

FIA 2020/22

XII CONGRESSO/CONGRESO IBEROAMERICANO DE ACÚSTICA

XXIX ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

Florianópolis, SC, Brasil

Estudo da aplicação de metamateriais isoladores de vibração para controle de frequência de coincidência em sistemas cavidade-painel de dimensões reduzidas

Veiga, W. B.¹; Pereira, Y. C.¹; Mareze, P. H.¹; Brandão, E.¹; Fonseca, W. D'A.¹;

¹ Engenharia Acústica, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, Brasil,
{wellington.veiga, yan.pereira, paulo.mareze, eric.brandao, will.fonseca}@eac.ufsm.br

Resumo

No setor automobilístico, o uso de metamateriais isoladores de vibração vem ganhando espaço para controle de fenômenos de transmissão sonora. A literatura revela que tais dispositivos podem aumentar a capacidade de isolamento de uma estrutura na região da frequência de coincidência. Teorias clássicas de sistemas massa-mola e acoplamento de impedâncias são usadas como suporte para alcançar um alvo projetual desejado. O objetivo do presente trabalho é analisar experimentalmente, e por meio de modelagem analítica, um sistema cavidade-chapa com elementos metamateriais isoladores de vibração distribuídos periodicamente na superfície. O sistema simula o painel corta fogo de um veículo, que possui frequência de coincidência. Por se tratar de um trabalho de prospecção, os metamateriais isoladores selecionados são compostos de um elastômero e uma massa de carregamento metálica, por simplicidade. Também tem-se o intuito de aumentar o índice de redução sonoro na região de coincidência, a partir do ajuste das propriedades geométricas e mecânicas dos componentes do metamaterial isolador. Constatou-se, pela modelagem analítica, que o painel de alumínio estudado com 2 milímetros de espessura possui uma frequência de coincidência de 6300 Hz e que dependendo da periodicidade escolhida e das características do isolador pôde-se encontrar acréscimos de 5 a 10 dB nas regiões da frequência de coincidência, observada nas curvas de nível de redução de ruído.

Palavras-chave: NVH, ruído em automóveis, isoladores de vibração, frequência de coincidência, perda de transmissão, materiais avançados.

PACS: 43.40.Dx, 43.55.Rg, 43.55.Ti.

Study of the use of metamaterials as vibration isolators for controlling the coincidence frequency in a cavity and plate systems with reduced dimensions

Abstract

Inside the automobile industry, the use of metamaterials as vibration isolators are commonly being used for sound transmission controlling. The literature reveals that these devices can increase the capacity of a structure isolation on the coincidence frequency region. Classical theories for spring and mass systems and coupling of impedances are used to achieve a desired projectual goal. The purpose of this work is to make an analytical and experimental analysis of a cavity and plate system with metamaterials projected as vibration isolators periodically distributed on the surface of the plate. The system simulates a vehicle firewall that has a resonance frequency. The selected metamaterial isolators are made with elastomer and a metallic mass because this is a prospective work. Another objective is to increase the sound reduction index on the coincidence region by adjusting the geometrical and mechanical properties of the components that compound the metamaterial isolator. Was concluded that the 2 millimeters aluminum plate studied has a resonance frequency sintonized in 6300 Hz and that it is possible to increase the noise reduction curves on the resonance frequency region up to 5 to 10 dB depending on the chosen periodicity and the isolators characteristics.

Keywords: NVH, vehicle noise, vibration isolators, coincidence frequency, transmission loss, advanced materials.



1. INTRODUÇÃO

Uma das áreas que mais demanda atenção na produção de um veículo é a de *ruído, vibração e aspereza*, mais conhecida como NVH (*Noise, Vibration and Harshness*), que envolve o conforto e rendimento do veículo conforme as vibrações e ruídos presentes no seu funcionamento. A falta de desenvolvimento dessa área pode causar desconforto para o motorista e para os passageiros, prejudicar a atenção, induzir estresse, fadigar e até mesmo provocar um sentimento de falta de segurança no veículo [1].

Atualmente, as técnicas de atenuação para ruído estão focadas nas fontes principais como motor e transmissão com o uso do coxim. Com o histórico de uso de metamateriais aumentando na indústria, o número de aplicações possíveis cresce, trazendo a possibilidade de usá-los para atenuar o ruído proveniente do motor do veículo, por exemplo, na região do painel corta-fogo, destacado na Região 3 da Figura 1.

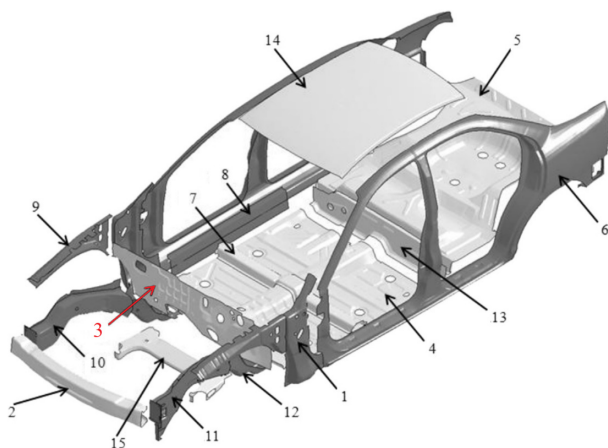


Figura 1: Partes de um automóvel: (1) suporte de porta e janela; (2) para-choque dianteiro; (3) painel corta-fogo; (4) painel do assoalho frontal; (5) assoalho da cabine traseira; (6) cabine externa; (7) reforço do assento da cabine; (8) trilho intermediário da cabine; (9) suporte de para-lamas; (10) trilho lateral interno; (11) trilho lateral externo; (12) extensão do trilho lateral; (13) placa traseira; (14) estrutura do teto; e (15) quadro de suspensão (retirado de [2]).

Métodos de controle de ruído utilizando metamateriais são criados com a possibilidade de aumentar a redução de ruído na região da frequência de coincidência possibilitando otimizar sistemas. Nesse sentido, pode-se citar os trabalhos de Javanoska et al. [3] e de Amado-Mendes et al. [4, 5]. Esses métodos se mostram atraentes para seg-

mentos da indústria como o automobilístico e o aeronáutico [6]. Além disso, aplicações na área de isolamento sonoro em edificações são vistas, por exemplo, no trabalho de Roozen et al. em painéis de compósitos com adição de isoladores elásticos produzidos em sorbotano¹, um material viscoelástico diferenciado [7].

