

DESIGN DE RESSONADORES PARA ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÃO E RUÍDO EM AERONAVES

Marvin B. M. Sales¹, Letícia S. C. Protázio², Cássio B. F. Gomes³, Mateus C. P. dos Santos⁴, Flávio N. Pereira⁵ e Edson J. P. Miranda Jr.⁶

RESUMO

O estudo de vibrações é essencial na análise de movimentos oscilatórios em sistemas dinâmicos com massa e elasticidade, pois podem causar desconforto e danos estruturais. Em aeronaves, a vibração é perceptível aos passageiros, enquanto os ruídos afetam a qualidade acústica. Os metamateriais apresentam propriedades dinâmicas incomuns, oferecendo soluções inovadoras para atenuar vibrações e ruídos. Na engenharia aeroespacial, a busca por eficiência e conforto impulsiona pesquisas sobre tecnologias para minimizar essas perturbações, com destaque para os ressonadores com atenuação passiva. Este estudo analisou o comportamento dinâmico de ressonadores projetados para atenuar ruídos e vibrações em aeronaves, variando a quantidade de molas e a posição de engaste, mantendo uma relação de 10:1 entre a massa do ressonador e da mola. Por meio dos elementos finitos (do inglês *finite element method* - FEM) no software COMSOL Multiphysics, foram avaliadas as influências dessas variações nas frequências naturais de operação. Os resultados mostraram que a organização e o posicionamento das molas afetam significativamente as frequências naturais, indicando que essas variáveis são cruciais para otimizar o controle de vibrações. Concluiu-se que ajustes nas condições de contorno dos ressonadores podem aumentar a eficiência no controle de vibrações e ruídos em futuras aplicações aeronáuticas.

Palavras-chave — Metamaterial, ressonadores, comportamento dinâmico, elementos finitos, COMSOL Multiphysics.

ABSTRACT

The study of vibrations is essential for analyzing oscillatory movements in dynamic systems with mass and elasticity, as they can cause discomfort and structural damage. In aircraft, vibrations are noticeable to passengers, while noise affects acoustic quality. Metamaterials exhibit unusual dynamic properties, offering innovative solutions for mitigating vibrations and noise. In aerospace engineering, the pursuit of efficiency and comfort drives research into technologies aimed at minimizing these disturbances, with an emphasis on passive attenuation resonators. This study analyzed the dynamic behavior of resonators designed to attenuate noise and vibrations in aircraft, varying the number of springs and the position of the mounting point, while maintaining a 10:1 ratio between the mass of the resonator and the spring. Using

the finite element method (FEM) in COMSOL Multiphysics software, the influences of these variations on the natural frequencies of operation were evaluated. The results showed that the arrangement and positioning of the springs significantly affect the natural frequencies, indicating that these variables are crucial for optimizing vibration control. It was concluded that adjustments in the boundary conditions of the resonators could increase the efficiency of vibration and noise control in future aerospace applications.

Keywords — Metamaterial, resonators, dynamic behavior, finite elements, COMSOL Multiphysics.

1. INTRODUÇÃO

A vibração é o estudo do movimento oscilatório em sistemas dinâmicos compostos por matéria que possui massa, onde suas partes podem se mover relativamente. Portanto, qualquer corpo que tenha massa e elasticidade são capazes de vibrar [1,2]. De acordo com Santos (2017), a vibração é geralmente usada para descrever oscilações em objetos ou materiais sólidos, enquanto o ruído se refere às oscilações em fluidos, como as partículas de ar. De forma simples, a vibração é algo que a pessoa “sente” e o ruído é algo que ela “ouve” [3].

Segundo Dowsley (2023), o avanço da computação, que possibilita a exploração de novas geometrias através de algoritmos de otimização, juntamente com novas técnicas de fabricação, permite a criação de novas formas de dispositivos acústicos e a aplicação de teorias já conhecidas que antes não podiam ser implementadas [4]. Nesse mesmo contexto, a busca por conforto acústico e a atenuação de ruídos e vibrações em diversas situações cotidianas têm impulsionado pesquisas e o desenvolvimento de materiais e dispositivos acústicos inovadores [5-7]. Com os metamateriais é possível criar soluções acústicas e mitigar os ruídos de vibrações em indústrias, construções ou meios de transportes. Os metamateriais são dispositivos que exibem características dinâmicas incomuns em um determinado intervalo de frequência [8].

