

Caractérisation de l'amortissement apporté par une mousse posé sur une plaque par problème inverse vibratoire

M. LE DEUNF^{a,b}, C. PEZERAT^a, F. ABLITZER^a, S. PUVILLAND^b

a. Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Mans (LAUM), CNRS UMR6613 Avenue Olivier Messiaen 72085 Le Mans cedex 09, France

b. CEVAA, 2 rue Joseph Fourier Technopôle du madrillet 76800 St Etienne du Rouvray, France

Résumé :

Aujourd'hui, pour limiter la propagation des vibrations dans les structures automobiles, la solution industrielle utilisée est l'ajout de traitements amortissants de type élastomère, PVC ou bitumineux. Ces matériaux augmentent le coût et la masse du véhicule et ont un impact négatif sur l'environnement et la recyclabilité du véhicule. Il est admis dans l'industrie automobile que les mousses d'habillage des véhicules apportent de l'amortissement à la structure. Certains revêtements de type mousse PU imprégnée permettent d'apporter un amortissement plus important que les mousses et feutres de l'habillage utilisées dans l'industrie automobile. Théoriquement, en augmentant l'amortissement des habillages et du fait qu'une grande partie de la structure est en contact avec ces matériaux, l'amortissement global du véhicule pourrait être suffisant pour diminuer la masse des matériaux amortissants classiques. Cette étude a le double objectif de comprendre l'origine de l'amortissement apporté par les mousses d'habillage et de proposer une modélisation de ces phénomènes d'amortissement dans les modèles éléments finis de caisses équipées. La méthode entreprise repose sur l'utilisation de la méthode de Résolution Inverse Filtrée Fenêtrée (RIFF) dont l'objectif premier était de localiser et de quantifier les efforts appliqués sur une structure vibrante. Ici la méthode RIFF permet de définir les paramètres de structure, soit l'amortissement apporté par les mousses d'habillage des véhicules.

Abstract :

Today, to limit the propagation of vibrations in automotive structures, the industrial solution is to add damping treatments such as elastomer, PVC or bituminous. These materials increase the cost and mass of the vehicle and have a negative impact on the environment and is difficult to recycle. It is accepted in the automotive industry that vehicle trim provide damping to the structure. Some impregnated PU foam provide higher damping than foams used in the automotive industry. Theoretically, by increasing the damping of the foams and the fact that a large part of the structure is in contact with these materials, the overall damping of the vehicle could be sufficient to reduce the mass of conventional damping materials. This study has the dual objective of understanding the origin of the damping provided by foams and proposing a modeling of these damping phenomena in finite element models. This study has the dual objective of understanding the origin of the damping provided by cladding foams and proposing a modeling of these damping phenomena in finite element models of equipped bodies. The method used is

based on the use of the Force Analysis Technique (FAT) method, the primary objective was to locate and quantify the forces applied to a vibrating structure. Here the FAT method makes it possible to define the structural parameters, i.e. the damping provided by the foams used to cover vehicles.

Mots clefs : Matériaux poreux ; amortissement ; méthode RIFF

1 Introduction

L'industrie du transport est de plus en plus contrainte par l'allègement des véhicules et l'impact sur la prestation qui en découle. Une des solutions disponibles aujourd'hui est l'ajout de traitements amortissants de type élastomère, PVC ou bitumineux qui augmentent la masse du véhicule et diminuent fortement les gains des solutions d'allègement (utilisation de coque en thermoplastique à la place de panneau en acier, diminution des épaisseurs d'acier utilisées pour la structure). Lors de précédentes études, certains revêtements de type mousse PU imprégnée permettent d'apporter un amortissement important à la structure. Il a été montré que l'amortissement viscoélastique de ces mêmes matériaux en traction compression est faible et ne permet pas d'expliquer ces bonnes performances. L'origine de l'amortissement de ces matériaux peut être générée par le frottement sec à l'interface entre la mousse et la structure. L'objectif de l'étude est également de dissocier la part de l'amortissement généré par les caractéristiques viscoélastiques de la mousse et l'amortissement généré par le déplacement relatif du matériau par rapport à la structure porteuse.

