

ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DOS MODOS ACÚSTICOS DE UM TUBO DE PVC

Jotuanderson Pereira Gomes, jotuanderson@gmail.com
Adriano do Amor Divino Guilhon Serra, adrianodoamor01@gmail.com
Antonio Marcos Feitosa da Silva, antoniomarcos_engmecanica@ig.com.br
José Airton Neiva Alves da Silva Brasil, airton.bra@gmail.com
Nícolas da Silva Dias, nicolas_idias@hotmail.com
Flavio Nunes Pereira, flaviomecn@yahoo.com.br

Universidade Estadual do Maranhão, Travessa Paulo VI, s/n - Cidade Universitária Paulo VI, São Luís - MA, 65057-630.

Resumo: Tendo em vista a grande importância que os fenômenos vibratórios têm para o mundo, são feitos estudos com objetivo de prever possíveis problemas gerados pela vibração. Ao realizar o estudo de um modelo fluido-estrutura, onde as moléculas de ar vibram no interior de um tubo PVC são analisados por meio dos métodos experimental, analítico e numérico, na qual obteve-se os valores das frequências naturais para comparação das configurações dentro destes métodos tanto para corpo rígido como corpo livre. Os resultados numéricos usando o método de elementos finitos para determinação da pressão sonora nas cavidades do corpo do PVC mostraram um comportamento de forma de onda semelhante ao do método experimental e mostrou-se ter um comportamento de modos de vibrar ímpares 1,3,5 e 7. Também a análise de convergência mostrou que o tamanho do elemento utilizado foi capaz de representar o fenômeno com certa acurácia. Como foi observado pelo método experimental, que em baixa frequência corpo do PVC produz maior energia com grandes deslocamentos, por conseguinte maior capacidade de excitação da estrutura. Referente ao comparativo das frequências entre os métodos analítico e experimental foi observado uma diferença entre 5 a 20%.

Palavras-chave: Excitação acústica, Ressonância, Modos de vibrar

1. INTRODUÇÃO

Por meio da análise de Interação Fluido-Estrutural (FSI) é possível relacionar o modelo de estudo em diversas aplicações industriais, tais como: o transporte de petróleo e gás nas tubulações, sistemas com fluido refrigerante e redução dos ruídos em aeronaves. Ao modelar corretamente as vibrações do fluido em um tubo, a FSI deve ser levado em consideração, visto que com sua ausência causa o surgimento de problemas não previstos. O acoplamento mais importante de Poisson relaciona as pressões do fluido para as tensões axiais (longitudinais) no tubo através da contração radial ou expansão da parede do tubo (Tjsseling, 1996).

Fuller e Jones (1987) propuseram um método de controle, conhecido como controle acústico estrutural ativo (ASAC). A abordagem ASAC usa atuadores estruturados para exercer forças de controle na própria estrutura, a fim de minimizar o som irradiado. O controlador usa microfones com sensor de erro colocado no interior do cilindro, de modo que no interior os níveis de som foram minimizados pelo controle das vibrações estruturais.

O objetivo é comparar os modos de vibrar e frequências naturais das moléculas de ar no interior de um tubo de PVC pelos métodos: analítico, numérico e experimental. A extremidade do tubo é fixada em uma fonte excitadora (alto falante), que promove uma perturbação na estrutura do corpo do tubo. A propagação das ondas sonoras em tubos onde nível de pressão sonora não cai com a distância da fonte que irradia dentro de um tubo metálico com parede espessa e o comprimento de onda muito maior que o diâmetro, a propagação sonora ao longo deste tubo se dará na forma de ondas planas. Nesta situação, o nível de pressão sonora será uniforme em qualquer seção transversal e constante ao longo do tubo (Bistafa, 2006).

