

METAMATERIAIS QUIRAIS TIPO LATTICE PARA ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÃOLauren Leão Abreu¹ (IC), Carolina Q. Ramírez (PQ)¹¹Universidade Federal de Itajubá.**Palavras-chave:** Análise dinâmica. Atenuação de vibrações. Metamateriais. Quirais.**Introdução**

Metamateriais (Mms) são estruturas artificiais projetadas para exibir propriedades efetivas que não se encontram em materiais convencionais (Zhu et al., 2014; Li & Yan, 2021). Sua resposta macroscópica decorre principalmente da arquitetura das células (geometria, arranjo e contraste de rigidez e inércia), e não apenas da composição química (Li & Yan, 2021; Abdeljaber et al., 2016). Em regime de propagação de ondas, esses arranjos podem acionar mecanismos de espalhamento periódico e/ou ressonância local, produzindo *bandgaps* (faixas de frequência nas quais a propagação é suprimida) e permitindo manipular, guiar ou atenuar vibrações de forma seletiva (Zhu et al., 2014; Abdeljaber et al., 2016). Entre eles, destacam-se os Mms quirais do tipo *lattice*, cujas geometrias (p. ex., tetra-quirais, hiperbólicas ou reentrant-chiral) introduzem acoplamentos rotação-translação e possibilitam *bandgaps* de baixa frequência mesmo em estruturas leves (Cheng et al., 2024; Li & Yan, 2021); aplicações reportadas incluem vigas e painéis para supressão de vibração em banda larga e absorção de energia (Zhu et al., 2014; Abdeljaber et al., 2016).

O esforço recai sobre o projeto e a análise de arranjos de Mms capazes de atenuar a propagação de ondas em janelas de frequência específicas, ampliando a largura dos *bandgaps* e ajustando sua posição por meio do controle geométrico da célula unitária, sem penalizar massa ou viabilidade de fabricação (Zhu et al., 2014; Li & Yan, 2021; Cheng et al., 2024). A relevância decorre da recorrência de vibrações indesejadas em múltiplos contextos de engenharia, com aplicações típicas em vigas e painéis estruturais (Zhu et al., 2014; Abdeljaber et al., 2016), e de forma geral em estruturas de engenharia.

Estudos sobre Mms voltados à atenuação de vibrações combinam modelagem numérica por método dos elementos finitos (MEF) e a análise modal para identificar frequências naturais e formas de vibração

(ZHU *et al.*, 2014; LI; YAN, 2021). Parte-se da idealização de uma célula unitária, define-se a periodicidade e aplicam-se condições de contorno compatíveis ao problema (LI; YAN, 2021; CHENG *et al.*, 2024). Avaliam-se os efeitos de parâmetros geométricos, como espessura dos ligamentos, ângulo de quiralidade e número de células, além das propriedades do material, sobre o deslocamento das frequências e a modulação de picos de resposta (CHENG *et al.*, 2024; ZHU *et al.*, 2014; LI; YAN, 2021). Neste trabalho o objetivo foi estudar e analisar o comportamento de Mms quirais tipo *lattice* para atenuação de vibrações utilizando o software Ansys®