Pour mesurer l'amortissement par frottement sec à l'interface, la méthode de Résolution Inverse Filtrée Fenêtrée (RIFF) [1] [2] est utilisée pour résoudre l'équation du mouvement de la plaque. Cette méthode permet de retrouver l'amortissement de la structure mousse-plaque localement dans les moyennes et hautes fréquences. La méthode de Résolution Inverse Corrigée (RIC) [3] [4] est utilisée dans les hautes fréquences pour améliorer les mesures. Une combinaison de ces deux méthodes permet d'augmenter la plage de fréquence étudiée. Dans le cas de l'étude, le système est un matériau viscoélastique type mousse PU posé sur une plaque d'acier. A l'aide d'un vibromètre LASER, la zone de contact mousse-plaque est balayé pour mesurer le champ vibratoire. Les résultats obtenus pour le facteur de perte et le terme de raideur sont donnés pour deux épaisseurs de mousses et la plaque nue.

2 Identification de paramètres structuraux à l'aide des méthodes de Résolution Inverse Filtrée Fenêtrée (RIFF) et Corrigée (RIC)

2.1 Équation du mouvement d'une plaque

L'équation du mouvement pour une plaque mince isotrope en régime harmonique pour un effort en flexion est

$$D \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \right) - \rho h \omega^2 w = F(x, y, \omega), \quad (1)$$

où D est la rigidité de flexion, ρ la masse volumique, h l'épaisseur, ω la pulsation propre, $w(x, y)$ le champ de déplacement transversal et $F(x, y, \omega)$ la distribution des forces externes exercées sur la plaque.

La rigidité de flexion

$$D = \frac{E(1 + j\eta)h^3}{12(1 - \nu^2)}, \quad (2)$$

introduit le coefficient de Poisson ν et le module d'Young complexe $E(1+j\eta)$ où η correspond au facteur de perte, qui caractérise l'amortissement du système. L'équation du mouvement (1) est dite locale, au sens où celle-ci est valable en tout point de la structure et indépendante des conditions aux limites. En considérant en particulier une zone où aucune force n'est appliquée ($F(x, y, \omega) = 0$), l'équation (1) devient alors

$$\frac{D}{\rho h \omega^2} \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \right) = w. \quad (3)$$

En connaissant le champ de déplacement $w(x, y)$ de la structure et ses dérivées spatiales $\frac{\partial^4 w}{\partial x^4}$, $\frac{\partial^4 w}{\partial y^4}$ et $\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2}$, il est possible d'identifier le terme $\frac{D}{\rho h \omega^2}$, qui peut varier selon la fréquence. Les parties réelles et imaginaires de ce terme renseignent sur la raideur et l'amortissement de la structure. Les caractéristiques de la structure peuvent ainsi être déterminées par une simple mesure du champ de déplacement et l'estimation des dérivées spatiales, cependant les mesures effectuées sont bruitées. Les méthodes RIFF et RIC sont utilisées pour diminuer le bruit de mesure et retrouver l'information essentielle.

2.2 Principe de la méthode RIFF et RIC

La méthode RIC permet de régulariser la résolution inverse à l'aide du filtre naturel que constitue la discrétisation par différences finies de l'équation du mouvement. La méthode RIC permet initialement de retrouver la distribution de force sur une structure connue à l'aide du champ de déplacement mesuré, dans le cas de cette étude ce n'est pas la distribution de force, mais les caractéristiques de la structure qui sont étudiées. Cette méthode consiste à introduire des coefficients correcteurs dans l'équation du mouvement, de manière à bénéficier de l'effet de filtrage du schéma aux différences finies tout en corrigeant le biais que celui-ci introduit dans la résolution. L'équation du mouvement discrétisée corrigée

$$\frac{D}{\rho h \omega^2} \left(\tilde{\mu}^4 \delta_{ij}^{4x} + 2\tilde{\nu}^4 \delta_{ij}^{2x2y} + \tilde{\mu}^4 \delta_{ij}^{4y} \right) = w_{ij} \quad (4)$$

introduit les schémas aux différences finies

$$\begin{aligned} \delta_{ij}^{4x} &= \frac{1}{\Delta x^4} (w_{i+2,j} - 4w_{i+1,j} + 6w_{i,j} - 4w_{i-1,j} + w_{i-2,j}), \\ \delta_{ij}^{4y} &= \frac{1}{\Delta y^4} (w_{i+2,j} - 4w_{i+1,j} + 6w_{i,j} - 4w_{i-1,j} + w_{i-2,j}), \\ \delta_{ij}^{2x2y} &= \frac{1}{\Delta x^2 \Delta y^2} (w_{i+1,j+1} - 2w_{i+1,j} + w_{i+1,j} - 2w_{i,j+1} + 4w_{i,j} - 2w_{i,j-1} + w_{i-1,j} + 2w_{i-1,j} + w_{i-1,j-1}), \end{aligned}$$

et les coefficients correctifs

$$\begin{aligned} \tilde{\mu}^4 &= \frac{\Delta^4 k_f^4}{4[1 - \cos(k_f \Delta)]^2}, \\ \tilde{\nu}^4 &= \frac{\Delta^4 k_f^4}{8[1 - \cos\left(\frac{k_f \Delta}{\sqrt{2}}\right)]^2} - \tilde{\mu}^4. \end{aligned}$$