Considerando que a onda sonora no tubo é uma onda unidimensional, esta hipótese é válida para um diâmetro de tubo muito menor que o comprimento de onda, logo o nó de pressão está muito próximo a extremidade aberta do tubo, outro efeito que influencia nos valores analíticos é devido ao atrito. Na prática, os antínos e o nó de pressão estão ligeiramente afastados da extremidade aberta do tubo. Logo, é necessário fazer uma correção no comprimento do tubo que é da ordem de grandeza do seu diâmetro (Tipler, 2012).

2. METODOLOGIA

Quando a um intervalo considerável de frequências, em passos pré-determinados, for inserida no sistema podemos identificar os maiores picos de energias determinando assim as frequências naturais no modelo de estudo. Pelo método experimental foi proposto duas configurações para análise: uma de corpo rígido e outro corpo rígido livre, que são analisadas por meio da teoria das ondas planas.

O objeto do estudo é mostrado na Fig. (1), possui 100 mm de diâmetro e comprimento de 1500 mm. Na base do tubo está inserido um alto falante em um flange de compensado naval de 40mm de espessura.

A excitação provocada pelo alto falante irá produzir uma pulsação nas moléculas de ar que resultará na alteração do comportamento da estrutura, revelando por meio do experimento seus possíveis modos de vibrar.

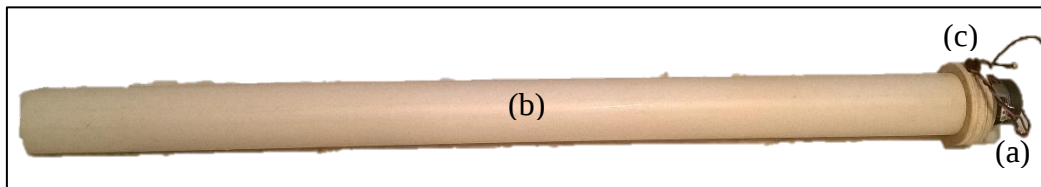


Figura 1. Configuração do tubo PVC; (a) alto-falante, (b) Corpo tubo PVC, (c) flange de fixação do alto falante.

2.1 Determinação das frequências de ressonância pelo método analítico

A princípio, como não se sabe o comportamento acústico do tubo PVC, é necessário determinar analiticamente as frequências de ressonância, utilizando a teoria de ondas estacionárias. De posse dos resultados das frequências, estes dados servirão para compará-la as frequências encontradas experimentalmente.

As frequências foram calculadas baseadas na velocidade de propagação de uma onda sonora Eq. (1), considerando um gás ideal (Tipler, 2012).

$$v = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \quad (1)$$

Onde: T é a temperatura dada em escala absoluta [K]; R é a constante universal dos gases ideais [8,314J/mol K]; M é a massa molar do gás [0,029kg/mol]; γ a constante adimensional que depende do tipo de gás, para moléculas diatômicas [1,4]. As incertezas foram calculadas, conforme apresentada pela Eq. (2).

$$\sigma_v^2 = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)^2 \sigma_T^2 = \left(\frac{1}{2} \left(\frac{\gamma RT}{M}\right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{\gamma R}{M}\right) \sigma T\right)^2 \quad (2)$$

A velocidade de propagação da onda sonora foi determinada substituindo o valor medido da temperatura na Eq. (1) e corrigidos na Eq. (2) as incertezas. Os resultados das velocidades e os erros relativos estão apresentados na Tab.(1).

Tabela 1. Temperatura ambiente, velocidade do som e incerteza.