Mostra-se notável então a possibilidade de sintonizar a frequência de ressonância de um isolador de vibração composto por um elemento elástico e uma massa de carregamento metálica na frequência desejada. Diferentemente dos materiais utilizados por Mendes et al. [5], que foram fabricados por manufatura aditiva (impressão 3D) ou por Melo Filho et al. [8] que foram cortados a laser, os isoladores utilizados no presente trabalho são compostos por materiais disponíveis comercialmente, que foram adaptados fazendo a aderência com o uso de supercola, o modelo pode ser observado na Figura 8 (c).

Com o auxílio do *software* Matlab foram plotadas as curvas do índice de redução sonoro de um painel metálico infinito, considerando as propriedades mecânicas do alumínio com 2 mm de espessura. A partir do método de associação de impedâncias foi possível adicionar metamateriais isoladores ao modelo. Dessa forma, foi possível verificar a contribuição dessa adição no *índice de redução sonoro*, calculado inicialmente sem os isoladores. A curva do índice de redução sonoro de um painel apresenta um comportamento conhecido. Nota-se a região de lei de massa bem definida com elevação de 6 dB por oitava e a região da frequência de coincidência bastante visível por conta de uma grande queda na curva de isolamento sonoro. É possível observar a curva no trabalho elaborado por Radavelli [9]. O sistema montado para o teste de isolamento sonoro é simplificado. Basicamente é composto de um painel de alumínio de 2 mm que simula o painel corta-fogo de um veículo em um sistema cavidade-painel. No painel foram colados 54 ou 94 sistemas ressonadores (ou isoladores) com o objetivo de controlar a redução de ruído justamente na região da frequência de coincidência.

O artigo está organizado da seguinte forma: primeiramente é apresentada a base física e mate-

¹ *Sorbothane* é o nome comercial de um polímero de uretano viscoelástico, produzido sinteticamente.

mática do problema na fundamentação teórica. Em seguida, expõe-se os métodos utilizados para sintonizar a frequência de ressonância do metamaterial na frequência de coincidência do painel, e como foram efetuadas as abordagens analíticas e experimentais. Com os métodos estabelecidos e aplicados, revelam-se os resultados obtidos em cada tipo de análise para, finalmente, clarificar as conclusões concebidas pelos autores.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste trabalho serão apresentadas algumas teorias clássicas como o fenômeno da transmissão sonora, o conceito do índice de redução sonoro de painéis simples, um breve apanhado sobre a abordagem por impedâncias e a análise de sistemas massa-mola.

2.1 Transmissão sonora

Um dos fenômenos mais importantes no objeto de estudo dessa pesquisa é a transmissão sonora. Pode-se defini-la por meio de um parâmetro que relaciona as trocas de energias envolvidas quando o som atinge uma superfície com determinada energia incidente, dada por E_i . Observa-se que ao atingir a superfície, parte desta energia sonora é refletida, então E_r . No entanto, outra parte é absorvida, ou seja, dissipada pelo sistema estrutural. E ainda, uma outra parte da energia sonora é transmitida para o ar livre ou outro recinto que fica ao lado oposto do ambiente emissor do ruído, definida por E_t , [10]. Define-se, então, o coeficiente de transmissão de energia sonora, τ , como a fração da energia incidente pela transmitida através de um painel:

$$\tau = \frac{E_t}{E_i}. \quad (1)$$

Considerando as deduções obtidas por Long [11], pode-se observar que para a incidência oblíqua tem-se:

$$\tau_\theta = \left[1 + \left(\frac{\omega m_p \cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right]^{-1}, \quad (2)$$

tal que τ_θ é o coeficiente de transmissão de energia sonora de ondas que propagam-se através de um painel para um determinado ângulo de incidência, θ . A frequência angular da onda sonora em questão é $\omega = 2\pi f$, dada em rad/s. O termo

$m_p = \rho_p h$ é a densidade superficial do painel em kg/m^2 . A densidade volumétrica do painel é ρ_p em kg/m^3 e h é a espessura do painel, em m. O termo ρ_0 é a densidade do ar e c_0 é a velocidade do som no ar que circunda o painel.

Por outro lado, quando o campo sonoro incidente é considerado difuso, observa-se que existe uma elevada probabilidade de que as ondas sonoras incidentes na superfície do painel sejam oriundas de todas as possíveis direções. Nesse caso, o coeficiente de transmissão de energia para campo difuso, τ_{dif} , será obtido integrando a Equação (2) para todos os ângulos de incidência até o valor limite de $\theta_{\text{max}} = \pi/2$ rad, tal que:

$$\tau_{\text{dif}} = \frac{\int_0^{\theta_{\text{max}}} \tau_\theta \cos \theta \sin \theta d\theta}{\int_0^{\theta_{\text{max}}} \cos \theta \sin \theta d\theta}. \quad (3)$$

O parâmetro que normalmente é utilizado para caracterizar o isolamento sonoro por transmissão aérea de uma parede ou painel é o índice de redução sonoro $R(\theta)$, em dB, mais informalmente conhecido por perda de transmissão. Para uma onda plana que incide o painel com um ângulo oblíquo, o índice de redução sonoro será:

$$\begin{aligned} R(\theta) &= 10 \log \left(\frac{1}{\tau_\theta} \right) = \\ &= 10 \log \left[1 + \left(\frac{\omega m_p \cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right], \text{ dB}. \end{aligned} \quad (4)$$

O equacionamento apresentado é conhecido como lei da massa, e pode ser calculado para incidência normal ($\theta = 0$ rad), oblíqua, de campo ($\theta_{\text{max}} = 1,36$ rad, ou 78°) ou difusa ($\theta_{\text{max}} = \pi/2$ rad). Após situações de experimentação do isolamento sonoro em câmaras reverberantes, pode-se haver a intenção de realizar comparações analíticas do índice de redução sonoro para incidência difusa. Assim, a Equação (3) deve ser usada com esse intuito, tal que,

$$R_{\text{dif}} = 10 \log \left(\frac{1}{\tau_{\text{dif}}} \right), \text{ dB}. \quad (5)$$



2.2 Abordagem por impedância mecânica da adição de sistemas periódicos de um grau de liberdade em painéis finos

A análise é baseada em um painel infinito exposto a um campo acústico difuso, tal que seu índice de redução sonoro é calculada pelo método de acoplamento de impedâncias. Adicionalmente a impedância inercial de massa e a impedância de flexão de um painel fino adicionam-se as impedâncias equivalentes dos sistemas ressonantes. Para entender o comportamento do ressonador é necessário alguns conceitos fundamentais da modelagem de sistemas massa-mola, com um grau de liberdade.

