

Dimensionnement d'un vibro-impacteur pour le contrôle vibratoire d'une maquette d'avion et validation expérimentale

R. Chabrier¹, J. Roberjot², E. Sadoulet-Reboul², G. Chevallier², E. Foltête²

¹ FEMTO-ST, Université de Bourgogne Franche-Comté, robin.chabrier@univ-fcomte.fr

² FEMTO-ST, Université de Bourgogne Franche-Comté, johann.roberjot@edu.univ-fcomte.fr, {emeline.sadoulet-reboul, gael.chevallier, emmanuel.foltete}@univ-fcomte.fr

Résumé — Les absorbeurs de vibrations exploitant le phénomène de vibro-impact possède une efficacité large bande et sont insensibles aux variations de température. La conception optimale de ces dispositifs se heurte à leur comportement non-linéaire rendant la simulation difficile pour des applications sur des structures réelles. Ici, une méthode de dimensionnement d'un vibro-impacteur dédié au contrôle vibratoire d'une maquette d'avion est proposée, se basant sur la réponse temporelle simulée du modèle éléments finis. L'atténuation vibratoire obtenue numériquement est comparée à des résultats expérimentaux.

Mots clés — non-linéarité, vibro-impact, absorption vibratoire, dynamique des structures, amortissement passif.

1 Introduction

L'amortissement par vibro-impact est une stratégie passive de réduction des vibrations qui a montré son efficacité pour les structures du génie civil soumises à des excitations sismiques [4], ou encore pour le contrôle des vibrations en usinage [2]. Plusieurs hypothèses sont formulées pour expliquer la dissipation d'énergie : déformation plastique lors des impacts, dissipation locale, ou transfert d'énergie irréversible vers les modes plus hautes fréquences de la structure [6, 5]. Le vibro-impact est un phénomène non-linéaire complexe à simuler, et les phénomènes physiques en jeu sont difficiles à identifier. La mesure reste également un défi, bien que de récentes avancées en mesure de champ permettent de nouvelles possibilités, notamment pour la mesure des déplacements de bille [1]. La majorité des études se focalisent sur des structures pouvant être représentées par un seul degré de liberté, ou conçues pour se comporter ainsi [3]. L'application à des cas industriels nécessite de concevoir et dimensionner le dispositif pour des structures 3D complexes. Dans ce contexte, l'objectif de ce travail est de proposer une méthode permettant d'analyser et de dimensionner un vibro-impacteur pour contrôler les vibrations d'une maquette d'avion en se basant sur la simulation dans le domaine temporel d'un modèle éléments finis. Les résultats numériques relatifs à l'atténuation optimale sont comparés à des résultats expérimentaux.

2 Approche numérique

2.1 Modélisation éléments finis

On s'intéresse à l'atténuation du premier mode de vibration du modèle d'avion présenté en Figure 1. Un vibro-impacteur consistant en une bille pouvant osciller librement dans une cavité spécifiquement conçue pour cette étude est fixé à chaque extrémité de l'aile de l'avion afin de réduire ses vibrations. Seul un des deux vibro-impacteurs est actif dans la suite de l'étude. Un modèle éléments finis 3D est réalisé sous COMSOL pour prendre en compte la complexité de la géométrie ainsi que son comportement multi-modal. Les équations gouvernant la dynamique de la structure et de la bille s'écrivent :

$$\begin{cases} \mathbf{M}.\ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{C}.\dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}.\mathbf{X}(t) + \mathbf{B}.F_{s \rightarrow b}(t) = & \mathbf{F}_e(t) \\ m.\ddot{x}_m(t) = & F_{s \rightarrow b}(t) \end{cases} \quad (1)$$

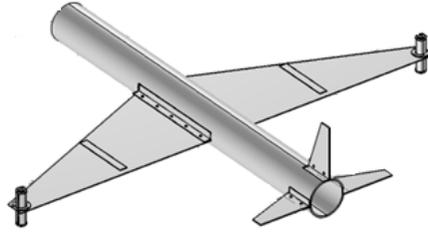


FIGURE 1 – Vue 3D de l’avion équipé des vibro-impacteurs aux extrémités des ailes.