Les termes correctifs nécessitent de connaître le nombre d'onde naturel de flexion de la plaque

$$k_f^4 = \frac{\rho h}{D} \omega^2. \quad (5)$$

Ce nombre d'onde k_f est inconnu a priori car il dépend des caractéristiques de la plaque. L'identification des caractéristiques est effectuée de manière itérative, avec une première itération sans correction (c'est-à-dire en imposant $\tilde{\mu}^4 = \tilde{\nu}^4 = 1$), pour fournir une première valeur initiale de k_f . À chaque itération la valeur de $\frac{D}{\rho h}$ est identifiée, ce qui fournit une nouvelle estimation de k_f . Selon le système, le nombre d'itération n'est pas le même, dans notre cas 10 itérations sont nécessaires pour assurer la convergence du problème inverse. L'avantage de la méthode RIC est le fait que la régularisation se fait de manière automatique lors de la résolution inverse. Il n'est donc pas nécessaire d'ajuster un paramètre de régularisation à la différence de la méthode RIFF. Cependant, elle a une certaine plage de validité donnée par

$$\left. \begin{aligned} f^{min}(\Delta) &= \frac{\pi}{8\Delta^2} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}} \\ f^{max}(\Delta) &= \frac{\pi}{2\Delta^2} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}} \end{aligned} \right\| \left. \begin{aligned} f^{min}(0.0133) &= 3.985 \cdot 10^3 \text{ Hz}, \\ f^{max}(0.0133) &= 1.594 \cdot 10^4 \text{ Hz}, \end{aligned} \right.$$

où Δ représente la discrétisation spatiale entre deux points. Pour identifier les caractéristiques de la plaque sur l'ensemble de la plage de fréquence, il faut combiner avec la méthode RIFF pour les basses fréquences.

La méthode RIFF permet de régulariser les erreurs dues au bruit de mesure à l'aide d'un filtre passe-bas en nombre d'onde. Dans un premier temps il est nécessaire de fenêtrer le signal pour adoucir les discontinuités aux limites et ainsi éviter les effets négatifs du filtre (phénomène de Gibbs). Ceci est réalisé au moyen d'une fenêtre de Tukey

$$\Psi_{i,j}^{2D} = \Psi^{1D}(x_{i,j} - x_{1,1} - 2\Delta_x) \cdot \Psi^{1D}(y_{i,j} - y_{1,1} - 2\Delta_y), \quad (6)$$

où

$$\Psi^{1D}(x) = \begin{cases} 0.5 \left(1 - \cos \left(\frac{\pi x}{\alpha} \right) \right) & \text{si } 0 \leq x < \alpha, \\ 1 & \text{si } \alpha \leq x < L - \alpha, \\ 0.5 \left(1 - \cos \left(\frac{\pi(x-L+2\alpha)}{\alpha} \right) \right) & \text{si } L - \alpha < x \leq L, \\ 0 & \text{sinon.} \end{cases} \quad (7)$$

avec $L = L_x - 4\Delta_x$ et

$$\alpha = \begin{cases} \lambda_c & \text{si } L \geq 2\lambda_c, \\ \frac{L}{2} & \text{sinon.} \end{cases}$$

Le filtre, qui permet de supprimer les hauts nombres d'onde, est pondéré par une fenêtre de Hanning afin de garder l'aspect local de la méthode. Ce filtre élimine l'amplification des erreurs associées à l'inversion du problème. La réponse spatiale du filtre

$$h(x, y) = \begin{cases} \frac{k_c^2}{4\pi^2 xy N_f} \left(1 + \cos \left(\frac{k_c x}{2} \right) \right) \left(1 + \cos \left(\frac{k_c y}{2} \right) \right) \sin(k_c x) \sin(k_c y) & \text{si } x \text{ et } y \in \left[\frac{-2\pi}{k_c}, \frac{2\pi}{k_c} \right], \\ 0 & \text{sinon,} \end{cases} \quad (8)$$

introduit un paramètre de normalisation N_f , choisi de telle sorte que $\iint h(x, y) dx dy = 1$ et un nombre d'onde de coupure k_c . Ce dernier est généralement choisi de manière proportionnelle au nombre d'onde de flexion de la plaque,

$$k_c = a \cdot k_f, \quad (9)$$

où le paramètre de régularisation a est généralement fixé à 4 pour de très bonnes mesures et 1 pour des

mesures fortement bruitées. Dans notre cas, la combinaison de la méthode RIFF avec la méthode RIC évite l'utilisation d'un paramètre de régularisation. Ici, le nombre d'onde de coupure k_c est choisi égal au nombre d'onde de flexion de la plaque k_f déterminé avec la méthode RIC.

