



HAL
open science

Dynamique des matériaux multicouches à interfaces complexes : modélisation et expérimentation du glissement d'interface

Nicolas Auquier, Kerem Ege, Emmanuel Gourdon

► **To cite this version:**

Nicolas Auquier, Kerem Ege, Emmanuel Gourdon. Dynamique des matériaux multicouches à interfaces complexes : modélisation et expérimentation du glissement d'interface. 16ème Congrès Français d'Acoustique, CFA2022, Société Française d'Acoustique; Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique, Apr 2022, Marseille, France. hal-03847898

HAL Id: hal-03847898

<https://hal.science/hal-03847898>

Submitted on 10 Nov 2022

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.



16^{ème} Congrès Français d'Acoustique
11-15 Avril 2022, Marseille

Dynamique des matériaux multicouches à interfaces complexes : modélisation et expérimentation du glissement d'interface

N. Auquier ^{a,b,c}, K. Ege ^{b,c}, E. Gourdon ^{a,c}

^a Univ Lyon, ENTPE, LTDS UMR CNRS 5513, 3 rue Maurice Audin, 69518 Vaulx-en-Velin CEDEX, France

^b Univ Lyon, INSA-Lyon, LVA EA677, F-69621 Villeurbanne, France,

^c LabEx CeLyA - Centre Lyonnais d'Acoustique, 36 avenue Guy de Collongue, 69134 Ecully, France,



L'objectif de ce travail est la modélisation dynamique des matériaux multicouches à interfaces complexes. Plus particulièrement, les interfaces complexes étudiées actuellement sont des discontinuités de déplacements dans le plan transverse. Les effets d'interfaces sont modélisés par une approche "spring-layer", avec une raideur d'interface linéaire par morceaux, ce qui permet de modéliser plusieurs types de comportement. Par exemple : une simple interface à la raideur constante ; ou une raideur non-linéaire qui pourrait notamment modéliser les effets de non-linéarités géométriques. Enfin, cette modélisation est intégrée dans le modèle équivalent de Guyader-Marchetti, qui est un modèle équivalent hybride dit "Zig-Zag". Ce dernier implique la prise en compte du cisaillement de chaque couche et entraîne alors un champ de distribution du cisaillement en Zig-Zag au fil des couches. Le modèle plaque mince de Love-Kirchhoff est ensuite utilisé pour calculer des paramètres équivalents dépendant de la fréquence telle que la flexion de rigidité complexe. Parallèlement, une comparaison expérimentale est réalisée, à l'aide de poutre d'aluminium et de colles époxy afin de générer des matériaux multicouches faits à la main. Le but de cette étape expérimentale est de dégrader l'interface et d'en comparer l'effet avec le modèle. Les multicouches sont faits-main afin de pouvoir générer des multicouches identiques mais en modifiant la qualité de l'interface entre la colle et une poutre d'aluminium. Cela afin de pouvoir étudier principalement les effets liés à l'interface. Le système est ensuite caractérisé à l'aide de la méthode RIC (CFAT en anglais). Pour cela un buzzer piézoélectrique est utilisée afin d'exciter le système et le champ de déplacement est mesuré à l'aide d'un vibromètre laser. Finalement, les mêmes paramètres équivalents, i.e. la flexion de rigidité et l'amortissement de flexion, sont identifiés à partir des mesures expérimentales et comparés aux résultats du modèle. Cette identification est effectuée dans le domaine spatial et fréquentiel dans une démarche de complémentarité.

1 Introduction

Ces dernières années connaissent un renouveau d'intérêt pour les modèles équivalents vibratoires capables de décrire le comportement de matériaux multicouches [1, 2, 4, 5]. Les avantages de ce type de modèle sont multiples : premièrement, ils permettent de mieux comprendre les mécanismes physiques à l'origine d'un comportement vibratoire grâce à leur formulation analytique. Ensuite, leur temps de calcul est réduit en comparaison avec un calcul par éléments finis au maillage conséquent. Finalement, ces modèles sont simples à implémenter car ils demandent peu d'entrées pour être fonctionnels.

