

ESTUDO NUMÉRICO COMPUTACIONAL DE ABSORVEDORES DINÂMICOS PSEUDOELÁSTICOS PARA O CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES DE PLACAS EM GRANDES DESLOCAMENTOS

Andressa Fernanda Rosa de Lima, Universidade Federal de Uberlândia, andressafernanda@hotmail.com.br
Antônio Marcos Gonçalves de Lima, Universidade Federal de Uberlândia, amglima@mecanica.ufu.br
Romes Antônio Borges, Universidade Federal de Goiás – Campus Catalão, romes@ufg.br

Resumo. A busca por técnicas cada vez mais eficientes que permitam o controle de vibrações e ruídos é um dos principais problemas no campo da Engenharia Mecânica em virtude do desenvolvimento de estruturas cada vez mais leves, finas e submetidas a condições de operação cada vez mais críticas. Pode-se tomar como exemplo, estruturas do tipo placa-fina que são frequentemente utilizadas na indústria aeronáutica e automobilística. Estas estruturas, devido a sua alta sensibilidade às vibrações, podem apresentar comportamento não-linear quando submetidas a grandes deslocamentos e é sabido que esse tipo de comportamento apresenta características potencialmente imprevisíveis, o que pode acarretar falhas catastróficas. Sendo assim, sempre que possível, é necessário reduzir as vibrações destes sistemas. Uma alternativa que vêm sendo muito utilizada visando a atenuação das amplitudes de vibração de sistemas mecânicos, são os chamados materiais inteligentes, dentre os quais podem ser citados: cerâmicas piezoelétricas, fluídos magnetoreológicos e eletroreológicos, e as Ligas com Memória de Forma (LMF). As LMFs apresentam um acoplamento termomecânico que possibilita a obtenção de um comportamento pseudoelástico capaz de dissipar a energia vibratória de sistemas mecânicos. Neste trabalho é proposta uma modelagem que acopla uma placa sujeita a grandes deslocamentos a fios de LMF visando reduzir as amplitudes de vibração utilizando o efeito pseudoelástico obtido por essas ligas.

Palavras-chave: Ligas com Memória de Forma, Sistemas não-lineares, Controle passivo

1. INTRODUÇÃO

Nos diversos setores de uma cadeia produtiva, nota-se a constante busca por produtos cada vez mais confiáveis, duráveis, seguros e confortáveis. Neste contexto, nas fases de concepção inicial de projeto de sistemas mecânicos, a modelagem matemática é frequentemente empregada visando prever os níveis de vibração e ruído. Em virtude da utilização de estruturas cada vez mais leves, extensas e finas e das condições de operação cada vez mais críticas, este é um problema que tende a se agravar.

Uma das consequências da exposição dos componentes e das estruturas a elevados níveis de deslocamento, velocidade, tensão etc. é o aparecimento de forças não-lineares que influenciam no comportamento do sistema e pode levar às falhas catastróficas. Por exemplo, na indústria aeronáutica, a resposta não-linear de um sistema a determinadas entradas podem causar uma redução na vida útil nos componentes da estruturais tais como fuselagens e asas. Já na indústria automobilística, freios e suspensão apresentam comportamento inerentemente não-linear e que deve ser controlado (ZIENKIEWICZ; TAYLOR, 2002; GUARALDO-NETO, 2012; GERGES, 2013).

Neste contexto, a busca por técnicas eficientes capazes de atenuar e reduzir as vibrações de sistemas e ruídos têm motivado muitos pesquisadores. Neste sentido, os chamados materiais inteligentes, tais como os fluídos magnetoreológicos e eletroreológicos, materiais piezoelétricos e as Ligas com Memória de Forma vêm sendo muito utilizados devido às suas capacidades de alteração de propriedades físicas através de alterações controladas dos fatores ambientais como por exemplo, campo magnético e elétrico e a temperatura.

