

## CONTROLE ATIVO DE RUÍDO SONORO POR IDENTIFICAÇÃO E CARACTERIZAÇÃO ESTRUTURAL DE UM DUTO METÁLICO

Naor M. Melo<sup>a</sup>, Simplício A. da Silva<sup>b</sup>

<sup>a</sup>*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Paraíba, Brasil, naor@ct.ufpb.br, <http://www.ufpb.br> e <http://www.ct.ufpb.br>*

<sup>b</sup>*Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Paraíba, Brasil, dee@ct.ufpb.br, <http://www.ct.ufpb.br/dee>*

**Palavras Chave:** Atenuação, Controle, Piezelétrico, Som.

**Resumo.** O ruído sonoro é um dos principais fatores ambientais a ser tratado e controlado, isto se faz necessário uma vez que o ouvido humano quando exposto a níveis de ruído elevado pode ter seu funcionamento comprometido em parte ou por completo. O som elevado também reduz a eficiência do trabalho produtivo e aumenta o nível de stress do indivíduo, independente do ambiente que este se encontre. Dentre as várias técnicas de controle disponíveis na atualidade, o controle ativo se apresenta como uma ferramenta viável devido ao desenvolvimento de novos materiais e aos avançados equipamentos de processamento de sinais. Este controle necessita de um contínuo estudo das variáveis estruturais do meio que se deseja controlar. Neste trabalho é estudado o uso de material piezelétrico na captação das características estruturais dos dutos metálicos. Consegue-se controle em baixa e média frequência de forma dinâmica uma vez que as técnicas de controle passivo não contribuem com um resultado satisfatório.

## 1 INTRODUÇÃO

Este trabalho traz parte de um estudo mais amplo de Tese defendida por Melo et al.(2004), o qual realizou o estudo do comportamento do uso de dispositivos de controle ativo aplicado na atenuação do som indesejável transportado por tubulações e dutos metálicos. Serão apresentados os critérios de identificação e caracterização dos parâmetros estruturais de um duto metálico específico com seção transversal variável, como se ver em detalhe adiante. Critérios de identificação por meio de simulação numérica e por medições instrumentais em modelo físico real.

## 2 CONCEITOS ACÚSTICOS

O campo sonoro produzido num ambiente fechado ou se propagação em um duto pode ser modelado por meio da Eq.(1) denominada de equação de Helmholtz, conforme é citado por Gerges (1992).

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (1)$$

Onde:

$\nabla^2$  - é o operador Laplaciano

$p$  - é a pressão acústica no meio [ $N/m^2$ ]

$k$  - é o número de onda(s) acústica(s).

A velocidade da partícula pode ser obtida em função da pressão por meio da Eq. (2).

$$v = \frac{j \nabla p}{\omega \rho} \quad (2)$$

Onde:

$\rho$  - é a densidade do meio (ar, estrutura sólida ou fluido) em ( $kg/m^3$ )

$\omega$  - é frequência de vibração da onda sonora em (rad/s)

$\nabla$  - é o operador gradiente: ( $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$ )

$$j = \sqrt{-1}$$

Determinadas as condições de contorno, técnicas de formulação matemática podem ser utilizadas na resolução da Eq.(1). Dentre essas ferramentas matemática utilizou-se do Método de Elementos Finitos (MEF), técnica essa muito útil em análises modal e harmônica.

## 3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)

A técnica do MEF faz uso de uma variação da equação de Helmholtz na resolução de modelos acústicos. Essa variação denominada de formulação residual de Galerkin é descrita por Hughes (1987).

Nessa ferramenta matemática o volume ou (domínio) é dividido em pequenas regiões denominadas por elementos. A função incógnita da pressão sonora presente no elemento  $p(x)$  é aproximada por uma  $p_h(x)$ , via funções de interpolações definidas nos elementos.

