



HAL
open science

Analyse de l'amortissement des composites sandwichs = Damping analysis of sandwich composites

Mustapha Assarar, Abderrahim El Mahi, Jean-Marie Berthelot

► To cite this version:

Mustapha Assarar, Abderrahim El Mahi, Jean-Marie Berthelot. Analyse de l'amortissement des composites sandwichs = Damping analysis of sandwich composites. JNC 16, Jun 2009, Toulouse, France. 10 p. hal-00387319

HAL Id: hal-00387319

<https://hal.science/hal-00387319>

Submitted on 11 Jun 2009

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Analyse de l'amortissement des composites sandwichs

Damping analysis of sandwich composites

M. Assarar¹ A. El Mahi¹, & J.-M. Berthelot²

¹LAUM, UMR CNRS 6613, Université du Maine
Av. O. Messiaen, 72085 Le Mans.
mustapha.assarar@univ-lemans.fr
abderrahim.elmahi@univ-lemans.fr

²ISMANS, 44 Avenue F. A. Bartholdi, 72000 Le Mans
jmberthelot@ismans.fr

Résumé

Dans ce travail nous proposons une évaluation expérimentale et numérique par éléments finis de l'amortissement des matériaux sandwichs. L'analyse expérimentale utilise une poutre en flexion encastree à une extrémité et l'autre libre avec une excitation impulsionnelle. L'analyse par éléments finis est basée sur la théorie des stratifiés avec cisaillement transverse. Les énergies de déformation dans les diverses couches des matériaux sont déduites des champs des contraintes et des déformations. Les énergies de déformation associées aux amortissements des constituants permettent ensuite de déterminer l'amortissement global de la poutre considérée. Ces analyses ont été appliquées aux matériaux sandwichs dans le cas des vibrations en flexion de poutres. Dans le but d'identifier l'influence des caractéristiques des constituants sur l'amortissement du matériau sandwich, une étude paramétrique a été ensuite effectuée. Cette analyse a permis de mettre en évidence la possibilité d'optimiser l'amortissement de ces matériaux en faisant varier divers paramètres.

Abstract

The object of this work is to investigate of the damping of sandwich composites, made of PVC foam cores and laminated skins. Damping parameters are investigated using beam test specimens and impulse technique. Damping modelling is developed using a finite element analysis based on the laminate theory taking into account the transverse shear effects. The different energies dissipated are evaluated in the material directions on the core and the layers of the skins. The results obtained show that this analysis describes fairly well the experimental results. The finite element analysis is applied to investigate the influence of different parameters of the core and skins on the damping of the sandwich materials.

Mots Clés : Vibration, amortissement, modélisation, éléments finis, composites sandwichs

Keywords : Vibration, Damping, modelling, finite element, sandwich composites

1. Introduction

Les problèmes des vibrations des structures sont devenus l'une des préoccupations actuelles dans plusieurs domaines (aéronautique, construction navale, automobile, etc.), et l'amortissement des vibrations est un facteur essentiel dans de nombreuses applications structurales. Dans le cas de structures assemblées, la plus grande part de la dissipation de l'énergie trouve son origine dans des phénomènes de frottement qui interviennent soit au niveau des liaisons (boulonnage, rivetage, soudage, etc.) entre les éléments des structures, soit par amortissement aérodynamique, soit par amortissement interne des matériaux. Dans le cas de structures en matériaux composites, il est possible de minimiser le nombre d'éléments et de réduire ainsi l'énergie dissipée au niveau des liaisons. Il est alors nécessaire de prendre en compte l'amortissement dû au matériau et de l'optimiser en fonction de la constitution des structures. L'optimisation de l'amortissement permet aussi de réduire les vibrations structurales, ces vibrations étant indésirables et pouvant causer des problèmes tels que la fatigue structurale, la transmission des vibrations à d'autres systèmes, le bruit interne ou externe dû au rayonnement acoustique, etc.

La première étude sur les propriétés dynamiques des poutres sandwichs à corps viscoélastique a été présentée par Kerwin [1], vers la fin des années 50. Il a considéré des poutres sandwichs en appui simple, dont les peaux étaient beaucoup plus rigides que l'âme. Ainsi, l'âme était supposée ne se déformer qu'en cisaillement transverse et la rigidité en flexion de la poutre sandwich était celle de la structure de base. Ditaranto [2] a étendu les travaux de Kerwin pour traiter les vibrations libres des poutres sandwichs avec des conditions aux limites arbitraires. Ensuite, tout en gardant les hypothèses de Kerwin, un autre modèle a été

développé par Mead et Markus [3] pour étudier les vibrations forcées pour plusieurs conditions aux limites. Ils ont abouti à une équation différentielle de mouvement d'ordre six en fonction de la flèche.

Dans les années 80 plusieurs travaux ont été développés [4-6]. Ces travaux introduisent le concept des modules complexes associés au principe de correspondance entre élasticité et viscoélasticité. Ce concept associe à la partie réelle de la rigidité élastique du matériau et l'énergie dissipée à la partie imaginaire. Récemment Meunier et Shenoï [7] ont associé ce concept à la théorie de grande déformation pour évaluer l'amortissement des composites sandwichs. Plus récemment Assarar et al [8-10] ont mené une analyse approfondie de l'amortissement et du comportement dynamique d'une structure constituée de différents matériaux composites : stratifiés, stratifiés avec couche viscoélastique et matériaux sandwichs.

Dans le présent travail nous proposons une analyse de l'influence des caractéristiques des constituants (peaux en stratifiés à fibres de verre et une âme en PVC) sur l'amortissement globale de la structure sandwich.