As Ligas com Memória de Forma, quando mantidas em uma temperatura de operação igual ou superior a uma temperatura crítica, denominada temperatura final da fase austenítica, apresenta um comportamento pseudoelástico que pode ser utilizado com o objetivo de dissipar a energia vibratória de sistemas mecânicos e, sendo assim, reduzindo as amplitudes de vibração do mesmo (SAVI *et. al.*, 2011).

Diante do que foi exposto, o objetivo deste trabalho é realizar a modelagem do acoplamento entre uma placa submetida aos grandes deslocamentos e rotações moderadas, que pode apresentar comportamento não-linear devido ao acoplamento entre os efeitos de deformação da membrana e de flexão da placa que não é considerado em formulações lineares, e fios LMF visando explorar a capacidade de dissipação de energia associada aos seus ciclos de histerese para reduzir as amplitudes de vibração da estrutura.

2. MODELAGEM SIMPLIFICADA DO EFEITO PSEUDOELÁSTICO PROPOSTA POR LAGOUDAS *et al.* (2001)

O modelo simplificado proposto em Lagoudas et al. (2001) é caracterizado por ser dependente do histórico de carregamentos e das deformações. Ele é capaz de prever o comportamento das Ligas com Memória de Forma desde que esse material seja mantido em temperatura igual ou superior à temperatura final da fase austenítica (A_f), condição para a qual a austenita é estável. Este modelo assume que, desde que as condições expostas sejam obedecidas, a tensão e a deformação variam linearmente e é possível prever a sua resposta pseudoelástica quando o material é submetido a carregamentos mecânicos cíclicos (LAGOUDAS, 2001; GUARALDO-NETO, 2012). Para uma caracterização correta do efeito pseudoelástico deve-se levar em consideração que os carregamentos mecânicos cíclicos podem levar ou não à transformação de fase completa entre as fases austenítica e martensítica e vice-versa. Sendo assim, os ciclos completos, relacionado à transformação de fase total, e a formulação do ciclo incompleto, relacionado à transformação de fase parcial devem ser representados matematicamente.

2.1 Ciclos completos e incompletos de transformação de fase

Para prever a resposta dos fios LMF, nesta formulação, assume-se que a tensão (σ) e a deformação de transformação (ϵ^t) variam linearmente durante a transformação direta (austenita-martensita) (1→2) e a transformação reversa (martensita - austenita) (3→4) e que a relação entre a tensão e deformação (ϵ) é linear quando não ocorre transformação de fase (2→3) e (1→4), sendo assim, material apresenta comportamento elástico. Na Fig. 1 é mostrado este comportamento.

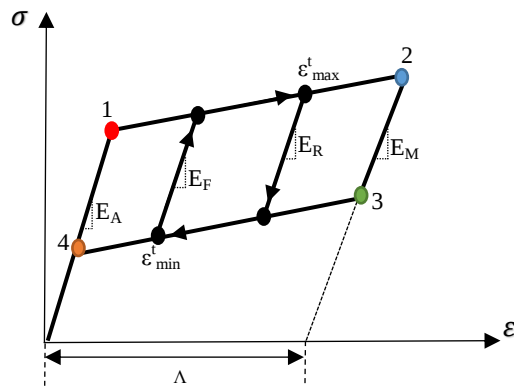


Figura 1. Curva tensão-deformação do modelo de Lagoudas (Adaptado de Lagoudas et. al. (2001)).

As respostas descritas acima ocorrem quando o carregamento leva à uma transformação de fase completa. No entanto, o carregamento mecânico pode não levar à transformação direta completa e o mesmo pode ocorrer com a transformação reversa. Sendo assim, ocorrem descarregamentos e carregamentos quando o material apresenta frações de martensita e austenita. Nesse caso, o modelo considera que a relação entre tensão e deformação é linear e os coeficientes de inclinação, E_R e E_F , são calculados levando em consideração os módulos de elasticidade nas regiões onde o material é puramente martensítico (E_M) e austenítico (E_A) e o ponto onde inicia-se o processo.

