

10ème Congrès Français d'Acoustique

Lyon, 12-16 Avril 2010

Vers l'utilisation d'un haut-parleur comme absorbeur acoustique en basse fréquence

R. Mariani, F. Mazerolle, B. Cochelin, P. Herzog, P.-O. Mattei et S. Bellizzi

Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique, 31, Chemin Joseph Aiguier - 13402 Marseille Cedex 20, mariani@lma.cnrs-mrs.fr

Dans le cadre du projet ANR « ADYNO », le laboratoire vise à développer des absorbeurs non-linéaires acoustiques en basses fréquences fonctionnant sur le principe du pompage énergétique. Il s'agit de contrôler le champ acoustique en réalisant un transfert irréversible de l'énergie du milieu acoustique (système linéaire) vers un dispositif à raideur non-linéaire : l'absorbeur. Aujourd'hui, le pompage énergétique en acoustique est bien maîtrisé avec des absorbeurs utilisant une membrane visco-élastique fine et très faiblement prétendue [1, 2]. Dans cette étude, nous cherchons à utiliser directement un haut-parleur (HP) comme absorbeur non-linéaire. Deux solutions peuvent être envisagées pour « construire » la non-linéarité : modifier la suspension du HP pour le rendre non-linéaire, ou utiliser le HP au-delà de son régime de fonctionnement normal (linéaire). La technologie « haut-parleur » ouvre de nouvelles voies comme la possibilité de contrôler en temps réel la dissipation introduite par l'absorbeur et/ou de récupérer de l'énergie transférée au HP. Enfin, notons que l'étude numérique a été grandement facilitée par le fait que le comportement dynamique d'un HP reste, à basse fréquence, proche de celui d'un oscillateur à 1 degré de liberté. Des essais expérimentaux de type quasi-statique et dynamique réalisés sur des HPs avec et sans modification ont permis de maîtriser les modifications à apporter au HP et de développer un modèle simplifié à un degré de liberté capable de reproduire son comportement élastique non-linéaire et dissipatif. Des simulations numériques ont permis de valider la technologie HP dans le cas de réponse libre et forcée. De plus les avantages liés à la possibilité de contrôler la dissipation ont été mis en évidence. Un montage expérimental a été dimensionné sur la base de ces simulations, et les premières mesures pour évaluer les performances de l'absorbeur ont été réalisées.

1 Introduction

La plupart des dispositifs passifs pour la réduction des vibrations et du bruit utilisés aujourd'hui pour des applications industrielles et civiles sont basés sur l'utilisation d'absorbeurs de type linéaire et sur le concept d'antirésonance. En acoustique, les systèmes classiques sont efficaces à haute fréquence (matériaux poreux) ou à basse fréquence dans une plage de fréquences très limitée (résonateur d'Helmholtz). Durant les dernières années, des études théoriques et expérimentales ont été réalisées pour développer des absorbeurs de type non-linéaire qui fonctionnent sur la base d'un phénomène appelé « pompage énergétique » (par exemple [1-6]). Il s'agit de coupler un système mécanique non-linéaire et dissipatif au système linéaire primaire dont on veut contrôler la réponse dynamique. Quand le système non-linéaire est adéquatement dimensionné par rapport au système primaire et à ses conditions d'exercice, on a un transfert irréversible d'énergie du système linéaire vers l'absorbeur qui la dissipe en limitant l'amplitude de la réponse du système linéaire. Le système non-linéaire fonctionne, alors, comme un « puits » où il y a une localisation du mouvement et d'énergie (il est appelé en littérature « Nonlinear Energy Sink » (NES)). La dynamique complexe de ces systèmes couplés peut être décrite en terme de capture de résonance [4] et de modes non-linéaires [5]. L'avantage de ce type d'absorbeur par rapport aux absorbeurs linéaires traditionnels est qu'il peut être efficace dans une bande de fréquence large grâce à sa nature non-linéaire. Par contre, le transfert d'énergie ne se produit que quand l'énergie contenue dans le système primaire a dépassé un certain seuil.

Les premières études expérimentales et applications du pompage énergétique en acoustique ont été réalisées en utilisant comme absorbeur une membrane visco-élastique couplée à un milieu acoustique (système primaire) [1, 2]. Dans cette étude et sur la base de cette expérience, nous utilisons un absorbeur construit en exploitant une technologie de type haut-parleur (HP). Cette technologie, par rapport à la membrane, apporte plusieurs avantages. En premier lieu, elle permet de contrôler les différents paramètres de l'absorbeur de façon indépendante, pour l'adapter à la condition d'utilisation : l'amortissement et la raideur avec des dispositifs électroniques (éventuellement automatisés), et la masse avec des poids additionnels. En deuxième lieu, elle permet de récupérer l'énergie en utilisant le moteur du HP comme un générateur. Néanmoins, son utilisation présente des difficultés : les HPs sont conçus pour avoir une réponse élastique la plus linéaire possible et un grand amortissement.