2. Evaluation expérimentale de l'amortissement

L'analyse modale expérimentale des vibrations avec excitation par impact présente l'avantage d'être assez simple à mettre en œuvre. La figure 1 montre le dispositif expérimental utilisé pour étudier les vibrations des poutres en configuration encastree-libre. La structure est excitée en un point à l'aide d'un marteau d'impact et la réponse est détectée en un autre point de la structure à l'aide d'un vibromètre laser Polytec. Les signaux d'excitation de la plaque et de sortie du vibromètre laser sont ensuite numérisés et traités par un analyseur dynamique de signaux développé par la société SigLab. L'analyse de ces courbes de réponse a été ensuite effectuée par ajustement par une méthode des moindres carrés à l'aide du module d'optimisation du logiciel Matlab. L'ajustement des courbes de réponse expérimentale permet donc d'obtenir les valeurs des fréquences propres f_i et du facteur de perte η_i de chaque mode.

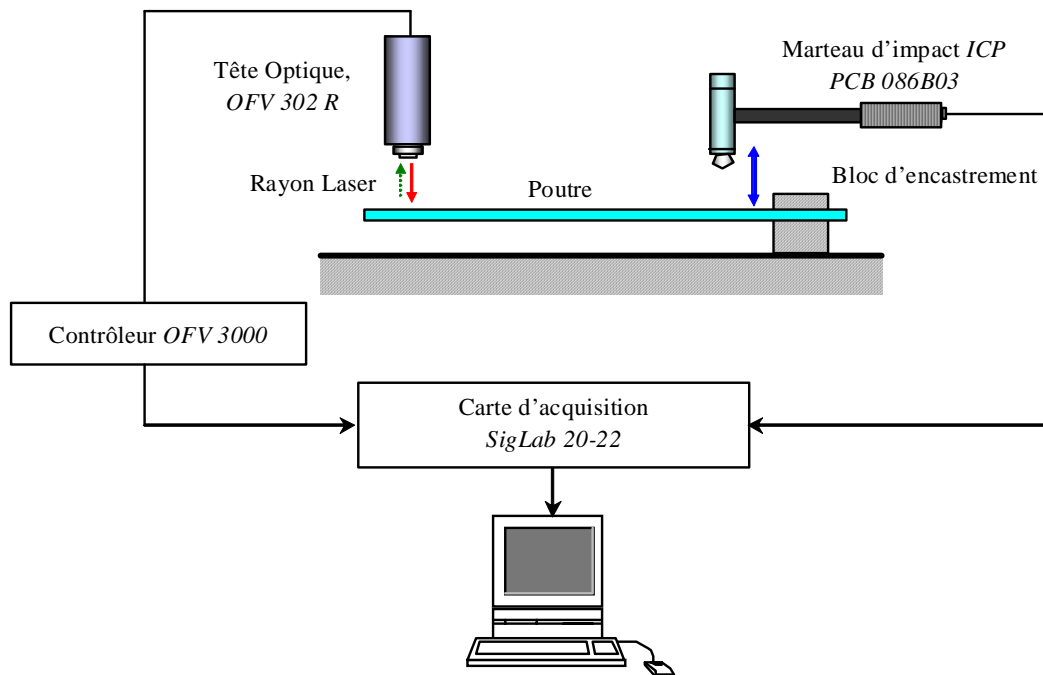


Fig. 1. Dispositif expérimental dans le cas d'une excitation par impact.

3. Evaluation par éléments finis de l'amortissement

L'évaluation de l'amortissement déduite de l'analyse par éléments finis peut être abordée par l'approche énergétique [11]. L'analyse par éléments finis basée sur la théorie des stratifiés qui tient compte du cisaillement transverse donne, pour un mode donné de vibration, les valeurs des contraintes sur les faces inférieure (l) et supérieure (u) de chaque couche k d'un élément de la structure (figure 2) :

$$\begin{aligned} & \sigma_{lxxk}, \sigma_{lyyk}, \sigma_{lxyk}, \sigma_{lyzk}, \sigma_{lxzk}, \\ & \sigma_{uxxk}, \sigma_{uyyk}, \sigma_{uxyk}, \sigma_{uyzk}, \sigma_{uxzk}. \end{aligned} \quad (1)$$

L'énergie de déformation en membrane d'un élément fini e est explicitée en fonction des champs des contraintes et déformations dans les axes du matériau sous la forme :

$$\begin{aligned}
 U_1^e &= \frac{1}{2} \iiint \sigma_1 \varepsilon_1 dx dy dz, \\
 U_2^e &= \frac{1}{2} \iiint \sigma_2 \varepsilon_2 dx dy dz, \\
 U_6^e &= \frac{1}{2} \iiint \sigma_6 \varepsilon_6 dx dy dz,
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

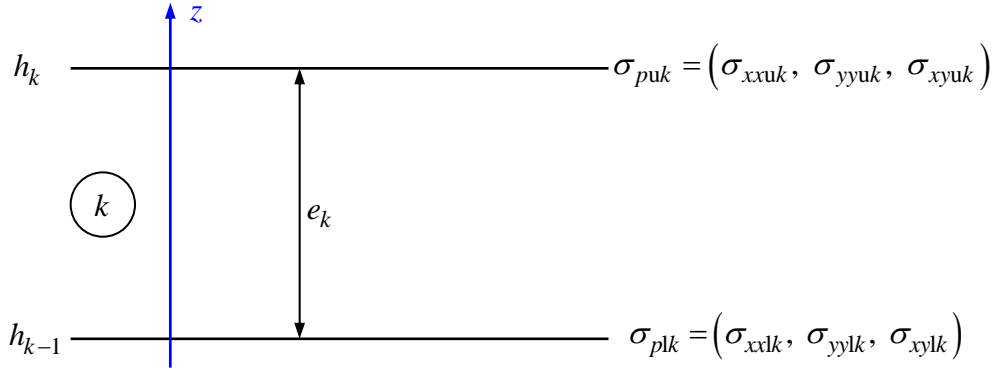


Figure2. Contraintes dans les faces supérieure et inférieure dans une couche k d'un élément e.