3 Procédure expérimentale

Pour caractériser l'amortissement par frottement sec entre la mousse et la plaque, la température (19° C) choisie est inférieure à la transition vitreuse (55° C) de la mousse pour avoir le moins d'effet amortissant viscoélastique. La mesure est faite sur une structure composée d'une plaque en acier (700x700x2 mm) suspendue aux quatre extrémités par des élastiques, permettant d'approcher des conditions aux limites libres, ainsi qu'une plaque de mousse (40x40 cm) simplement posée sur la plaque. Un vibromètre laser à balayage est utilisé pour mesurer le champ de déplacement dans la zone d'étude (56x56 cm). Le vibromètre est situé en dessous de la plaque d'acier, à une distance de 132 cm. L'excitation, de type impulsionnelle, est appliquée à l'aide d'un impacteur automatique avec une amplitude de 5 N et répétée 3 fois pour chaque point de mesure. La Figure 1 présente un schéma du dispositif expérimental.

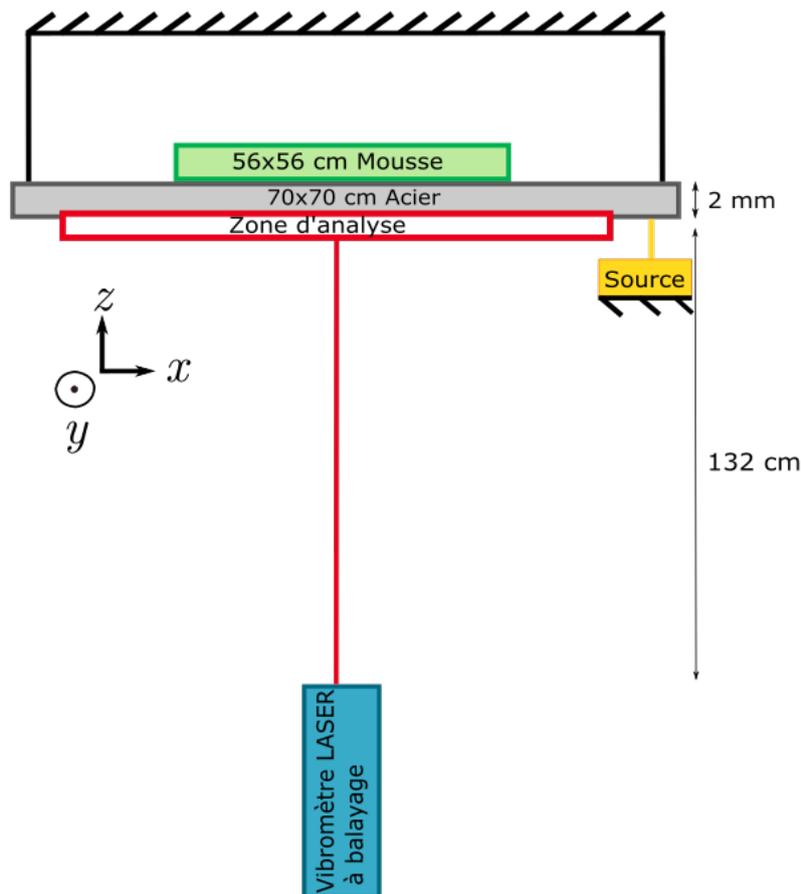


FIGURE 1 – Schéma du dispositif expérimental

Le maillage de mesure comporte $33 \times 33 = 1089$ points, avec un pas spatial d'environ 0.13 cm. La plage de fréquence étudiée s'étend jusqu'à 10 kHz et le pas fréquentiel est de 0.78 Hz. Une grande gamme de fréquence est observée pour mesurer les effets de la mousse en basses et hautes fréquences.