L'objectif de ce travail est de développer un modèle dynamique équivalent de type "Equivalent Single Layer" (ESL) avec des interfaces complexes. Celui-ci se base sur le modèle de Guyader [6] et les récents apports par Marchetti [7] par l'extension du modèle vers des matériaux anisotropes. Ce modèle fait l'hypothèse principale que le déplacement vertical est constant selon l'épaisseur. Un champ de déplacement est défini par couche, mais l'ensemble du multicouche est décrit à l'aide d'une couche de référence. Cela est réalisé en utilisant des conditions de continuité du champ de déplacement et des contraintes entre les couches successives. Les interfaces complexes sont introduites à partir d'une discontinuité dans le champ de déplacement d'une couche à l'autre à l'instar de la littérature sur d'autres types de modèles équivalents [8, 9, 10]. Les conditions à l'interface sont alors réécrites et affectent l'ensemble du comportement vibratoire du multicouche à partir du champ de déplacement. Ce type de modèle permet d'intégrer la qualité d'interface et ses effets dans le comportement d'un système multicouches. L'interface est décrite comme une surface d'épaisseur nulle, entre deux couches physique du multicouche. On retrouve dans la littérature expérimentale ce même type de modélisation [11, 12]. En revanche, l'interface est parfois vue comme une

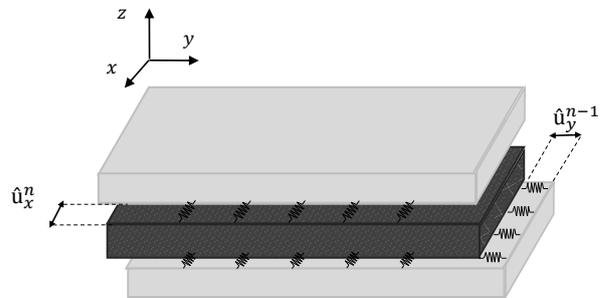


FIGURE 1 – Schéma du tricouche étudié, composé de peaux d'aluminium en gris clair et d'un cœur viscoélastique en gris foncé.

couche d'épaisseur non nulle généralement très fine, où la physique du matériau est incertaine, *e.g.* mélange de phase entre deux matériaux [13].

Le présent travail traite principalement de l'étude expérimentale qui a pour objectif de vérifier les travaux de modélisation effectués en amont. Pour cela, des matériaux à structure sandwich ont été fabriqués au laboratoire afin de pouvoir contrôler la génération d'imperfections lors de la fabrication. Ces composites sont composés de peaux en aluminium, et d'un cœur viscoélastique obtenu à partir d'un adhésif époxy ayant réticulé. Les paramètres dynamiques sont calculés à partir d'une mesure au vibromètre laser en utilisant la méthode CFAT [16] puis comparés au modèle.

2 Modélisation

Le champ de déplacement Eq. (1) utilisé dans ce travail est basé sur les hypothèses de Guyader [6] et décrivent ainsi 3 types de déformations : membranaire $\psi(x, y, t)$, flexion $W(x, y, t)$ et cisaillement $\phi(x, y, t)$. Le champ de déplacement



FIGURE 2 – Photographie du composite à structure sandwich ouvert, qui fut utilisé pour l'étude expérimentale.

vertical est supposé constant selon l'axe vertical (Oz), ce qui implique que les modes de respiration ne sont pas modélisables et leur apparition détermine ainsi la limite haute fréquence de ce modèle.

$$\begin{cases} u_x^n = \psi_x^n(x, y, t) - (z - R_n) \left(\frac{\partial W(x, y, t)}{\partial x} \right) + \phi_x^n(x, y, t), \\ u_y^n = \psi_y^n(x, y, t) - (z - R_n) \left(\frac{\partial W(x, y, t)}{\partial x} \right) + \phi_y^n(x, y, t), \\ u_z^n = W(x, y, t). \end{cases} \quad (1)$$

Ensuite, la discontinuité du déplacement est utilisée tout en conservant une continuité des contraintes de cisaillement Eq. (2) afin d'implémenter les interfaces complexes dans le modèle. En effet, la discontinuité du déplacement à l'interface n dans la direction i noté \hat{U}_i^n s'injecte dans le champ de déplacement grâce aux conditions d'interface, de la même façon que Massabò [10] et les autres modèles équivalents à interfaces complexes [8, 9]. La condition d'interface contient la modélisation des interfaces complexes grâce à l'équation constitutive Eq. (4). Ce type d'équation linéaire par morceaux a l'avantage d'être adaptable aux différents types d'interfaces.