Incorporando esta aproximação na equação integral de Galerkin obtêm-se um sistema de equações algébricas do tipo:

$$[K - i \rho \omega C - \omega^2 M] \{p\} = i \rho \omega \{F\} \quad (3)$$

Onde:

F = matriz de força ou carregamento (N)

$\omega$  = frequência angular (rad/s)

$\rho$  = densidade estrutural (Kg/m<sup>3</sup>)

M = matriz de K = matriz de rigidez do sistema (N/m)

C = matriz de amortecimento do sistema (Kg/s ou N.s/m)

Sendo:

$$K_{ij} = \int_V \nabla N_i \nabla N_j dV \quad M_{ij} = \int_V \frac{N_i N_j}{e^2} dV \quad C_{ij} = \int_{S_3} N_i N_j A_n dS \quad F_i = \int_{S_2} N_i N_j V_n dS \quad (4)$$

A pressão no elemento é calculada conforme a Eq.(5). Nela constata-se que o valor da pressão final em cada elemento é igual à soma da pressão atribuída em cada nó multiplicado pelo fator de forma,

A distribuição de pressão  $p(x)$  que é aproximada por uma função  $p_h(x)$ , depende dos valores das pressões acústicas nos nós e do fator de forma  $N_i(x)$  massa do sistema (Kg). Assim a distribuição da pressão num dado elemento pode ser escrita como:

$$p(x) = \sum_{i=1}^m N_i p_h(x) = [N] \{P\} \quad (5)$$

Onde:

$p(x)$  é a pressão aproximada no elemento, o índice “i” refere-se ao número de nós em cada um dos elementos e  $N_i$  é a função de interpolação ou fator de forma do elemento.

No caso de análise harmônica e/ou em regime permanente, o sistema descrito pela Eq.(3) é resolvido para uma excitação externa “F” dependente da frequência. Para um processo de análise espectral onde se tem uma excitação externa nula, obtém-se como resultado o equacionamento de um problema de autovetores e autovalores. A raiz quadrada do autovalor fornece o valor da frequência natural do modelo estudado, chegando-se à igualdade descrita na Eq.(6).

$$[K] \{\phi_i\} = \omega_i^2 [M] \{\phi\} \quad (6)$$

Onde se tem:

$\phi_i$  - são os autovetores do sistema analisado.

$\omega_i^2$  - são os autovalores.

Utilizou-se o programa computacional ANSYS nas análises, modal e harmônica para posterior comparação com medições experimentais. O modelo tridimensional utilizado na simulação numérica foi construído nas mesmas dimensões dos protótipos.

Foram obtidas frequências naturais contidas numa faixa de interesse, que compreende de 200 a 600 Hz, assim como a resposta harmônica do campo acústico quando excitado numa das frequências naturais.

## 4 MODELOS ESTUDADOS

Foi utilizado um duto de configuração construtiva bem particular, apresentando uma seção transversal variável com aumento de área.

### 4.1 DUTO DE SEÇÃO VARIÁVEL

O modelo de elementos finitos foi elaborado obedecendo as seguintes dimensões: 680 mm de comprimento, seção transversal maior (largura de 240 mm e altura de 100 mm), seção transversal menor (largura de 100 mm e altura de 100 mm), conforme pode ser visto na Fig. (1).

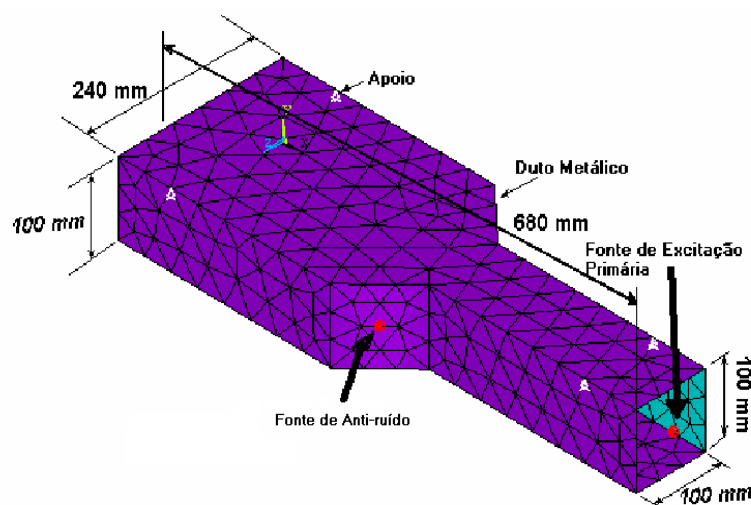


Figura 1: Modelo de elementos finitos na configuração do duto de seção transversal variável, dimensões do duto.