Les mousses utilisées sont de type élastomère thermoplastiques, elles sont normalement utilisées pour l'isolation phonique des véhicules. Dans ce cas l'étude s'étend à l'utilisation de ces mousses pour l'amor-

tissement vibratoire d'une structure d'acier. Deux épaisseurs de mousses sont testées (10 mm et 8 mm). Le frottement à l'interface entre la mousse et la plaque est un frottement sec, susceptible de faire apparaître une réponse non-linéaire de la structure. Dans cette étude ce n'est pas l'amortissement à l'interface qui est identifié, mais l'amortissement global de la structure mousse-plaque.

4 Résultats

Trois mesures sont effectuées pour obtenir le champ de déplacement de la plaque sans mousse, puis avec des mousses d'épaisseurs 11 mm et 8 mm. Les caractéristiques obtenues pour la structure complète sont la raideur $\Re\left(\frac{D}{\rho h}\right)$ (Figure 2) et l'amortissement $\eta = \frac{\Im\left(\frac{D}{\rho h}\right)}{\Re\left(\frac{D}{\rho h}\right)}$ (Figure 3) pour une plage de fréquence allant de 400 Hz à 10 kHz .

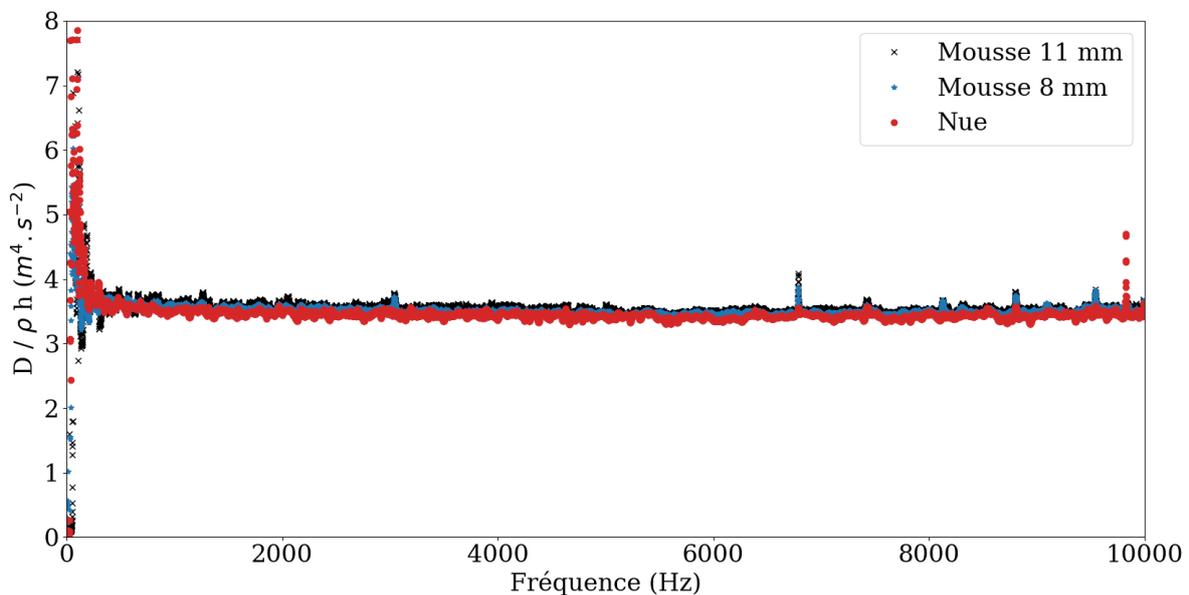


FIGURE 2 – Raideur $\frac{D}{\rho h}$ de la structure avec plaque nue et différentes épaisseurs de mousses

La raideur pour les trois configurations varie. La valeur moyenne de la raideur est de $3.528 \text{ m}^4 \cdot \text{s}^{-2}$ pour la configuration avec la mousse de 11 mm, de $3.518 \text{ m}^4 \cdot \text{s}^{-2}$ avec la mousse de 8 mm et de $3.454 \text{ m}^4 \cdot \text{s}^{-2}$ pour la plaque nue. La différence de raideur entre la configuration avec la mousse la plus lourde (98 g) de 11 mm et la plaque nue est de 7%.