Medições	Temperatura [k]	Incerteza da temperatura [$\pm$ k]	Velocidade do som [m/s]	Incerteza da velocidade do som [$\pm$ m/s]
1	302,0	1,0	348,2	11,54
2	302,0	1,0	348,2	11,54
3	297,0	1,0	345,3	11,64
4	296,0	1,0	344,7	11,64
5	294,5	1,0	343,8	11,69
6	297,5	1,0	345,6	11,63

Os estudos de ondas confinadas no espaço, como as ondas sonoras em um tubo, demonstram que existem certas frequências para as quais a superposição resulta em um padrão estacionário de vibração, ou seja, um modo de oscilação com nós e antinós. Para um tubo com as duas extremidades abertas ou fechadas as frequências naturais são calculas pela Eq. (3).

$$f_n = \frac{v}{\lambda_n} = \frac{nv}{2L}; \quad \text{onde} \quad n=1,2,3... \quad (3)$$

Onde: f_n é a frequências de ressonância do tubo [Hz]; v a velocidade de propagação de uma onda sonora [m/s]; L o comprimento do tubo [m]; n o número de harmônicos das frequências de ressonância do tubo; λ o comprimento de onda [m].

Segundo Tipler, 2012 para o caso de um tubo aberto existem nós de pressão próximos a cada extremidade. Considerando que a onda sonora no tubo é uma onda unidimensional, esta hipótese é válida para um diâmetro de tubo muito menor que o comprimento de onda, logo o nó de pressão está muito próximo à extremidade aberta do tubo. Na prática, os antinós e o nó de pressão estão ligeiramente afastados da extremidade aberta do tubo. Logo, é necessário fazer uma correção no comprimento do tubo (l_{ef}), que é da ordem de grandeza do seu diâmetro. Portanto, o comprimento efetivo do tubo é dado pela Equações da tabela 2.

Tabela 2. Correção de extremidade e comprimento efetivo para 1,5m.

Métodos	Correção de extremidade[m]	Comprimento com correção[m]	Aceitação
Onorati	$l_{cf} = 0,3r$	$l_{ef} = 1,515$	$f < 500$
Rayleigh	$l_{cf} = 0,85r$	$l_{ef} = 1,540$	$500 < f < 1500$
Onorati	$l_{cf} = r$	$l_{ef} = 1,550$	$f > 1500$

2.2 Determinação das frequências ressonância pelo método experimental

De posse dos resultados analíticos das frequências de ressonância, obtidos na seção anterior, foi realizado duas medições por varredura em passo 2 em 2 Hz, sendo um corpo livre e outro corpo rígido, com o objetivo de verificar as maiores amplitudes em dB SPL.

O medidor de nível de pressão sonora utilizado, contém um analisador de espectro em tempo real de 30 bandas, e um filtros 1/3 de oitava. Acoplado a extremidade aberta do tubo, conforme a figura 2b, o microfone de 1/2 polegada de diâmetro axialmente a saída do tubo PVC, com uma distância de 5 mm da abertura do tubo e 1m altura (medição Neer Field).



Figura 2. Arranjo das medições de frequência de ressonância; (a) corpo livre, (b) corpo rígido

2.3 Determinação das frequências ressonância pelo método numérico

O estudo do método numérico consiste na análise modal via elementos finitos objetivando prever o comportamento acústico da geometria quando excitados por meio do alto falante em que a propagação da onda sonora ocorre no interior da cavidade.

A Tabela 3 apresenta as etapas da metodologia adotadas neste trabalho para predição numérica dos modos acústicos do tubo PVC utilizando o software ANSYS ACT.

