

CONSTRUÇÃO E ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL VIBROACÚSTICO DE TUBO DE IMPEDÂNCIA EDUCACIONAL ‘TIGaD’

MELO, Noé Geraldo R. de Filho, noef@uol.com.br¹

SILVEIRA, Lucas Murelli, murelli@gmail.com¹

MORAIS, Marcus Vinicius Girão de, mvmorais@unb.br²

NUNES, Maria Alzira Araújo, maanunes@unb.br²

GOMES, Marcio Henrique de Avelar, marcioavelar@unb.br²

OLIVEIRA, Alessandro Borges Souza, abso@unb.br^{1,2}

¹Universidade de Brasília – Depto. de Engenharia Mecânica (UnB/FT/EnM) Campus Universitário Darcy Ribeiro Faculdade de Tecnologia, Bloco G – 70.910-900 Brasília - DF

²Universidade de Brasília – Faculdade de Engenharia Campus Gama (UnB/FGA); Antigo Forum - Área Especial 02 lote 14 Setor Central – 72.405-610 Gama - DF

Resumo: *Apresenta-se os primeiros estudos de construção e caracterização numérica, através da plataforma de elementos finitos Cast3m, e experimental; usando acelerômetro, martelo de análise modal, microfone e a caixa de som, com o objetivo de obter a interação fluido-estrutura; de um tubo de impedância (Kundt's Tube) apelidado de TIGaD (Tubo de Impedância do Gama Demonstrativo). Esse equipamento possibilita medições do coeficiente de absorção sonora de materiais. O objetivo da caracterização é a detecção das frequências naturais para assim determinar as frequências em que poder-se-á obter erros.*

Palavras-chave: *vibroacústica, tubo de impedância, ensaio experimental, análise modal*

1. INTRODUÇÃO

A qualidade sonora e vibracional de automóveis desempenha um papel importante para permitir percursos calmos e confortáveis. Companhias automobilísticas têm investido bastante para atingir este objetivo, diferenciar seus produtos e atrair consumidores. Uma das dificuldades que o projetista encontra é conhecer, por exemplo, a impedância acústica e o coeficiente de absorção do material a ser empregado no projeto de uma cabine veicular ('habitáculo'). Logo, o desenvolvimento e melhoria de técnicas de caracterização acústica de materiais contribuem para a predição do comportamento vibroacústico de sistemas automotivos.

O coeficiente de absorção sonora pode ser medido em câmara reverberante ou em um tubo de impedância. Na câmara reverberante é possível determinar o coeficiente de absorção devido à incidência sonora proveniente de várias direções (incidência aleatória) e a medição é feita de acordo com a norma ISO 354 (ISO 354,2003 - Acoustics -- Measurement of sound absorption in a reverberation room). Entretanto, programas de simulação acústica baseados na resolução numérica da equação de onda (Método de Elementos Finitos, Método dos Elementos de Contorno, entre outros) requerem dados de entrada relativos à impedância, isto é, também precisam conter informações a respeito da fase entre a onda incidente e a onda refletida. Os dois únicos métodos normatizados para medição de impedância acústica se referem à incidência sonora normal à superfície refletora. No mais antigo deles, a magnitude da impedância é determinada através da razão entre a amplitude máxima e mínima da pressão sonora em um tubo de impedância, enquanto a fase é determinada a partir da distância entre a superfície refletora e a posição onde ocorre o primeiro mínimo de pressão sonora (ISO 10534-1, 1996). Em outro método, a impedância é determinada a partir da medição da função de transferência entre dois pontos de medição, também no tubo de impedância (ISO 10534-2, 1998). Assim, a necessidade de um instrumento destinado à determinação do coeficiente de absorção e da impedância acústica de materiais não catalogados motivaram o desenvolvimento do projeto CarAcous (Morais, 2008).

Este trabalho apresenta os primeiros estudos para a construção e caracterização numérico-experimental do comportamento vibroacústico do tubo de impedância (ou tubo de Kundt) TIGaD. A necessidade de verificar os limites em baixa frequência em função das características vibracionais do sistema mecânico-acústico acoplado (Nunes, 2001) levou à investigação do comportamento vibratório, acústico e vibroacústico do tubo de impedância. As funções de resposta em frequência (FRFs) do comportamento acústico e vibratório devido a excitações de pressão/impacto foram realizadas. Os ensaios aqui apresentados determinaram o comportamento vibroacústico do tubo de impedância e proporcionaram informações úteis sobre os limites em baixa frequência.

Os resultados apresentados correspondem à fase inicial de construção e primeiros testes de validação do tubo de impedância TIGaD (Melo et al., 2010). A próxima fase consiste em realizar uma série controlada de ensaios para determinar os coeficientes de absorção de diversos materiais, catalogados ou não. As impedâncias acústicas medidas alimentarão códigos computacionais em acústica/vibroacústica para validar numericamente uma cavidade automotiva simplificada. Estes resultados numéricos serão comparados e calibrados ao ensaio experimental de um modelo escala real da cavidade automotiva.

2. COLOCAÇÃO DO PROBLEMA – TUBO DE IMPEDÂNCIA

As medições no tubo de impedância são preferidas quando se trabalha com desenvolvimento e pesquisa, pois apresentam a vantagem de requerer uma quantidade menor de amostras a serem avaliadas. No tubo de impedância, uma determinada amostra é submetida a ondas planas com incidência normal (1D) para uma determinada banda de frequências. Já a câmara reverberante, estas ondas são consideradas com incidência difusa (3D).

Dois técnicas de determinação do coeficiente de absorção sonora em tubo de impedância são (a) a técnica clássica da razão da onda estacionária (*angl. Standing Wave Ratio – SWR*) (ISO, 1996), e (b) a técnica da função de transferência (*angl. Transfer Function – TF*) (ISO, 1998) (Chung & Blaser, 1980). A diferença básica na medição pelas duas técnicas, melhor descrita a seguir, diferencia-se pela utilização de tons puros e um único microfone pela SWR, enquanto a TF utiliza sinais aleatórios e dois microfones localizados em duas posições fixas. A primeira técnica é mais clássica e mais estudada na literatura. Contudo esta técnica exige um modo operacional mais elaborado devido à manipulação do microfone móvel. Já a técnica TF não está sujeita a manipulação do operador, mas é subsidiária de um determinado modo operatório de calibração.