Où \mathbf{M} , \mathbf{K} , \mathbf{C} désignent respectivement les matrices de masse, de raideur et d’amortissement du modèle éléments finis de l’avion, \mathbf{X} désigne les déplacements nodaux, et \mathbf{F}_e le vecteur des forces d’excitation harmoniques. $F_{s \rightarrow b}$ désigne la force de contact de la structure sur la bille. La masse de la bille et son déplacement sont désignés par m et x_m . On suppose que la bille interagit avec la structure sur un seul degré de liberté. Par conséquent, le vecteur \mathbf{B} a toutes ses composantes nulles exceptée celle correspondant au degré de liberté où a lieu le contact. Cette composante vaut -1. Par ailleurs, la force de contact de la structure sur la bille est décrite par la théorie de Hertz, ce qui conduit à $F_{s \rightarrow b} = -k_{Hertz} \cdot \delta^{3/2} - c_{Hertz} \cdot \dot{\delta}$ où δ correspond au déplacement relatif de la bille par rapport à la structure.

2.2 Simulation et résultats

Puisque des simulations dans le domaine temporel sur le modèle éléments finis ne sont pas envisageables en raison du grand coût de calcul, une décomposition modale est réalisée en conservant les 10 premiers modes de l’avion. La taille finale du système à résoudre est $10+1=11$, en considérant le déplacement de bille comme un degré de liberté supplémentaire. Les solutions sont obtenues par intégration numérique grâce au solveur ODE23t de Matlab, les matrices étant obtenues à partir du modèle COMSOL. La réduction significative du temps de calcul permet de réaliser des analyses paramétriques pour déterminer des conditions de fonctionnement optimales du vibro-impacteur. L’influence de deux paramètres est investiguée : le gap, c’est-à-dire la distance que peut parcourir la bille, et l’amplitude de la force d’excitation. La performance vibratoire de l’absorbeur est évaluée par l’indicateur précisé en (2). Il compare le maximum d’amplitude de la réponse R_{VI} obtenue avec l’absorbeur sur la plage de fréquence testée à une amplitude de référence obtenue sans l’absorbeur et correspondant au maximum d’amplitude de la réponse R_{ref} obtenu sur la même plage de fréquence (Figure 2a) :

$$A_{dB} = 20 \log \left(\frac{\max(R_{ref}) - \max(R_{VI})}{\max(R_{VI})} \right); \quad (2)$$

La Figure 2b montre l’atténuation prédite par le modèle numérique. La relation liant le gap et la force d’excitation pour une même valeur de performance vibratoire semble linéaire, et la configuration optimale conduit à une atténuation d’environ 20 dB dans les zones rouges.

3 Confrontation aux résultats expérimentaux

3.1 Excitation harmonique

Afin de valider la méthodologie et les résultats obtenus par simulation, des essais ont été réalisés sur la maquette de l’avion. La Figure 3 présente le montage expérimental. La structure de l’avion est suspendue par des fils de nylon attachée par des ressorts pour s’approcher de conditions aux limites libres. Un pot vibrant permet de générer une excitation ponctuelle comme dans le cas de la simulation numérique. Un vibro-impacteur est fixé à chaque extrémité de l’aile, mais un seul est actif. La force