A fonte de excitação do sistema foi posicionada na extremidade com seção transversal menor. Com o som propagando-se por via aérea da seção transversal menor para a de maior dimensão.

O atuador, simulando a fonte de excitação primária foi posicionado na extremidade da seção transversal menor do duto e a fonte de anti-ruído posicionada na área inclinada do duto.

## 5 ANÁLISE DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS TEÓRICA

Foram analisadas as possíveis frequências naturais da estrutura do duto e do volume de ar contido no interior deste. A obtenção das frequências referente ao volume de ar é importante, pois a cavidade do duto pode também funcionar como fonte de ressonância, e conhecendo-a, pode-se estabelecer quais frequências são oriundas da estrutura do duto e quais se referem ao volume de ar em confinamento, como pode ser verificado por Melo et al.(1996).

Para a obtenção das frequências naturais referentes ao volume de ar contido no interior do duto, aplicou-se o mesmo procedimento utilizado na obtenção das frequências do modelo do duto, descrito no item 4.1, ou seja: gerou-se um modelo de elementos finitos com as dimensões internas do duto, compreendendo o volume de ar. Em seguida foram atribuídas condições de contorno ao modelo, definindo os elementos do modelo como ar atmosférico. Terminada a parte de simulação do modelo processou-se a análise modal a qual forneceu frequências listadas no item referente aos resultados obtidos.

## 6 ANÁLISE HARMÔNICA TEÓRICA

A análise harmônica teórica consiste em se simular a ação de uma fonte de excitação no modelo em estudo, duto de seção transversal variável, e verificar o comportamento do modelo submetido à excitação.

Para essa simulação foram estabelecidos os locais onde se verificam determinadas condições de contorno, tais como: sistema de fixação do modelo, presença de superfície não reflexiva (cuja absorção sonora é total) e pela localização das fontes de ruído e controle. Na Fig.(2), identifica-se a posição de localizações das condições de contorno citada. Os pontos de apoios identificados apresentam restrição de movimento apenas na direção “Y”, nas outras coordenadas são livres.

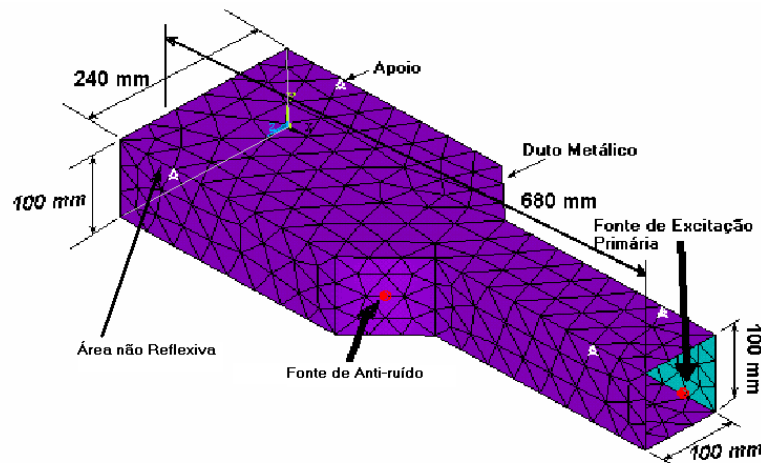


Figura 2: Modelo de elementos finitos mostrando a posição de colocação dos atuadores do duto de seção variável.

As fontes de excitação e de anti-ruído consistem da simulação, em alguns nós, da emissão um nível de pressão sonora pré-determinado. A fonte de excitação primária emite um sinal sonoro com características harmônicas numa frequência pré-estabelecida de 292 Hz, com um comportamento igual ao mostrado na Fig.(3).