Tabela 3. Etapas da metodologia para predição numérica

Etapas	Descrição
1ª – Construir modelo geométrico	• Utilizar ferramenta CAD para elaboração da modelo geométrico do tubo PVC
2ª – Definir tipo de elemento	• Utilizar os elementos tipo FLUID30 e FLUID220 nas análises tridimensionais
3ª – Construir modelo acústico	• Fazer a modelagem do volume do interior da cavidade. A Fig. (3) ilustra os modelos geométrico e numérico
4ª – Definir as propriedades do material	• Inserir valores de densidade do ar, $1,2041 \text{ kg/m}^3$, pressão de referência 2×10^{-5} e velocidade de propagação do som $v = 346,6 \text{ m/s}$. Velocidade obtida pelo método analítico.
5ª – Construir a malha	• Subdividir o domínio fluido em elementos discretos, seguindo a regra de, pelo menos, seis elementos por comprimento de onda.
6ª – Definir condições de contorno	• Para simular a excitação acústica na entrada do sistema, insere-se amplitude de velocidade normal à face da superfície, onde é acoplado o alto falante, ver Fig (3 a).
7ª – Realizar análise harmônica do modelo	• Inserir o range de frequência de 100 a 1000 Hz distribuídos em intervalos de 2 em 2Hz, para então o software resolver a equação da onda acústica -
8ª – Obter o campo de pressão acústica no corpo do tubo PVC	• Obter o valor do campo de pressão acústica para o corpo do tubo PVC
9ª – Comparar os modos acústica obtidos pelo método numérico com os experimentais	• Plotar os gráficos dos modos acústicos obtidos numericamente e comparar com os resultados dos métodos analíticos e experimental

A Figura 3 mostra o modelo geométrico CAD e o numérico CAE, em que foi discretizado o modelo CAD em elementos discretos, seguindo a regra de, pelo menos, seis elementos por comprimento de onda.

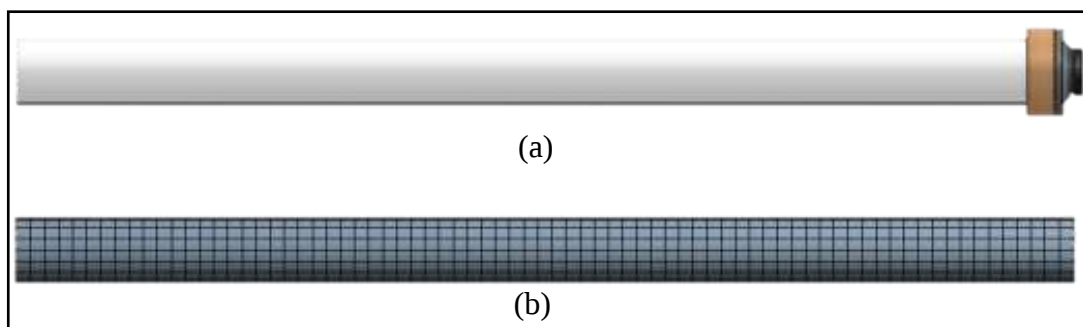


Figura 3. Modelos CAD e CAE;
a) Modelo geométrico CAD, b) modelo numérico discretizado em elementos finitos.

3. Resultados e Discussões

A metodologia utilizada para determinar as frequências de ressonância em um tubo de PVC com os resultados dos 7 primeiros harmônicos, obtidos pelos métodos analíticos e experimental apresentam um comportamento de meia onda ($\lambda/2$), tubo aberto e aberto em ambas extremidades.

Ao avaliar o gráfico da Figura 4 e 5 pode-se inferir que as frequências correspondentes ao primeiro, segundo e terceiro harmônico são caracterizadas por altas amplitudes de energia. Já as frequências correspondentes ao quarto e quinto harmônico possuem um comportamento diferente, apresentando baixas amplitudes de energia. Desta forma, as frequências dos três primeiros modos terão maior influência na mudança do comportamento da estrutura do tubo PVC.