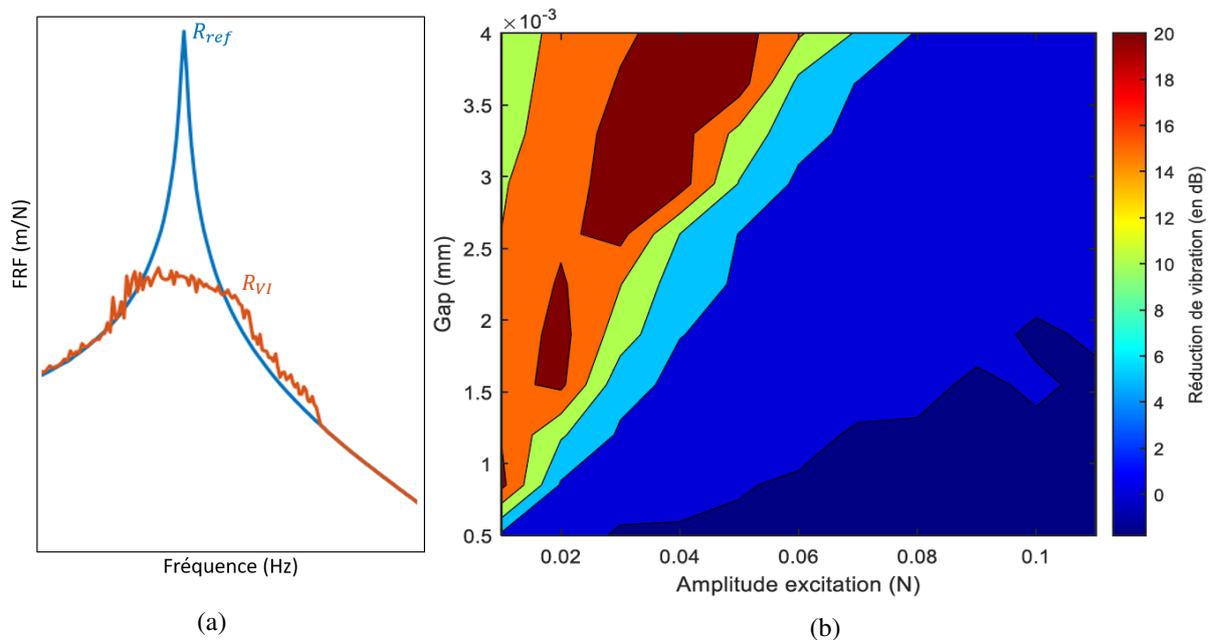


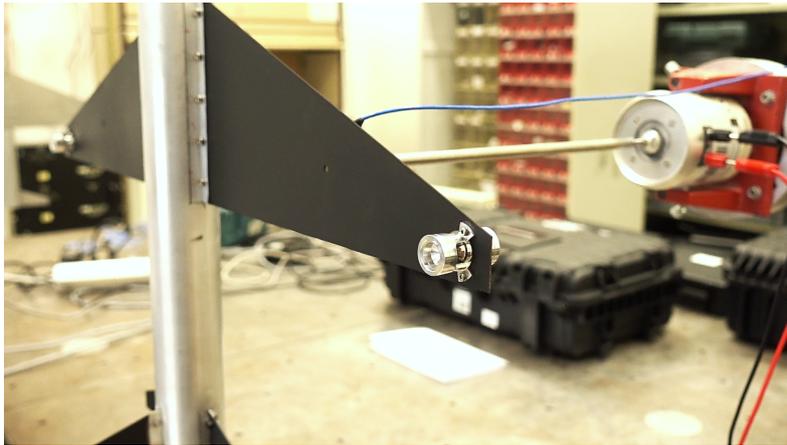
FIGURE 2 – Définition des réponses avec et sans absorbeur (a). Performance vibratoire obtenue selon les paramètres de gap et d’excitation (b).

appliquée est mesurée en bout de tige par une cellule de force, tandis que la réponse vibratoire de l’avion est mesurée par vibrométrie laser à l’extrémité de l’aile.

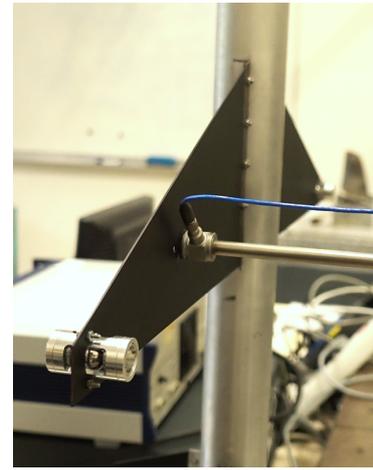
Les fonctions de réponse en fréquence obtenues pour une excitation de type stepped-sine autour du premier mode de l’avion sont présentées en Figure 4. Bien que l’atténuation d’environ 10 dB ne soit pas aussi importante que celle prédite par la simulation, l’influence du gap sur l’atténuation présentée en Figure 2b se retrouve ici : il existe une valeur optimale permettant la meilleure réduction vibratoire (la tension d’alimentation, proportionnelle à la force d’excitation, est affichée en légende). Pour des valeurs de force d’excitation élevées, la FRF se rapproche de la situation où la bille est bloquée, tandis que si l’excitation était diminuée bien au-delà de la valeur optimale, la FRF se rapprocherait plutôt de la configuration sans bille.

3.2 Excitation aléatoire

Des essais en excitation aléatoire de type bruit blanc (10-500 Hz) ont également été réalisés, bien que ce type d’excitation n’ait pas été simulé. Les FRFs obtenues sont présentées en Figure 5. L’atténuation est moins importante que dans le cas de l’excitation harmonique, ce qui peut s’expliquer par le fait que les impacts ne sont pas perpétuels en excitation aléatoire, ce qui diminue les phases où l’absorbeur est actif. L’effet du gap sur l’atténuation est similaire à ce qui a été observé dans la partie précédente. Plus précisément, une valeur de gap faible conduit à une réponse proche de celle dans laquelle la bille est bloquée, tandis qu’au-delà du gap optimal, la FRF tend vers la réponse sans bille.



(a) Vue de l'aile et du pot vibrant



(b) Vue de la cellule de force montée en bout de tige

FIGURE 3 – Montage expérimental.