2.2.1 Impedância mecânica do sistema isolador

Os conceitos desenvolvidos nesta seção constituem uma revisão introdutória da modelagem dos sistemas massa-mola de um grau de liberdade. Estes sistemas podem ser usados com sucesso para descrever uma variedade de dispositivos, máquinas e estruturas. Considerando $y = y(t)$ o deslocamento da massa M_r de sua posição de equilíbrio em função do tempo t e K_r sendo a rigidez elástica da mola, conforme apresentado na Figura 2, pode-

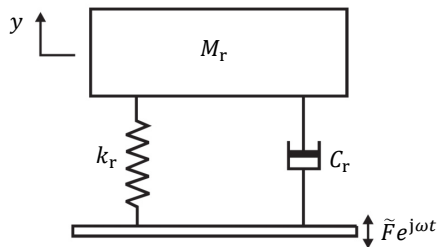


Figura 2: Sistema massa-mola amortecido com força aplicada em sua base.

se escrever a equação dinâmica do movimento para o sistema em questão como:

$$M_r \frac{d^2 y}{dt^2} + C_r \frac{dy}{dt} + k_r y = F. \quad (6)$$

Considerando o movimento como harmônico temporal, a Equação (6) pode ser reescrita na forma:

$$-\omega^2 M_r y + j\omega C_r y + k_r y = \tilde{F} e^{j\omega t}. \quad (7)$$

Na ausência de qualquer força de excitação, F , e amortecimento, C_r , o sistema, uma vez pertur-

bado, vibrará de forma senoidal em uma amplitude de valor RMS constante (dependente da amplitude da perturbação original) em sua frequência de ressonância não amortecida, f_0 . A solução da Equação (7) com $F = C_r = 0$ encontra a frequência de ressonância não amortecida,

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_r}{M_r}}, \quad \text{Hz}. \quad (8)$$

De acordo com Liu et al. [6], pode-se considerar uma nova rigidez adicionando um termo complexo, com o objetivo de representar um amortecimento histerético. Para esse caso, a frequência de ressonância amortecida será:

$$f_{\text{res}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_r(1 + j\eta_r)}{M_r}}, \quad \text{Hz}, \quad (9)$$

tal que η_r é o fator de perda por amortecimento do sistema isolador. A impedância mecânica equivalente do sistema com n isoladores periódicos será:

$$Z_{\text{eq}_r} = j\omega m_r \left(\frac{1}{1 - (f/f_{\text{res}})^2} \right), \quad \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}, \quad (10)$$

tal que m_r é a densidade superficial dos isoladores, ou seja, é a massa dos isoladores distribuídos por unidade de área do painel, $m_r = nM_r/A$, na qual A é a área do painel com aplicação de isoladores de vibração.

2.2.2 Cálculo do isolamento sonoro usando a impedância mecânica do painel combinada com aplicação dos isoladores de vibração

Para painéis de pequena espessura, os modos de cisalhamento podem ser desprezados e as formas de onda de flexão sobressaem durante a vibração dinâmica do sistema, principalmente para incidência de ondas oblíquas ou sob campo difuso, definindo a frequência de coincidência do painel,

$$\begin{aligned} f_{\text{co}}(\theta) &= \frac{c_0^2}{2\pi \sin^2 \theta} \sqrt{\frac{m_p}{EI}} = \\ &= \frac{c_0^2}{2\pi \sin^2 \theta} \sqrt{\frac{12(1 - \nu^2)\rho_p}{Eh^2}}, \end{aligned} \quad (11)$$

na qual E é o módulo de elasticidade do painel, em Pa. O termo ν representa o coeficiente de Poisson do painel.

Conforme Long [11], o modelo de impedância de um painel de pequenas espessuras necessita apenas considerar a sua impedância inercial e também a impedância de flexão. Pode-se assim representar com boa confiabilidade analítica o isolamento sonoro desse sistema, comparando-se com dados experimentais. Para um determinado ângulo de incidência, a impedância de flexão do painel é dada por:

$$Z_f(\theta) = -j \frac{\omega^3 \tilde{E} I}{c_0^4} \sin^4 \theta, \quad \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}, \quad (12)$$

na qual $\tilde{E} = E(1 + j\eta_p)$ é o módulo de elasticidade complexo do painel, considerando seu fator de perda por amortecimento estrutural, η_p . Note que para incidência de ondas planas ($\theta = 0^\circ$), a impedância por flexão será nula. Esse tipo de onda vibratória é apenas excitada para incidência oblíqua ou para vários ângulos de incidência das ondas sonoras (incidência de campo ou para campo difuso), conforme já mencionado. A impedância mecânica que rege a lei da massa do painel é definida por:

$$Z_m = j\omega m_p, \quad \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}. \quad (13)$$

Segundo Liu [6] o metamaterial isolador representado por um sistema massa-mola pode ser aplicado em um painel simples combinando a impedância inercial do painel, a impedância de flexão e a adição das impedâncias equivalentes dos isoladores de vibração, tem-se:

$$Z_{pr} = j\omega m_p + Z_f + Z_{eq_r}. \quad (14)$$

A impedância de flexão é importante estar presente no equacionamento, para que a região de queda na curva de isolamento devido a frequência de coincidência seja evidente também na abordagem analítica, que o principal foco de controle do trabalho aqui apresentado. Por fim, o coeficiente de transmissão de energia usando a abordagem de combinação de impedâncias será:

$$\tau_\theta = \left| 1 + \frac{Z_{pr} \cos \theta}{2\rho_0 c_0} \right|^{-2}. \quad (15)$$

A partir da Equação (15), o cálculo do índice de redução sonoro para incidência difusa usando a abordagem por combinação de impedâncias deve ser realizado usando a Equação (3) e a Equação (5), respectivamente.

Utilizando-se dos conhecimentos até aqui mencionados buscou-se, experimentalmente, estimar os parâmetros necessários para os cálculos propostos.

3. METODOLOGIA

Neste trabalho serão abordados dois experimentos principais. O primeiro experimento é a investigação das propriedades de um isolador. O segundo experimento diz respeito aos efeitos no isolamento sonoro, causado pela aplicação do metamaterial (grupo de isoladores distribuídos periodicamente) no painel de alumínio.

3.1 Transmissibilidade experimental

Com esse experimento tem-se o intuito de estimar a frequência de ressonância do sistema massa-mola formado por um único isolador. Para isso, foram selecionados diversos materiais elásticos com potencial de um deles tornar-se o isolador escolhido. Diferentes combinações de materiais isoladores e massas de carregamento foram testadas até atingir-se o alvo projectual desejado. A partir da modelagem do isolamento sonoro de um painel simples apresentado anteriormente, foi possível identificar graficamente a frequência de coincidência para o campo difuso. Posteriormente, realizou-se um experimento de isolamento sonoro (detalhado na Seção 3.2) sem os isoladores, para confirmar a frequência de coincidência encontrada numericamente. Buscou-se encontrar isoladores de vibração que possuíssem uma frequência de ressonância próxima da frequência de coincidência do painel metálico.