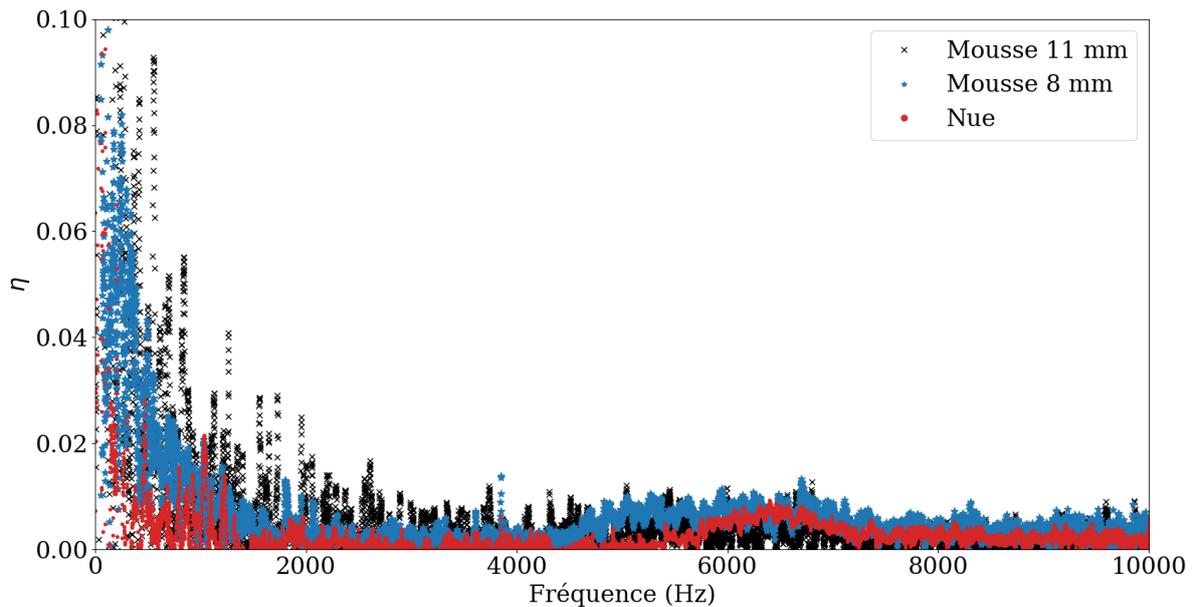


FIGURE 3 – Facteur de perte η de la structure avec plaque nue et différentes épaisseurs de mousses

L'amortissement augmente avec l'ajout d'une mousse de plus en plus épaisse et donc plus lourde. Autour de 7000 Hz, il y a une augmentation de l'amortissement pour la plaque nue. Cette augmentation peut être liée au mode de vibration des crochets utilisés pour la suspension. Une étude plus approfondie permettrait de connaître la cause de cette augmentation d'amortissement.

5 Conclusion

Le facteur de perte obtenu après mesure au vibromètre laser, valide l'utilisation de la méthode proposée pour déterminer l'amortissement d'une mousse posée sur une plaque en acier. Il est possible également de montrer que la méthode est capable de différencier l'écart d'amortissement entre deux mousses identiques d'épaisseur différentes. De plus, la combinaison de la méthode RIFF et RIC permet d'agrandir la plage de validité en fréquence par rapport à l'utilisation seul de la méthode RIC. Ensuite, il n'est plus nécessaire d'utiliser un paramètre de régularisation pour la méthode RIFF-RIC. Les résultats obtenus permettent de valider à la fois la procédure expérimentale et la méthode RIFF-RIC. Afin de déterminer l'origine de l'amortissement obtenu, une étude numérique est en cours pour caractériser l'amortissement du champ vibratoire par effet viscoélastique de la mousse. De manière à augmenter la dynamique de mesure, plusieurs modifications de la méthode d'essai sont prévues. Pour limiter l'effet d'amortissement de la suspension libre-libre, l'utilisation d'un système aux conditions limites appuyées est envisagé. De manière à augmenter l'amortissement système, une diminution de la rigidité de la tôle support sera étudiée.

Références

- [1] Charles Pézerat et Jean Louis Guyader, Force Analysis and Technique : Reconstruction and of Force and Distribution on and Plates, *ACUSTICA acta acustica*, (2000)322-332,

- [2] Frédéric Ablitzer et Charles Pézerat et Jean-Michel Génevaux et Jérôme Bégué, Identification of stiffness and damping properties of plates by using the local equation of motion, *Journal of Sound and Vibration*, (2014), 2454-2468.
- [3] Quentin Leclère et Charles Pézerat, Vibration source identification using corrected finite difference schemes, *Journal of Sound and Vibration*, (2012), 1366-1377.
- [4] Quentin Leclère et Frédéric Ablitzer et Charles Pézerat, Practical implementation of the corrected force analysis technique to identify the structural parameter and load distributions, *Journal of Sound and Vibration*, (2015), 106-118.