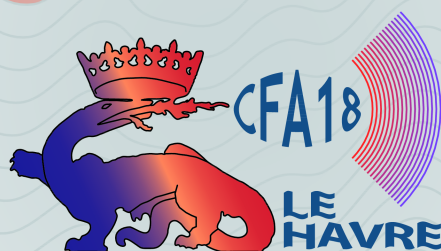


CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018 **14^{ème} Congrès Français d'Acoustique**



Dissipation vibratoire ajoutée à une structure modale creuse par ajout d'un matériau granulaire

A. Sternberger^a, A. Pelat^b et J.-M. Génevaux^c

^aIRT Jules Verne, Chemin du Chaffault, 44340 Bouguenais, France

^bLAUM - UMR CNRS 6613, Av. Olivier Messiaen, 72085 Le Mans Cedex 9, France

^cLAUM UMR CNRS 6613, Avenue Olivier Messiaen, 72085 Le Mans, France

antoine.sternberger@irt-jules-verne.fr

Le contrôle des niveaux vibratoires dans les structures industrielles constitue un enjeu concurrentiel pour des raisons de fiabilité et de confort. L'utilisation d'un matériau granulaire, par nature plus léger que la matière pleine, peut induire des effets d'amortissement dans des structures creuses. Lorsque les niveaux d'accélération vibratoire sont suffisants ($>1g$), les mouvements relatifs inter-grains et grains-structure conduisent à des mécanismes de dissipation d'énergie de différentes natures (a priori chocs et frottements). Cette étude vise à quantifier l'amortissement ajouté à une structure vibrante, en lien avec différents paramètres de contrôle du matériau granulaire (taille et matériau des grains, compacité, polydispersité, ...). L'étude préalable de la vibration d'une cavité rigide partiellement remplie de grains met en évidence la pertinence du matériau granulaire par rapport à une même masse indéformable. En effet, des mécanismes dissipatifs, propres à la matière en grains, conduisent à augmenter l'amortissement modal du système jusqu'à un facteur 10. Ces mécanismes sont induits pour des niveaux d'accélération supérieurs à $1g$, qui ne sont pas toujours atteints dans le domaine du transport. Pour une accélération inférieure à $1g$, seule la propagation d'ondes au sein de ce milieu est source d'une dissipation de faible niveau si les grains sont indéformables. Par contre, le mécanisme dissipatif de friction inter-grains est ainsi favorisé par la déformation de la structure modale contenant les grains. L'étude de l'ajout du matériau granulaire dans un cylindre creux compartimenté permet d'identifier les zones pertinentes à traiter entraînant un amortissement vibratoire adéquat.

1 Motivations

Le contrôle vibratoire de structures industrielles est un enjeux important pour des raisons de confort pour des structures de transport, mais aussi de résistance car un sous dimensionnement peut entraîner une fragilisation, une dégradation par fatigue puis peut conduire à une rupture prématurée.

L'ajout d'un matériau granulaire à un système vibrant, permet d'atténuer les vibrations de celui-ci de façon plus efficace que l'utilisation d'une même masse indéformable [1, 2]. En effet, ce dispositif met à profit les interactions inter-grains pour dissiper de l'énergie. L'étude d'un oscillateur à un degré de liberté met en évidence différentes échelles de traitement, allant d'un grains [3] à un amas de matériau granulaire [4].

Lorsque la structure vibrante est déformable, la dissipation d'énergie par ajout d'un matériau granulaire dépend des lieux où ils sont ajoutés, par exemple pour des poutres [5] ou des plaques [6]. L'ajout de grains à l'intérieur d'une structure creuse de type NIDA, permet de profiter des cavités initialement vides [7].

La quantification l'énergie dissipée peut être faite via l'étude modale de la structure et être interprétée par ajustement d'un amortisseur visqueux équivalent. Cette méthode ne prend pas en compte la physique des mécanismes de dissipation. Pour une meilleur description, la simulation numérique de l'interaction de particules via des simulations DEM (Discret Element Method) permet dans ce cas de connaître la quantité d'énergie dissipée à chaque impact/contact [8]. Le nombre très important de particules présentes dans un dispositif expérimental limite l'utilisation de cette méthode dans le cas de grains très rigides. La quantification de l'énergie dissipée globale, permet une observation plus précise des mécanismes dissipatifs [9, 10].