Os corpos de prova foram excitados em vibração harmônica longitudinal por um excitador eletrodinâmico, conforme o trabalho proposto por Pritz [12] e por Etchessahara et al. [13]. As ressonâncias para cada isolador foram encontradas pela análise experimental da Função Resposta em Frequência (FRF) da transmissibilidade do corpo de prova. As FRFs foram obtidas por meio da função de transferência da aceleração no topo da massa de carregamento em relação a aceleração



da base de apoio.

3.1.1 Montagem do experimento

A montagem do sistema e a cadeia de medição usada para o experimento de transmissibilidade de vibração podem ser observadas nas Figuras 3 e 5, respectivamente. Os equipamentos e transdutores utilizados no ensaio estão indicados abaixo:

- Acelerômetro de referência IEPE TEDS - 4513B posicionado na base de apoio;
- Excitador eletrodinâmico - Shaker B&K 4824;
- Amplificador de potência, B&K Type 5215;
- Interface de áudio M-Audio Fast track PRO para enviar o sinal de excitação para o amplificador;
- Placa de aquisição de sinais National Instruments 9234 para aquisição dos dados de aceleração;
- Laptop Acer, I7, SSD 500 GB, 16 GB de RAM; e
- *Software* Matlab para aquisição e processamento dos sinais.

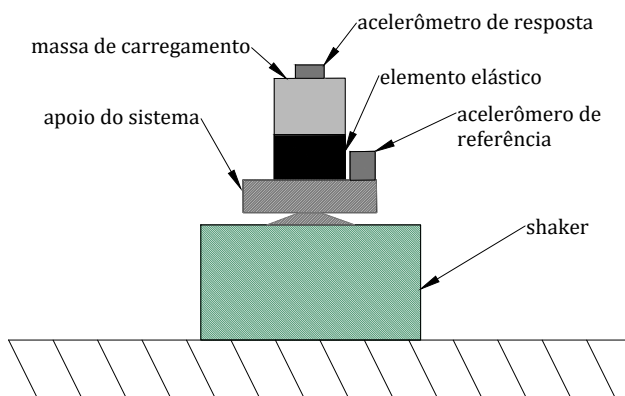


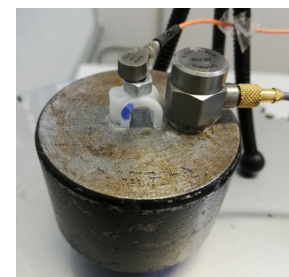
Figura 3: Esquema representativo da montagem do experimento de transmissibilidade usando um excitador eletrodinâmico.

Observa-se na configuração experimental indicada na Figura 3 que o material elástico encontra-se entre o apoio do sistema e a massa de carregamento, sendo essa composta pela soma da massa do elemento metálico com a massa do acelerômetro. Na fundamentação teórica a massa de carregamento (massa + acelerômetro) é definida por M_r , conforme observado na Equação (6). Primeiramente, cada isolador foi analisado com

a menor massa de carregamento possível adicionada ao sistema, ou seja, a própria massa do acelerômetro, representada na Figura 4 (a). Após analisar o comportamento dos isoladores nesse sistema, foi-se adicionando as massas de carregamento metálicas e observando-se, graficamente, a resposta em frequência da transmissibilidade de cada sistema, como demonstrado na Figura 4 (b). Porcas metálicas de diversos tamanhos foram selecionadas para o controle da massa e da sintonia de frequência adequada. Os isoladores e os acelerômetros foram fixados com uma cola adesiva instantânea. Observou-se que a frequência de ressonância dos resultados de transmissibilidade, foram afetados com o passar do tempo de secagem da cola. O pico de ressonância deslocava-se da baixa para a alta frequência. Até estabilizar, notou-se uma variação em torno de 1000 Hz a 2000 Hz (por exemplo, de 4000 Hz a 6000 Hz). Assim, decidiu-se apenas considerar os resultados medidos após um tempo mínimo de secagem, de 10 a 15 minutos após a aplicação da cola.



(a) Detalhe da base com o elemento elástico e acelerômetro no topo, como massa de carregamento.



(b) Detalhe da base com o elemento elástico, massa metálica (porca) e acelerômetro no topo.

Figura 4: Ensaio de transmissibilidade dos sistemas isoladores.

Na Figura 4 (b) o acelerômetro do topo possui massa de 0,77 g e a porca possui massa de 1,025 g, totalizando 1,795 g. No entanto, outras massas foram utilizadas até a sintonia final ($M_r = 2,16$ g). A escolha do isolador ideal e os resultados obtidos serão abordados na Seção 4.

Assim como em Etchessahara et al. [13] os dois acelerômetros utilizados para medir as acelerações são conectados em uma placa de aquisição de sinais. Pode-se observar a cadeia de medição

do ensaio representada pela Figura 5.

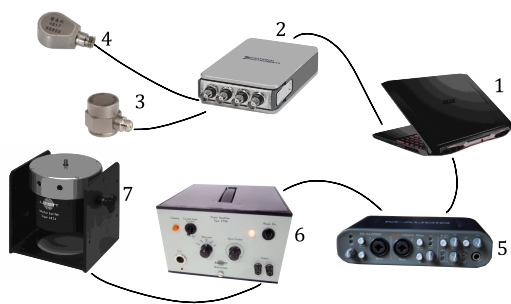


Figura 5: Cadeia de medição do experimento de transmissibilidade de vibração. Na figura: (1) computador; (2) placa de aquisição dos sinais dos acelerômetros, National Instruments NI-9234; (3) acelerômetro de referência; (4) acelerômetro de saída; (5) interface de áudio para enviar sinal ao excitador; (6) amplificador de sinal (B&K Type 5215); e (7) excitador eletrodinâmico (B&K 4824).

O sistema foi excitado por um sinal aleatório com igual energia em todas as frequências, ou seja, ruído branco. A faixa de frequência excitada foi de 20 Hz a 12 kHz. O sinal gerado pela placa M-Audio é amplificado pelo amplificador e reproduzido no excitador eletrodinâmico.

3.2 Ensaio de isolamento sonoro em câmara reverberante

O ensaio simplificado do nível de redução sonora de um painel, com incidência difusa em um dos lados, é análoga aplicação do painel corta fogo de um veículo. O ensaio foi montado com o objetivo de confirmar a frequência de coincidência do painel para incidência difusa. Além disso, tem-se a intenção de avaliar a eficiência da aplicação de isoladores distribuídos de forma periódica no painel de alumínio. Tal painel possui dimensões de 0,92 m de comprimento por 0,62 m de altura. Desconsiderando as regiões de fixação com a parede, pode-se verificar uma área livre de 0,88 m por 0,58 m, ou seja, 0,51 m².