$$\begin{cases} \sigma_{\alpha z}^n = \sigma_{\alpha z}^{n-1}, \\ \mathbf{U}^n = \mathbf{U}^{n-1} + \hat{\mathbf{U}}_i^n. \end{cases} \quad (2)$$

avec $\alpha = \{x, y\}$, σ_α les contraintes transverses, \mathbf{U} le vecteur de déplacement et $\hat{\mathbf{U}}$ le vecteur de glissement.

$$\begin{cases} u_x^n = \psi_x^1(x, y, t) + F_\omega \frac{\partial W}{\partial x} + F_{xx}^n \phi_x^1 + F_{xy}^n \phi_y^1 + \sum_{i=1}^n \hat{u}_x^i, \\ u_y^n = \psi_y^1(x, y, t) + F_\omega \frac{\partial W}{\partial y} + F_{yx}^n \phi_x^1 + F_{yy}^n \phi_y^1 + \sum_{i=1}^n \hat{u}_y^i, \\ u_z^n = W(x, y, t). \end{cases} \quad (3)$$

$$\hat{\mathbf{U}}_{z=z^n}^n = \mathbf{B}^n \cdot (\hat{\sigma}^n - \mathbf{t}^n), \quad (4)$$

Avec, $\hat{\sigma}^n = [\hat{\sigma}_{xz}^n, \hat{\sigma}_{yz}^n]$ le vecteur des contraintes d'interfaces entre la couche n et la couche $n - 1$, $\mathbf{K}^n = [K_{xx} \ K_{xy}, K_{yx} \ K_{yy}]$ la matrice de la raideur d'interface complexe, $\mathbf{B}^n = [B_{xx} \ B_{xy}, B_{yx} \ B_{yy}]$ la matrice de compliance de l'interface complexe, $\mathbf{t}^n = [t_x, t_y]$ le vecteur de dissipation de l'interface. L'équation (4) décrit le comportement de liaison entre deux couches consécutives avec deux cas limites. Pour une dimension en plaque isotrope, on peut écrire $\hat{u}_x^n = B_{xz}^n \hat{\sigma}_{xz}^n$. Si $K_{xz}^n \rightarrow 0$, alors $\hat{\sigma}_{xz}^n \rightarrow 0$, décrivant ainsi un multicouche totalement découplé, car aucune énergie n'est transmise. A l'inverse, si $B_{xz}^n \rightarrow 0$, alors $\hat{u}_x^n \rightarrow 0$, ce qui correspond à un cas parfaitement couplé. La modélisation est davantage développé dans [14, 15]

3 Étude expérimentale

L'objectif de l'étude expérimentale est d'explorer les effets du collage sur le comportement vibratoire du multicouche. Ensuite, les courbes obtenues à l'aide du traitement de données CFAT [16] seront comparées aux résultats du modèle développé en amont. Pour l'étude expérimental, un banc de mesure a été mis en place à l'aide d'un vibromètre laser à effet Doppler (LDV Polytec PSV400), et des échantillons ont été fabriqués au laboratoire afin de contrôler la qualité des interfaces.

3.1 Banc de mesure

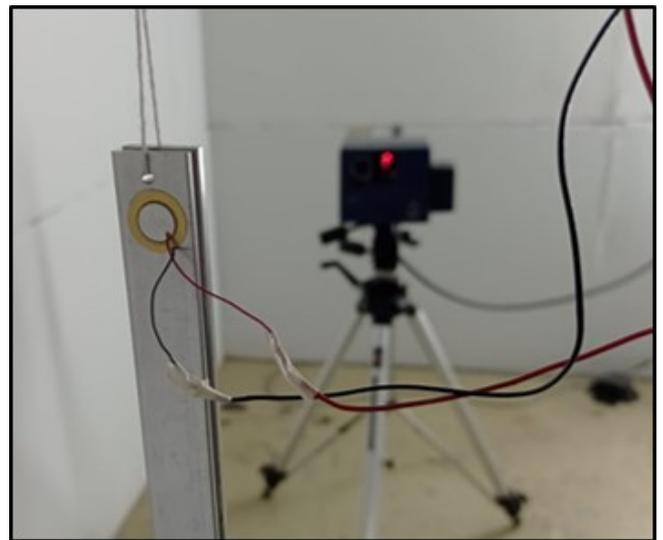


FIGURE 3 – Banc de mesure avec au premier plan le composite en condition libre-libre, équipé d'un buzzer piézoélectrique et mesuré à l'aide d'un laser à effet Doppler.