Os valores de E_M , E_A e Λ são obtidos através de testes termomecânicos relativamente simples e os módulos de elasticidade que correspondem às regiões intermediárias são calculadas conforme às equações a seguir:

$$E_R = \frac{E_M E_A}{\left[\frac{\epsilon_{max}^t}{\Lambda} (E_A - E_M) + E_M \right]} \quad (1)$$

$$E_F = \frac{E_M E_A}{\left[\frac{\epsilon_{min}^t}{\Lambda} (E_A - E_M) + E_M \right]} \quad (2)$$

3. PLACAS FINAS EM GRANDES DESLOCAMENTOS

As estruturas do tipo placa fina são imensamente utilizadas no meio industrial, e, em atividades em que são levadas às condições críticas de operação podem levar aos grandes deslocamentos.

Considera-se como grandes deslocamentos, quando o mesmo ultrapassa a espessura da placa (Moussaoui e Benamar, 2002). E neste caso, a teoria de placas finas que adota as relações lineares entre tensão e deformação já não é mais suficiente para descrever o comportamento da estrutura e, nesse sentido, busca-se modelagens com o objetivo de se alcançar respostas que mostram as respostas o mais aproximado da realidade o possível.

Neste trabalho, é utilizado o modelo de Love-Kirchhoff que é inspirado no modelo de Euler-Bernoulli para vigas, onde é utilizado o seguinte tensor de deformação de Green-Lagrange para a formulação do princípio variacional:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2}(\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T) + \frac{1}{2} \nabla \mathbf{U} \nabla \mathbf{U}^T \quad (3)$$

Admitindo a hipótese de pequenas deformações e de rotações moderadas, pode-se reescrever o tensor de Green-Lagrange sob a seguinte forma:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \underbrace{\begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ 2\gamma_{xy} \end{Bmatrix}}_{\boldsymbol{\varepsilon}^m} = \underbrace{\begin{Bmatrix} \mathbf{u}_x \\ \mathbf{v}_y \\ \mathbf{u}_y + \mathbf{v}_x \end{Bmatrix}}_{\mathbf{K}^f} - \mathbf{z} \underbrace{\begin{Bmatrix} \mathbf{w}_{xx} \\ \mathbf{w}_{yy} \\ 2\mathbf{w}_{xy} \end{Bmatrix}}_{\mathbf{K}^f} + \frac{1}{2} \underbrace{\begin{Bmatrix} \mathbf{w}_x^2 \\ \mathbf{w}_y^2 \\ 2\mathbf{w}_x \mathbf{w}_y \end{Bmatrix}}_{\boldsymbol{\varepsilon}^c} \quad (4)$$

Onde $\boldsymbol{\varepsilon}^m$ e $\boldsymbol{\varepsilon}^f = \mathbf{zK}^f$ representam, respectivamente, as deformações de membrana e flexão, e $\boldsymbol{\varepsilon}^c$ é o vetor das deformações não-lineares que traduz o acoplamento entre os efeitos de membrana e flexão no plano médio.

A modelagem em elementos finitos é realizada através da interpolação dos componentes do tensor de Green-Lagrange, que podem ser escritas como:

$$\boldsymbol{\varepsilon}^m = \mathbf{B}^m \tilde{\mathbf{u}}(t), \quad \boldsymbol{\varepsilon}^c = \frac{1}{2} \mathbf{B}^{nl}(\tilde{\mathbf{w}}) \tilde{\mathbf{w}}(t), \quad \mathbf{K}^f = \mathbf{B}^f \tilde{\mathbf{w}}(t) \quad (5)$$

Onde as matrizes $\mathbf{B}^m$, $\mathbf{B}^{nl}$ e $\mathbf{B}^f$ são formadas pela diferenciação das relações de deformação-deslocamento e $\tilde{\mathbf{u}}(t)$ e $\tilde{\mathbf{w}}(t)$ são os vetores dos graus de liberdade relacionados ao movimento no plano da placa e ao movimento de flexão, respectivamente.