Já a fonte de anti-ruído emitia uma pressão sonora de mesma frequência, no entanto, defasado em  $180^\circ$  se comparado com o sinal da fonte de excitação primária. O grau de defasamento entre as excitações, segundo Ansys (1993), se efetua matematicamente à medida que se atribui um certo valor à componente imaginária do carregamento, simulando uma fonte sonora de 1 MPa de intensidade.

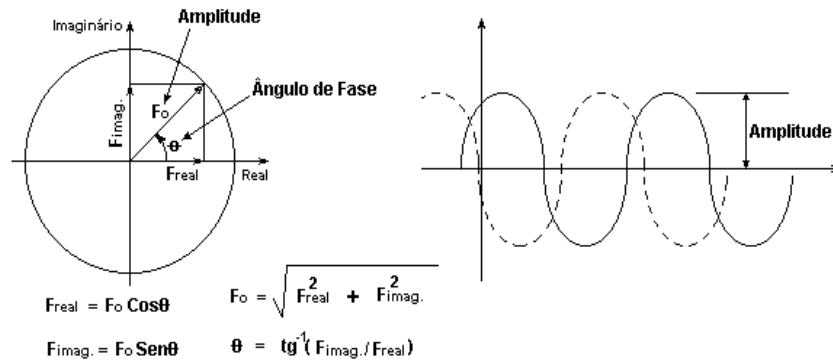


Figura 3: Relação entre as componentes, real e imaginária com a amplitude e o ângulo de fase.

## 7 CONFIGURAÇÕES DOS DUTOS

Os dutos foram construídos com chapas de aço zincado de 1 mm de espessura. As estruturas metálicas dos dutos juntamente com o material piezelétrico colado, foram utilizadas como fonte geradora do campo acústico de controle, sintonizada numa frequência pré-determinada. As configurações e as dimensões dos dutos são iguais às dos protótipos utilizados na simulação numérica, como mostra a Fig.(4).

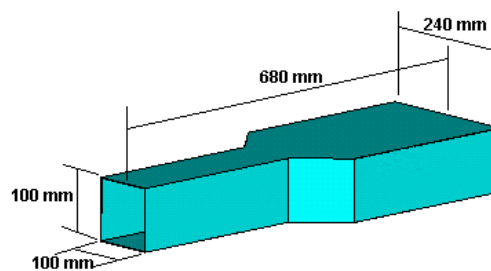


Figura 4: Vista em perspectiva dimensional do duto de seção transversal variável.

## 8 MEDIÇÃO DO CAMPO ACÚSTICO NO INTERIOR DO DUTO DE SEÇÃO TRANSVERSAL VARIÁVEL

Para a medição da pressão sonora no duto de seção variável, fez-se o uso da ligação de equipamentos dispostos na configuração de blocos da Fig.(5). Como é mostrado, o sinal do gerador de funções alimenta o alto-falante na extremidade do duto.

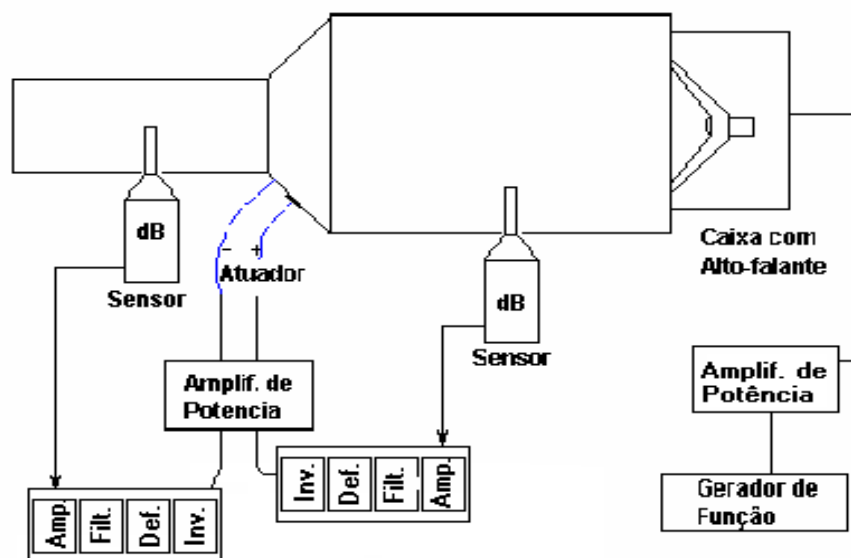


Figura 5: Montagem mostrando a colocação do alto-falante no bocal de seção transversal maior.