Toutes les mesures ont été effectués sur des poutres rectangulaire de $61 \times 1,9m^2$ et d'épaisseur totale de $6,7mm$, les propriétés du multicouche sont détaillées dans le Tableau 1. L'assemblage est suspendu sur une potence à l'aide de ficelles de part et d'autre de la poutre afin de générer des conditions aux limites libre-libre. L'excitation est générée à l'aide d'un buzzer piézoélectrique fixé en bout de poutre comme sur la Figure 3. Ce système a l'avantage d'être léger et de pouvoir exciter l'assemblage sur une large bande fréquentielle avec une faible amplitude. Le signal d'excitation est un bruit blanc de 1 à 35kHz. Le signal de référence est la tension de sortie avant amplification (car l'amplitude exacte de la tension n'est pas nécessaire).

Le but du banc expérimental est d'analyser le comportement vibratoire du multicouche à l'aide de la méthode CFAT. Pour cela, comme indiqué à la section suivante, il est nécessaire de mesurer la vitesse et d'en déduire le déplacement de la poutre sous une excitation de faible amplitude. La mesure est effectuée sur un maillage linéaire d'une seule colonne la plus au centre possible de la poutre afin de mesurer uniquement les déformations en

	Densité [kg.m ⁻³]	Module d'Young [GPa]	Poisson	η
Peaux	2700	69	0,33	0,1%
Coeur	1300	1,65	0,30	6,5%

TABLEAU 1 – Propriétés des matériaux composant le système à structure sandwich avec η le facteur de perte structural tel que $E = E_0(1 + j\eta)$.

flexion. Le maillage est constitué de 159 points avec un espacement constant de 3,6 mm.

3.2 Traitement de données

Le but de la mesure est d'obtenir des paramètres équivalents de flexion pour le multicouche. Pour cela la méthode CFAT [16] est employée. Elle utilise l'équation d'une poutre (ou d'une plaque) en flexion afin d'estimer les paramètres de structures en fonction du déplacement de la poutre Eq. (5). Un schéma aux différences finies est utilisé afin d'estimer la dérivé quatrième du déplacement vertical Eq. (6) Le pas nécessaire au calcul de la dérivé doit être ajusté en fonction de la longueur d'onde, l'optimal étant d'avoir 3 points par longueur d'onde [17].

$$\frac{EI}{\rho S} = \omega^2 \Delta^4 \left[\operatorname{acos} \left(1 - \frac{\Delta^2}{2} \sqrt{\frac{\delta_{\Delta}^{4x}}{w(x)}} \right) \right]^{-4}, \quad (5)$$

$$\delta_{\Delta}^{4x} = \frac{w(x-2\Delta) - 4w(x-\Delta) + 6w(x) - 4w(x+\Delta) + w(x+2\Delta)}{\Delta^4}, \quad (6)$$

Avec, E le module d'Young équivalent en flexion, I le moment d'inertie, ρ la densité, S la section, ω la pulsation, Δ le pas du maillage, $w(x)$ le déplacement vertical en x et δ_{Δ}^{4x} le schéma aux différences finies du quatrième ordre au point x avec le pas Δ . Comme indiqué dans le Tableau 1, le module d'Young est complexe et s'écrit de la façon suivante : $E = E_0(1 + j\eta)$.

Ainsi, pour estimer les paramètres matériaux en un point d'une structure avec la méthode CFAT, il suffit de connaître le déplacement du système en 5 points espacés de Δ .