Metodologia

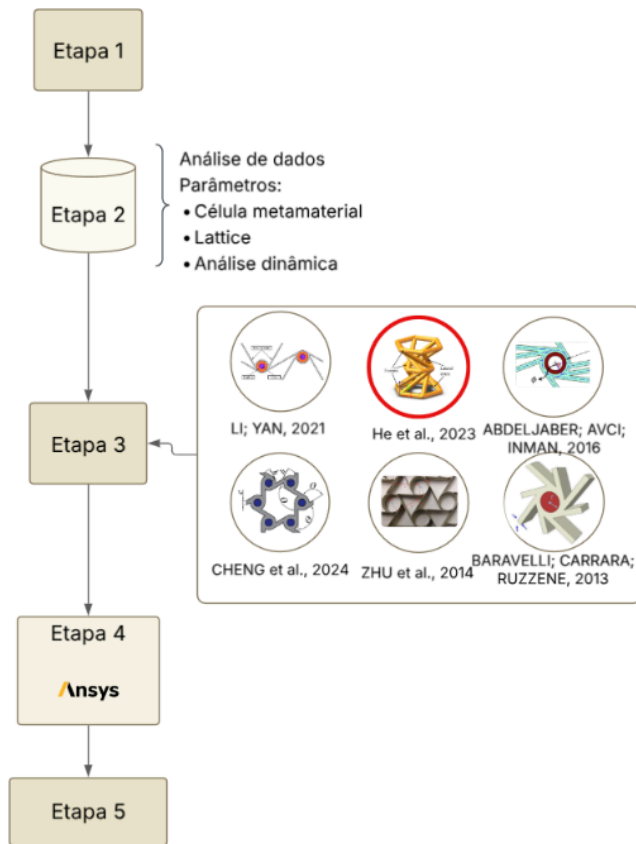
Organizamos a pesquisa em um fluxo contínuo de cinco etapas que parte da revisão bibliográfica, passa pela consolidação e seleção das células, prepara os casos representativos para simulação pelo MEF no Ansys® e culmina na análise comparativa dos resultados, conforme sintetizado na *Figura 1*.

Etapas da metodologia:

Etapa 1. Revisão bibliográfica de Mms quirais do tipo *lattice*: Iniciamos a revisão no Google Acadêmico utilizando combinações de palavras-chave em português e inglês relacionadas a metamateriais quirais *lattice* e atenuação de vibração. Priorizamos trabalhos que reportam modelagem/ensaios e métricas como FRF e faixas de *bandgap*

Etapa 2 - Criação de base de dados de células de Mms: Consolidamos uma planilha mestre com dados de 27 artigos lidos, reunindo desde informações técnicas do artigo (autor-ano, periódico, método) à caracterização da geometria (tipo de célula e parâmetros principais) e os resultados reportados em cada estudo (*bandgaps*, FRF/IL e demais métricas). O objetivo foi organizar e comparar os estudos para selecionar as geometrias candidatas na etapa seguinte.

“Do conhecimento acadêmico à transformação sustentável: inovação com validação científica”



	Célula #1	Célula #2	Célula #3
Geometria	 Raio central (Rm) (mm) 6,5 Raio esquerdo (Rl) (mm) 4 Raio direito (Rr) (mm) 7,36 Espessura de ligamento (t) (mm) 4,99 Ângulo de inclinação 48°	 Distância entre nós D1 (mm) 72 Distância entre nós D2 (mm) 108 raio do anel externo (mm) 10 raio do núcleo (mm) 5 espessura (t) (mm) 2 ângulo (alfa) 30° ângulo (beta) 60°	 L/R 0,82 L (mm) 24,6 Rn (mm) 8,6 Tl (mm) 0,5 tn (mm) 0,5 al (mm) 15 De (ressonador) (mm) 6,35 Hc (ressonador) (mm) 25,4
Estrutura	 Espaço lateral (xs) (mm) 25 Espaço longitudinal (xf) (mm) 2,89 Quantidade de células eixo x (nx) 5 Quantidade de células eixo y (ny) 3	 Estrutura composta por 10x5 células com ressonadores embutidos.	 16 células na direção longitudinal (x) e 3 células na direção transversal (y) Altura (mm) 91 Largura (mm) 10 Comprimento (mm) 470 Célula unitária (mm) 15
Tipo de análise	Análise de vibração transitente em estruturas com metamateriais quirais, utilizando elementos finitos no Abaqus com parametrização via Matlab.	Simulação em elementos finitos (COMSOL) para obter as frequências naturais e os modos de vibração da estrutura	Análise harmônica no domínio da frequência, com base no modelo de viga de Timoshenko e método da matriz de transferência (TMM), validada por simulação numérica (FEA) e testes experimentais com resposta em frequência (FRF)