L'énergie de déformation en cisaillement transverse dans un élément e est donnée par :

$$\begin{aligned}
 U_{44}^e &= \frac{1}{2} \iiint_e \sigma_4 \gamma_4 dx dy dz, \\
 U_{55}^e &= \frac{1}{2} \iiint_e \sigma_5 \gamma_5 dx dy dz,
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

où les intégrales sont étendues à l'ensemble du volume d'un élément fini. Les déformations ε_1 , ε_2 et ε_6 dans les axes principaux du stratifié sont exprimées à partir de la relation d'élasticité en fonction des contraintes σ_1 , σ_2 et σ_6 dans les axes du stratifié par :

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_1 &= S_{11}\sigma_1 + S_{12}\sigma_2, \\
 \varepsilon_2 &= S_{12}\sigma_1 + S_{22}\sigma_2, \\
 \varepsilon_6 &= S_{66}\sigma_6,
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

avec

$$S_{11} = \frac{1}{E_L}, \quad S_{12} = -\frac{\nu_{LT}}{E_L}, \quad S_{22} = \frac{1}{E_T}, \quad S_{66} = \frac{1}{G_{LT}}.
 \tag{5}$$

L'énergie de déformation U_1^e de traction-compression dans la direction des fibres s'écrit donc sous la forme :

$$U_1^e = U_{11}^e + U_{12}^e,
 \tag{6}$$

avec

$$\begin{aligned}
 U_{11}^e &= \frac{1}{2} \iiint S_{11} \sigma_1^2 dx dy dz, \\
 U_{12}^e &= \frac{1}{2} \iiint S_{12} \sigma_1 \sigma_2 dx dy dz.
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

En tenant compte de l'orientation des fibres par rapport aux axes de référence de l'élément fini e, l'expression de énergie de déformation en traction-compression U_{11}^e dans l'élément fini e s'écrit :

$$U_{11}^e = \frac{1}{2} \iiint_e S_{11} (\sigma_{xx}^2 \cos^4 \theta + \sigma_{yy}^2 \sin^4 \theta + 2(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{xx} \sigma_{yy})) \sin^2 \theta \cos^2 \theta + 4\sigma_{xx} \sigma_{xy} \sin \theta \cos^3 \theta dx dy dz.
 \tag{8}$$

Les autres énergies de déformation en membrane et par cisaillement sont exprimées de la même manière que l'énergie U_{11}^e .

L'énergie de déformation dans l'élément fini e s'exprime par :

$$U_{ij}^e = \sum_{k=1}^n U_{ijk}^e, \quad ij = 11, 12, 22, 66, 44, 55 \quad (9)$$

n est le nombre de couches dans l'élément fini e .

L'énergie totale U dans la structure est donnée par :

$$U_{ij} = \sum_{\text{éléments}} U_{ij}^e. \quad (10)$$

L'énergie de déformation totale emmagasinée dans la structure peut se mettre sous la forme :

$$U_d = U_{11} + U_{22} + 2U_{12} + U_{66} + U_{44} + U_{55}, \quad (11)$$

où U_{11} , $2U_{12}$, U_{22} et U_{66} sont les énergies en membrane et U_{44} , U_{55} sont les énergies de cisaillement transverse.

L'énergie dissipée par amortissement dans la couche k de élément fini e est ensuite exprimée en introduisant les coefficients d'amortissement de chaque couche, par :

$$\Delta U_k^e = \psi_{11k}^e U_{11k}^e + \psi_{22k}^e U_{22k}^e + 2\psi_{12k}^e U_{12k}^e + \psi_{66k}^e U_{66k}^e + \psi_{44k}^e U_{44k}^e + \psi_{55k}^e U_{55k}^e. \quad (12)$$

Les coefficients d'amortissement sont évalués dans les axes (L, T, T') du matériau dans chaque couche : ψ_{11k}^e et ψ_{22k}^e sont respectivement les coefficients d'amortissements en traction et en compression dans les directions L et T , ψ_{12k}^e est le coefficient d'amortissement par couplage, ψ_{66k}^e est le coefficient d'amortissement en cisaillement dans le plan (L, T) , ψ_{44k}^e et ψ_{55k}^e sont les coefficients d'amortissement en cisaillement transverse respectivement dans les plans (T, T') et (L, T') .

L'énergie dissipée par amortissement dans l'élément fini e s'exprime par :

$$\Delta U_{ij}^e = \sum_{k=1}^n \Delta U_{ijk}^e, \quad ij = 11, 12, 22, 66, 44, 55 \quad (13)$$

et l'énergie totale dissipée ΔU dans la structure est donnée par :

$$\Delta U_{ij} = \sum_{\text{éléments}} \Delta U_{ij}^e. \quad (14)$$

Finalement l'amortissement global de la structure peut être obtenu par :

$$\psi = \frac{\Delta U}{U_d}. \quad (15)$$

4. Analyse de l'amortissement

L'étude expérimentale a été effectuée sur différents types de sandwichs, constitués de mousse en PVC pour l'âme et de stratifiés à fibres de verre pour les peaux. La mise en œuvre des sandwichs est réalisée par moulage sous vide. Des essais de vibration en flexion ont été menés sur des poutres de largeur égale à 40 mm et pour des longueurs égales à 300, 350, 400 et 450 mm. La figure 3 compare les résultats obtenus par l'analyse expérimentale et les résultats déduits de la modélisation dans le cas du sandwich d'une âme en mousse de 60kg/m^3 de masses volumique. Elle donne l'évolution de l'amortissement en fonction de la fréquence pour les quatre premiers modes de vibration. Les résultats montrent que l'amortissement diminue lorsque la fréquence de vibration augmente. Nous observons une discontinuité de l'évolution de l'amortissement des matériaux lors du passage d'un mode à l'autre. Cette discontinuité est due à la distribution de l'énergie de déformation entre les peaux et l'âme, à la variation du module de cisaillement et de l'amortissement de l'âme en fonction de la fréquence.. Un bon accord entre les résultats expérimentaux et ceux déduits de la modélisation est constaté. Ce qui montre que la modélisation considérée permet de

décrire correctement l'amortissement des matériaux sandwichs constitués d'une âme en mousse et de peaux en stratifiés.