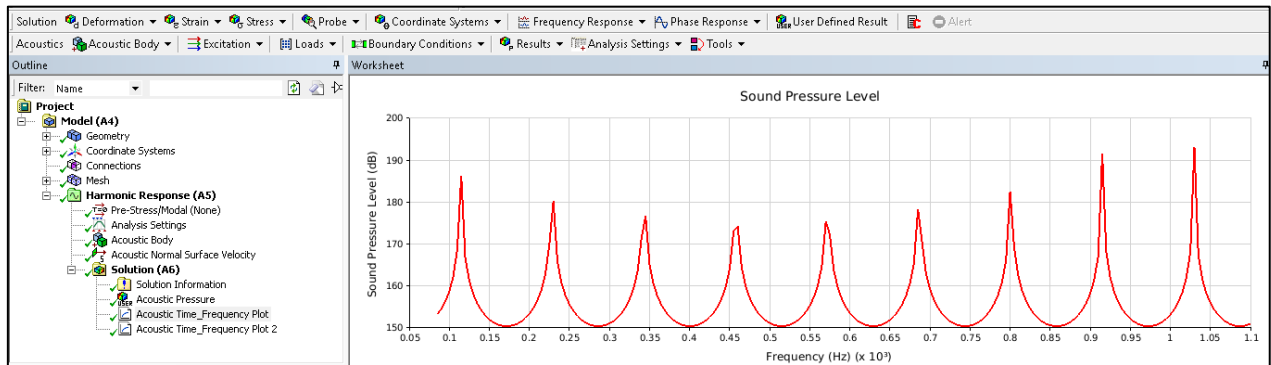


Figura 4. Gráfico numérico das Frequências x amplitudes

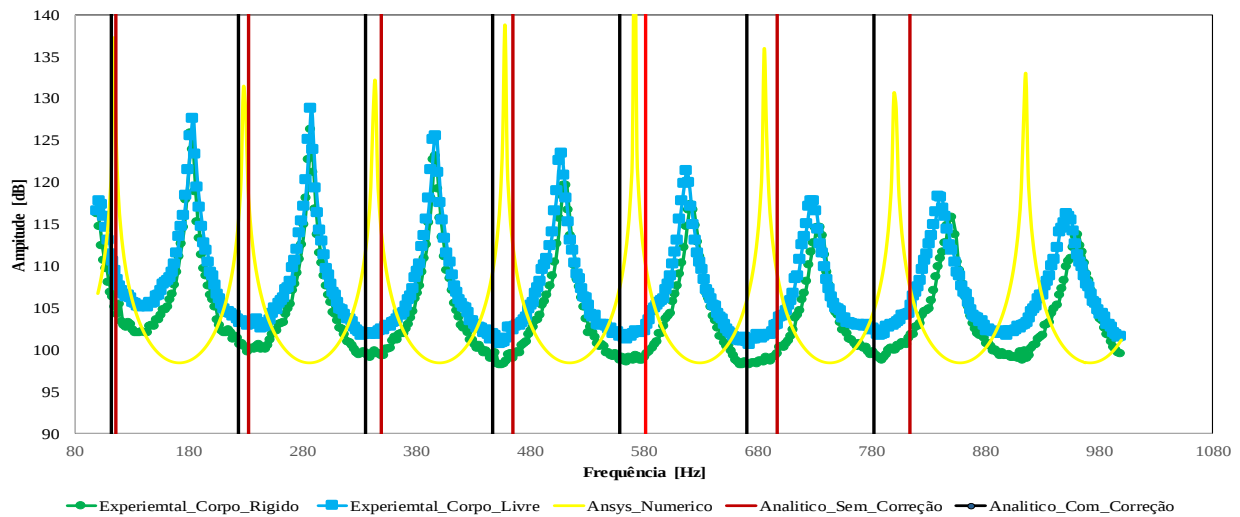


Figura 5. Gráfico das Frequências x amplitudes.

A Tabela 4 compara os resultados em termos percentuais os modos das frequências de ressonância obtidos pelos métodos: experimental, analiticamente e numérico.

Tabela 4. Resultado das frequências seus harmônicos.