3.3 Échantillons mesurés

Dans le but de vérifier l'effet des interfaces complexes, des structures poutres sont utilisées pour contrôler la qualité de l'interface sur une seule dimension uniquement dans un premier temps. De plus, afin d'avoir un amortissement non négligeable le coeur du matériau sandwich est fabriqué à partir d'un adhésif époxy qui permet de lier les peaux en aluminium, mais aussi jouer le rôle de coeur amortissant. Ce type d'adhésif a l'intérêt d'avoir un amortissement non négligeable tout en conservant une rigidité élevée pour ne pas enclencher le cisaillement du multicouche trop bas en fréquence.

L'épaisseur de colle lors de la fabrication de la poutre sandwich obtenue à la fin de la fabrication est de 0,3mm.

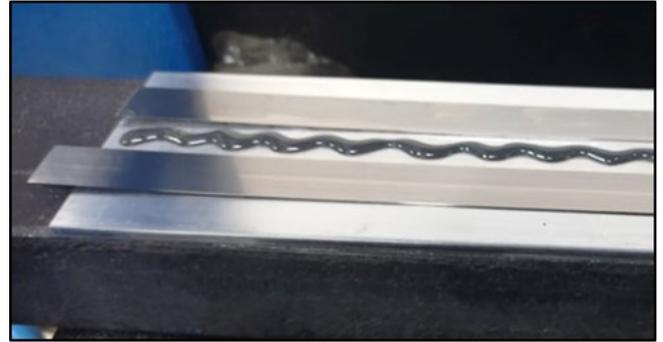


FIGURE 4 – Fabrication du composite sandwich en cours. La colle est déposée sur la première peau entre deux languettes de 0,3mm qui vont permettre de contrôler l'épaisseur du coeur.

Puisque l'épaisseur du coeur a des effets non négligeable sur le module équivalent de rigidité en flexion, il est primordial de bien la contrôler. Le contrôle de l'épaisseur est réalisé à l'aide de lamelles d'épaisseur fixe visibles sur la Figure 4, puis d'une pression exercée sur l'ensemble complet (aluminium+colle+aluminium) pendant 24h avec une machine à presser.

Les lamelles ont toujours été retirées avant la mesure pour éviter toute interférence dans le comportement vibratoire. Les mesures ont été effectuées sur une seule et même poutre à température fixe, afin de ne pas influencer les résultats par la forte variabilité thermique du matériau viscoélastique.

4 Résultats expérimentaux et de modélisation

L'ensemble analysé ici correspond à celui de la Figure 2. La colle y est répartie de façon graduelle, elle occupe une largeur maximale de 1,5cm d'un côté de la poutre, et une largeur minimale de 0,8cm de l'autre côté. L'effet de la réduction de la qualité du collage est de diminuer la qualité de la connexion mécanique entre les deux poutres d'aluminium. La section résultat est divisée en deux parties, une partie est consacrée aux résultats sur le module d'Young équivalent en flexion et une seconde partie aux résultats sur l'amortissement équivalent en flexion. Dans les deux cas, les résultats de mesure sont comparés au modèle.

4.1 Module de rigidité dynamique équivalent

La première étape fut d'analyser l'ensemble en appliquant la méthode CFAT dans le domaine spatial Fig. 5. Les bords de la poutre ne sont pas mesurés car la méthode fait l'hypothèse de plaque infinie et aussi de pression extérieure exercé nulle, ce qui n'est donc pas vérifié près des bords et près des sources. Le but était aussi de ne pas effectuer de mesure au niveau des trous utilisés afin de suspendre la poutre. On présente par exemple à la Figure 5 le résultat de l'application pour la gamme de fréquence

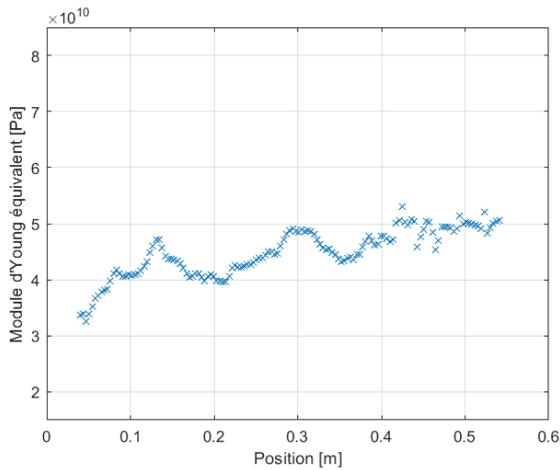


FIGURE 5 – Module de rigidité équivalent de flexion en fonction de la position sur la longueur de la poutre, moyenné sur la gamme de fréquence $f = [13,5 - 16,5]kHz$.