Tendo isso em vista, na engenharia aeroespacial a crescente demanda por eficiência e conforto em aeronaves tem motivado a pesquisa e o desenvolvimento de tecnologias que visam a atenuação de vibrações e ruídos. Nesse contexto, os ressonadores se destacam como uma solução promissora, atuando como dispositivos passivos que podem ser projetados para controlar e minimizar as vibrações indesejadas em estruturas aeronáuticas. Ademais, a utilização de ressonadores vem sendo desenvolvida por suas vantagens em manipular ondas elásticas [9].

O objetivo desta pesquisa foi demonstrar o comportamento dinâmico de ressonadores projetado para atenuar ruídos e vibrações em aeronaves por meio da frequência natural dos ressonadores, usando a quantidade de molas e a posição de engaste, mantendo uma relação constante de 10:1 entre a massa do ressonador e da mola. Além disso, mostrar como essas variações afetaram as frequências naturais de operação dos ressonadores, através do FEM no software COMSOL Multiphysics. Isso ajudou a desenvolver soluções mais eficientes e otimizadas para aplicações aeronáuticas.

2. MATERIAL E MÉTODOS

A investigação da influência da quantidade de molas e a posição de engaste é realizada por meio do FEM, no software COMSOL Multiphysics, no qual a formulação para obter a frequência natural do ressonador, é dada por:

$$-\rho\omega^2\mathbf{u} = \nabla \cdot \mathbf{S}, -i\omega = \lambda, \quad (1)$$

onde ρ representa a densidade, ω é a frequência angular, $\mathbf{u}$ é o vetor de deslocamento, $\nabla \cdot \mathbf{S}$ representa o divergente do tensor de tensões, i é a unidade imaginária igual a $\sqrt{-1}$ e λ é a frequência natural do sistema.

A formulação analítica pode ser utilizada para estipular os modos sem considerar a complexidade da geometria 3D. Para um sistema massa-mola simples, a frequência natural f_n é dada por:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (2)$$

onde k representa a rigidez e m a massa. Para o caso em que as molas estão organizadas em paralelo em determinado sistema, a rigidez é dada por:

$$k_{paralelo} = \sum_{i=1}^N k_i = k_1 + k_2 + \dots + k_N, \quad (3)$$

a rigidez total de $k_{paralelo}$ é a soma das rigidezes individuais das molas, para uma quantidade N de molas. Com isso, supõe-se como sistema idealizado como uma massa concentrada conectada a uma ou mais molas, ignorando a distribuição de massa, rigidez e outras características geométricas do ressonador 3D.

Para a análise, foi considerado um ressonador de geometria prismática hexagonal, conforme é representado na Figura 1. As propriedades do material utilizado e as dimensões da mola estão apresentadas na tabela 1, considerando-se uma estrutura isotrópica de um material polimérico. A geometria hexagonal foi adotada com 6 faces para ser inseridas um número máximo de 6 molas em estruturas de favo de mel, comumente utilizadas em aeronaves.

Propriedades	Valores
Módulo de Elasticidade (E)	0,86 [GPa]
Coefficiente de Poisson (ν)	0,39
Densidade (ρ)	600 [kg/m ³]
Diâmetro (d_m)	10 [mm]
Aresta (a_m)	5,774 [mm]
Altura (h_m)	2,772 [mm]
Volume (V_m)	240,06 [mm ³]

Tabela 1: Propriedades e dimensões do material.

A proporção de 10:1 do volume foi adotada entre a massa e a mola do ressonador, alterando as condições de contorno a fim de investigar a mudança do comportamento dinâmico dos ressonadores. As dimensões das molas foram inseridas na Tabela 2, sendo adotado uma quantidade muito próxima de número de elementos da malha, com o intuito de não influenciar nos resultados. A quantidade de elementos da malha é apresentada na Tabela 3, na seção de Resultados e Discussão.