Método experimental			Método analítico	Método numérico	Diferença experimental x analítica [%]		Diferença experimental x numérica [%]	
Modos de vibrar	Corpo livre [Hz]	Corpo rígido [Hz]	Efeito extremidade [Hz]	Frequência [Hz]	Corpo livre	Corpo rígido	Corpo livre	Corpo rígido
1	102	100	111,78	114	8,75	10,54	10,53	12,28
2	182	184	223,57	288	18,59	17,70	20,18	19,30
3	288	288	335,36	344	14,12	14,12	16,28	16,28
4	398	398	447,14	458	10,99	10,99	13,10	13,10
5	510	508	558,93	572	8,75	9,11	10,84	11,19
6	622	618	670,72	686	7,26	7,86	9,33	9,91
7	734	728	782,50	800	6,20	6,96	8,25	9,00

O gráfico da Figura 6 compara os resultados dos modos das frequências de ressonância do corpo tanto analiticamente como experimentalmente.

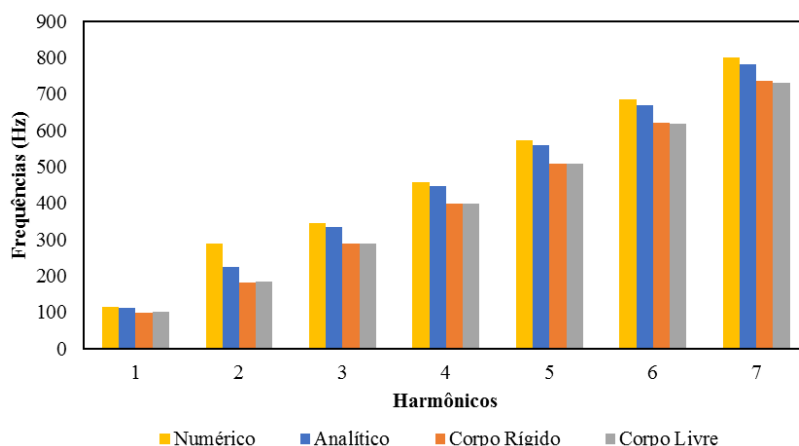


Figura 6. Harmônicos x frequências.

Após analisar o gráfico da Figura 4 e a Tabela 4, pode-se inferir que pelo modo experimental, apresentam maiores amplitudes de energia [dB] nos 3 primeiros modos acústicos tanto no modelo corpo rígido como no modelo corpo livre. O modelo corpo rígido apresenta a amplitude do segundo harmônico uma diferença de 0,5 dB em relação a ao primeiro modo acústico, enquanto em relação ao terceiro harmônico essa diferença aumenta para 3,2 dB.

Para corpo livre, a amplitude do segundo harmônico é superior 1,2 dB em relação ao primeiro modo acústico, e em comparação ao terceiro harmônico a diferença aumenta para 3,3 dB. As demais frequências correspondentes possuem um comportamento diferente, apresentando baixas amplitudes de energia. Também vale ressaltar que, as amplitudes obtidas para corpo livre apresentam valores maiores do que as para corpo rígido pelo fato de que as forças dissipativas (amortecimento) presentes também são menores. Desta forma, as frequências dos 3 primeiros modos das configurações para corpo rígido e corpo livre terão maior influência na mudança do comportamento da estrutura do corpo do tubo de PVC.

3.1 Resultados numéricos modos acústicos

Nesta seção serão apresentados os resultados das análises harmônicas para determinação dos modos acústicos via elementos finitos. A análise foi empregada para comparar os resultados experimentais da medição dos modos acústicos do tubo PVC.

Com relação à malha gerada no ANSYS, ela é hexaédrica apresentando um total de 12 269 nós, 2550 elementos e cada elemento tem um tamanho de 20 mm por comprimento de onda para este estudo.

A distribuição de pressão no interior da cavidade é dada pelos modos acústicos excitados. Para a realização deste estudo foi necessário determinar analiticamente os modos das frequências de ressonância. Onde os resultados foram mostrados figura 4 e 6.

A extração dos resultados levou em consideração o nível de pressão sonora no interior da cavidade do corpo do tubo PVC, em que se obteve maior amplitude de energia. A resposta harmônica da cavidade do corpo do tubo PVC para o estudo é mostrada figura 7.