Après une présentation du dispositif expérimental, l'étude de la dissipation ajoutée à une structure modale de type poutre par ajout localisé d'un matériau granulaire est effectuée. Une première comparaison des Fonctions de Réponse en Fréquence (FRF) est effectuée. Une étude de l'amortissement modal (ζ) pour chacun des modes

identifiés permet d'avoir une première visualisation de l'amortissement ajouté par la présence d'un matériau granulaire.

2 Dispositif expérimental

L'étude expérimentale se concentre sur un cylindre creux compartimenté. Chacun des compartiments est amovible permettant un ajustement de la localisation et de la quantité de traitement par ajout d'un matériau granulaire. L'excitation est effectuée via un pot vibrant permettant de contrôler l'accélération de consigne au point d'attache du pot situé en bout de poutre. La mesure, utilisant une tête d'impédance B&K 8001 fournit une information co-localisée de la force injectée au système et de l'accélération (Fig. 1).

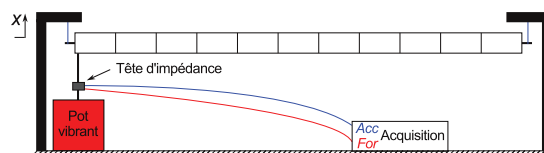
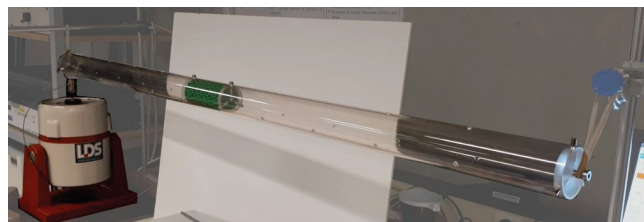


FIGURE 1 – Dispositif expérimental (haut : Photo du cylindre creux compartimenté, bas : Dessin représentatif de l'expérience).

Le contrôle en accélération est effectué via un système d'acquisition VibPilot m+p. Il permet un balayage en fréquence et ajuste la tension aux bornes du pot vibrant pour avoir une accélération de consigne constante au point d'excitation sur toute la gamme fréquentielle de mesure.

L'étude préliminaire de la déformée modale d'une poutre a permis de localiser les compartiments de façon à avoir un effet sur les principaux modes de la structure. La déformée modale ϕ d'une poutre libre-libre est donnée par [11] :

$$\phi = \cosh(\beta_n x) + \cos(\beta_n x) - \sigma_n [\sinh(\beta_n x) + \sin(\beta_n x)]. \quad (1)$$

avec $x \in [0, L]$, L la longueur de la poutre, σ_n & β_n des coefficients relatifs au numéro du mode considéré [11]. L'amplitude d'excitation injectée à l'extrémité n'est pas la même que celles des ventres de vibration où seront placés les amas granulaires (Fig. 2).

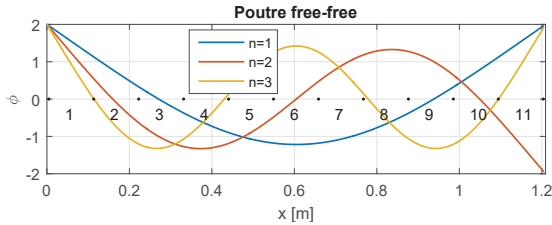


FIGURE 2 – Déformée modale d'une poutre libre-libre pour les 3 premiers modes ($n = [1, 2, 3]$).

Afin de pouvoir agir sur un nombre de mode important, le traitement est incorporé dans la cavité 6. Cette position est la plus adéquate pour la dissipation d'énergie. A l'exception des extrémités, c'est à cet endroit qu'un maximum de déplacement est donné.

Une première étude fréquentielle permet de valider la linéarité de la structure. L'excitation au moyen du pot vibrant permet une variation d'accélération $\gamma \in [0, 5g : 0, 25g : 3, 0g]$ (Fig.3) avec g l'accélération de la pesanteur. L'expression du niveau vibratoire pour chaque fréquence est donné par :

$$L_{dB} = 10 \cdot \log\left(\frac{\gamma}{F}\right), \quad (2)$$

avec γ l'accélération contrôlée (et mesurée) en $m.s^{-2}$ et F la force mesurée en N. La superposition de ces courbes montre que le système non traité par ajout d'un matériau granulaire est linéaire.