3.2.1 Montagem do experimento

Para ambas as medições de isolamento sonoro do painel, com e sem isoladores, utilizou-se a mesma cadeia de medição, representada na Figura 6. As únicas variações entre as medições são os sistemas colados no painel e a temperatura e umidade de cada dia, como é demonstrado no Quadro 1.

Quadro 1: Temperatura e umidade em cada medição:

Experimento	Temperatura °C	umidade %
Sem os isoladores	21,5	79
Com os isoladores	16,4	52

Para o referido experimento, pode-se citar os seguintes equipamentos e materiais utilizados:

- Microfone B&K 4942-A-021 de campo difuso posicionado dentro da câmara reverberante;
- Fonte sonora omnidirecional B&K 4292 (Dodecaedro) posicionada dentro da câmara reverberante;
- Microfone B&K 4942-A-021 de campo difuso posicionado no exterior da câmara, próximo ao painel;
- Acelerômetro B&K 4517 posicionado no painel de alumínio;
- Hardware de aquisição de sinais, B&K Type 3160-A-042;
- Amplificador de potência B&K Type 2716;
- Laptop Compaq dualCore, 2 GB de RAM com software Pulse LabShop 15, da B&K;
- Cabo BNC-BNC para conexão entre placa de análise e microfones;
- Cabo BNC-microdot para conexão entre placa de análise e acelerômetro;
- Cabo BNC-P10 para conexão entre placa de análise e o amplificador de potência; e
- Cabo speakon-speakon para acionar a fonte sonora omnidirecional.

Uma das configurações utilizadas no experimento de nível de redução sonora na câmara reverberante pode ser visualizada, em parte, na Figura 7. Níveis de aceleração de vibração do painel foram obtidos com e sem a aplicação de isoladores. No entanto, por conveniência, tais dados não serão expostos aqui nesse trabalho pois necessitam maior tempo para pós-processamento e verificação.

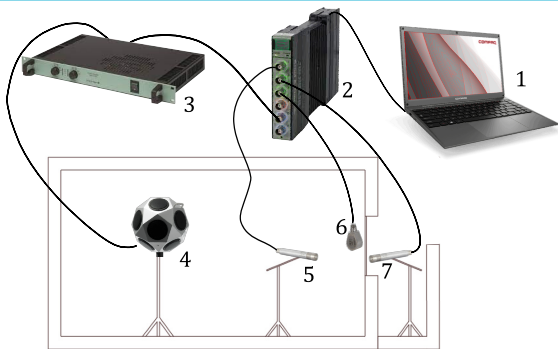


Figura 6: Cadeia de medição - experimento de nível de redução sonora. Na figura: (1) notebook utilizado para coleta de dados; (2) placa de aquisição dos dados dos microfones e acelerômetro; (3) amplificador de sinal; (4) fonte omnidirecional (dodecaedro); (5) microfone B&K 4942-A-021 de campo difuso dentro da câmara; (6) Acelerômetro B&K 4517 posicionado no painel de alumínio; (7) microfone B&K 4942-A-021 de campo difuso fora da câmara;

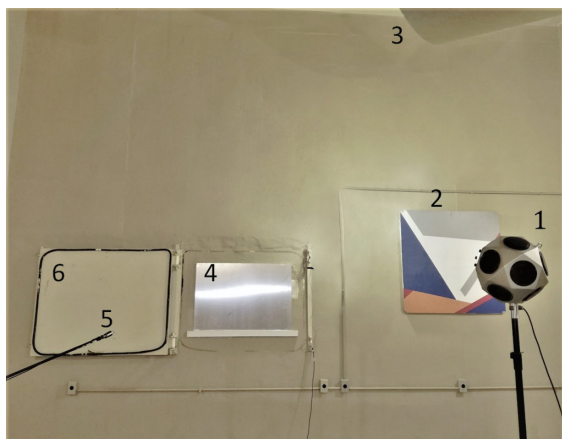


Figura 7: Foto do interior da câmara com os equipamentos montados para o experimento de nível de redução de ruído. Na figura: (1) fonte sonora omnidirecional; (2) absorvedor de membrana; (3) difusor acústico; (4) painel de alumínio; (5) microfone de campo difuso; e (6) tampa de fechamento do vão.

3.2.2 Experimento simplificado

Para quantificar experimentalmente a capacidade de isolamento sonoro por transmissão aérea entre dois ambientes reverberantes aplica-se o equacionamento de cálculo do índice de redução sonora, observado na norma ISO 10140-2 [14] e no trabalho de mestrado publicado por Radavelli [9]:

$$R_{\text{exp}} = \overline{L}_{P1} - \overline{L}_{P2} + 10 \log \left(\frac{S}{A} \right), \text{ dB}, \quad (16)$$

tal que $\overline{L}_{P1}$ é o nível sonoro médio espacial em dB da câmara de emissão, $\overline{L}_{P2}$ é o nível sonoro médio espacial em dB da câmara de recepção, S

é a área da divisória ou parede entre as duas salas em m^2 . O termo A representa a área de absorção sonora equivalente da sala de recepção, em m^2 , e pode ser calculada por:

$$A = \frac{55,26 V}{c_0 T}, \text{ m}^2, \quad (17)$$

na qual V é o volume da câmara em m^3 e T é o tempo de reverberação da câmara, em segundos. Geralmente o experimento é realizado medindo-se bandas de terço de oitava, entre 100 Hz até 5 kHz, conforme a norma ISO 10140-2 [14].