A Fig. (1)a mostra o esquema da bancada experimental para determinação do coeficiente de absorção sonora e impedância acústica pela técnica de função de transferência. Tem-se no interior do tubo uma onda plana incidente (p_i) e outra refletida (p_r). Adota-se como origem a superfície da amostra. O eixo negativo na direção da onda refletida e o eixo positivo na direção da onda incidente, Fig. (1)b.

No item 3 – Dutos Acústicos – apresentamos a teoria de ondas planas em um duto longo utilizado para a verificação da velocidade do som e ponderar sobre uma possível interferência dos modos acoplados vibroacústicos. Já no item 4 – Aspectos Construtivos – apresentamos detalhes sobre a construção geométrica do tubo de impedância conforme recomendações da norma ISO.

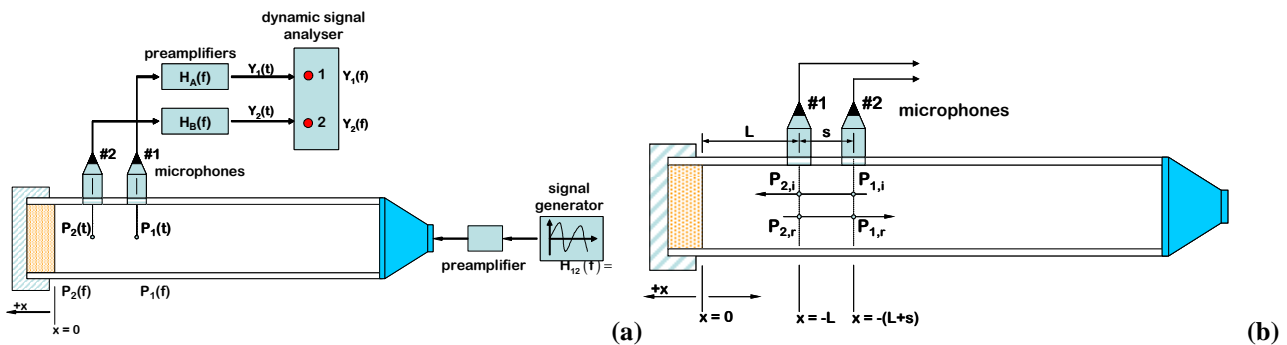


Figura 1. Esquema da bancada experimental para realizar a técnica de Função de Transferência em Tubo de Impedância (a). Representação esquemática das ondas incidentes e refleticas nos microfones #1 e #2 (b).

3. DUTOS ACÚSTICOS

Modos acústicos em cavidades contendo fluido são gerados a partir das ondas de pressão as quais se propagam no interior da cavidade na velocidade do som e refletem nos contornos ou paredes da cavidade. Os modos acústicos de cavidade são de importância prática para o projeto de auditórios e máquinas tais como turbinas e sistemas de exaustão (Blevins, 1979).

As ressonâncias acústicas no interior de uma cavidade podem ser determinadas a partir da solução de vibração livre da equação da onda substituindo o termo da pressão, p_n , por $p_{no} \Psi_n(x,y,z) \cdot \exp(j\omega_n t)$, resultando em (Beranek and Vér, 1992):

$$\nabla^2 \Psi_n + \left(\frac{\omega_n}{c_F} \right)^2 \Psi_n = 0 \quad [\text{m}^{-2}] \quad (1)$$

onde ω_n é a frequência angular [rad/s], c_F é a velocidade do som [m/s] e Ψ_n são os modos acústicos ou função de forma.

A Eq. (1) assume condições de contorno de vibração livre para as paredes. A distribuição de pressão $\Psi_n(x,y,z)$ para $n = 0, 1, 2, \dots$ são os modos de vibrar (ou funções de forma), com $f_n = \omega_n / 2\pi$ [Hz] correspondendo à frequência natural equivalente.

Pode-se ainda demonstrar que os modos acústicos são ortogonais, como mostrado na Eq. (2), constituindo então modos normais da cavidade.

$$\int_V \Psi_m \Psi_n dV = \begin{cases} 0 & m \neq n \\ V_n & m = n \end{cases} \quad [m^3] \quad (2)$$

Para o trabalho proposto, são feitas as seguintes considerações: o fluido contido na cavidade é homogêneo, invíscido e possui pressão média uniforme; o fluxo médio no interior da cavidade é bem menor que a velocidade do som; a cavidade possui paredes rígidas; as flutuações de pressão no campo são bem menores que a pressão média no fluido.

A partir das considerações previamente citadas e considerando ainda um duto cilíndrico com ambas as extremidades fechadas, Fig. (2), o cálculo de suas frequências naturais e modos acústicos podem ser estimados analiticamente (Blevins, 1979) utilizando-se as Eq. (3) e Eq. (4), correspondendo respectivamente às frequências naturais e os modos acústicos normais da cavidade acústica cilíndrica.

$$f_{mn} = \frac{c_F}{2\pi} \left(\frac{\lambda_{jk}^2}{R^2} + \frac{i^2 \pi^2}{L^2} \right)^{1/2} \quad i=0,1,2,\dots; j=0,1,2,\dots; k=0,1,2,\dots \quad (3)$$

$$\Psi_{mn} = J_j \left(\lambda_{jk} \frac{r}{R} \right) \cos \frac{i\pi x}{L} \begin{cases} \text{sen } j\theta \\ \text{ou} \\ \text{cos } j\theta \end{cases} \quad i=0,1,2,\dots; j=0,1,2,\dots; k=0,1,2,\dots \quad (4)$$

onde R é o raio do duto, L é o comprimento do duto, J_j é a função Bessel de primeira classe e ordem j , r é a coordenada radial, x é a coordenada longitudinal, θ é a coordenada angular, Fig. (1), e λ_{jk} é dado na Tab. (1).