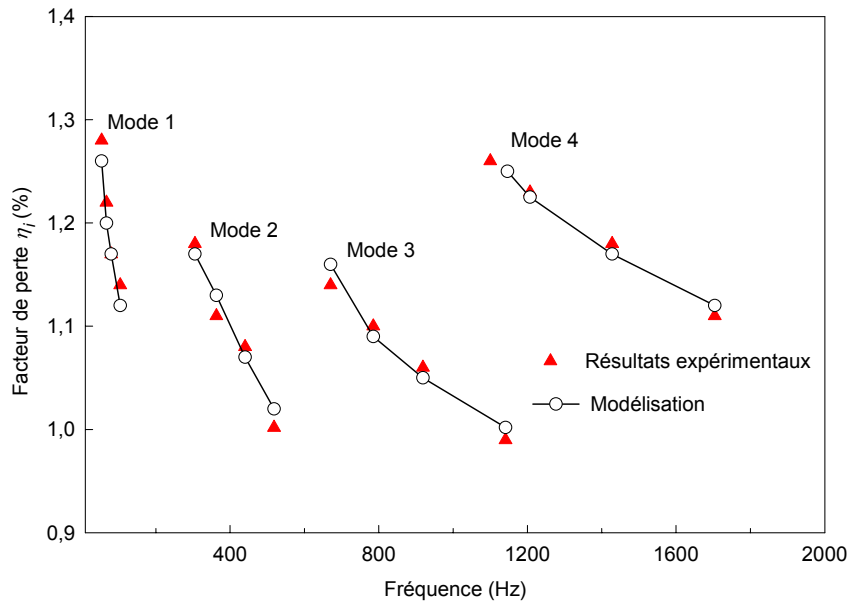


Fig.3. Comparaison entre les résultats déduits de l'expérience et de la modélisation pour l'amortissement des matériaux sandwichs, pour une masse volumique de l'âme de 60 kg/m^3 et pour quatre longueurs de poutres : 300, 350, 400 et 450 mm.

5. Influence des caractéristiques des constituants sur l'amortissement du matériau sandwich

5.1 Influence de la masse volumique de l'âme

L'influence de la masse volumique de l'âme sur l'amortissement du sandwich est illustrée par l'étude de plusieurs sandwichs dont les peaux sont des stratifiés croisés avec une épaisseur de 1 mm et des âmes de différentes masses volumiques : 60, 80 et 200 kg/m^3 . La figure 4 compare l'évolution de l'amortissement des matériaux sandwichs en fonction de la masse volumique de l'âme. L'amortissement du sandwich diminue lorsque la masse volumique de l'âme augmente. Pour un mode et une masse volumique de l'âme donnés, l'amortissement des matériaux sandwichs diminue lorsque la fréquence de vibration croît. Cette diminution est due à l'augmentation du module de cisaillement et à la diminution de l'amortissement de l'âme en fonction de la fréquence

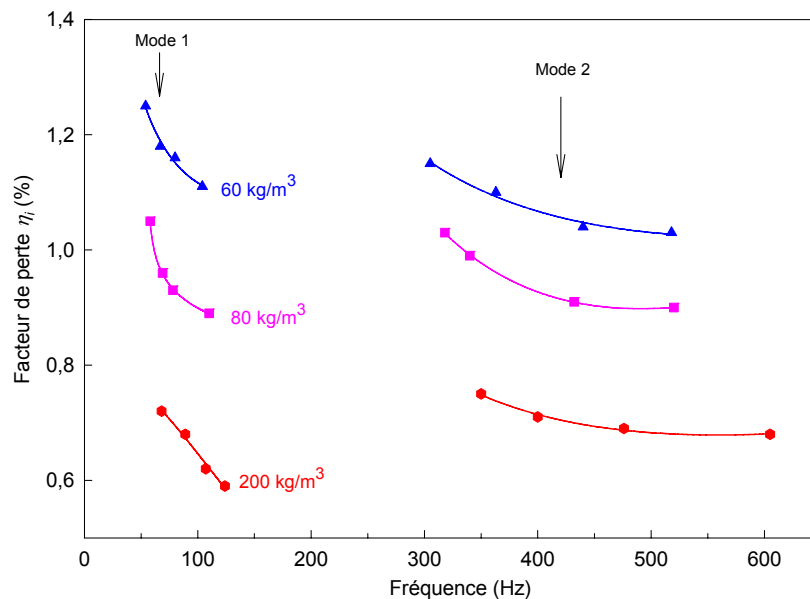
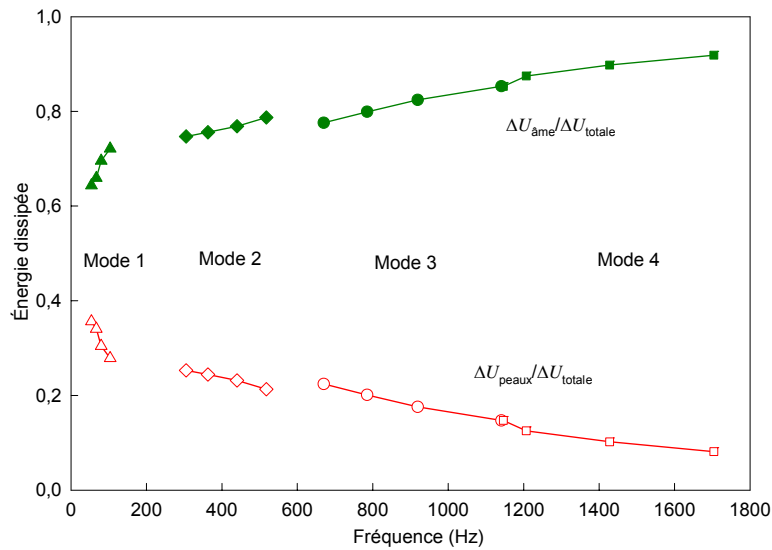
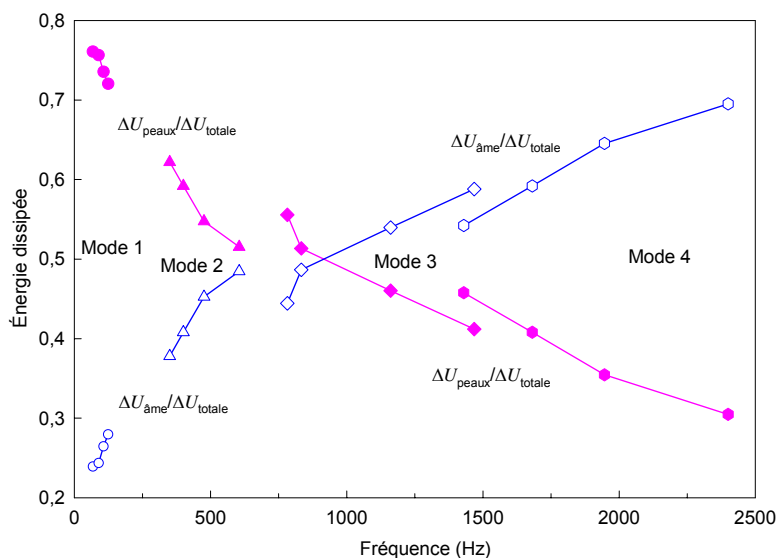