A partir da formulação do princípio de trabalhos virtuais e a formulação variacional do tensor de Green-Lagrange, a matriz de rigidez do sistema é obtida.

$$\mathbf{K}^{(e)} = \mathbf{K}_l^{(e)} + \Delta \mathbf{K}_{nl}^{(e)}(\tilde{\mathbf{w}}) \quad (6)$$

A primeira parte do lado direito da equação diz respeito ao termo linear da rigidez e a segunda parte representa a contribuição não-linear da rigidez que vêm do acoplamento entre os efeitos de membrana e flexão. O termo não-linear da rigidez, como pode ser observado, é dependente dos deslocamentos da placa.

A equação do movimento de uma placa então pode ser escrita como:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}}(t) + \underbrace{\mathbf{K}(\mathbf{u})\mathbf{u}(t)}_{\mathbf{f}_{nl}} - \mathbf{f}(t) = 0 \quad (7)$$

É importante observar que nesta equação foi incluída uma força perturbação na rigidez de comportamento não-linear o que leva a obtenção de uma força não-linear.

4. PLACA SUJEITA A GRANDES DESLOCAMENTOS INCORPORANDO FIOS LMF

A formulação do acoplamento entre os fios de LMF e a placa deve levar em consideração as relações geométricas formadas devido ao posicionamento do fio na placa e a influência do fio no comportamento dinâmico da placa quando ela sofre deflexão e o fio se deforma. As relações geométricas das configurações deformada e não deformada podem ser obtidas através das figuras a seguir.

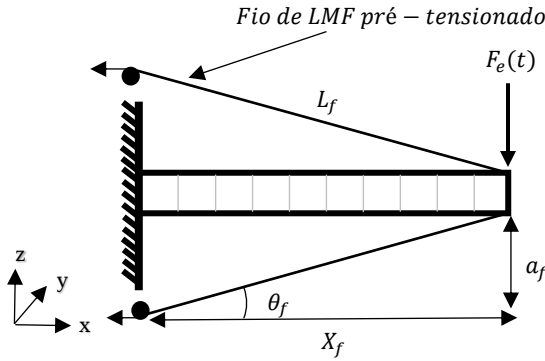


Figura 2. Vista lateral da placa em balanço com fios LMF acoplados.

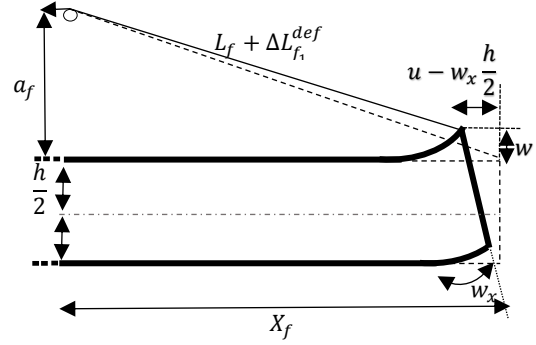


Figura 3. Configuração do fio deformado devido à deflexão da placa.

Onde, na Fig.2, L_f é o comprimento do fio pré-tensionado, X_f é a distância entre o engaste e a posição onde os fios são fixados e a_f é altura na qual o fio foi posicionado. Na Fig.3 ΔL_{f1}^{def} é a variação no comprimento do fio 1 quando o mesmo se deforma, h é a espessura da placa e as grandezas u , w_x e w são tomados em relação à posição onde os fios LMF são fixados. A partir das medidas geométricas mostradas nas duas figuras e com o auxílio do teorema de Pitágoras chega-se às relações da variação do comprimento do fio, e, assim calcula-se as deformações sofridas pelos fios LMF devido à deflexão da placa. E, então, calcula-se a tensão total nos fios e em seguida são obtidas as forças exercidas nos fios e em seguida as forças impostas à placa pelos fios de onde obtêm-se as matrizes de rigidez (K_{LMF}) e força (f_{LMF}) associadas aos fios.