	Célula #4	Célula #5	Célula #6
Geometria	 a (mm) 30 b (mm) 15 c (mm) 6 t (mm) 5 R (mm) 10 r (mm) 5 h (mm) 15 angulo teta 120	 h (mm) espessura da viga 4,76 r (mm) raio 9,525 t (mm) espessura de ligamento 5	 comprimento l2 5 Comprimento k2 3,1 altura (h) 11 diâmetro 1
Estrutura	 Para as conexões são usados borracha, e para as massas tungstênio, 10x5 células entre placas de 2mm	 L (mm) comprimento 754 H (mm) altura 100 b (mm) Espessura 19,05 R (mm) distancia entre células 40	 Células unitárias 7 (l) x 5 (h) Dimensões totais (mm) 56 (l) x 48,63 (h) x 11 (e)
Tipo de análise	Análise de propagação de ondas com método dos elementos finitos (FEM): band structure via Bloch's theorem + análise harmônica de transmissão em estrutura finita.	Aplica análise harmônica em uma viga cantilever com excitação na base e resposta medida na ponta (FRF). A simulação FEM foi usada para prever o comportamento dinâmico e foram validados por ensaios experimentais com excitação mecânica e medição com acelerômetros	Análise experimental de compressão (monotônica e cíclica). Ensaio físico em máquina universal de ensaios WDW-300, com o objetivo de avaliar o comportamento estrutural, rigidez e capacidade de absorção de energia

Figura 1 – Fluxograma da metodologia

Figura 2- Células selecionados em planilha

Etapa 3 - Seleção de células de Mmsl: A partir da planilha, selecionamos seis células representativas para conciliar desempenho e viabilidade prática. Consideramos: (i) melhores resultados reportados em baixa frequência; (ii) abrangência e clareza dos dados para reprodução no Ansys; (iii) complexidade geométrica suficiente para capturar os efeitos quirais; (iv) possibilidade de fabricação/impressão 3D com tolerâncias realistas, evitando detalhes inviáveis ou suportes excessivos. O conjunto final cobre diferentes níveis de complexidade e inclui casos com desempenho de referência, permitindo avaliar o trade-off desempenho x fabricabilidade. As geometrias foram então padronizadas (L, t, R, θ , h) e preparadas para as simulações da próxima etapa.

Etapa 4- Aprendizagem de software e simulação no Ansys para análise dinâmica@:

Nessa etapa, priorizamos o aprendizado prático do Ansys, a reconstrução das geometrias e a simulação dinâmica. Do conjunto de seis células, elegemos a Célula 6 como caso-piloto por reunir dados claros para reprodução, geometria viável e indícios de bom desempenho em baixa frequência. O fluxo adotado foi: modelagem e parametrização no DesignModeler; geração de malha com checagem básica; definição de materiais, condições de contorno e execução da análise dinâmica estrutural.

Etapa 5- Análise de resultados: Nesta etapa, realizamos o tratamento primário das saídas do Ansys. Exportamos as séries de força de reação do prato de compressão e o deslocamento aplicado. Padronizamos as unidades no SI (força em N, deslocamento em m) e adotamos compressão como negativa. Para visualização, geramos a curva Força x Deslocamento diretamente dessas séries, sem pós-processamentos adicionais.