Fig.4. Comparaison entre les résultats déduits de l'expérience et de l'analyse par éléments finis de l'amortissement des matériaux sandwichs, pour les différentes masses volumiques de l'âme.

Sur la figure 5, nous avons reporté les variations relatives des énergies dissipées dans l'âme et dans les peaux en fonction de la fréquence pour deux sandwichs (âme de 60 et 200 kg/m³). Ces résultats ont été obtenus par la modélisation pour les quatre premiers modes de vibration. Pour le sandwich avec une âme de masse volumique de 60 kg/m³, l'énergie dissipée dans l'âme est nettement supérieure à l'énergie dissipée dans les peaux (figure 5a). Nous constatons aussi que l'énergie dissipée dans l'âme augmente lorsque la fréquence croît, alors que l'énergie dissipée dans les peaux diminue. Ce comportement peut être attribué à l'effet dominant de la déformation en cisaillement transverse de l'âme, qui résulte des faibles valeurs du module de cisaillement et qui augmente avec le mode du fait de sa déformée. Dans le cas du sandwich constitué d'une âme de masse volumique de 200 kg/m³ (figure 5b), l'énergie dissipée dans l'âme est inférieure l'énergie dissipée dans les peaux pour des faibles fréquences (mode 1 et mode 2), alors que pour des fréquences élevées nous observons l'inverse (mode 3 et mode 4). Le comportement observé dans l'âme de masse volumique élevée est associée à la distribution des énergies dissipées dans l'âme et dans les peaux pour chaque mode, l'augmentation du module de cisaillement dans l'âme et à la déformation en cisaillement de l'âme qui augmente en fonction du nombre du mode.



(a)



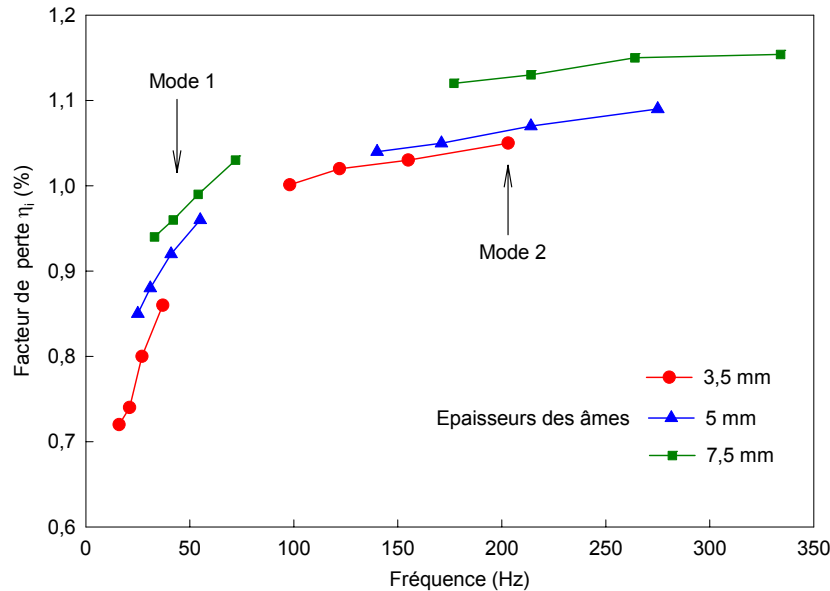
(b)

Fig. 5. Énergies dissipées dans l'âme et dans les peaux pour les quatre premiers modes de vibrations en flexion de poutres sandwichs, a) masse volumique de 60 kg/m³, b) masse volumique de 200 kg/m³

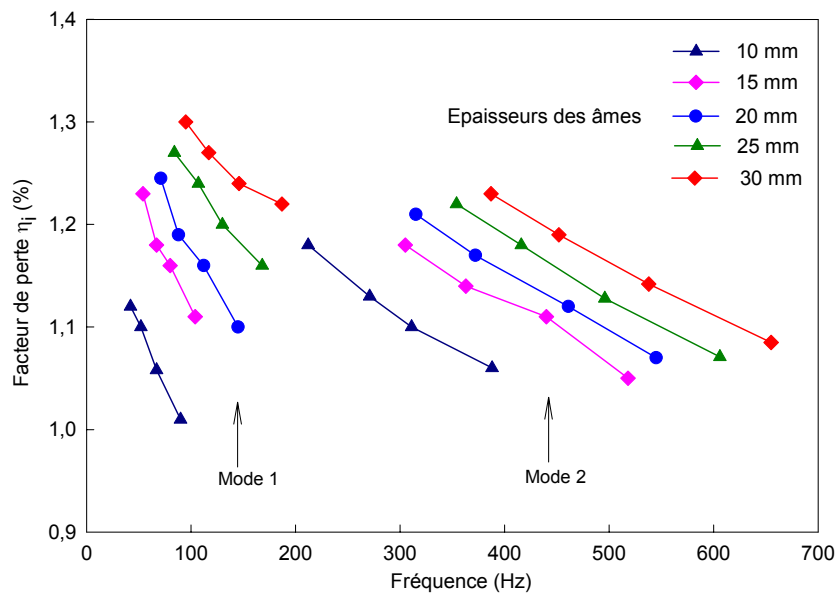
5.2 Influence de l'épaisseur de l'âme

L'influence de l'épaisseur de l'âme sur l'amortissement du sandwich est illustrée par l'étude de plusieurs sandwichs dont les peaux sont des stratifiés croisés avec une épaisseur de 1 mm et une âme de masse volumique de 60 kg/m³ dont l'épaisseur varie de 3,5 à 30 mm. La figure 6 montre l'évolution de