Unindo as a Eq.7, que está relacionada ao movimento da placa isolada, às matrizes de rigidez e força que estão associadas aos fios LMF, obtêm-se a equação do movimento global da placa acoplada aos fios.

$$M \ddot{u}(t) + (K_{LMF} + K_l + K_{nl}(u))u(t) = f(t) + F_{LMF} \quad (8)$$

5. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Após a modelagem da placa sujeita a grandes deslocamentos incorporando Ligas com Memória de Forma, foram realizadas simulações visando analisar a eficiência desse material em reduzir os níveis de vibração em sistemas não-lineares com uma discretização de 10 elementos nas duas direções da placa e uma entrada senoidal com frequência de 42.57 Hz. Além disso foi aplicada uma pré-tensão inicial de 205 Mpa para garantir que os fios permaneçam tracionados e dentro do ciclo de histerese (IKEDA et. al., 2004, THOMSON et al., 1995). O método de resolução aplicado para a integração da equação do movimento da placa acoplada aos fios foi o método de Newmark juntamente com Newton-Raphson.

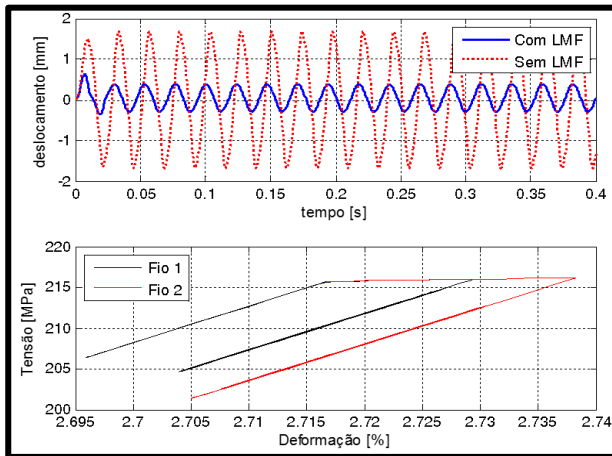


Figura 4. Resposta temporal e diagrama de tensão-deformação para uma amplitude de excitação de 8N.

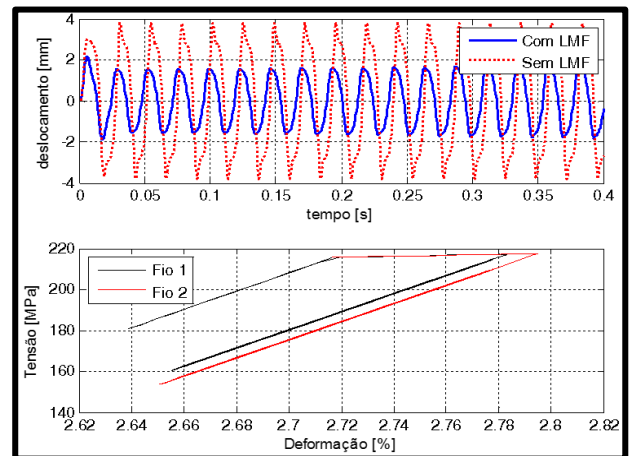


Figura 5. Resposta temporal e diagrama de tensão-deformação para uma amplitude de excitação de 40N.

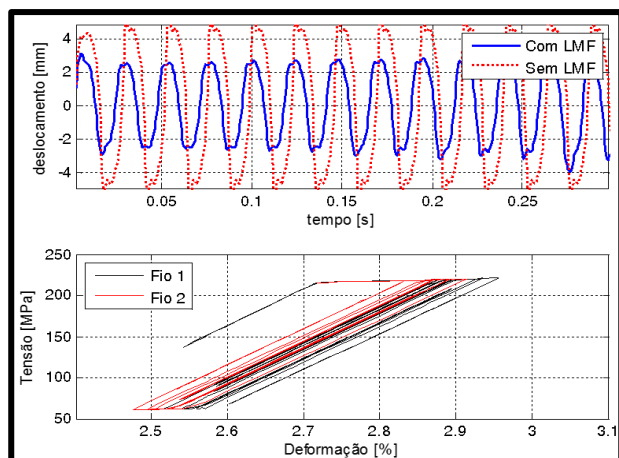


Figura 6. Resposta temporal e diagrama de tensão-deformação para uma amplitude de excitação de 100N.

