ressonância pode garantir um aumento na aproximação de uma onda plana, além de reduzir a interferência de ruídos externos ao experimento. Deve-se também atentar para melhores estimativas no que diz respeito a função de transferência do caminho secundário $S(z)$, uma vez que ela terá influência direta no desempenho do CAR.

Agradecimentos

Agradecemos ao CNPq e CAPES assim como ao Grupo de Pesquisa em Risco Identificação e Quantificação de Incertezas (GPRQI) pelo suporte neste trabalho.

Referências

- [1] L. L. Beranek, Acoustics. Mcgraw Hill Book Company Inc. 492p. (1954).
- [2] Brasil, Ministério do Trabalho e Emprego, Portaria MTE n.º 1.297, de 13 de agosto de 2014, NR-15 Atividades Insalubres, Diário Oficial da República Federativa do Brasil, Brasília, 6 julho de 1978. <http://www.mte.gov.br/legislacao/normas_regulamentadoras/nr_15.pdf>. (2014).
- [3] C. H. Hansen, X. Qiu, C. Petersen, C. Howard, S. Singh, “Active Noise and Vibration control system design considerations”. *Mechanics*, 26 (2), 37-46, (2007).
- [4] E. L. Oliveira, Projeto de sistema de controle ativo de ruído aplicado a dutos com grandes seções transversais, Simpósio do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 4p. (2010).
- [5] E. M. Lessa, Controle ativo de ruído em dutos de ventilação em navios e plataformas offshore. Monografia. Eng. de Controle e Automação, UFRJ, RJ, Brasil, 59p. (2010).
- [6] W. A. Gontijo, Implementação e avaliação de desempenho de algoritmos adaptativos aplicados em controle ativo de vibrações. Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 65p. (2006).
- [7] S. J. Elliot e P. Darlington, Adaptive cancellation of periodic, synchronously sampled interference. *IEEE Trans. Acoustics, Speech, Signal Processing*, vol. 33, 715-717, (1985), DOI: 10.1109/TASSP.1985.1164596.
- [8] B. Widrow, D. Shur and S. Schaffer, On adaptive inverse control, *Proceedings of 15th ASILOMAR Conf. on Circuits, Systems and Computers*, 185-189, (1981).
- [9] I. J. C. Nunez, O controle ativo de ruído em dutos: um estudo teórico-experimental. Tese de doutorado, PPG em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, (2005).
- [10] F. Z. Vanset, Construção de um sistema de medição acústica em bandas de terços de oitavas. 15f. Monografia. Dept. de Eng. Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, (2016).
- [11] MATLAB, MATrix LABoratory, R2012a. The MathWorks Inc., Natick, MA, 2000. <www.mathworks.com/>. Acessado em 01/09/2017.