l'amortissement du sandwich en fonction de la fréquence pour les différentes épaisseurs de l'âme. Pour des épaisseurs de l'âme de 3,5 à 7,5 mm, l'amortissement augmente en fonction de la fréquence (Figure 5a), alors que l'amortissement diminue pour une épaisseur de l'âme supérieure ou égale à 10 mm (Figure 5b). Ces deux comportements sont associés à l'évolution et à la distribution des énergies dissipées dans les peaux et dans l'âme en fonction de l'épaisseur de l'âme. Pour des faibles valeurs de l'épaisseur de l'âme, l'effet de l'amortissement des peaux est prédominant, ainsi l'augmentation de l'amortissement dans les peaux avec la fréquence de vibration entraîne l'augmentation de l'amortissement résultant des matériaux sandwichs. Pour des valeurs élevées de l'épaisseur de l'âme, l'effet de l'amortissement de l'âme est important, ainsi la diminution de l'amortissement de l'âme en fonction de la fréquence et l'augmentation du module de cisaillement, conduisent à la diminution de l'amortissement des matériaux sandwichs en fonction de la fréquence.



(a)



(b)

Fig.6. Évaluation de l'amortissement en fonction de la fréquence pour plusieurs épaisseurs de l'âme : a) épaisseur de l'âme inférieure à 7,5 mm, b) épaisseur de l'âme supérieure à 10mm.

Nous avons reporté sur la figure 7 l'évolution de l'énergie dissipée dans l'âme et dans les peaux en fonction du rapport des épaisseurs ($h_{\text{âme}}/h_{\text{peaux}}$). Ces résultats ont été obtenus par la modélisation pour les trois premiers modes de flexion de poutres sandwichs de longueur 350 mm avec une masse volumique de l'âme de 60 kg/m^3 . L'énergie dissipée par l'âme augmente lorsque son épaisseur augmente, alors que l'énergie dissipée dans les peaux diminue. Pour le premier mode, l'énergie dissipée par les peaux est

supérieure à l'énergie dissipée par l'âme pour des faibles épaisseurs de l'âme. La contribution des peaux à l'amortissement du sandwich dans cette gamme d'épaisseurs est importante. L'énergie dissipée dans l'âme augmente lorsque le numéro du mode augmente, ce qui montre que la participation de l'énergie dissipée par cisaillement dans l'âme augmente nettement avec l'augmentation du numéro du mode. Ce comportement est dû à la participation de l'énergie dissipée dans l'âme et dans la peau, l'augmentation de l'énergie dissipée par cisaillement qui augmente avec l'épaisseur de l'âme, la forme de la déformée de la poutre sandwich...etc

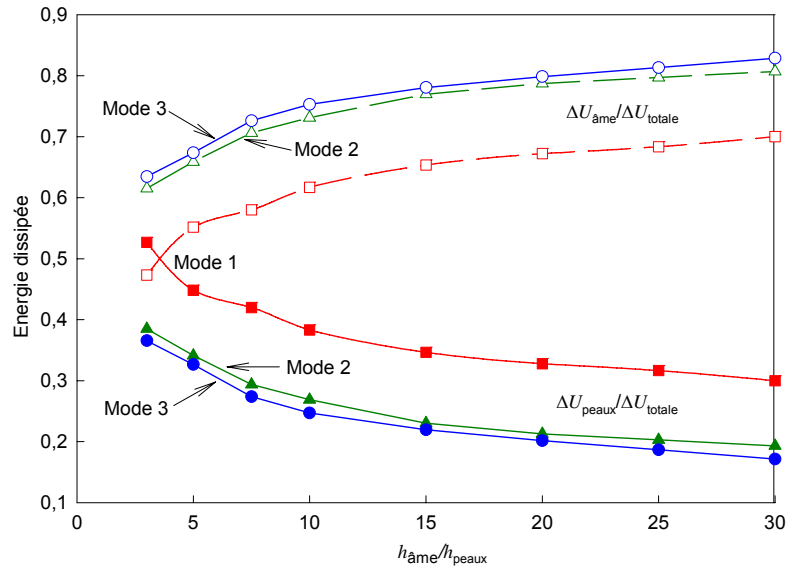


Fig7. Évaluation des énergies dissipées en fonction de l'épaisseur de l'âme pour une poutre sandwichs de longueur 350 mm et une masse volumique de l'âme de 60 kg/m^3 .

5.3 Influence de l'orientation des fibres des peaux

Plusieurs matériaux sandwichs constitués d'une âme de masse volumique de 60 kg/m^3 avec une épaisseur de 15 mm et de peaux en stratifiées à fibres unidirectionnelles d'épaisseur 2 mm avec différentes orientations des fibres : 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° et 90° ont été analysés.

La figure 8 montre l'évolution de l'amortissement pour les deux premiers modes de flexion en fonction de la fréquence et pour l'ensemble des orientations. Ces résultats sont obtenus à partir de la modélisation dans le cas des poutres sandwichs de longueurs 300, 350, 400 et 450 mm. Pour une orientation des fibres donnée l'amortissement diminue lorsque la fréquence croît, l'orientation des fibres influence légèrement sur l'amortissement globale du sandwich en mode flexion.