13,5-16,6kHz avec une résolution de 3,125Hz. L'ensemble présente alors un gradient du module de rigidité équivalent en flexion en fonction de la position de mesure. Ce qui est particulièrement intéressant car cela atteste d'une variation du comportement mécanique en fonction de la qualité de collage. Ainsi, si la poutre est divisée en plusieurs régions, le résultat dans le domaine fréquentiel illustrerait la variation des paramètres équivalents en fonction de la fréquence et en fonction de la qualité de l'interface.

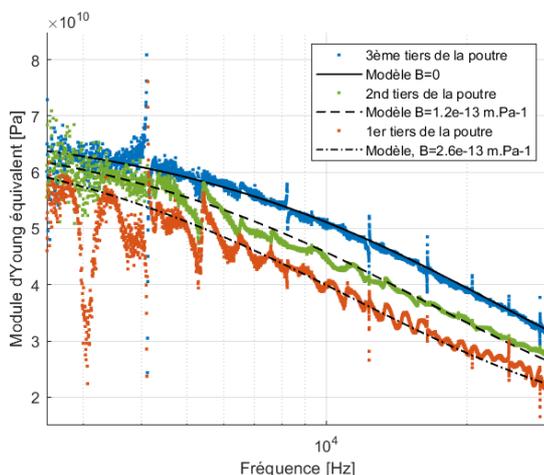


FIGURE 6 – Module de rigidité équivalent de flexion en fonction de la fréquence, moyenné sur différentes portions de la poutre et comparé au modèle à interfaces complexes.

Le système a alors été analysé de nouveau avec la même méthode mais dans le domaine fréquentiel. La poutre a été divisée en trois tiers afin de comparer les qualités de collage selon la région dans laquelle la mesure s'est effectuée tout en conservant un nombre de points suffisant pour que le résultat soit stable. Les régions et la numérotation est visible dans la

Figure 2 Le premier tiers correspond au début de la poutre, où le collage est le moins bon. Le second tiers correspond au milieu de la poutre, où le collage est intermédiaire Le dernier tiers correspond à la fin de la poutre avec la meilleure qualité de collage.

Le modèle développé est comparé aux résultats expérimentaux en quantifiant des valeurs physiques d'imperfection notées B dans le modèle Eq. (4). Ainsi, nous faisons l'hypothèse forte que le dernier tiers est considéré comme parfait afin de fixer une référence pour le modèle. La courbe de simulation (—) dans Fig. 6, est ainsi obtenue avec $B = 0$ et les données matériaux du Tableau 1. Ensuite, les mêmes propriétés sont utilisées, mais le paramètre d'imperfection d'interface est augmenté afin d'ajuster les courbes.

L'accord simulation-mesure se détériore légèrement lorsque la fréquence est élevée, car le modèle développé ne prend pas en compte la nature viscoélastique du coeur. Ainsi la rigidité du coeur est sous-estimée lorsque la fréquence augmente suffisamment. De plus, les oscillations des courbes proviennent de la nature encore très modale de la poutre en flexion qui rend instable le calcul des paramètres matériaux. Mais aussi d'autres types de déformation comme la torsion principalement, rendent instable le résultat car le traitement de données est propre aux déformations en flexion du matériau.