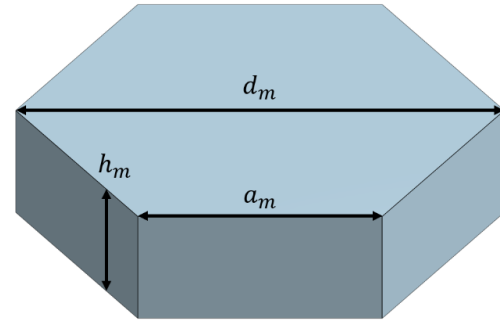


Figura 1. Geometria da massa do ressonador 3D e suas dimensões.

Nº de molas	Largura a_k (mm)	Comp. b_k (mm)	Altura h_k (mm)	Volume (mm ³)
1	2,000	2,000		24,00
2	2,000	1,000		24,00
4	1,000	1,000	6,000	24,00
6	0,667	1,000		24,01

Tabela 2: Dimensões de acordo com o número de molas com altura fixa.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Mantendo a proporção 10:1 em todas as configurações, com volume e rigidez constantes, o comprimento da mola foi fixado em 6 mm. A mola foi fracionada e inserida sob diferentes condições de contorno para análise, como demonstra a Figura 2, Figura 3, Figura 4 e Figura 5. Os dois primeiros modos de vibração do ressonador, f_1 e f_2 , estão associados a modos de flexão. No modelo simplificado (posição A), onde as molas são engastadas na região central

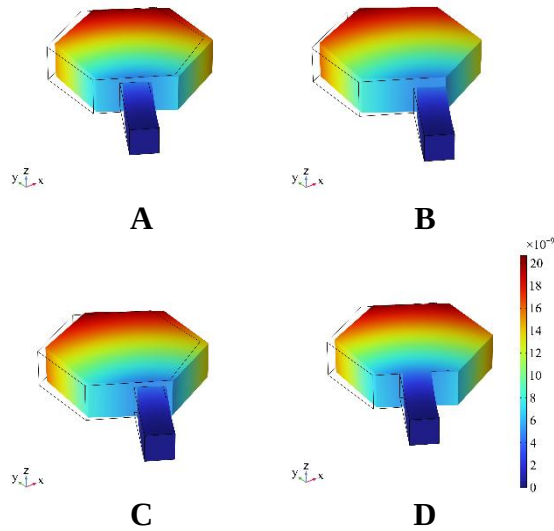


Figura 2. Modos de vibrar em f_1 de flexão de ressonador com 1 mola engasta nas posições A (649,28 Hz), B (631,37 Hz), C (640,85 Hz) e D (646,89 Hz).

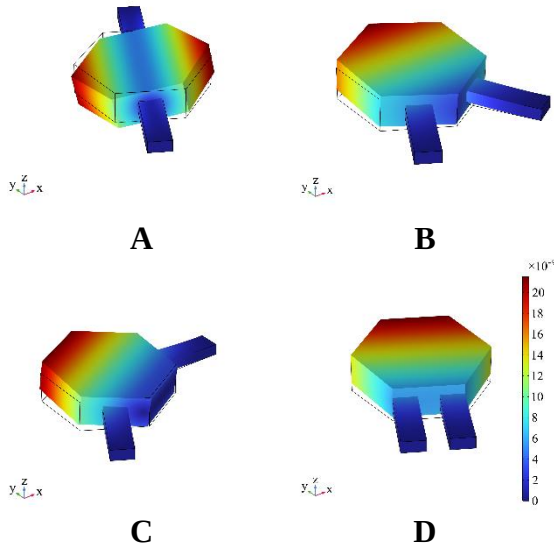


Figura 3. Modos de vibrar em f_1 de flexão de ressonador com 2 molas engasta nas posições A (1100,20 Hz), B (391,54 Hz), C (593,09 Hz) e D (343,95 Hz).

da face da massa, observou-se que, com o aumento do número de molas, a frequência natural do ressonador (f_1) tende a aumentar; contudo, essa tendência não se verificou no caso de $N=6$.

Os resultados foram organizados e inseridos na Tabela 3. A alteração da posição com apenas uma mola é capaz de modificar as frequências naturais do ressonador, embora de maneira pouco expressiva. As frequências naturais de torção (f_3) mostraram-se semelhantes, mas também sensíveis à posição da mola. A repartição das molas para organização em série resultou em valores de f_1 mais elevados nos modelos iniciais (posição A). Entretanto, quando bem projetadas, essas configurações podem apresentar frequências inferiores.