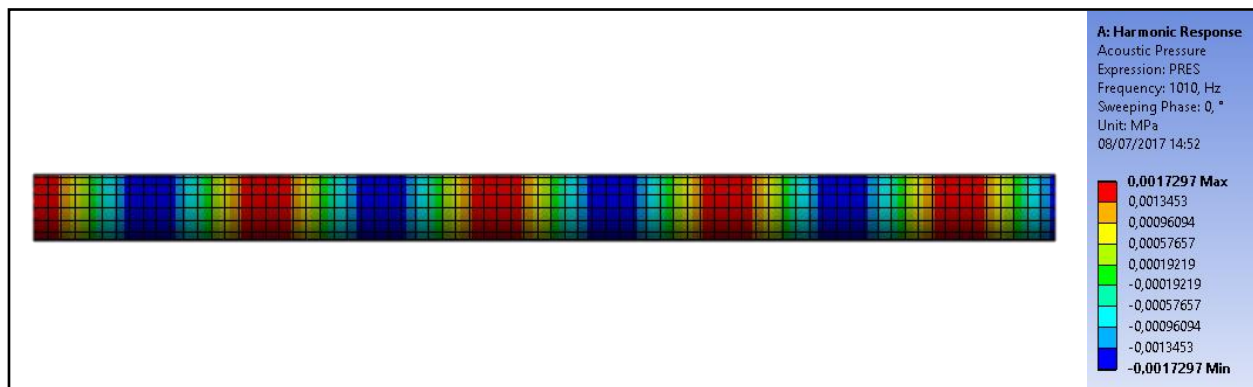


Figura 7. 5º modo acústico em dB.

No modelo das cavidades acústicas apresentadas pela figura 7 é observado a região onde estão localizados os nós de pressão, destacados na cor vermelha e a região de baixa pressão nos antinós, identificadas pelas cores verdes, em que comprova o comportamento acústico do queimador no 5º modo acústico como sendo de tubo aberto e aberto.

Após analisar o gráfico da figura 4 e a tabela 5, pode-se inferir que pelo modo experimental, por apresentar maiores amplitudes de energia [dB] nos 3 primeiros modos acústicos, que a amplitude do segundo harmônico para corpo rígido tem uma diferença de 0,5 dB em relação ao primeiro modo acústico, enquanto em relação ao terceiro harmônico essa diferença aumenta para 3,2 dB. Para corpo livre, a amplitude do segundo harmônico é superior 1,2 dB em relação ao primeiro modo acústico, e em comparação ao terceiro harmônico a diferença cresce para 3,3 dB. As demais frequências correspondentes possuem um comportamento diferente, apresentando baixas amplitudes de energia. Também vale ressaltar que, as amplitudes obtidas para corpo livre apresentam valores maiores do que as para corpo rígido pelo fato de que as forças dissipativas (amortecimento) presentes também são menores. Desta forma, as frequências dos 3 primeiros modos das configurações para corpo rígido e corpo livre terão maior influência na mudança do comportamento da estrutura do corpo do tubo de PVC.

4. Conclusão

Os resultados numéricos usando o método de elementos finitos para determinação da pressão sonora nas cavidades do corpo do PVC mostraram um comportamento de forma de onda semelhante ao do método experimental.

Referente ao comparativo das frequências entre os métodos analítico e experimental foi observado uma diferença entre 5 a 20%.

Os métodos numérico e experimental permitiram a análise da intensidade da energia acústica e as frequências. Como foi observado pelo método experimental, que em baixa frequência corpo do PVC produz maior energia com grandes deslocamentos, e por conseguinte maior capacidade de excitação da estrutura.

Um comportamento observado nos métodos numéricos, mostrou-se ter um comportamento de modos de vibrar ímpares 1,3,5 e 7. Também a análise de convergência mostrou que o tamanho do elemento utilizado foi capaz de representar o fenômeno com certa acurácia.