Durante a fase de planejamento do experimento de transmissão sonora, observou-se a infraestrutura da câmara reverberante do laboratório da Engenharia Acústica - UFSM (volume, $V = 206 \text{ m}^3$) e percebeu-se que ela possui uma abertura para testes de potência sonora de ar condicionado de parede ou painéis reduzidos (área da abertura de $0,5 \text{ m}^2$). Apesar das simplificações e menor confiabilidade do experimento verificou-se o interesse dos autores com essa abordagem por ser uma fase de prototipagem e de testes rápidos. Para seguir o ensaio de acordo com a ISO 10140-2 [14] uma área de abertura de no mínimo 10 m^2 é exigida, o que inviabilizaria o ensaio. Segundo Long [11], em ambientes que não possuem dimensões suficientes ou características para garantir campo difuso em determinadas frequências, é possível avaliar a diferença aritmética entre os níveis de pressão sonora entre dois ambientes adjacentes por meio de uma simplificação na Equação (16). Assim define-se a quantidade NR como o nível de redução sonora², conforme a Equação (18). Nota-se que aqui são desconsideradas as características reverberantes e de absorção sonora da câmara de recepção. Para o ensaio, foram selecionados 6 pontos de medição no interior da câmara e 6 pontos na região exterior (esses últimos mais próximos do painel) para realizar uma média espacial dos níveis sonoros necessários para o cálculo de NR, dado por:

$$NR = \overline{L}_{P1} - \overline{L}_{P2}, \text{ dB}. \quad (18)$$

No presente trabalho, a obtenção do nível de redução sonora ocorreu de uma forma diferenciada, utilizando a função de transferência entre cada

²Noise reduction em tradução literal feita pelo autor.

combinação de ponto exterior e interior da câmara, $H(j\omega)$, tal que a sua magnitude é:

$$|H(j\omega)| = |\overline{P}_1 / \overline{P}_2| = 10^{\frac{\overline{L}_{P1} - \overline{L}_{P2}}{20}}, \text{ Pa}, \quad (19)$$

na qual $\overline{P}_1$ é a pressão sonora média espacial na câmara de emissão e $\overline{P}_2$ no ambiente exterior, ambos em Pa. Assim o nível de redução sonora foi obtido a partir da medição da função de transferência entre dois sinais, ferramenta de processamento digital disponível no *software* Pulse LabShop 15 (B&K).

$$NR = 20 \log(|H(j\omega)|), \text{ dB}. \quad (20)$$

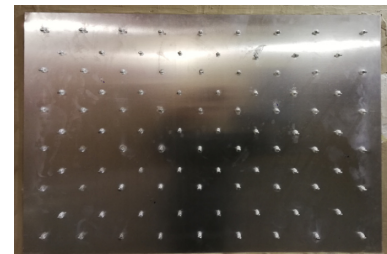
A vantagem é o acesso às funções de coerência, permitindo maior controle sobre a qualidade da medição. A fixação do painel de alumínio na abertura da câmara reverberante foi realizada com fitas adesivas dupla face, de elevada aderência. Devido às irregularidades da parede da câmara, algumas frestas foram preenchidas com silicone e com espuma expansiva para minimizar o vazamento de ruído do ambiente interno para o exterior. Além disso, uma travessa em MDF (*Medium Density Fiberboard*) de 3 cm de espessura e densidade aproximada de 600 kg/m^3 foi adicionada na parte inferior do sistema para preencher a cavidade e dar sustentação ao painel. Com o sistema montado conforme a Figura 6, o ambiente foi excitado por um ruído branco. Assim, com a placa de análise, foi possível obter os dados de sinais do microfone interno, externo e do acelerômetro. Os dados de funções de transferência entre os microfones foram todos coletados utilizando o *software* Pulse 15. Posteriormente, as médias espaciais e os níveis de redução sonora foram processados em Matlab.

Inicialmente, houve a coleta dos dados do nível de redução sonora do painel sem os isoladores. Assim, pôde-se confirmar a frequência de coincidência em torno de 6300 Hz, tal qual como encontrada matematicamente e apresentada na Seção 2.2.2 do presente artigo. Após a sintonização do sistema isolador próximo da mesma frequência, aplicou-se 54 sistemas isoladores (espaçamento entre eles de 10 cm a 12 cm). Na sequência, adicionou-se mais 40 sistemas em pontos intermediários (em cruz, no total de 94 isoladores), também distribuídos de forma periódica no painel,

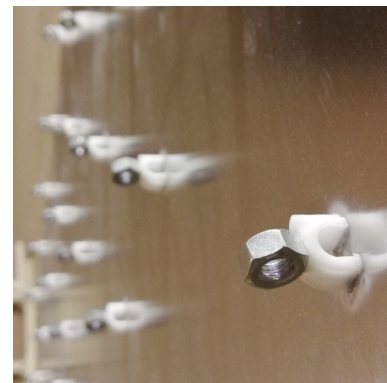
repetindo-se o experimento de nível de redução sonora. Pode-se observar na Figura 8 (a) o painel de alumínio acoplado na abertura da câmara reverberante. Na Figura 8 (b) nota-se a distribuição dos 94 isoladores colados ao painel e na Figura 8 (c) é possível ver em detalhe alguns isoladores e a forma que a massa (porca) foi posicionada.



(a) Painel de alumínio sem os isoladores;



(b) Painel de alumínio com 94 isoladores;



(c) Detalhe do elemento elástico e massa de carregamento aplicadas no painel de alumínio.

Figura 8: Painel de alumínio instalado na câmara reverberante, com e sem isoladores.

Após a compreensão da metodologia aplicada aos experimentos para projetar e aplicar o metamaterial isolador ao painel de alumínio, apresenta-se em sequência a análise dos resultados obtidos nas duas etapas.



4. RESULTADOS

Nesta seção serão abordados os resultados obtidos em cada etapa do desenvolvimento do sistema de controle e de sua aplicação no painel de alumínio. Será apresentada a comparação entre os resultados do modelo analítico e experimental. Os resultados do ensaio e do modelo de isolamento sonoro são apresentados para um sistema com 54 e também 94 isoladores adicionados ao painel. No entanto, por causa do movimento de flexão do painel com as bordas fixas acredita-se que apenas 1/3 ou 1/4 dos isoladores concentrados próximos ao centro do painel estejam atuando de fato no controle de vibração. Os dispositivos aplicados próximos das bordas não atuam dinamicamente, por isso as densidades superficiais dos isoladores (m_r) consideradas na modelagem analítica são aproximadamente 4 vezes menores do que o esperado, conforme os ajustes encontrados. Além disso, os dados estimados para o painel de alumínio são $E = 69$ GPa para o módulo de elasticidade; $\nu = 0,3$, para o coeficiente de Poisson; $\rho_p = 2650$ kg/m³, para densidade volumétrica e $\eta_p = 0,15$, o fator de perda por amortecimento do painel. Acredita-se que devido ao tamanho reduzido do painel e aos engastes e fixações com fita dupla face, silicone e espuma expansiva em suas laterais o fator de perda ajustado foi superior em relação a um painel em vibração livre ($0,002 < \eta_p < 0,01$), ou de grandes dimensões.