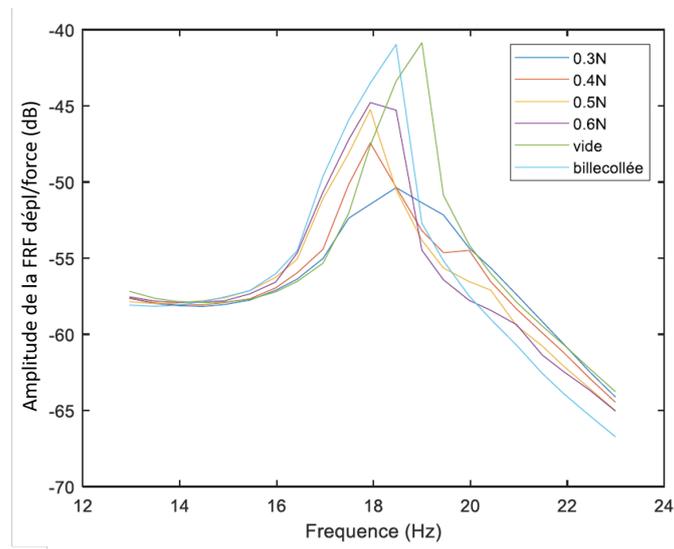


FIGURE 4 – FRFs en excitation stepped-sine autour du premier mode pour un gap de 1,7 mm.

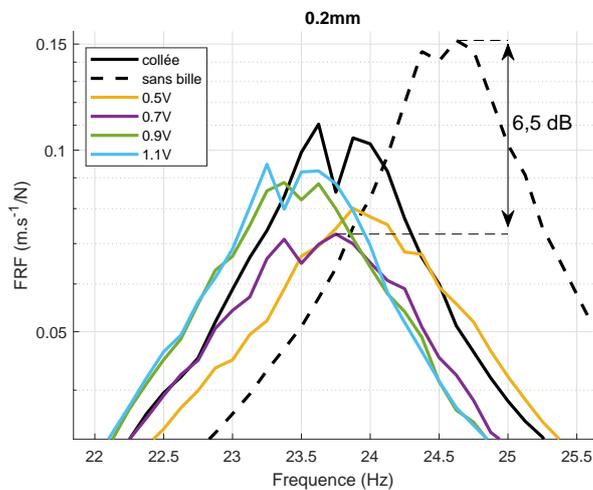


FIGURE 5 – FRFs en excitation aléatoire (10-500 Hz) pour un gap de 0,2 mm.

4 Conclusions

Le travail proposé concerne le dimensionnement d'un vibro-impacteur pour une structure 3D. La méthodologie de dimensionnement repose sur un modèle éléments finis qui prend en compte la complexité géométrique de la structure, ainsi que sur une décomposition modale qui permet de réduire les temps de calcul. Cette approche rend possible des simulations temporelles et des analyses paramétriques pour déterminer une configuration optimale. Les expériences réalisées ont montré des effets de la force d'excitation similaires à ceux prédits en simulation, et une atténuation vibratoire intéressante. Ces expérimentations ont été permises par la modularité du vibro-impacteur ainsi conçu. Des investigations plus poussées pourront être menées pour exploiter le modèle numérique en lien avec les résultats expérimentaux, notamment en travaillant à un recalage plus approfondi du modèle.

Références

- [1] R. Chabrier, E. Sadoulet-Reboul, G. Chevallier, E. Foltête, and T. Jeannin. Full-field measurements with digital image correlation for vibro-impact characterisation. 156 :107658.
- [2] E. Gourc, S. Seguy, G. Michon, A. Berlioz, and B.P. Mann. Quenching chatter instability in turning process with a vibro-impact nonlinear energy sink. 355 :392–406.
- [3] T. Li, S. Seguy, CH. Lamarque, and A. Berlioz. Experiment-based motion reconstruction and restitution coefficient estimation of a vibro-impact system. 141(2) :021003.
- [4] F. Nucera, A. F. Vakakis, D. M. McFarland, L. A. Bergman, and G. Kerschen. Targeted energy transfers in vibro-impact oscillators for seismic mitigation. 50(3) :651–677.
- [5] T. Theurich, J. Gross, and M. Krack. Effects of modal energy scattering and friction on the resonance mitigation with an impact absorber. 442 :71–89.
- [6] AF. Vakakis, OV. Gendelman, LA. Bergman, DM. McFarland, G. Kerschen, and Y. Lee. Nonlinear targeted energy transfer in mechanical and structural systems. 156. ISSN : 0925-0042.