“Do conhecimento acadêmico à transformação sustentável: inovação com validação científica”

Resultados e discussão

Modelamos a célula hiperbólica (sem PU) no DesignModeler. O carregamento foi aplicado como Remote Displacement no prato superior (eixo de compressão), com a base inferior fixa. Nesta etapa, monitoramos e exportamos o histórico de deslocamento e a força de reação no eixo Y (Reaction Force (Y)) associada ao mesmo carregamento, representando a força total de compressão. Os resultados são reportados em mm para deslocamento (compressão como $|\delta|$) e kN para força. Não aplicamos filtragem; apenas sincronizamos força e deslocamento pelo tempo de simulação;

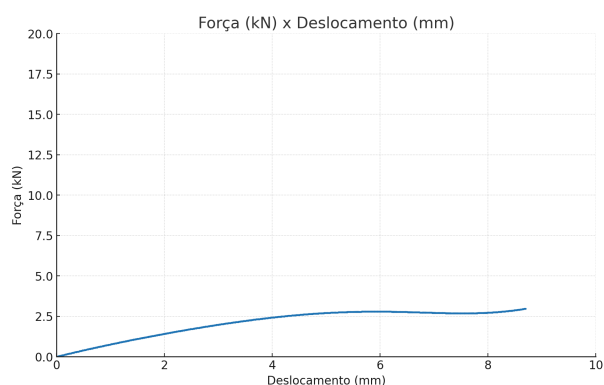


Figura 3 — Força × deslocamento

No trecho quase linear ($|\delta| \lesssim 4$ mm) a resposta é governada, sobretudo, pela tração/compressão dos ligamentos e pela rigidez dos nós. Entre ~ 4 – $7,5$ mm observa-se perda gradual de rigidez associada à rotação dos anéis e ao contato progressivo entre ligamentos, caracterizando amolecimento controlado do conjunto (mecanismo típico de estruturas quirais com acoplamento rotação–translação). A partir de $\sim 7,5$ – $8,5$ mm há reconfiguração geométrica com recuperação parcial de rigidez, possivelmente influenciada por travamentos locais e mudança de caminhos de carga. A energia específica absorvida até 8 mm (área sob a curva) permanece compatível com um regime predominantemente elástico com início de não linearidades geométricas.

Em termos numéricos, três fatores ajudam a explicar a maior rigidez simulada nos pequenos deslocamentos: (i) espessura/raio efetivo da seção dos ligamentos (a extrusão gera ~ 1 mm adicional no diâmetro, reduzindo a

esbeltez); (ii) parâmetros de contato, que tendem a superestimar a rigidez normal no primeiro engajamento; e (iii) malha ainda grosseira em regiões de alta curvatura dos anéis.

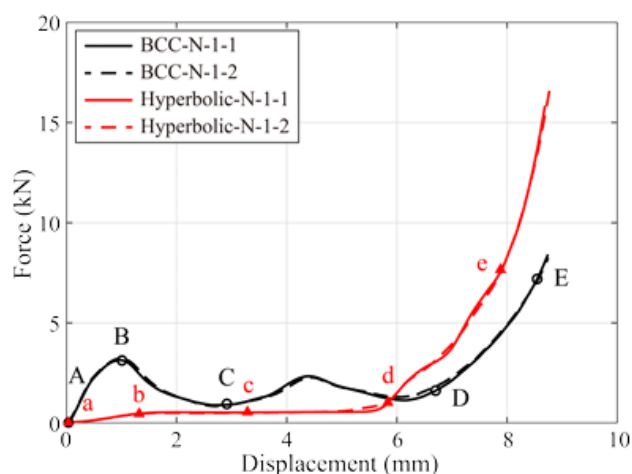


Figura 4-

Alinhamos a curva do ANSYS (sem PU) com a Hyperbolic-N-1-1 do artigo, ambas em mm e kN, e amostramos no mesmo conjunto de deslocamentos para comparação direta. No trecho de sobreposição (0–3,4 mm), nossa curva apresenta forças maiores que a referência (comportamento mais rígido). Em grandes deslocamentos, a curva do artigo cresce mais rapidamente, enquanto o nosso caso atual ainda não alcança esse patamar.