Por fim os métodos numérico e experimental permitiram a análise da intensidade da energia acústica e as frequências. Como foi observado pelo método experimental, que em baixa frequência corpo do PVC produz maior energia com grandes deslocamentos, por conseguinte maior capacidade de excitação da estrutura.

Podemos inferir que a análise numérica pode ser usada como ferramenta de predição para determinar os modos de vibrar do objeto de estudo e as melhorias em pequena escala podem gerar efeitos significativos em uma operação sem interrupção. E se essas melhorias forem reaplicadas em outros sistemas que utilizam uma estrutura de casca, os ganhos serão ainda maiores.

5. Referências

- BISTAFA, S.R. "Acústica aplicada ao controle de ruído". Editora Edgard Blücher, 1ª Ed. São Paulo – Brasil, 2006.
- Fuller, C.R., "Apparatus and method for global noise reduction," 1987, U.S. Patent No. 4,715,599.
- Fuller, C.R., and Jones, J.D., "Experiments on reduction of propeller induced interior noise by active control of cylinder vibration," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 112, No. 2, 1987, pp. 389-395. 128.
- Jones, J.D., and Fuller, C.R., "Active control of sound fields in elastic cylinders by vibrational inputs," *Proceedings of Noise-Con 87*, 1987, pp. 413-418.
- Jones, J.D., and Fuller, C.R., "Active control of structurally-coupled sound fields in elastic cylinders by vibrational force inputs," *International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis*, Vol. 5, No. 3, 1990, pp. 123-140.
- Kassem, H. I., et al. "Implementation of the Eddy Dissipation Model of turbulent nonpremixed combustion in Open FOAM". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v. 38, p. 363-367, 2011.
- TIJSSSELING, A. S. "Fluid-structure interaction in liquid-filled pipe systems: a review". *Journal of Fluids and Structures*, v. 10, n. 2, p. 109-146, 1996.
- Tipler, Paul Allen. "Física para Cientistas e Engenheiros".vol. 1, Rio de Janeiro: LTC ,2012.
- Vuolo, Jose Henrique. "Fundamentos da Teoria de Erros". São Paulo: Edgard Blücher,1996.

6. RESPONSABILIDADE AUTURAL

"Os autores Jotuanderson Pereira Gomes, Adriano do Amor Divino Guilhon Serra, Antonio Marcos Feitosa da Silva, Flavio Nunes Pereira, José Airton Neiva Alves da Silva Brasil e Nicolas da Silva Dias são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL ANALYSIS OF THE ACOUSTIC MODES OF A PVC TUBE

Jotuanderson Pereira Gomes, jotuanderson@gmail.com

Adriano do Amor Divino Guilhon Serra, adrianodoamor01@gmail.com

Antonio Marcos Feitosa da Silva, antoniomarcos_engmecanica@ig.com.br

Universidade Estadual do Maranhão, Travessa Paulo VI, s/n - Cidade Universitária Paulo VI, São Luís - MA, 65057-630

Abstract. *In view of the great importance that the vibratory phenomena have for the world, studies are done in order to predict possible problems generated by the vibration. In the study of a fluid-structure model, where the air molecules vibrate inside a PVC tube, they are analyzed by means of the experimental, analytical and numerical methods, in which the values of the natural frequencies were obtained for comparison of the configurations within of these methods for both rigid body and free body. Numerical results using the finite element method for determining sound pressure in the PVC body cavities showed a waveform behavior similar to that of the experimental method and showed to have a behavior of odd vibrating modes 1,3,5 and 7. Also the convergence analysis showed that the size of the element used was able to represent the phenomenon with some accuracy. As was observed by the experimental method, that in low frequency PVC body produces greater energy with large displacements, therefore greater capacity of excitation of the structure. Regarding the comparative of the frequencies between the analytical and experimental methods a difference between 5 and 20% was observed.*

Keywords: Acoustic excitation, Resonance, Vibrate modes