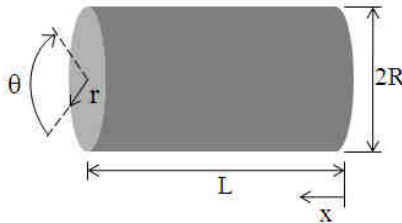


Figura 2. Duto cilíndrico com ambas as extremidades fechadas.

Tabela 1. Valores da constante λ_{jk} , Eq. (3).

		λ_{jk}					
		J					
k	0	1	2	3	4	5	6
0	0	1.8412	3.0542	4.2012	5.3176	6.4156	7.5013
1	3.8317	5.3314	6.7061	8.0152	9.2824	10.5199	11.7349
2	7.0156	8.5363	9.9695	11.3459	12.6819	13.9872	15.2682
3	10.173	11.7060	13.1704	14.5859	15.9641	17.3128	18.6374

* Para outros valores de λ_{jk} consultar a obra de Abramowitz and Stegun (1970).

* $\lambda_{j=0,k} \approx \pi (k + 0.25)$ para $k \geq 3$.

Dois ou mais modos de uma cavidade podem ter a mesma frequência natural. Já nos altos modos acústicos, para uma cavidade tri-dimensional, as frequências naturais são bem próximas e as formas modais se tornam complexas.

A forma modal descrita na Eq. (4) é ortogonal com relação ao volume da cavidade, ou seja:

$$\int_V \tilde{\phi}_{ijk} \tilde{\phi}_{mno} dV = 0, \text{ exceto quando } i = m, j = n, k = 0 \quad (5)$$

onde $\tilde{\phi}$ é uma forma modal da velocidade potencial de uma das cavidade cilíndrica; i, j, k, m, n e o são índices inteiros modais e V é o volume da cavidade.

Quando o comprimento do duto cilíndrico for muito maior que seu diâmetro ($L \gg D$), as equações (3) e (4) se reduzem a:

$$f_{mn} = \frac{ic_F}{2L} \quad i=1,2,3\dots \quad (6)$$

$$\Psi_{mn} = \cos \left(\frac{i\pi x}{L} \right) \quad i=1,2,3\dots \quad (7)$$

onde L é o comprimento do duto associado à coordenada x .

Utiliza-se estes resultados teóricos para validar o tubo de Impedância, como um Tubo de Kundt e verificar a velocidade do som e as hipótese de ondas planas.

4. ASPECTOS CONSTRUTIVOS

O tubo é de acrílico com 0.8m de comprimento e 0.088m em média de diâmetro. As junções feitas para se colocar a caixa de som e a amostra foram feitas de tecnil. Os microfones usados possuem diâmetro de 0.0106m.

Conhecendo o comprimento e diâmetro do tubo pode-se estimar algumas medidas importantes, tais como: frequência máxima e mínima, a distância entre os dois microfones, a distância entre o microfone próximo a amostra e a amostra e a distância entre o microfone próximo da fonte e a fonte. Segundo Nobile e Yeager (1983), tais estimativas podem ser feitas a partir das seguintes relações:

$$\text{frequência superior } f_s = 0.586 \frac{c}{d} \text{ e frequência inferior } f_i > \frac{c}{2L} \quad (8)$$

$$\text{espaçamento entre microfones: limite superior } s < \frac{0.45c}{f_s} \text{ e limite inferior } s > \frac{0.005c}{f_i} \quad (9)$$

$$\text{relação espaçamento e diâmetro do microfone } s > \frac{d_m}{0.2} \quad (10)$$

onde s é a distância entre os dois microfones e foi selecionada como sendo 0.075m, f_s é a frequência superior que é de 2200Hz e f_i é a frequência inferior que é de 215Hz. Com essas fórmulas se criou um programa no MatLab para facilitar a seleção das melhores dimensões. As outras variáveis são c velocidade do som local, L comprimento do tubo, d diâmetro interno do tubo e d_m diâmetro do microfone.

A distância entre o microfone e a amostra será de um diâmetro interno do tubo já que segundo a ISO 10534-2, essa é a distância para amostras com estruturas semi-lateral e como se irá testar vários materiais escolheu-se esse tipo de estrutura, pois ela é uma estrutura intermediária.

A distância entre o alto-falante e o microfone mais próximo é sugerido pela ISO para ser maior que três diâmetros internos do tubo, porém devido ao tubo ser grande quando se define a distância da amostra para o microfone essa distância do alto-falante já é satisfeita. Essa distância é sugerida, pois somente com três diâmetros de distância do tubo se pode afirmar que a onda que se propaga dentro dele é plana.

Devido ao diâmetro do alto-falante ser maior que o do tubo, foi necessário a fabricação de uma junção cônica para a redução de geração de ondas não planas.

Ainda de acordo com a ISO 10534-2 se faz necessário um pequeno espaço entre a tampa, onde ficará a amostra e a amostra, porém nada se diz de quanto deve ser esse espaço. Então ele foi definido como de 0.001m. Esse espaço é para que exista uma camada de ar entre a amostra e a tampa.

4.1. Cone de junção alto-falante-tubo

Duas maneiras de fazer essa junção foram pensadas, uma sendo uma peça dupla, com o cone em tecnil e a parte de trás onde fica o alto-falante em acrílico para que assim se tivesse uma visão quase que total do que acontece dentro do instrumento. A outra forma pensada foi fazer o cone como uma peça única em tecnil com somente uma tampa aparafusada.

A segunda opção foi a escolhida já que comprar uma só peça de tecnil é mais barato e tarugos de acrílico possuem um preço bem elevado, e também porque a usinagem do tecnil é mais fácil que a do acrílico, já que o acrílico é um material mais duro e com a usinagem ele gera nós devido ao aquecimento e depois resfriamento, e esses nós quando usinados eles possuem a tendência de serem arrancados inteiros. Soluções para usinagem em acrílico poderiam ser adotadas, porém não foram usadas devido ao custo benefício.