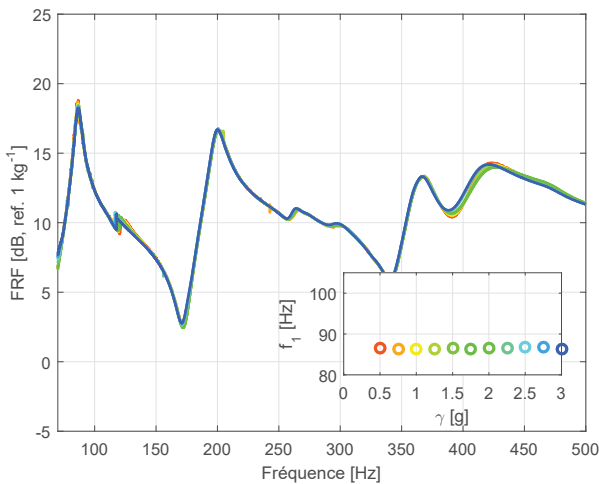


FIGURE 3 – FRF de la poutre creuse avec compartiment central (n°6), sans traitement.

3 Amortissement modal de la structure

Suite à l'étude précédente, trois résonances peuvent être identifiées. Elles correspondent aux premiers modes de vibration de la poutre. Une fonction de réponse en fréquence est associées à chaque configuration :

- v) poutre vide avec les deux disques limitant la cavité centrale,
- m) cas précédent avec en plus une masse continue visco-élastique localisée au centre de la cavité et en contact avec une petite zone de cette cavité,
- g) idem m) avec en plus un amas de grains creux déformables de diamètre $\varnothing \approx 5$ mm (ref. E171101, fournies par ATECA, France) remplissant complètement la cavité centrale

est effectuée (Fig. 4). Ces deux types de traitements sont placés dans le compartiment central (n°6) de la poutre creuse et sont de masses identiques, qui représentent 5% de la masse statique totale de la poutre.

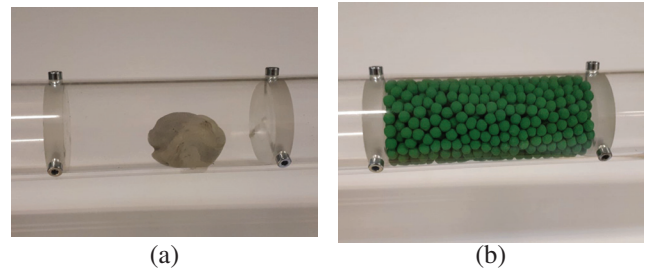


FIGURE 4 – Traitement d'une structure modale creuse ((a) Masse continue visco-élastique, (b) Matériau granulaire déformable).

L'amas de matériau granulaire a la propriété d'être non-linéaire du fait des nombreux contacts au sein de celui-ci et de la présence d'espaces libres car la configuration n'est pas ordonnée. L'influence sur les FRF du niveau d'accélération γ est donc testé (Fig. 5).

Une augmentation des fréquences associées aux modes de vibrations est observée, traduisant que la masse ou l'amas de granulaire apporte une raideur supplémentaire en plus de l'effet de masse. L'hypothèse de masse ponctuelle est donc à remettre en cause pour le cas m). En effet, la courbure du tube est forte à l'emplacement de la cavité (n°6), la zone d'adhérence entre la masse et le cylindre creux participe donc à cette rigidité locale.

L'amplitude d'accélération n'a pas beaucoup d'influence sur le décalage fréquentiel observable sur les FRF. Masse et rigidité ajoutées par l'amas de grains sont donc peu dépendantes du niveau d'excitation car le compartiment est rempli de grains.