Em todos os experimentos utilizou-se um alto-falante como fonte de excitação primária. O gerador de função gerou um sinal harmônico numa frequência pré-estabelecida, no caso na frequência de 300 Hz obtida por varredura manual, frequência essa de ressonância do protótipo. Necessitou-se de uma amplificação do sinal injetado no material piezelétrico colado à chapa metálica.

O sinal captado era amplificado, defasado e ajustado no circuito eletrônico. Em seguida era dado um ganho no amplificador de potência, para ser utilizado no atuador de controle.

A medição do nível de ruído presente no interior do duto foi realizada com a fonte secundária desligada e ligada. A fonte primária esteve sempre ligada durante as medições, gerando um nível sonoro em torno de 100 dB.

Fez-se o uso de decibelímetros no monitoramento do ruído sonoro, e de uma placa de aquisição de dados acoplada a um computador com programa (*fast fourier transform*) FFT para obtenção do sinal correspondente às ondas sonoras captadas.

## 9 CONTROLE HÍBRIDO

Foi utilizado um sistema híbrido de controle cujo sistema eletrônico foi desenvolvido por Silva et al.(1998), o qual o utilizou no controle de vibração de painéis.

Procedeu-se à captação do sinal sonoro de referência usando os processos de controle (*feedforward* e *feedback*), processando-se a soma dos dois sinais, tal como é mostrado na Fig.(6).

Os sinais captados foram ajustados em circuitos independentes. Primeiramente foi realizado o ajuste do sinal de referência utilizado no método *feedforward*, ajustando amplitude e fase de forma a obter a maior atenuação do som. Mantendo-se fixo o ajuste do controlador *feedforward*, efetuou-se o ajuste do sinal de referência utilizado pelo controlador *feedback* (variando-se amplitude e a fase) de tal forma que ele propiciasse a maior atenuação do ruído. Injetando-se na fonte de controle o resultado da soma do sinal *feedforward* e *feedback*, procedendo-se à medição do nível de pressão sonora presente nos pontos 1 e 2 conforme mostrados na Fig.(6).

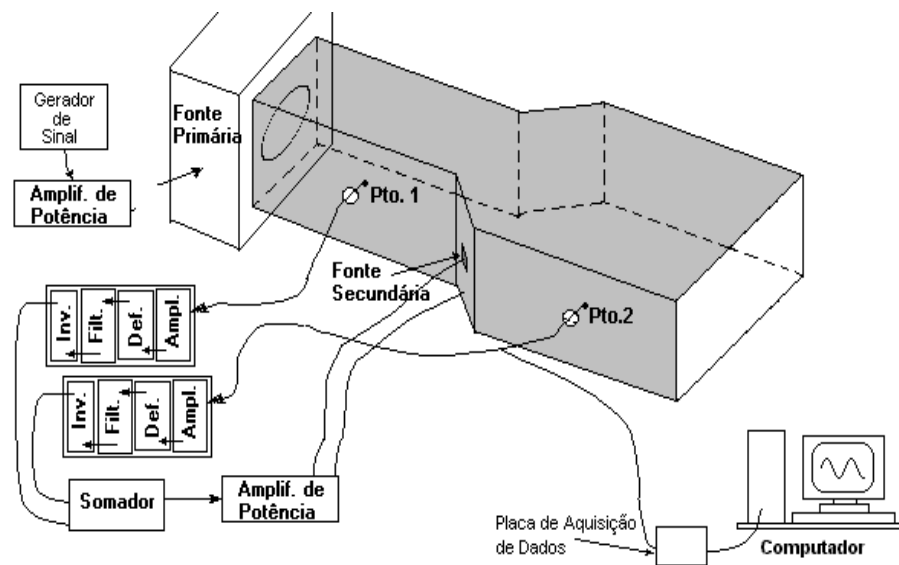


Figura 6: Desenho esquemático do duto de seção transversal variável, utilizando-se um controlador do tipo híbrido.