4.2. Suporte para o microfone

Nessa parte teve-se muitas ideias, primeiramente foi fazer o furo no tubo e deixar um pequeno ressalto para que o microfone se apoiasse e assim ficasse na posição correta, essa ideia foi descartada, pois o ressalto teria de ser muito fino para evitar problemas com as medições e assim seria muito fácil de ser quebrado.

Outra ideia foi de fazer duas peças uma dentro da outra e enroscadas, de forma que o microfone entraria dentro da peça interna e que sendo rosqueada apertaria um o-ring que seguraria o microfone, essa ideia foi descartada também, porque devido o acréscimo dessa peça o furo no tubo para o encaixe do microfone teria seu tamanho aumentado e assim aumentar-se-ia as chances do tubo não resistir ao furo, já que como foi dito acrílico possui certas complicações para usar.

Então a ideia adotada foi colar um pedaço de tecnil onde será executado o furo, para que assim quando o acrílico resista melhor ao furo sem quebrar e para que o microfone possua uma área de suporte maior, fazer o furo com interferência, para que o microfone entre justo e assim fique na posição correta que é na bem na superfície interna do tubo.

4.3. Tampa de amostra

Essa tampa serve tanto para tampar o tubo quanto para segurar a amostra, é uma peça simples de tecnil com um pequeno ressalto para prender a amostra entre o tubo e a parede da tampa com o espaço já mencionado. Essa tampa é somente uma peça cilíndrica com diâmetro interno igual ao externo do tubo oca.

4.4. Junções das peças no tubo

Primeiramente pensou-se nessas junções como sendo todas por encaixe, e executou-se elas dessa maneira, porém quando começaram os ensaios para descobrir as frequências naturais do tubo viu-se que essas peças somente encaixadas estavam folgadas e vibravam gerando muito ruído, como será apresentado mais a frente.

Como o encaixe estava folgado tentou-se colocar um pouco de fita veda rosca para deixar o encaixe mais justo, porém não resolveu o problema, pois a fita se enrolava e não ficava no lugar certo para dar o aperto necessário, e sempre ou se tinha fita de menos ou fita de mais.

A ideia que resolveu esse problema foi colocar duas peças com roscas internas coladas no tubo de acrílico, fazer roscas externas no cone e na tampa de amostra e assim rosquear tudo, com isso conseguiu-se reduzir os ruídos, pois as peças ficaram bem fixas. Essas peças coladas também são de tecnil e usou-se massa plástica para colá-las no tubo.

4.5. Tubo projeto final

O tubo ficou então dessa maneira como mostra a Fig. (3) que é o projeto feito no Solid Works.

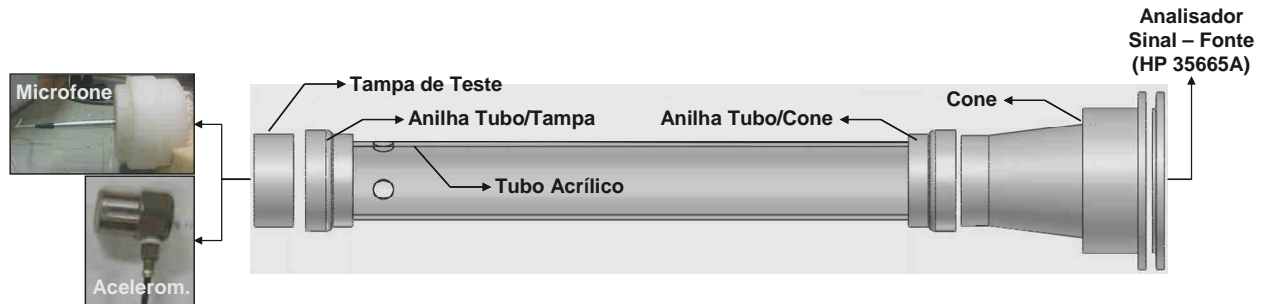
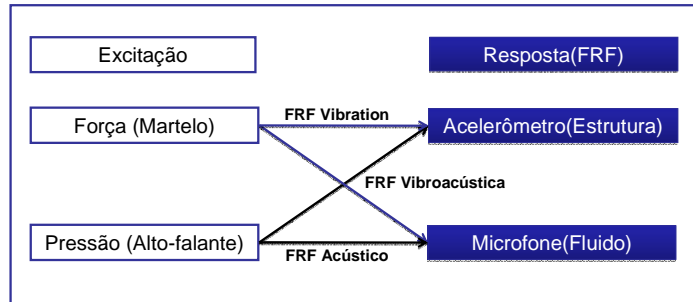
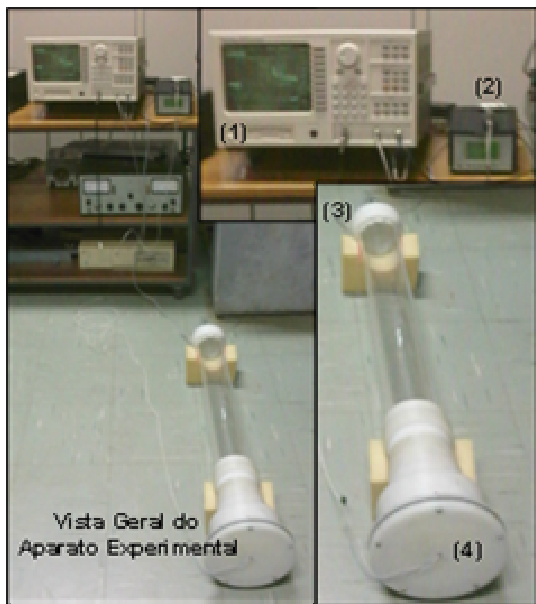


Figura 3. Projeto Conceitual do Tubo de Impedância



(a)



(b)



(c)

Figura 4. Descrição resumida dos ensaios realizados (a), vista geral do aparato experimental (b) – (1) Analisador de Sinais HP 35665A, (2) Amplificador de Sinais B&K Nexus e Martelo de Impacto PCB, (3) Local de Fixação de Microfone e Acelerômetro, (4) Vista Posterior do Cone de Fixação do Altofalante –, e fotos do Microfone B&K 4189-L e do Acelerômetro B&K 194537 utilizados nas medições (c).

5. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Quatro ensaios experimentais foram realizados para caracterizar o comportamento vibroacústico do TIGaD, e classificados segundo a forma de excitação (Fig. 4a): excitação por força (martelo de impacto) e excitação por pressão acústica (alto-falante). Cada um destas duas classes de ensaio experimental obtém FRFs da resposta estrutura (acelerômetro) e da resposta acústica (microfone). Os resultados foram realizados em Brasília à aproximadamente 1000m de altitude do nível do mar, umidade relativa de 60% e temperatura ambiente 25°C.

Os ensaios por força utilizaram um martelo de impacto de análise modal PCB que percuta a parte posterior do cone em tecnil, Fig. (3). O sinal mecânico é captado pelo acelerômetro Brüel & Kjaer 194537, tratado pelo condicionador de sinal Brüel & Kjaer tipo 2626, e enviado ao analisador de sinais HP 35665A para as devidas análises de função de resposta em frequência.. A faixa de frequência foi de 0 a 3.2kHz após a realização de cinco impactos semelhantes.

Já o sinal acústico é captado pelo microfone Brüel & Kjaer 4189-L, tratado pelo amplificador de sinal Brüel & Kjaer NEXUS, e enviado ao analisador de sinais HP 35665A. faixa de frequência foi de 0 a 3.2kHz e a resposta é obtida pela média de 50 realizações excitadas por um ruído branco do tipo ‘burst noise’.

6. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados experimentais preliminares mostram as FRFs da resposta estrutural (acelerômetro) e da resposta acústica (microfone) do tubo de impedância. Em cada item apresentaremos os resultados de FRFs excitados por força (martelo de impacto) e por pressão acústica (altofalante).

As FRFs obtidas pelo acelerômetro não foram satisfatórios quando comparados às FRFs obtidas por microfone. As excitações por martelo de impacto e por alto-falante não foram intensas suficientes para excitar o sistema tubo+cavidade. Logo, optou-se por apresentar os resultados da resposta acústica obtida por microfone. Uma discussão mais detalhada é apresentada em Melo et al (2010).

6.1. FRF da resposta acústica (microfone)

A Fig. (5) apresenta primeiro gráficos de coerência dos dados e FRFs da resposta do microfone excitado por pressão acústica (alto-falante) e excitado por força (martelo de impacto), respectivamente.

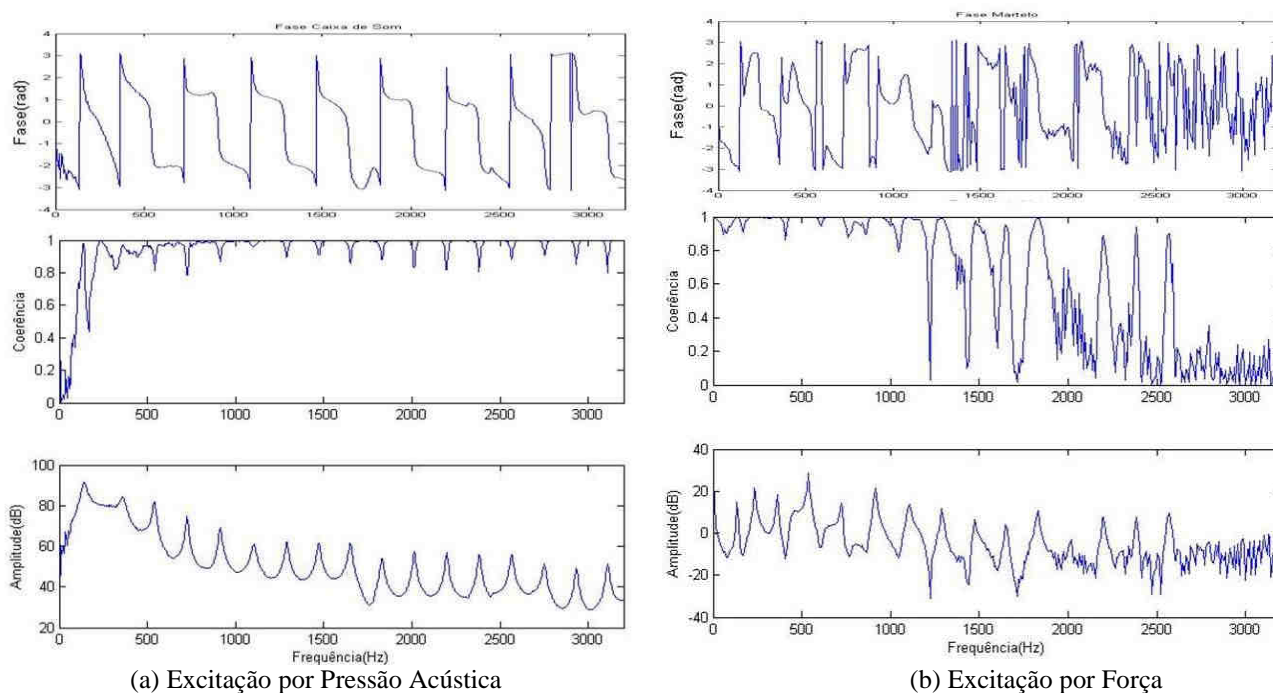


Figura 5. Sinal de fase, coerência e amplitude da FRF da resposta acústica (microfone) função de excitações por pressão acústica (alto-falante) (a) e por força (martelo de impacto) (b).

A Fig. (5)a apresenta uma perda de coerência para baixas frequências já que a caixa de som não responde convenientemente para estes nível de frequências. A despeito disto, o sinal FRF da resposta de pressão acústica mostra resultados comparáveis à teoria acústica em dutos 1D fechado-fechado.