De plus, pour de faibles valeurs d'accélération ($\gamma < g$), l'amplitude du 3^{ème} mode est fortement réduite par rapport au traitement avec masse continue visco-élastique. L'étude plus approfondie de l'influence du traitement sur la structure déformable est faite via l'analyse de l'amortissement modal (ζ). La représentation de Nyquist est utilisée sur cette résonance afin de sélectionner la gamme

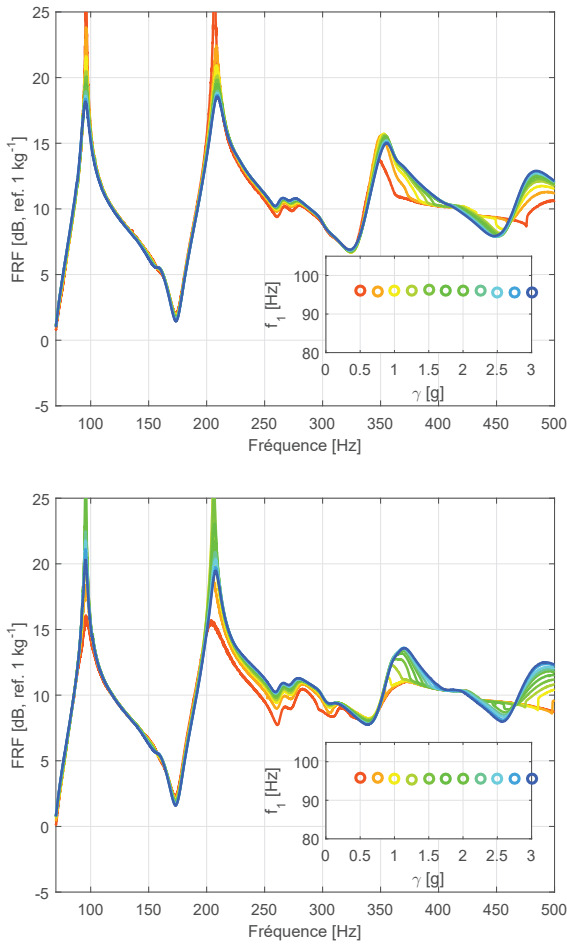


FIGURE 5 – FRF de la poutre creuse avec compartiment central (n°6) avec traitement (haut : Masse continue visco-élastique, bas : Matériau granulaire déformable).

fréquentielle cohérente avec le modèle de cercle. De plus, cette représentation permet d'étudier un mode pour lequel le signal est bruité où pour un nombre de points restreint (Fig. 6).

Les amortissement modaux (ζ) sont dépendant du niveau d'accélération (γ) pour différents modes vibratoires (Fig. 7).

D'abord, cet ajout de traitement localisé au centre de la poutre creuse a une influence sur tous les modes. Le coefficient d'amortissement modal est globalement constant (croix noires) pour chacun des modes pour la configuration sans traitement (v), prouvant que le comportement de la poutre creuse compartimentée est linéaire.

Le traitement constitué de la masse visco-élastique adhérente à la paroi (m) réduit l'amortissement sur la gamme d'amplitude d'accélération étudiée. Pour expliquer cette diminution du coefficient d'amortissement modal, l'équation du mouvement dans le cas d'une réponse libre donne :

$$0 = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx. \quad (3)$$

Le coefficient d'amortissement modal peut être exprimé en fonction des paramètres du modèle, une réécriture de cette équation donne :

$$0 = \ddot{x} + 2\zeta\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x, \quad (4)$$