## 10 RESULTADOS OBTIDOS

A simulação numérica nos permitiu conhecer as possíveis freqüências de ressonância do sistema duto e do volume de ar contido. As freqüências identificadas na Tabela (1) caracterizam estruturalmente o sistema metálico do duto a ser analisado.

Relação de Freqüências	Freqüência (Hz.)
1	207,67
2	238,99
3	240,08
4	245,63
5	258,01
6	264,20
7	<b>292,45</b>
8	<b>315,00</b>
9	322,47
10	328,35
11	337,18
12	352,75
13	372,28

Tabela 1: Freqüências naturais da estrutura do duto, obtidas com o programa computacional.

As freqüências identificadas na Tabela (2) caracterizam estruturalmente o volume de ar contido no duto metálico do duto.



Relação de Frequências	Frequência (Hz.)
1	366,20
2	544,53

Tabela 2: Frequências naturais do volume de ar no interior do duto, obtidas pelo programa computacional.

Os campos acústicos gerados no interior do duto com análise computacional, mostrados na Fig.(7), apresenta-nos uma idéia do possível comportamento sonoro quando se utiliza uma fonte de anti-ruído.

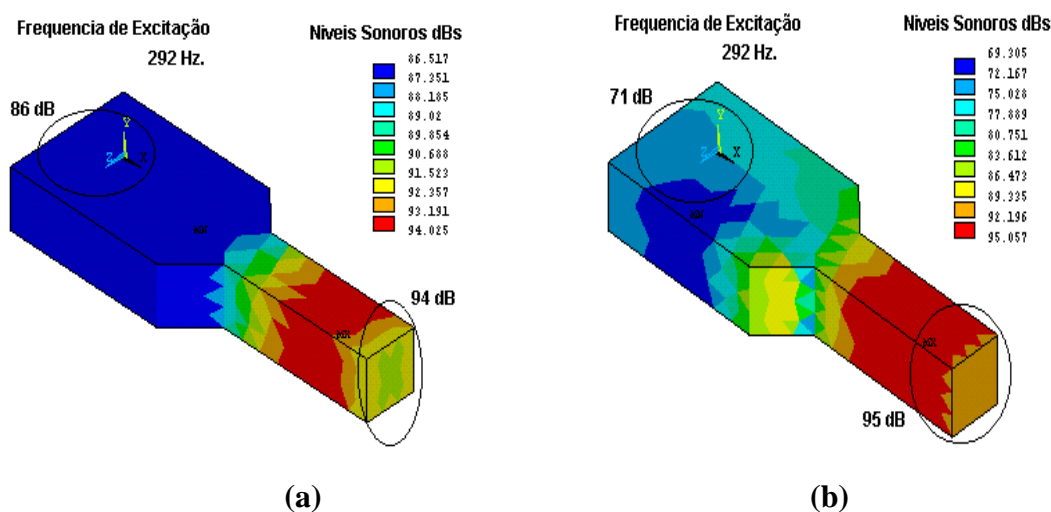


Figura 7: Modelo numérico obtido por FEM: (a) fonte de anti-ruído desligado e (b) fonte de anti-ruído ligado.

Os instrumentos de medição sonora apresentaram os seguintes níveis de ruídos, medidos na escala dB(A), mostrados na Tabela (3).

Controlador	Situação	I		II		I-II	
		Controlador Desligado (dBA)		Controlador Ligado (dBA)		Atenuação Obtida	
		Pto.1	Pto.2	Pto.1	Pto.2	Pto. 1	Pto.2
Feedforward		103,0	99,0	95,0	93,5	8,0	5,5
Feedback		103,0	99,0	86,0	91,0	17,0	8,0
Híbrido		103,0	99,0	77,0	88,0	26,0	11,0

Tabela 3: Valores obtidos por medição experimental no duto de seção transversal variável, excitando-o na extremidade A.