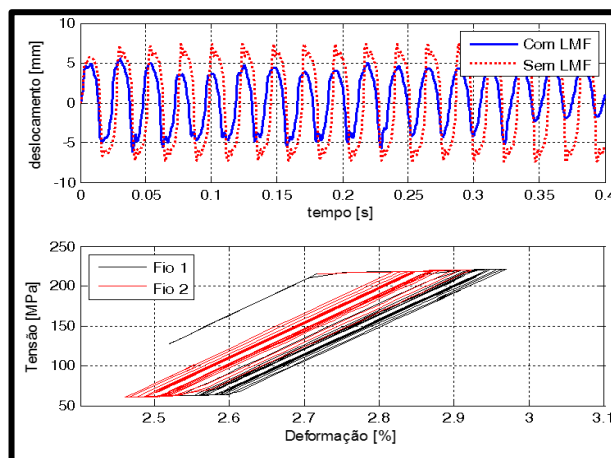


Figura 7. Resposta temporal e diagrama de tensão-deformação para uma amplitude de excitação de 200N

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi desenvolvida uma formulação em que o efeito pseudoelástico das Ligas com Memória de Forma, bastante aplicado para a atenuação das amplitudes de vibração de sistemas mecânicos, foi acoplado à uma placa com formulação não-linear levando-se em consideração grandes deslocamentos e rotações moderadas. Como pôde ser observado nas Fig.4 a 7 houve uma redução nas amplitudes de vibração em todos os casos simulados o que sugere que as Ligas com Memória de Forma são uma boa alternativa para a redução de vibração de sistemas mecânicos.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Gandhi, F.; Chapuis, 2002 G. Passive Damping Augmentation of a Vibrating Beam Using Pseudoelastic Shape Memory Alloy Wires. *Journal of Sound and Vibration*. v. 250, n 3, pp. 519-539.
- Gerges, Y., 2013. *Méthodes de réduction de modèles en vibroacoustique non-linéaire*. Tese de Doutorado - Université de Franche – Comté.
- Guaraldo-Neto, B., 2012. *Modelagem por Elementos Finitos de Sistemas Dinâmicos Combinando Materiais Viscoelásticos e Materiais com Memória de Forma para Controle Passivo de Vibrações e Ruído*. Universidade Federal de Uberlândia.
- Ikeda, T.; Hattori, H.; Matsuzaki, Y., 2004. Numerical Analysis of Damping Enhancement of a Beam with Shape Memory Alloys Foils Bonded. In *24th International Congress of the Aeronautical Sciences*. v. 13, 2004, Yokohama, pp. 535-543.
- Lagoudas, D.C.; Mayes, J.J.; Khan; M.M., 2001. Simplified Shape Memory Alloy (SMA) Material Model for Vibration Isolation, *Proceedings of International Society for Optical Engineering (SPIE)*.
- Moussaoui, F.; Benamar, R., 2002. Non-Linear Vibrations of Shell-Type Structures: A Review with Bibliography. *Journal of Sound and Vibration*. v. 255, n 1, pp.161-184.
- SAVI, M. A.; de PAULA; LAGODAS, D. C. Numerical Investigation of na Adaptive Vibration Absorber Using Shape Memory Alloy. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures and Structures*. v. 22, p.67-80, jan. 2011.
- Thomson, P.; Balas, G. J.; Leo, P. H., 1995. The Use Of Shape Memory Alloys For Passive Structural Damping. *Smart Materials and Structure*. v. 4, pp. 36-42.
- Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L., 2000 *The Finite Element Method: Solid Mechanics*, Volume 2. 5. Ed. Butterworth-Heinemann.

4. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

O(s) autor(es) é (são) os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.

Agradecimentos

À CAPES, à FAPEMIG e ao CNPQ , ao Laboratório LMEst/UFU, ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica e à Faculdade de Engenharia Mecânica pelo suporte no desenvolvimento deste trabalho.