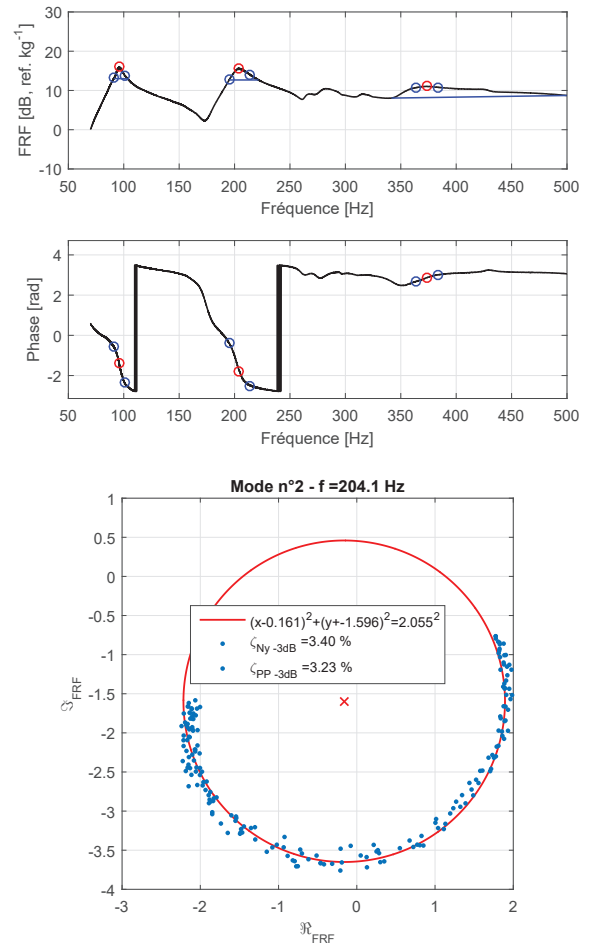


FIGURE 6 – Expérience de poutre creuse avec compartiment central (n°6) avec grains déformables et $\gamma = 0,5g$ (haut : FRF, centre : Phase, bas : Représentation de Nyquist sur un mode).

avec les expressions $\frac{k}{m} = \omega_0^2$ & $\zeta = \frac{c}{2m\omega_0}$, la relation suivante est obtenue :

$$\frac{c}{m} = 2\omega_0\zeta. \quad (5)$$

Ainsi pour un système, ayant un amortissement constant c , si sa masse augmente, la valeur du ζ diminue. Cette valeur pouvant être voisine de 0. Pour ces valeurs spécifiques d'accélération la structure devient non-amortie (pour les modes n°1 & n°2). Par ailleurs, cet amortissement modal mesuré n'est pas constant et montre que la masse continue visco-élastique dissipe de l'énergie et ajoute donc un paramètre d'amortissement c^+ au système initial. Ce comportement surprenant, n'a pas encore été élucidé par un modèle.

L'ajout d'un matériau granulaire déformable a un effet similaire à la masse continue continue visco-élastique. Le fait que la masse de grains soit répartie sur une zone plus importante de la poutre creuse modifie d'autant plus les propriétés locales de la structure modale. Deux zones distinctes sont mises en évidence.

Une efficacité particulièrement importante du traitement sur la valeur de ζ est relevée pour une accélération faible $\gamma \lesssim g$. Dans ce cas, la propriété des grains déformables à dissiper de l'énergie via les contacts est prépondérante

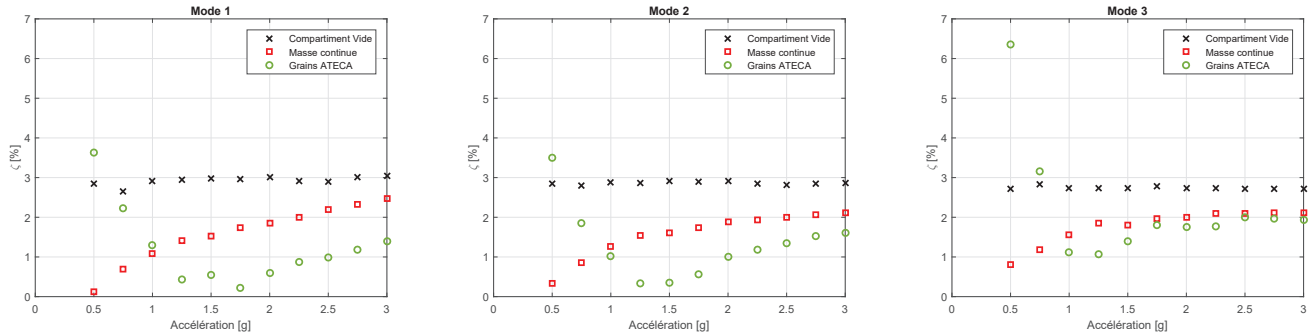


FIGURE 7 – Coefficient d’amortissement modal (ζ) pour différentes configurations de traitement et 3 modes distinct de vibration.

par rapport l’effet de masse ajoutée. L’ajout des nombreux contacts inter-grains favorisent donc l’amortissement. Pour $\gamma > g$, un comportement identique à la masse visco-élastique est observé.

Pour comprendre ces comportements, nous soupçonnons des variations importantes de déformées modales en fonction du niveau d’excitation. Des mesures au vibromètre laser le long de la poutre sont en cours pour répondre à cette hypothèse.