Le travail est organisé en cinq parties. Dans la deuxième partie, nous aborderons le principe du pompage énergétique et les avantages liés à la possibilité de régler l'amortissement de l'absorbeur. Nous verrons ensuite, dans la troisième partie, les essais préliminaires de caractérisation réalisés sur des HPs du commerce et sur celui utilisé comme absorbeur. Les parties 4 et 5 concerneront respectivement la description du système expérimental dimensionné et du modèle théorique associé, et la présentation des résultats expérimentaux de pompage énergétique.

2 Principe du pompage énergétique

On considère le système mécanique à deux degrés de liberté représenté en figure 1. Il est composé de deux sous-systèmes de type masse-ressort dont le premier est caractérisé par un ressort linéaire (m_1, k_1) (système primaire) et le deuxième par un ressort purement cubique et un amortisseur de type visqueux ($m_2, c_2, k_{NL,3}$) (absorbeur non-linéaire). Les deux oscillateurs sont couplés par un ressort de type linéaire. Après avoir défini un temps adimensionnel $\tau = t\omega_1$, où $\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}$ est la fréquence de résonance du premier oscillateur, les équations du système peuvent être écrites sous la forme adimensionnelle suivante :

$$\begin{cases} \ddot{u}_1 + u_1 + \beta(u_1 - u_2) = 0 \\ \gamma \ddot{u}_2 + \mu_2 \dot{u}_2 + \alpha_3 u_2^3 + \beta(u_2 - u_1) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

ou $\beta = k_c/k_1$, $\gamma = m_2/m_1$, $\mu_2 = c_2/\sqrt{k_1 m_1}$ et $\alpha_3 = k_{NL,3}/k_1$.

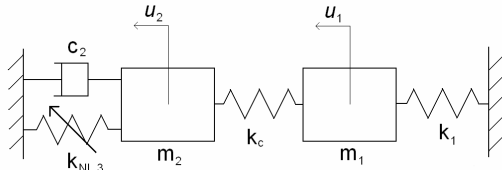


Figure 1 : système classique à 2 d.d.l. utilisé pour étudier le pompage énergétique

2.1 Réponse libre

Les réponses libres du système à une impulsion initiale appliquée à la masse m_1 (condition initiale de vitesse différente de zéro) sont analysées. Les figures 2 et 3 représentent la réponse du système qui change remarquablement selon l'intensité de l'impulsion. Pour $\dot{u}_1(0) = 2$ (figure 2), le système est faiblement excité et les deux masses oscillent en opposition de phase. La première masse oscille avec une grande amplitude qui décroît lentement et la deuxième masse oscille avec une petite amplitude. En revanche, pour $\dot{u}_1(0) = 4$ (figure 3), un niveau d'excitation plus important, on observe deux phases différentes dans la réponse du système. Pendant un premier temps les masses oscillent en phase et par rapport à la condition précédente, l'amplitude d'oscillation de la deuxième masse est plus grande et la décroissance de la réponse de la première masse est plus rapide : on est dans la condition de pompage énergétique caractérisée par un transfert irréversible d'énergie du système linéaire au système non-linéaire (localisation d'énergie dans l'absorbeur) qui la dissipe. Dans un deuxième temps les oscillations sont en opposition de phase et la décroissance de la réponse de la première masse devient plus lente et de type exponentielle : le phénomène du pompage a disparu et le comportement du système redevient le même que celui décrit dans la figure 2.

2.2 Réponse forcée

L'effet de seuil est observé également dans le cas de réponses forcées. Dans les figures 4, 5 et 6, la réponse du système à une force harmonique $F(t) = F_0 \sin(\Omega t)$ de fréquence $\Omega = \sqrt{1 + \beta}$ (fréquence de résonance du système sans absorbeur non-linéaire, décrit par la première équation de (1) avec $u_2=0$), appliquée à la masse m_1 est représentée

pour trois valeurs d'amplitude de la force F_0 . (Un faible amortissement $\mu_1 = c_1/\sqrt{k_1 m_1}$ a été ajouté au système linéaire pour limiter sa réponse à la résonance). Quand le niveau d'excitation est faible (figure 4) et en dessous d'une certaine valeur de seuil F_{S1} , l'énergie reste localisée dans le système linéaire, l'amplitude d'oscillation du système non linéaire est limitée et les deux masses oscillent en opposition de phase (régime périodique sans pompage). Quand le niveau va au delà d'une deuxième valeur seuil F_{S2} (figure 6), après une phase de transition, l'énergie est localisée et dissipée dans le système non linéaire, l'amplitude d'oscillation de la première masse reste limitée et les deux masses oscillent quasiment en phase (régime périodique de pompage). Dans le cas où l'amplitude de la force F_0 est comprise entre les deux valeurs seuil F_{S1} et F_{S2} (figure 5) le régime est quasi-périodique et le système présente une alternance entre les deux régimes périodiques.