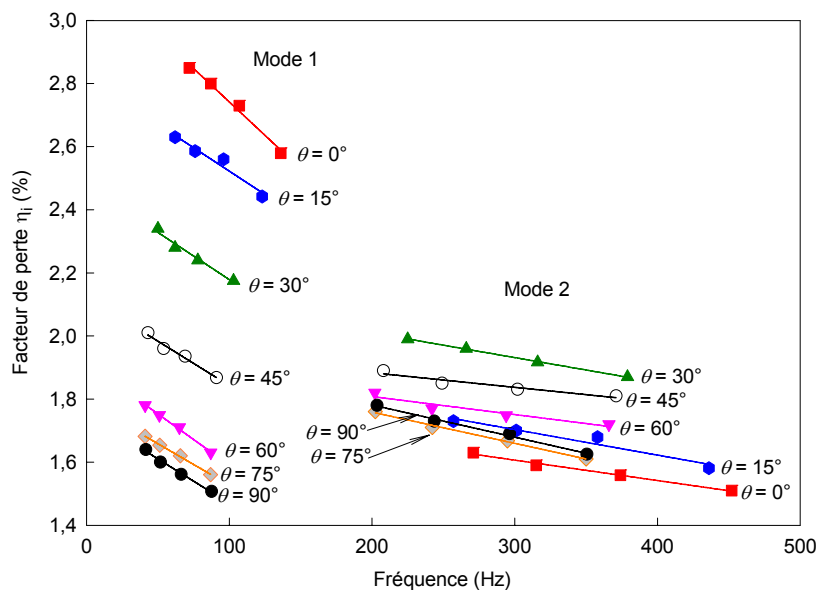


Fig. 8. Évaluation de l'amortissement en fonction de la fréquence pour différentes orientations des fibres dans les peaux dans le cas de poutres sandwichs, pour une masse volumique de l'âme de 60 kg/m^3 et pour quatre longueurs des poutres : 300, 350, 400 et 450 mm.

Les variations de l'amortissement en fonction de l'orientation pour les deux premiers modes sont reportées sur la figure 10. Ces résultats montrent que :

- Pour le premier mode, l'amortissement est maximum pour une orientation des fibres de 0°, ensuite il diminue lorsque l'orientation des fibres augmente.

- Pour le deuxième mode, l'amortissement augmente légèrement en fonction de l'orientation des fibres avec un maximums autour de 45°, ensuite il ne varie pratiquement plus.

Ces comportements sont associés à la distribution de l'évolution des énergies dissipées dans les peaux et dans l'âme. Ainsi nous avons reporté sur la figure 10 les variations relatives de l'énergie dissipée ($\Delta U_i / \Delta U_{totale}$) dans les peaux et dans l'âme. Nous observons que :

- Dans le cas du premier mode, l'énergie dissipée dans les peaux augmente en fonction de l'orientation des fibres, alors que l'énergie dissipée dans l'âme diminue. Cette diminution de l'énergie dissipée est due à la déformation en cisaillement de l'âme, lorsque les fibres sont désorientées, la rigidité des peaux diminue, ce qui réduit l'effort imposé par les peaux à l'âme ceci se traduit par une diminution de l'énergie de déformation par cisaillement de l'âme.

- Dans le cas du deuxième mode, les énergies dissipées dans l'âme et dans les peaux sont pratiquement constantes jusqu'à une orientation des fibres à 45°, ensuite elles évoluent légèrement d'une manière opposée. En effet le deuxième mode est pratiquement un mode de torsion jusqu'à 45°, ensuite apparaît la flexion qui se rajoute à la torsion.

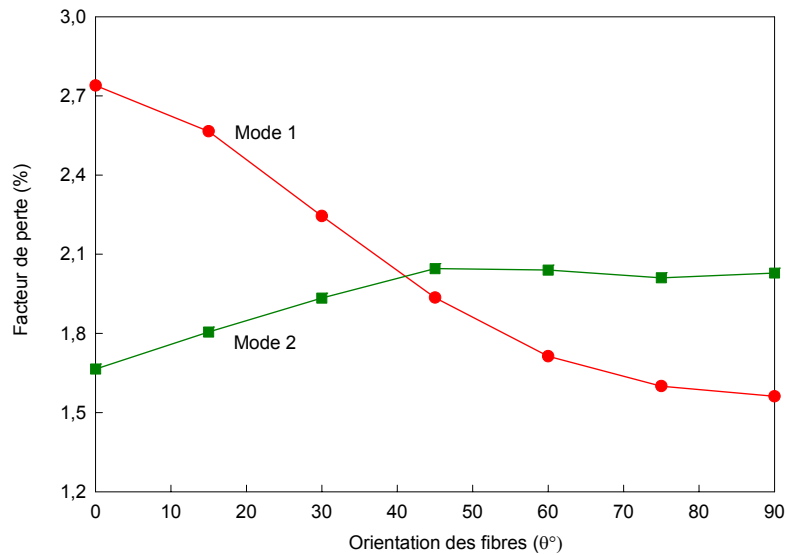
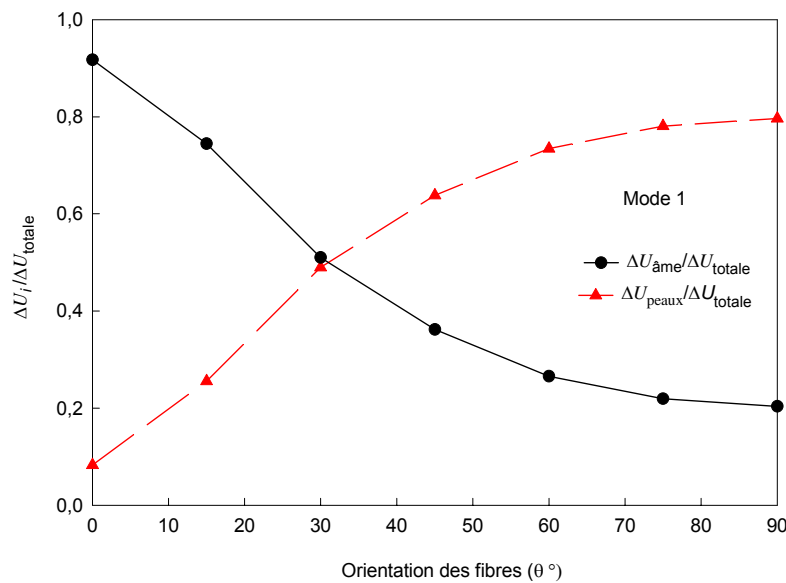


Fig. 9. Variation de l'amortissement en fonction de l'orientation des fibres dans les peaux, pour trois premiers modes du sandwich constitué d'une âme de masse volumique de 60 kg/m³ et pour une longueur de poutre de 350 mm.