4 Conclusion

Le traitement vibratoire d’une structure modale creuse est étudié. La structure est composée d’un cylindre creux compartimenté permettant de localiser un traitement anti-vibratoire. La structure de type poutre présente différents modes de vibrations $\mathbf{v}$).

L’utilisation d’un matériau granulaire $\mathbf{g}$) est comparé à l’ajout d’une masse visco-élastique $\mathbf{m}$) pour un ajout de masse très faible (de l’ordre de 5%). Le mode d’excitation et de mesure par rapport à la localisation du traitement permet de déduire que le traitement avec grains est particulièrement actif pour des amplitudes d’accélération faibles $\gamma \lesssim g$. Dans ce cas, l’augmentation d’amortissement est lié à une plus grande zone traitée mais aussi aux propriétés de contacts inter-grains. La décroissance de l’amortissement pour $\gamma > g$ s’explique par le fait que l’ajout de masse locale modifie le comportement du système et donc probablement sa réponse modale.

Les perspectives de ce travail seraient de contrôler l’accélération précisément à l’endroit où le traitement est appliqué. Ceci devrait entraîner une variation de la réponse fréquentielle, le traitement étant alors directement sollicité. D’autre part, la variation du taux de remplissage est à prendre en compte, afin de favoriser les contacts inter-grains.

Remerciements

Cette étude est effectuée dans le cadre de la Chaire VIBROLEG (Vibroacoustique des structures légères), financée par l’IRT Jules Verne (Institut de Recherche Technologique spécialisé dans l’étude des composites, matériaux métalliques et structures hybrides). Les auteurs associent les partenaires industriels et académiques de ce

projet : Airbus, Bureau Veritas, CETIM, Daher, General Electric, NAVAL Group, STX France, le Laboratoire d’Acoustique de l’Université du Mans (LAUM, UMR CNRS 6613) et Le Mans Université.

Références

- [1] A. Sternberger, A. Pelat, and J.-M. Génevaux, “Experimental added modal damping induced by confined granular media on a single degree of freedom system,” *EPJ Web Conf.*, vol. 140, p. 10004, 2017.
- [2] M. Heckel, A. Sack, J. E. Kollmer, and T. Pöschel, “Granular dampers for the reduction of vibrations of an oscillatory saw,” *Physica A : Statistical Mechanics and its Applications*, vol. 391, no. 19, pp. 4442 – 4447, 2012.
- [3] C. N. Bapat and S. Sankar, “Single unit impact damper in free and forced vibration,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 99, no. 1, pp. 85 – 94, 1985.
- [4] M. Saeki, “Analytical study of multi-particle damping,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 281, no. 3 - 5, pp. 1133 – 1144, 2005.
- [5] M. Ben Romdhane, N. Bouhaddi, M. Trigui, E. Foltete, and M. Haddar, “The loss factor experimental characterisation of the non-obstructive particles damping approach,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 38, no. 2, pp. 585 – 600, 2013.
- [6] M. Ott, J. Weisbeck, S. N. Y. Gerges, and M. Bustamante, “The effectiveness of particle damping for use on vertical surfaces,” (Campus Universitario, Trindade, Florianopolis, 88040-900, Santa Catarina, BRAZIL), 43rd International Congress on Noise Control Engineering, 2014.
- [7] G. Michon, A. Almajid, and G. Aridon, “Soft hollow particle damping identification in honeycomb structures,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 332, pp. 536 – 544, February 2013.
- [8] M. Sanchez, G. Rosenthal, and L. A. Pugnali, “Universal response of optimal granular damping devices,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 331, pp. 4389 – 4394, September 2012.
- [9] A. Sternberger, J.-M. Génevaux, and A. Pelat, “Identification et quantification expérimentale des

mécanismes de dissipations d'un amas de matériau granulaire confiné latéralement dans une cavité vibrante," (Lille, FRANCE), 23è Congrès Français de Mécanique, 2017.

- [10] M. Masmoudi, S. Job, M. S. Abbas, I. Tawfiq, and M. Haddar, "Experimental and numerical investigations of dissipation mechanisms in particle dampers," *Granular Matter*, vol. 18, no. 3, p. 71, 2016.
- [11] J.-L. Guyader, *Vibrations des milieux continus*. Hermes Science publications, 2002.