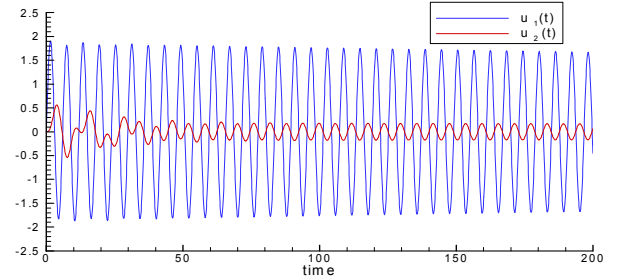


Figure 2 : réponse libre avec condition initiale $\dot{u}_1(0) = 2$ ($\beta = 0.1, \gamma = 1, \mu_2 = 0.1, \alpha_3 = 1$)

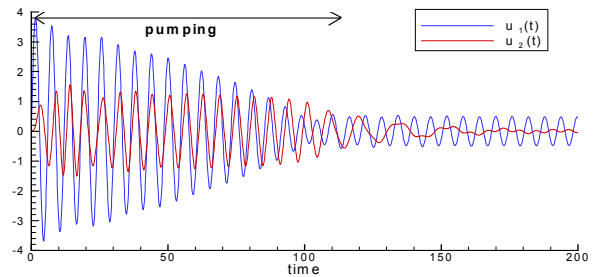


Figure 3 : réponse libre avec condition initiale $\dot{u}_1(0) = 4$ ($\beta = 0.1, \gamma = 1, \mu_2 = 0.1, \alpha_3 = 1$)

Dans le cas d'utilisation du pompage pour la réduction du bruit, l'intérêt est surtout de limiter la réponse forcée du système primaire dans une large plage de fréquence. La Figure 7 représente l'amplitude de la réponse de la masse m_1 en fonction de la fréquence d'excitation et pour différentes valeurs de l'amplitude de la force F_0 (les valeurs d'amplitude de la réponse ont été divisées par F_0 pour permettre une comparaison en fonction des différents niveaux d'excitation). Quand le niveau d'excitation est faible, on est dans le régime sans pompage dans toute la plage de fréquences et on retrouve une réponse en fréquence similaire à celle du système linéaire autour de sa résonance (courbe noire). Quand le niveau d'excitation augmente, on retrouve le régime de pompage (écrêtage du pic) dans une plage de fréquences qui augmente avec le niveau. Au dessus d'une certaine valeur de F_0 , la réponse du système primaire présente un autre pic à une fréquence plus petite que sa fréquence de résonance (courbe rouge). Il existe donc une valeur optimale de F_0 (dans l'exemple de figure 7 cela correspond à $F_0=0.19$) où la réduction de la

réponse dynamique du système linéaire est plus efficace sur toutes les fréquences autour de sa résonance.

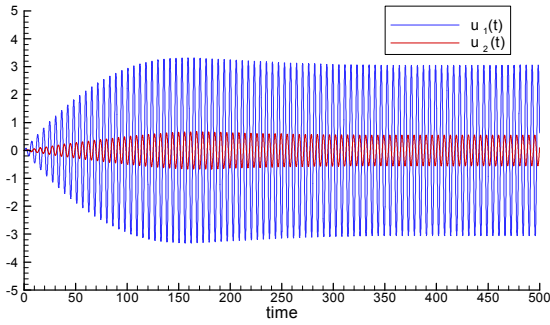


Figure 4 : réponse à excitation harmonique avec $F_0=0.1$
($\beta = 0.15, \gamma = 1, \mu_1 = 0.01, \mu_2 = 0.3, \alpha_3 = 1$)

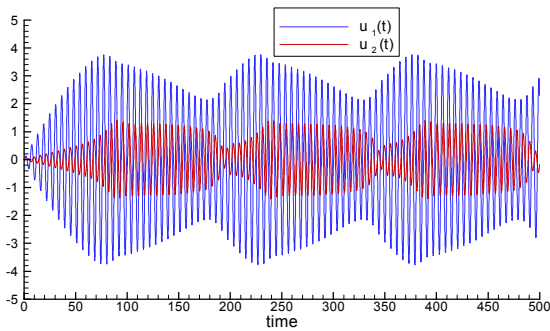


Figure 5 : réponse à excitation harmonique avec $F_0=0.16$
($\beta = 0.15, \gamma = 1, \mu_1 = 0.01, \mu_2 = 0.3, \alpha_3 = 1$)