4.2 Amortissement dynamique équivalent en flexion

L'amortissement, par sa faible valeur, est relativement difficile à estimer correctement, les valeurs fluctuent davantage. Il est donc nécessaire d'augmenter le nombre de points pour l'analyse en amortissement afin d'obtenir un résultat plus lisse. Les amortissements calculés correspondent aux mêmes zones que pour le module de rigidité Fig. 6, sans la région centrale pour plus de lisibilité. La référence $B = 0$ reste ainsi le dernier tiers de la poutre. L'amortissement dynamique équivalent Fig 7 décrit une courbe caractéristique de l'évolution de l'amortissement d'un matériau sandwich au coeur amortissant [18]. En basse fréquence, le matériau ne présente que des déformations de flexion, de cette façon le coeur est peu sollicité. En moyenne fréquence le tricouche commence à cisailier faisant ainsi grandement travailler le coeur contraint de part et d'autre par les peaux rigides. Finalement, en haute fréquence le tricouche se découple et le coeur ne travaille plus, faisant ainsi retomber l'amortissement à celui des peaux [17, 18].

L'effet observé pour l'amortissement est le même que pour le module de rigidité équivalent : lorsque le collage est moins bon et donc le couplage entre les couches successives est diminué, le cisaillement du matériau est facilité et engendre ainsi un décalage des paramètres dynamiques vers les basses fréquences. On montre ainsi que l'amortissement est plus important en basse fréquence localement, la gestion d'interface permet alors de dimensionner l'amortissement pour une bande de fréquence donnée. Des résultats équivalents pour l'amortissement ont été récemment présentés à partir des travaux de Le Deunf [19] et décrivent

bien les cas limites auxquels peuvent se confronter les interfaces si elles sont trop dégradées. Ce type de résultat est très encourageant car cela explique davantage le décalage des paramètres équivalents vers les basses fréquences.

En revanche, l'amortissement en haute fréquence du 1er tiers de la poutre, qui correspond à la zone mal collée, chute rapidement.

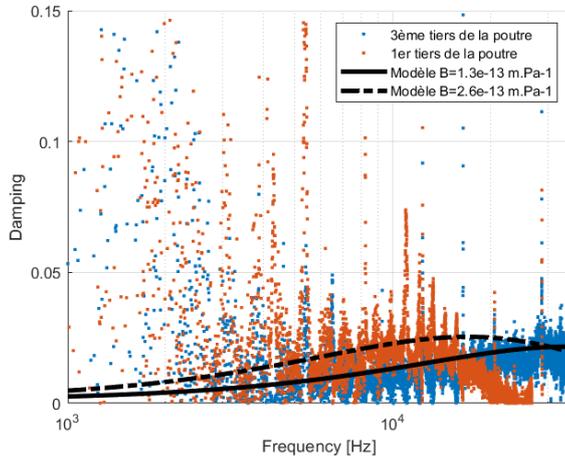


FIGURE 7 – Amortissement équivalent en fonction de la fréquence, moyenné sur différentes portions de la poutre et comparé au modèle à interfaces complexes.

5 Conclusion

Le modèle dynamique équivalent aux interfaces complexes développé en amont montre des comportements vibratoires caractéristiques lors d'une dégradation d'interface, *i.e.* un décalage vers les basses fréquences des paramètres dynamiques. Cela peut se traduire comme une facilitation du cisaillement au sein du matériau sandwich. Le but du présent travail est d'alors de vérifier la capacité du modèle à prédire le comportement vibratoire d'un multicouche aux interfaces complexes, mais aussi de quantifier le paramètre clé du modèle : la raideur d'interface K ou la compliance d'interface B . Le but de ce paramètre est de décrire le taux d'imperfections présent dans le système. Plus la valeur de B est importante, moins les couches sont couplées.

Ainsi, le présent travail montre une bonne correspondance entre le modèle et la mesure, particulièrement pour les modules de rigidité équivalents, ce qui confirme la validité de l'approche. Cela permet de déduire des valeurs concrètes pour décrire la quantité d'imperfection d'une interface à travers le modèle développé. En revanche, l'amortissement du système présente un comportement non prédit par le modèle en haute fréquence, lorsque l'interface est dégradé (l'amortissement chute rapidement lorsque l'imperfection est plus importante). Plusieurs pistes sont à explorer et pourraient expliquer cette chute nette (un comportement

non-linéaire du paramètre d'interface B par exemple).

Remerciements

Ce travail a été effectué dans le cadre du LabEx CeLyA (ANR-10-LABX-0060) de l'Université de Lyon, au sein du programme "Investissements d'Avenir" (ANR-16IDEX-0005) opéré par l'Agence Nationale de Recherche (ANR). Les auteurs remercient Julien Chatard, technicien du LVA, pour sa précieuse aide lors de la réalisation des échantillons.