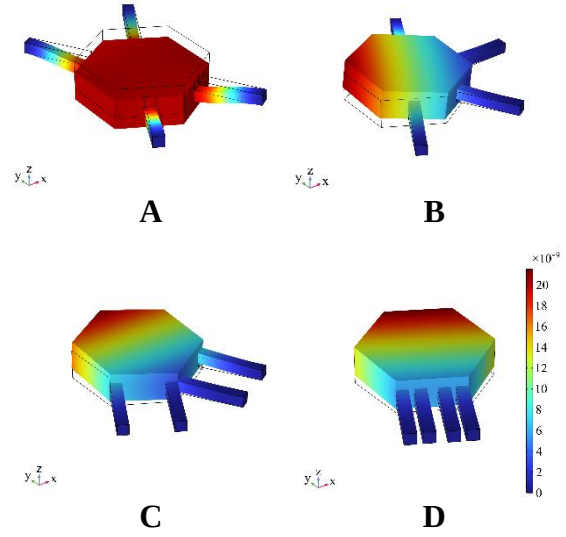


Figura 4. Modos de vibrar em f_1 de flexão de ressonador com 4 molas engasta nas posições A (1559,70 Hz), B (1081,60 Hz), C (438,93 Hz) e D (342,79 Hz).

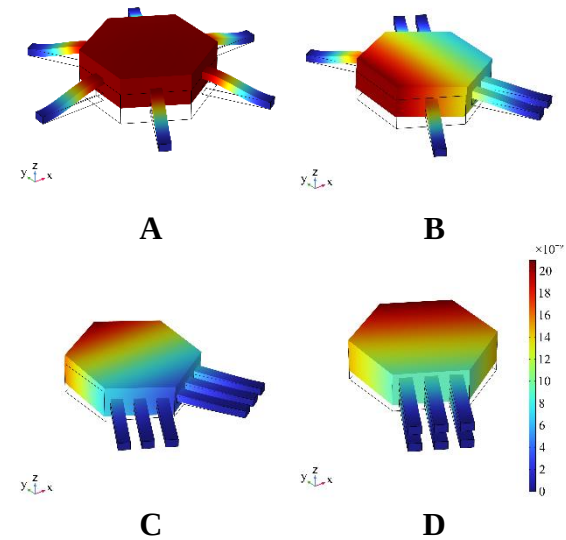


Figura 5. Modos de vibrar em f_1 de flexão de ressonador com 6 molas engasta nas posições A (1098,10 Hz), B (1018,00 Hz), C (279,73 Hz) e D (699,46 Hz).

Quando as molas são divididas e organizadas em paralelo, f_1 e f_2 não apresentaram valores próximos, elevando as frequências de f_2 e f_3 . As frequências mais altas foram obtidas com $N_1=649,28$ Hz, $N_2=1100,2$ Hz, $N_4=1559,7$ Hz e $N_6=1098,1$ Hz, todas na posição A inicial. Em contraste, as menores frequências de f_1 foram registradas para N_1 na posição B, N_2 e N_4 na posição D, e N_6 na posição C.

Os modos de torção (f_3) não foram observados em algumas configurações, surgindo apenas em modos diferentes de f_3 , e surgindo em maiores frequências (f_5 e/ou f_6). A divisão da mola em 6 partes na posição C apresentou uma frequência natural de 279,73 Hz, significativamente menor que a menor frequência obtida por N_1 na posição B,

que foi de 631,37 Hz, representando uma redução de aproximadamente 55,71%. A divisão em 2 partes (N2 e N4) na posição D resultou em frequências de 343,95 e 342,79 Hz, respectivamente, uma redução de 45,53% e 45,71% em relação a N1.

Por fim, embora o fracionamento da mola possa aumentar o tempo de processamento computacional por FEM, este procedimento pode ser considerado para otimização topológica, utilizando algoritmos e/ou inteligência artificial, especialmente em aplicações de alto rendimento, onde a massa da estrutura é um fator limitante.