4.1 Ensaio da transmissibilidade do isolador

Para elaborar um sistema isolador de uma maneira mais confiável, foi necessário validar experimentalmente o cálculo da frequência de coincidência do painel de alumínio de 2 mm de espessura. Com o valor de $f_{co} \approx 6300$ Hz, confirmado experimentalmente, foi possível escolher o metamaterial isolador. A partir de testes de diversos materiais (Borrachas de diferentes densidades e espessuras, EVA³, molas metálicas, etc.), observou-se o comportamento de um elemento elástico em particular, um tipo de fixador plástico para cabos. Quando ele foi acoplado com uma pequena massa (≈ 1 g), ele apresentou uma frequência de ressonância acima da desejada (≈ 9 kHz). Assim

pôde-se elevar o valor da massa de carregamento para aproximadamente 2 g, com a finalidade de sintonizar o sistema. Testou-se a mesma combinação algumas vezes, trocando somente o material isolador com a finalidade de averiguar possíveis variabilidades de propriedades do mesmo material. Observa-se essa variação no gráfico da Figura 9. Os sistemas testados demonstram uma variação da ressonância de 6109 Hz a 6261 Hz, estando, estas, na mesma faixa da frequência de coincidência do painel de alumínio.

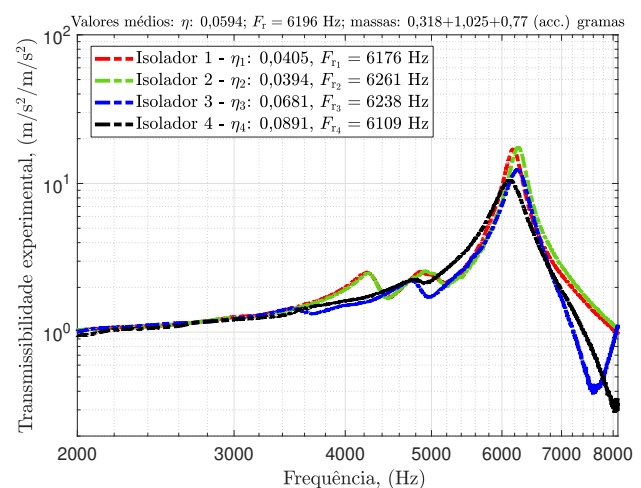


Figura 9: Transmissibilidade experimental dos isoladores utilizando massa de carregamento total de 2,113 gramas.

4.2 Sistema com 54 isoladores

Foram então colados 54 sistemas isoladores ao painel para se obter o controle do nível de redução sonora. Os isoladores foram distribuídos ao painel com uma margem de 5 cm da borda e um espaçamento de aproximadamente 10 cm entre cada um. Na Figura 10 é possível observar o efeito da adição dos metamateriais na placa de alumínio. Todas medições de nível de redução de ruído são apresentadas em bandas de 72 avos de oitava, para poder observar mais claramente a região da queda devido a frequência de coincidência. Ainda na Figura 10 nota-se a região da lei da massa entre 500 Hz e 2000 Hz na qual o modelo analítico se aproxima ao resultado experimental, com elevação de 6 dB por oitava. Com o amortecimento do painel ajustado, observa-se também que a região de queda também demonstrou boa concordância com o modelo.

³O *Ethylene-vinyl acetate*, conhecido por EVA, é um polímero emborrachado e flexível derivado do petróleo; é usado em artesanato, brinquedos, calçados, entre outros.

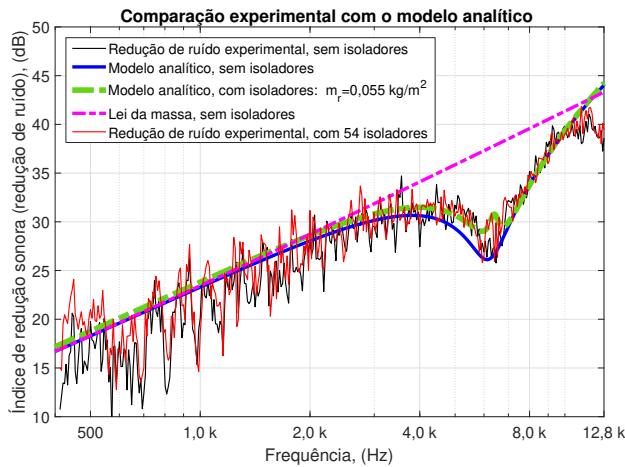


Figura 10: Comparação analítica do índice de redução sonora e nível de redução de ruído experimental do painel com 54 isoladores.

É possível observar um pequeno aumento no nível de redução sonora na região da frequência de coincidência analiticamente e experimentalmente. Com 54 isoladores, o resultado foi perceptível, porém pouco eficiente (acréscimo de 3 a 4 dB). Portanto, foram adicionados mais 40 isoladores ao painel para alcançar níveis mais elevados.

4.3 Sistema com 94 isoladores

Na Figura 11 nota-se o resultado da aplicação de mais 40 isoladores ao painel de alumínio, totalizando 94 metamateriais isoladores de vibração. Com o aumento da densidade superficial do número de isoladores, percebe-se um aumento no nível de redução de ruído, como previsto analiticamente. É possível perceber um aumento de 5 dB a 10 dB em alguns pontos da curva na faixa da frequência de coincidência do painel. Apesar de que toda a região da lei da massa mantém-se praticamente inalterada (com pequena elevação no modelo analítico devido a adição de massa). Nota-se que em 4000 Hz há um pequeno aumento do nível de redução de ruído, assim como outros pontos em frequências mais elevadas. Com um modelo confiável em funcionamento, decidiu-se realizar uma projeção analítica do comportamento do índice de redução sonora ao aumentar o número de isoladores no painel.

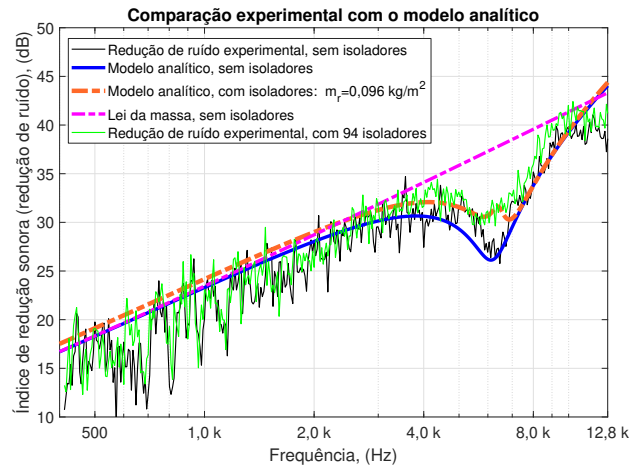


Figura 11: Comparação analítica do índice de redução sonora e nível de redução de ruído experimental do painel com 94 isoladores.

Percebe-se que à medida que a densidade superficial do número de isoladores (m_r) aumenta, o índice de redução sonora também aumenta gradativamente, como pode ser observado na Figura 12.