(a)

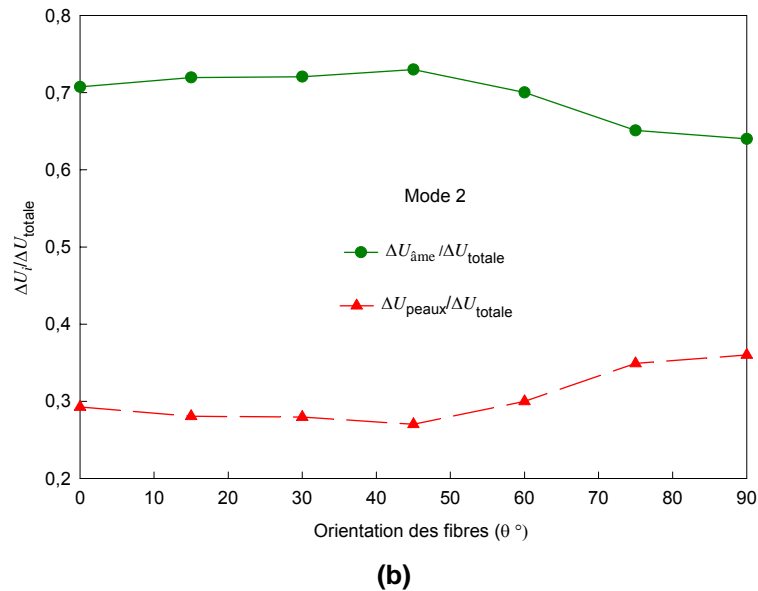


Fig. 10. Évaluation de l'énergie dissipée dans les peaux et l'âme pour le troisième mode dans le cas du sandwich constitué par une âme de masse volumique de 60 kg/m^3 et pour une longueur de poutre de 350 mm : a) premier mode, b) deuxième mode.

6. Conclusion

Dans ce travail nous avons mis en place une procédure expérimentale et une modélisation par éléments finis pour évaluer l'amortissement des matériaux sandwichs. L'analyse expérimentale est effectuée en utilisant la technique d'excitation impulsionnelle sur une poutre en flexion, encastrée à une extrémité et l'autre est libre. L'analyse par éléments finis est basée sur la théorie des stratifié avec cisaillement transverse. Les énergies de déformation emmagasinées dans les diverses couches des matériaux sont déduites des champs des contraintes et des déformations pour chaque mode de vibration. Les énergies de déformation associées aux amortissements des constituants a permis ensuite de déterminer l'amortissement global de la structure considérée. La confrontation des résultats expérimentaux et ceux obtenus par l'analyse d'éléments finis sont en bonne accord. Dans le but d'identifier l'influence des caractéristiques des constituants du matériau sandwich sur l'amortissement, une étude paramétrique par éléments finis a été effectuée. L'analyse des résultats de cette étude a montré que les principaux facteurs influant sur les valeurs de l'amortissement du matériau sandwich sont : la fréquence des vibrations, le module de cisaillement de l'âme, l'épaisseur de l'âme, la distribution des énergies emmagasinées dans l'âme et dans les peaux, etc.

7. Références

1. Kerwin, JR., E.M. "Damping of flexural waves by a constrained visco-elastic layer". *J. Acoust. Soc. Am.*, 31: 952–962, 1959.
2. Ditaranto, R.A. "Theory of vibratory bending for elastic and viscoelastic layered finite-length beams". *J. Appl. Mech.*, 32: 881–886, 1965.
3. Mead, D.J. and Markus, S. "The forced vibration of a three-layer, damped sandwich beam with arbitrary boundary conditions". *J. Sound Vibration*. 10:163–175, 1969.
4. Nakra BC. Vibration control with viscoelastic material, II. *The Shock and Vibration Digest* 1981; 13 :17-20
5. Vaswani J, Asnani NT et Nakra BC. "Vibration and damping analysis of curved sandwich beams with a viscoelastic core". *Composites Structures* 1988, 10:231-245.
6. Moser K, Lumassegger M. "Increasing the damping of flexural vibrations of laminate FPC structures by incorporation of soft intermediate plies with minimum reduction of stiffness". *Composites Structures* 1988; 10:321-333.
7. Meunier M et Shenoï. Dynamic analysis of composites plates with damping modelled using high-order shear deformation theory. *Composites Structures* 2001; 54:367-374.
8. M. Assarar, A. El Mahi, J.-M. Berthelot, Damping Analysis of Sandwich Composite Materials. Sous press, Journal of Composite Materials.
9. J.-M. Berthelot, M. Assarar, Y. Sefrani, A. El Mahi, Damping Analysis of Composite Materials and Structures. *Composite Structures*. Vol 85, Issue 3, p 189-204, 2008,
10. A. El Mahi, M. Assarar, Y. Sefrani, J.-M. Berthelot, "Damping Analysis of Orthotropic Composite Materials and Laminates" *Composites B*. Vol 39, Issues 7- p 1069-1076, 2008,
11. M. Assarar. 2007. "Étude expérimentale et modélisation du comportement dynamique des composites stratifiés et sandwichs", Thèse de doctorat, Université du Maine, Le Mans.