Observa-se, com o martelo de impacto Fig. (5)b, que as baixas frequência são excitadas compensando então a resposta do alto falante nesta faixa de frequência. A FRF da resposta acústica mostra uma maior influência pela

vibração mecânica no quarto modo a frequência 540Hz. mais influenciada pela vibração mecânica do tubo. Isto condiz observações efetuadas no trabalho de Oliveira et al. (2009).

6.2. Comparação entre resultados numéricos e ensaios experimentais

Foi realizada a modelagem numérica do tubo de impedância em elementos finitos pela plataforma Cast3M (CEA/DM2S, 2003). O modelo axismétrico foi realizado nas dimensões reais do TIGAd com 9142 nós e 8416 elementos retangular lineares (QUA4). A estrutura e a cavidades fluida é modelada em domínios separados a fim de realizar a solução por valores próprios do modelo **Error! Reference source not found.** A estrutura é composta por nylon industrial, $\rho_n = 1140 \text{ kg/m}^3$, $E_n = 2.45 \times 10^9 \text{ Pa}$ e $\nu_n = 0.407$, e acrílico, $\rho_n = 1180 \text{ kg/m}^3$, $E_n = 2.84 \times 10^9 \text{ Pa}$ e $\nu_n = 0.402$. O fluido acústico possui densidade do ar $\rho_F = 1.225 \text{ kg/m}^3$ e velocidade do som é descrita pela expressão $c_F = 20.41(\theta + 273)^{1/2} = 352 \text{ m/s}$, onde $\theta = 25^\circ\text{C}$ (ISO 10534-2,1998). Fig. (6) mostra a malha de convergência utilizada e as quatro primeiras formas modais da cavidade acústica. Fig. (7) mostra as frequências naturais dos ensaios experimentais, Fig. (7)a, e da modelagem numérica, Fig. (7)b, em função dos harmônicos.

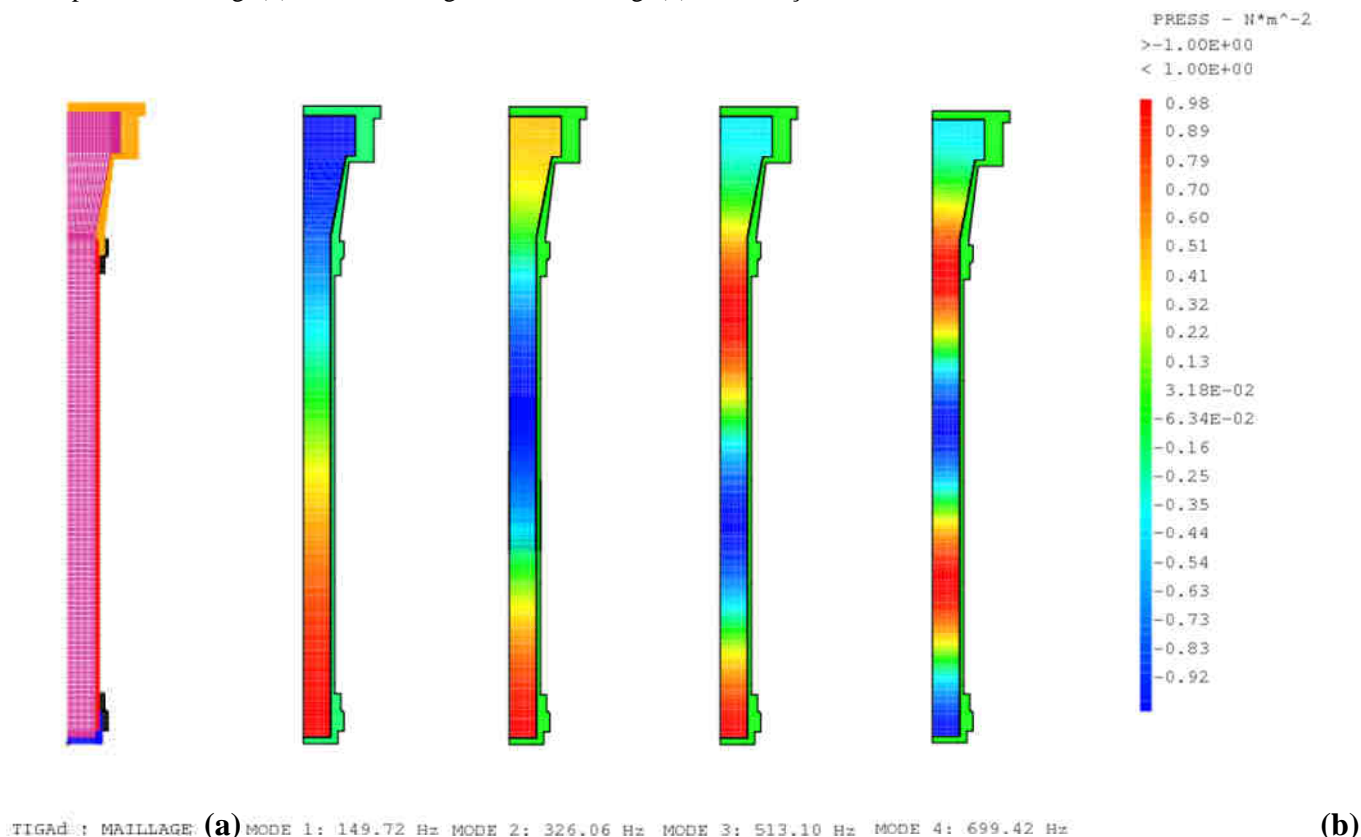


Figura 6. Malha do sistema acoplado fluido-estrutura (a) e quatro primeiras formas modais (b).

Segundo a Fig.(7)a, as baixas frequências não são facilmente obtidas pelo alto-falante, conforme tratado anteriormente sobre as limitações do alto-falante utilizado. O martelo de impacto mostra-se mais adaptado para excitar baixas frequências.

A análise da velocidade do som para o sinal do microfone com fonte de excitação por altofalante resulta numa em $c = 350\text{m/s}$ com coeficiente $R^2 = 0.9999$. O resultado experimental apresenta 1.1% percentual médio de erro com relação a velocidade do som a 25°C conforme a expressão da velocidade do som $v_s = (331 \pm 3) + (0.60 \pm 0.06)T$ [$^\circ\text{C}$] = $346 \pm 4.5 \text{ m/s}$ (García, 2006; Velasco et all, 2004). Esta diferença é atribuída ao faixa de resposta do alto-falante para baixa frequência.

7. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

O presente trabalho apresenta a determinação experimental das características vibroacústicas do tubo de impedância TIGAd. As funções de resposta em frequência (FRFs) do comportamento acústico e vibratório devido a excitações de pressão acústica/força de impacto foram realizadas. De forma preliminar, os presentes ensaios experimentais buscaram determinar o comportamento vibroacústico do tubo de impedância. Informações interessantes foram obtidas sobre os limites em baixa frequência.

Na fase de projeto obteve-se boa aprendizagem do procedimento de determinação de alguns parâmetros para a construção do tubo, que não é simples, pois não existe uma fórmula certa e somente valores aproximados.

Pelas comparação qualitativa dos resultados obtidos, observa-se uma melhor eficácia dos resultados medidos com microfones. Isto corrobora a percepção de que a cavidade acústica é mais sensível a excitação do sistema tubo+cavidade, ou seja, o peso da excitação acústica predomina no presente sistema vibroacústico. Os resultados de frequências naturais obtidos por martelo de impacto, Fig (7)a, não apresentaram excitar todos os modos acústicos do sistema tubo+cavidade interrompendo a aquisição nos primeiros 10 modos acústicos. O 4º modo acústico não foi identificado devido a grandes dificuldades em identificar esta frequência e de obter uma coerência satisfatória do sinal.

Questões sobre o comportamento do alto-falante ficaram abertas sobre seu real comportamento em baixas frequências. Aparentemente, o martelo de impacto evidencia a existência de uma frequência natural a aproximadamente 232Hz. Um acoplamento fluido-estrutura entre a cavidade e o alto-falante (um sistema massa-mola) pode ser responsável por alguns resultados obtidos.

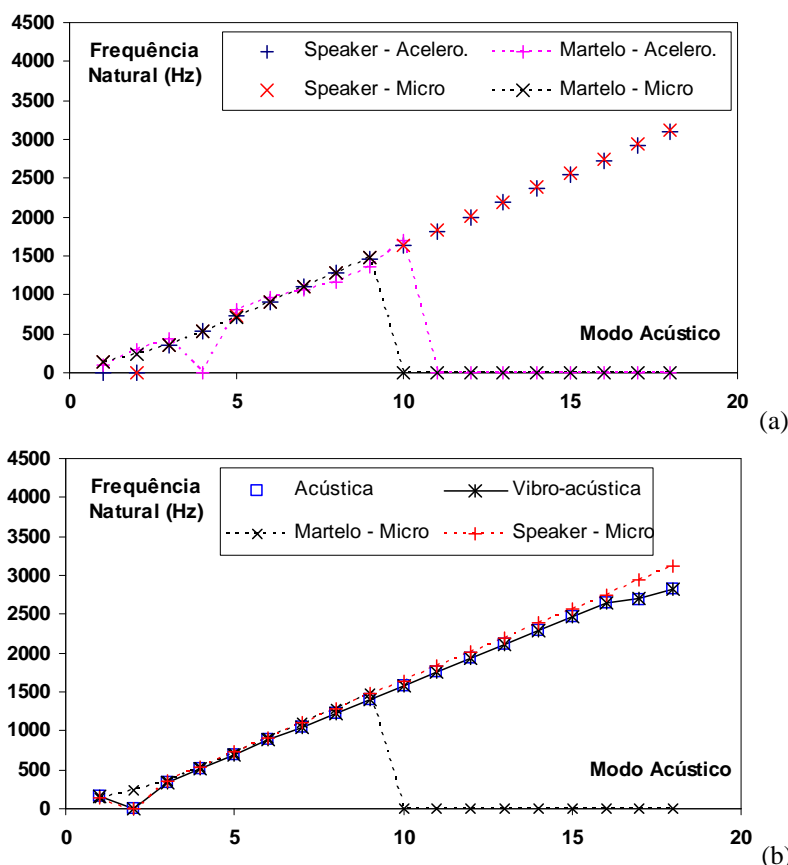


Figura 7. Evolução das frequência natural em função dos harmônicos da cavidade acústica obtidas pelos ensaios experimentais (a) e comparação dos resultados numérico de frequência natural com relação aos ensaios experimentais da resposta acústica (microfone) em função do harmônicos (b).

Finalmente, os resultados experimentais da resposta acústica apresentaram um comportamento linear em função aos harmônicos comprovando a teoria linear de propagação de onda para dutos acústicos fechado-fechado, Eq. (6). A velocidade do som mensurado aproxima-se razoavelmente de outros resultados experimentais.

Os resultados numéricos modelaram de forma razoável os primeiros dez modos acústicos e correspondentes frequências naturais. O modelo numérico mostrou-se uma ferramenta útil para a investigação do comportamento acústico. E os resultados numéricos corroboraram sobre a pouca influência da estrutura no comportamento acoplado do tubo+cavidade dada e evidência do comportamento acústico quase idêntico ao comportamento vibroacústico.

Os resultados apresentados correspondem a fase inicial de construção e primeiros testes de validação do tubo de impedância TIGaD (Morais, 2008). A próxima fase consiste em realizar uma serie controlada de ensaios para determinar os coeficientes de absorção de materiais catalogados/não catalogados. Estes coeficiente de absorção experimentais alimentarão códigos computacionais em acústica/vibroacústica para validar numericamente um cavidade automotiva simplificada. Estes resultados numéricos serão comparados e calibrados ao ensaio experimental de um modelo escala real da cavidade automotiva. Futuramente, pretende-se utilizar os resultados obtidos com o sistema desenvolvido em aplicações automotivas.

8. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio financeiro à FAP-DF, referente ao projeto CarAcous "Vibro-Acústica de Cavidade Automotivas – Validação Experimental de Modelagem Numérica Fluido-Estrutura" nº 202/2008 (Processo nº 193.000.203/2008) do Edital PPP nº 02/2008, e à FINATEC, referente ao projeto "Vibro-Acústica de Cavidades Automotivas – Análise Numérico Experimental -" (Processo: 5641) Edital nº4/2009 "Auxílio Enxoval". Diversos

colegas foram importantes para a realização deste trabalho. Agradecemos a ajuda dos Profs. Fernando Neves, e Alberto C.G.C. Diniz por disponibilizar as dependências e equipamentos do Laboratório de Vibrações (UnB/FT/GDS) necessárias para a realização dos ensaios experimentais.

9. REFERÊNCIAS

- Abramowitz, M., and I. A. Stegun (eds.), 1970, "Handbook of Mathematical Functions", Dover Publications, Inc., New York, p.411, 468.
- Beranek, L. L., Ver, I. L., 1992, "Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications", 1ª Ed., New York: Wiley.
- Blevins, R. D., 1979, "Formulas for Natural Frequency and Mode Shape", Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 492 p.
- CEA/DM2S, 2003 "Bienvenue sur le site Cast3M (em francês)", Commissariat d'Energie Atomique (CEA Saclay), Saclay, França. <http://www-cast3m.cea.fr/cast3m/index.jsp>
- Chung J.Y. & Blaser D.A, 1980, "Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. I - Theory. II - Experiment". JASA Acoustical Society of America, Journal, vol. 68(3), p. 907-921.
- ISO 10534-1:1996, 1996 "Acoustic - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 1: Method using standing wave ratio". first edition 1996-12-15, 22 pp.
- ISO 10534-2:1998, 1998, "Acoustic - Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes - Part 2: Transfer-function method". first edition 1998-12-15, 27 pp.
- Oliveira, J.D. de Jr., Vasconcelos, L.F.L.de, Morais., M.V.G.de & Rosa, S.de S.R.F., 2009, "Desenvolvimento de aparatos eletroacústicos aplicados ao ensaio com Tubo de Kundt", CONFENGE - Engenharia'2009 Inovação e & Desenvolvimento, Universidade da Beira Interior, 25 a 27 de Novembro, Covilhã, Portugal.
- Nobile, M.A. & Yeager, D.M., 1983, "Measuring Absorption Coefficients of Acoustical Materials Using the Transfer Function Method", IBM Technical Report, November 23.
- Melo, N. G. R. de Filho, 2010, "Construção do Tubo de Impedância Demonstrativo da Faculdade UnB/Gama (TIGAd) - Construção de Tubo de Impedância Educacional TIGAd (tubo de impedância do gama demonstrativo) - Primeiros Ensaios Experimentais de Caracterização Vibroacústica -", Relatório Técnico de ProIC, Laboratório NVHGama (UnB/FGA/NVH γ) (a ser apresentado).
- Morais, M.V.G. de, 2000, "Modelagens Numéricas pelo Método dos Elementos Finitos em Problemas de Interação Fluido-Estrutura" Programa de Pós-Graduação em Estruturas e Construção Civil, Universidade de Brasília (UnB), Brasília, Brazil, in: <http://mumorais.googlepages.com/master>.
- Morais, M.V.G. de, 2008, "Vibro-acústica de cavidades automotivas - validação experimental de modelagem numérica fluido-estrutura", Projeto de Pesquisa submetido à Fundação de Amparo a Pesquisa do Distrito Federal - FAP-DF, Edital FAPDF/ MCT/ CNPq/ CT-INFRA nº 02/2008, Brasília.
- Morand, H.-P. e Ohayon, R., 1995, "Fluid-Structure Interaction", Wiley, New York.
- García, Á. F., 2006, "Velocidade de propagação do som em um gás", Página Eletrônica visualizada em 25 de março de 2010. <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/ondas/acustica/sonido/sonido.htm>
- Oliveira, A.B.S., 1997 "Caracterização por Análise Modal Experimental do Comportamento Dinâmico de Painéis Solares de Satélites", Publicação DM-024, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, DF, 136p.
- Nunes, A., 2001, "Análise Modal Teórica e Experimental Acústica de Cavidades com Absorção Sonora". Dissertação de mestrado, Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, SP.
- Velasco, S., Román, F. L., González, A e White, J. A., 2004, "A computer-assisted experiment for the measurement of the temperature dependence of the speed of sound in air", American Journal of Physics -- February 2004 -- Volume 72, Issue 2, pp. 276-279.

10. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.



VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

CONSTRUCTION OF AN EDUCATIONAL IMPEDANCE TUBE TIGAd(DEMONSTRATIVE IMPEDANCE TUBE OF GAMA) CONSTRUCTIVE DETAILS AND FIRSTS EXPERIMENTAL RESULTS

MELO, Noé Geraldo R. de Filho, noef@uol.com.br¹
SILVEIRA, Lucas Murelli, murelli@gmail.com¹
MORAIS, Marcus Vinicius Girão de, mvmorais@unb.br²
NUNES, Maria Alzira Araújo, maanunes@unb.br²
GOMES, Marcio Henrique de Avelar, marcioavelar@unb.br²
OLIVEIRA, Alessandro Borges Souza, abso@unb.br^{1,2}

¹Universidade de Brasília – Depto. de Engenharia Mecânica (UnB/FT/EnM) Campus Universitário Darcy Ribeiro
Faculdade de Tecnologia, Bloco G – 70.910-900 Brasília - DF

²Universidade de Brasília – Faculdade de Engenharia Campus Gama (UnB/FGA); Antigo Forum - Área Especial 02 lote 14 Setor
Central – 72.405-610 Gama - DF ome da instituição, endereço para correspondência,

Abstract. *This work presents the first studies for the construction and characterization of an impedance tube (Kundt's tube), known as TIGAd. This equipment makes possible measurements of material's acoustic impedance. In this first phase, we will present the dimensional study of TIGAd, with emphasis on the constructive aspects and the numerical – experimental vibroacoustic characterization.*

Keywords: *vibroacoustic, impedance tube, experimental essay, modal analyses*