O gráfico espectral do som medido no domínio do tempo, utilizando-se um controle híbrido nos permite verificar conforme a Fig.(8) as possíveis interferências no sinal elétrico que por acaso não houve de forma significativa.

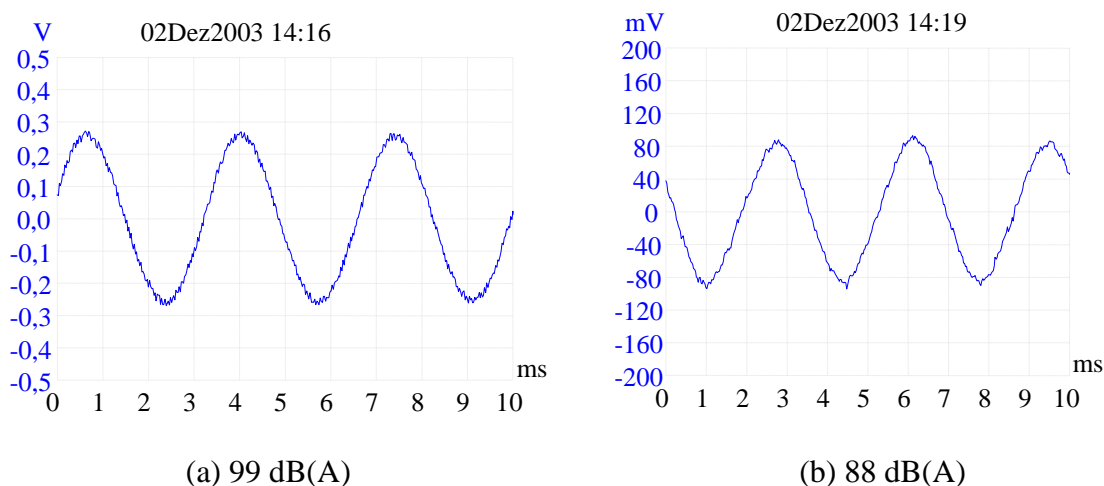


Figura 8: Sinal sonoro no domínio do tempo captado no interior do duto utilizando o controlador Híbrido: a) controlador desligado; b) controlador ligado.

## 11 CONCLUSÕES

A identificação das frequências de ressonância envolvidas neste estudo é de suma importância, pois irá caracterizar o comportamento acústico do sistema quando este estiver submetido à excitação de uma fonte sonora que porventura gere uma onda sonora com frequência igual, fazendo com que o sistema responda estruturalmente de maneira muito forte.

A simulação numérica permite ter uma identificação mais rápida do comportamento acústico do sistema analisado, possibilitando assim medidas de controle mais efetivas e rápidas.

Dentre os modelos de controle empregados o dispositivo híbrido possibilitou as maiores atenuações do som propagado, levando a crer que a utilização de múltiplos sensores e atuadores seja a maneira mais viável de controle por via ativa.

## REFERÊNCIAS

- Ansys, Techniques Manuals. **Manuais do ANSYS: Commands, Procedures, Theory and Elements**. Leuven, Bélgica, 1993.
- Gerges, S. N. Y. **Ruído: Fundamentos e Controle**. Editora UFSC, 1992.
- Hughes, T. J. R. **The Finite Element Method – Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis**. Livro, Editora Prentice Hall Inc., 1987.
- Melo, N. M.; Gerges, S. N. Y. **Simulação Numérica e Ensaio Experimentais do Ruído Veicular Interno**. Dissertação. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.
- Melo, N. M.; Dana, S. S.; Silva, S. A. **Controle Ativo de Ruído sonoro aplicado a dutos usando dispositivos piezelétricos**. Tese. Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2004
- Silva, S. A. **Controle Ativo de Vibração e Ruído em Estruturas Flexíveis Utilizando Atuadores Piezelétricos** Tese. Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 1998.