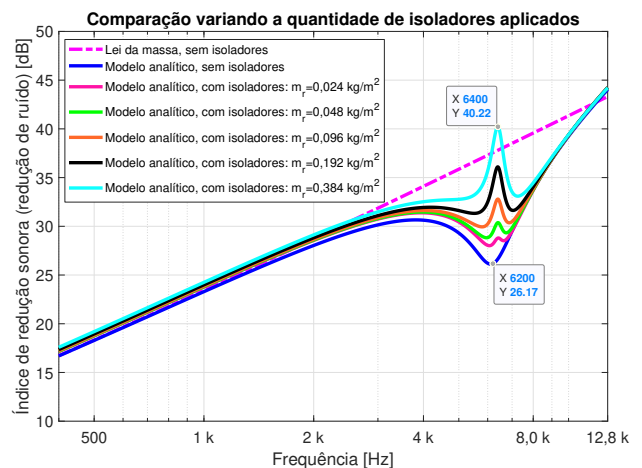


Figura 12: Variação do índice de redução sonora do painel com o aumento da densidade superficial dos isoladores (modelo analítico).

Com a presente divulgação dos resultados obtidos parte-se para as considerações finais referentes a utilização dos metamateriais isoladores de vibração no painel de alumínio e a possível aplicação do modelo no setor automobilístico e aeronáutico.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Buscou-se por meio desse artigo expor a possibilidade de sintonizar a frequência de ressonância de um metamaterial isolador de vibração e utilizá-lo para elevar o nível de redução de ruído na faixa da frequência de coincidência de um pai-



nel. Também, comparar o índice de redução sonoro calculado analiticamente com o experimento simplificado do nível de redução de ruído.

Primeiramente, com o experimento de transmissibilidade dos elementos elásticos observa-se que a influência do tempo de secagem da cola é considerável, constatou-se variações da frequência de ressonância por volta de 1000 Hz a 2000 Hz. Também notou-se que existe uma variação no comportamento do elemento por conta da fabricação, porém essa variação não interferiu negativamente na avaliação do nível de redução sonoro, provavelmente pelo fato de se usar uma grande quantidade de isoladores no painel. Observa-se no sistema com 94 isoladores, acréscimos em torno de 5 dB no nível de redução sonoro na região dos 6 kHz (experimento) e acréscimos entre 5 e 10 dB para frequências entre 6 e 7 kHz na curva do índice de redução sonoro calculada analiticamente.

Conforme observado o potencial de aumento do índice de redução sonoro e do nível de redução de ruído do painel com a aplicação dos 94 isoladores, nota-se a possibilidade da aplicação de métodos de otimização ao sistema. Situações que envolvem o controle vibro acústica de indústrias automobilísticas e aeronáuticas podem ser beneficiadas com a técnica aqui explorada [6].

6. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer todo o apoio e infraestrutura fornecidos pelo curso de Engenharia Acústica (EAC) e pela Universidade Federal de Santa Maria (UFSM). Assim como todo o apoio dos professores, colegas, amigos e familiares durante o processo.

REFERÊNCIAS

- [1] Wang, Xu. *Vehicle noise and vibration refinement*. 1ª ed. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010. ISBN 978-1-84569-804-1.
- [2] Kiani, Morteza; Gandikota, Imtiaz; Rais-Rohani, Masoud e Motoyama, Keiichi. Design of lightweight magnesium car body structure under crash and vibration constraints. *Journal of Magnesium and Alloys*, 2 (2):99–108, 2014.
- [3] Jovanoska, Milica; Godinho, Luís; Amado-Mendes, Paulo; Mareze, Paulo Henrique; Pereira, Matheus e Ramis Claver, Erique. Overcoming the coincidence effect of a single panel by introducing and tuning locally resonant structures. Em *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, volume 259, págs. 5948–5955. Institute of Noise Control Engineering, 2019.
- [4] Amado-Mendes, Paulo; Godinho, Luis; Dias, Adriana Baio; Amaral, Paulo e Pinho, Nuno. A numerical study on the behavior of partition panels with micro-resonator-type metamaterials. *FIA 2018/TecniAcustica 2018*, 2018.
- [5] Amado-Mendes, Paulo; Godinho, Luís; Jovanoska, Milica; Amaral, Paulo e Pinho, Nuno. Effect of embedded resonators in sound insulation panels-a numerical study. Em *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, volume 259, págs. 8131–8140. Institute of Noise Control Engineering, 2019.
- [6] Liu, Zibo; Rumpler, Romain e Feng, Leping. Broad-band locally resonant metamaterial sandwich plate for improved noise insulation in the coincidence region. *Composite Structures*, 200, 05 2018. doi: [10.1016/j.compstruct.2018.05.033](https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2018.05.033).
- [7] Roozen, Nicolaas Bernardus; Urban, Daniel; Piana, EA e Glorieux, C. On the use of dynamic vibration absorbers to counteract the loss of sound insulation due to mass-spring-mass resonance effects in external thermal insulation composite systems. *Applied Acoustics*, 178:107999, 2021.
- [8] de Melo Filho, N. G. R.; Claeys, C.; Deckers, E. e Desmet, W. Metamaterial foam core sandwich panel designed to attenuate the mass-spring-mass resonance sound transmission loss dip. 139, 2020. doi: [10.1016/j.ymssp.2020.106624](https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106624). Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0888327020300108?via%3Dihub>.
- [9] Radavelli, Graziella F. *Avaliação experimental da perda de transmissão sonora em paredes externas de light steel frame*. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2014. Disponível em: <http://repositorio.ufsm.br/handle/1/7873>.
- [10] Bistafa, Sylvio R. *Acústica aplicada ao controle do ruído*. 3ª ed. São Paulo: Blucher, 2018. ISBN 978-85-212-1284-3.
- [11] Long, Marshall. *Architectural acoustics*. 1ª ed. Cambridge: Elsevier Academic Press, 2006. ISBN 978-0123982582.
- [12] Pritz, T. Dynamic young's modulus and loss factor of plastic foams for impact sound isolation. *Journal of Sound and Vibration*, 178:315–322, 1994. doi: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1994.1488>.
- [13] Etchessahara, M.; Sahraoui, S.; Benyahia, L. e Tassin, J. F. Frequency dependence of elastic properties of acoustic foams. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 117, 2005. doi: [10.1121/1.1857527](https://doi.org/10.1121/1.1857527).
- [14] *ISO 10140-2:2021, Acoustics — Laboratory measurement of sound insulation of building elements — Part 2: Measurement of airborne sound insulation*. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, april 2021.