Para quantificar a aderência entre a nossa simulação e a referência, alinhamos as duas curvas por deslocamento ($|\delta|$ em mm) e calculamos, no trecho de sobreposição, as seguintes métricas:

$$e(\delta) = \frac{F_{artigo} - F_{simulação}}{F_{artigo}} \times 100\%$$

Como temos apenas a imagem do gráfico do artigo, os valores foram digitalizados e, portanto, são aproximados. A comparação foi feita a cada 2 mm no trecho em que há sobreposição entre as curvas. Em $|\delta|=2$ mm, $F_{artigo} \approx 1,0$ kN e $F_{simulação} = 1,48$ kN, resultando em $e(\delta) = -45,3\%$. Em $|\delta|=4$ mm, adotando $F_{artigo} \approx 1,0$ kN e $F_{simulação} = 2,44$ kN, obtemos $e(\delta) = -144\%$. Em $|\delta|=6$ mm, adotando $F_{artigo} \approx 1,25$ kN e $F_{simulação} = 2,75$ kN e obtemos $e(\delta) = -120\%$. Em $|\delta|=8$ mm, $F_{artigo} \approx 8,0$ kN e

“Do conhecimento acadêmico à transformação sustentável: inovação com validação científica”

$F_{simulação} = 2,73kN$, resultando em $e(\delta) = + 65,9\%$.

Assim, os erros negativos em 2–6 mm confirmam maior rigidez inicial simulada, enquanto o erro positivo em 8 mm indica menor rigidez simulada em regime de grandes deformações.

Conclusões

Os resultados numéricos acompanharam o formato da resposta experimental, confirmando a consistência do modelo sob compressão. Identificou-se, contudo, um viés sistemático no trecho inicial: erros relativos negativos em $|\delta|=2, 4$ e 6 mm (modelo mais rígido) e erro positivo em $|\delta|=8$ mm, quando o ideal seria erro próximo de zero. Essa discrepância é atribuída principalmente a (i) uso de dados aproximados do artigo e (ii) simplificações geométricas e de contato adotadas nesta etapa. Ainda assim, o modelo mostrou-se válido para estudos comparativos e de sensibilidade. Recomenda-se, portanto, refinar a malha, ajustar parâmetros de contato e seção efetiva e recalibrar propriedades mecânicas; tais melhorias tendem a reduzir o viés e aumentar a aderência aos dados publicados.

Agradecimentos

Agradeço à Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) e ao Programa PIVIC pelo apoio institucional, à(ao) Profa. Dra. Carolina Q. Ramírez pela orientação, e às equipes do Laboratório TIES e do grupo de estudos MSU pelo suporte às atividades.

Referências

ABDELJABER, Osama; AVCI, Onur; INMAN, Daniel J. Optimization of chiral lattice based metastructures for broadband vibration suppression using genetic algorithms. **Journal of Sound and Vibration**, v. 369, p. 50-62, 2016.

Ansys, Inc. *Ansys Workbench*. Versão 2024 R2. Canonsburg, PA: Ansys, Inc., 2024.

BARAVELLI, Emanuele; CARRARA, Matteo; RUZZENE, Massimo. High stiffness, high damping chiral metamaterial assemblies for low-frequency applications. In: **Health Monitoring of Structural and Biological Systems 2013**. SPIE, 2013. p. 706-715.

CHENG, Shu-Liang et al. Low-frequency band gap and wave attenuation mechanisms of novel hybrid chiral metamaterials. **International Journal of Modern Physics B**, v. 38, n. 29, p. 2450403, 2024.

HE, Qingguo et al. Investigation on the compressive behavior of hybrid polyurethane (PU)-foam-filled hyperbolic chiral lattice metamaterial. **Polymers**, v. 15, n. 9, p. 2030, 2023.

LI, Yingli; YAN, Gengwang. Vibration characteristics of innovative reentrant-chiral elastic metamaterials. **European Journal of Mechanics-A/Solids**, v. 90, p. 104350, 2021.

ZHU, R. et al. A chiral elastic metamaterial beam for broadband vibration suppression. **Journal of Sound and Vibration**, v. 333, n. 10, p. 2759-2773, 2014.