Références

- [1] E. Carrera, An assessment of mixed and classical theories on global and local response of multilayered orthotropic plates, *Composite Structures*, **50** (2), pp.183–198, (2000).
- [2] S. Ghinet, N. Atalla, Modeling thick composite laminate and sandwich structures with linear viscoelastic damping. *Computers & Structures* **89**, pp.547-1561, (2011).
- [3] O. Dazel, J.-P. Groby, B. Brouard, C. Potel, A stable method to model the acoustic response of multilayered structures. *Journal of Applied Physics* **113**, (2013).
- [4] K. Viverge, C. Boutin, F. Sallet. Model of highly contrasted plates versus experiments on laminated glass. *International Journal of Solids and Structures* **102-103**, (2016),
- [5] U. Arasan, F. Marchetti, F. Chevillotte, L. Jaouen, D. Chronopoulos, E. Gourdon, A simple equivalent plate model for three-layer sandwich panels with shearing core. *Journal of Sound and Vibration* **500**, (2021).
- [6] J.L. Guyader, C. Lesueur. Acoustic transmission through orthotropic multilayered plates, part I : Plate vibration modes. *Journal of Sound and Vibration* **58**, (1978).
- [7] F. Marchetti, Modélisation et caractérisation large bande de plaques multicouches anisotropes, Vibrations, INSA Lyon, (2009).
- [8] D. Liu, L. Xu, X. Lu. Stress analysis of imperfection composite laminates with an interlaminar bonding theory. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* **37**, (1994), pp.2819-2839.
- [9] Z.-Q. Cheng, A. K. Jemah, F. W. Williams. Theory for multilayered anisotropic plates with weakened interfaces. *Journal of Applied Mechanics* **63**, (1996), pp.1019-1026 ;
- [10] R. Massàbo, F. Campi. Assessment and correction of theories for multilayered plates with imperfect interfaces. *Meccanica* **50**, (2015), pp.1045–1071.
- [11] M. Schoenberg. Elastic wave behavior across linear slip interfaces. *The Journal of the Acoustical Society of America* **68**, (1980), pp.1516-1521.
- [12] Anton I. Lavrentyev, S. I. Rokhlin. Ultrasonic spectroscopy of imperfect contact interfaces between a layer and two solids. *Acoustical Society of America* **103** (2), (1998), pp.657-664.
- [13] F.J. Margetan, R.B. Thompson, J.H. Rose, and T.A. Gray. The Interaction of Ultrasound with Imperfect Interfaces : Experimental Studies of Model Structures. *Journal of Nondestructive Evaluation* **11**, (1992), pp.109–126.
- [14] N. Auquier, K. Ege, E. Gourdon. Equivalent dynamic model of multilayered structures with imperfect interfaces :

- application to a three-layer plate with sliding interfaces. *SAPEM 2021*, West Lafayette (on line), United States. (2021).
- [15] N. Auquier, K. Ege, E. Gourdon. Equivalent dynamic model of multilayered structures with imperfect interfaces : application to a sandwich structured plate with sliding interfaces. Submitted to *Journal of Sound and Vibration*, (2022).
- [16] Q. Leclère, F. Ablitzer, et C. Pézerat, Practical implementation of the corrected force analysis technique to identify the structural parameter and load distributions. *Journal of Sound and Vibration* **351**, 2015, pp.106-118
- [17] K. Ege, N.B. Roozen, Q. Leclère, R.G. Rinaldi, Assessment of the apparent bending stiffness and damping of multilayer plates; modelling and experiment. *Journal of Sound and Vibration* **426**, pp.129-149, (2018).
- [18] F. Marchetti, K. Ege, Q. Leclère, N.B. Roozen. On the structural dynamics of laminated composite plates and sandwich structures; a new perspective on damping identification. *Journal of Sound and Vibrations* **474**, (2020).
- [19] M. Le Deunf, C. Pézerat, F. Ablitzer, N. Merlette Identification of damping added by a trim foam on a steel plate with an inverse vibration problem. *SIA Automotive NVH Comfort conference*, (2021).