Nº de molas	Posição	Nº de elementos	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)	f_3 (Hz)
1	A	6172	649,28	674,42	1624,5
	B	6136	631,37	643,54	1626,9
	C	6142	640,85	657,43	1635,7
	D	6143	646,89	671,45	1616,2
2	A	6148	1100,2	1523,5	2712,1
	B	6135	391,54	2413,4	4041,1
	C	6184	593,09	2791,4	3799,2
	D	6165	343,95	1501,5	1755,8
4	A	6121	1559,7	2403,9	3357,8
	B	6134	1081,6	3069,1	3349,2
	C	6139	438,93	2609,6	4068,8
	D	6177	342,79	1282,8	1311,2
6	A	6156	1098,1	2290,6	2296,9
	B	6119	1018	1781,2	2722,5
	C	6159	279,73	1776	2865,7
	D	6132	699,46	1007,3	1204,2

Tabela 3. Resultados dos modos de vibrar dos ressonadores engastado-livre.

4. CONCLUSÕES

Este estudo investigou a frequência natural de ressonadores poliméricos 3D em diferentes condições de contorno, fixando a relação entre a massa do ressonador e da mola em 10:1, alterando a quantidade e a posição das molas. Observou-se que, à medida que a mola é dividida e o número de divisões aumenta, a probabilidade de combinações possíveis para dimensionar os ressonadores e ajustar a frequência natural de operação se torna maior.

Portanto, esse parâmetro pode ser considerado para projetar estruturas em frequências determinadas de atenuação, sem alterar a massa e/ou custo, sendo um fator interessante a ser explorado em aplicações aeronáuticas que utilizam o sistema de ressonadores como controle passivo de vibração e ruído.

A quantidade de molas pode ser estipulada de acordo com a frequência (natural ou de vibração) desejada, sendo um parâmetro importante para dimensionamento e otimização de estruturas. Para trabalhos futuros recomenda-se uma investigação realizada com a progressão de quantidade de molas, com a utilização de diagramas de dispersão e funções de resposta em frequência (FRF) para análise do

comportamento dinâmico de ressonadores 3D voltados a aplicações aeronáuticas em painéis sanduíche.

5. REFERÊNCIAS

- [1] D. B. A. Silva. Análise de atenuação de vibração de estrutura periódica feita de material composto laminado. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista (Unesp), Faculdade de Engenharia, Bauru, 2021.
- [2] F. S. Tse, R. T. Hinkle, I. E. Morse. Mechanical vibrations: theory and applications. 2nd ed., Allyn and Bacon, Boston, 1978.
- [3] M. Santos. Painéis sandwich em composto para redução de vibração e ruído em aeronaves: validação experimental. Dissertação de Mestrado, Força Aérea Portuguesa, 2017.
- [4] L. M. Dowsley. Desenvolvimento de metamateriais acústicos com o uso de algoritmo genético e manufatura aditiva. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Acústica), Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2023.
- [5] A. Ba, A. Lavie, and A. Leblanc. Soft 3D printed membrane type-acoustic metamaterials. Proceedings of the 23rd International Congress on Sound & Vibration, [S.l.: s.n.], 2016.
- [6] H. Peng, P. F. Pai. Acoustic metamaterial plates for elastic wave absorption and structural vibration suppression. *International Journal of Mechanical Sciences*. Elsevier, vol. 89, pp. 350–361, 2014. doi:10.1016/j.ijmecsci.2014.09.018.
- [7] G. N. Almeida, E. F. Vergara, L. R. Barbosa, and L. C. B. Farias. Otimização de um metamaterial acústico labiríntico para absorção sonora na faixa de frequências de 100 - 300 Hz. *Acústica e Vibrações*, 2020. doi:10.55753/aev.v35e52.36.
- [8] P. C. M. Cerântola. Isolamento acústico de baixa frequência via metapainel de ressonadores de membrana decorada. Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2022. doi: 10.11606/D.18..tde-31102022-115323.
- [9] R. Zhou, Z. Yu, Z. Wu, C. Qu, Y. Song, R. Xing, J. Kong. 3D printing metamaterials for highly efficient electromagnetic wave absorption. *Science China Materials*. vol. 66, no. 4, pp. 1283–1312, Science Press, China, 2023. doi:10.1007/s40843-022-2352-4.