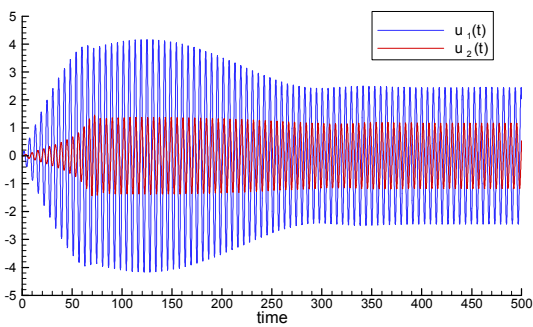


Figure 6 : réponse à excitation harmonique avec $F_0=0.19$
($\beta = 0.15, \gamma = 1, \mu_1 = 0.01, \mu_2 = 0.3, \alpha_3 = 1$)

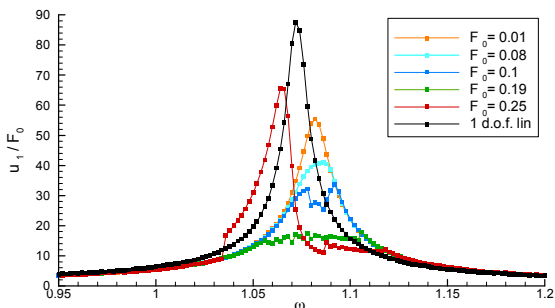


Figure 7 : réponse en fréquence pour différents niveaux
($\beta = 0.15, \gamma = 1, \mu_1 = 0.01, \mu_2 = 0.3, \alpha_3 = 1$)

2.3 Dépendance par l'amortissement du système non-linéaire

Le comportement du système de figure 1, et en particulier la réponse du système primaire dépend fortement

de l'amortissement et de la masse du système non-linéaire auquel il est couplé. Nous limitons la discussion à la dépendance par rapport à l'amortissement.

Dans le cas de réponse libre en régime instationnaire, la valeur de seuil de pompage en terme de condition initiale augmente avec le coefficient d'amortissement. De plus, pour des conditions initiales où le phénomène se manifeste, la durée de la phase de pompage et l'amplitude d'oscillation résiduelle de la masse m_1 à la fin de cette phase dépendent de l'amortissement. Sur la figure 8, l'enveloppe de la réponse libre du système primaire pour la condition initiale $\dot{u}_1(0)=5$ est représentée pour différentes valeurs du coefficient μ_2 . On peut constater qu'il est préférable d'avoir un faible amortissement pour réduire la valeur de seuil du pompage et avoir une amplitude résiduelle plus petite. Alors qu'un coefficient d'amortissement plus grand permet une décroissance de l'amplitude d'oscillation plus rapide.

De façon similaire, dans le cas de réponse forcée, l'amortissement a une influence importante sur la valeur de seuil de la force et sur l'efficacité de l'absorbeur aux différentes fréquences.

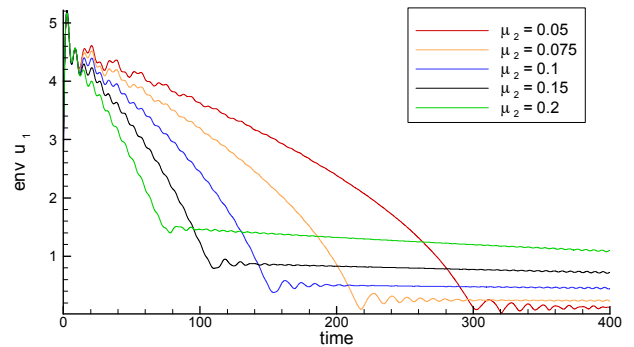


Figure 8 : enveloppe de la réponse libre $u_1(t)$ avec condition initiale $\dot{u}_1(0)=5$ et pour différentes valeurs de μ_2
($\beta = 0.1, \gamma = 1, \mu_2 = 0.1, \alpha_3 = 1$)

3 Essais pour la caractérisation dynamique des haut-parleurs

Une série d'essais préliminaires ont été réalisés sur des haut-parleurs pour vérifier si la technologie HP peut être utilisée pour construire un NES. Les essais ont été réalisés sur différents types d'HP, en apportant des modifications structurelles, pour définir les caractéristiques constructives optimales pour la réalisation de l'absorbeur. Les caractéristiques mécaniques recherchées sont : un comportement élastique fortement non-linéaire pour avoir un seuil de pompage plus petit et une efficacité d'absorption plus grande, la masse et l'amortissement limités (ce qui peut permettre une marge des réglages du NES plus large en fonction des conditions d'utilisation et des performances désirées).

Sur la figure 9, nous voyons un schéma qui représente l'architecture d'un HP. La masse équivalente est constituée par l'équipage mobile du HP (membrane, bobine, cache-noyau), le comportement élastique et dissipatif est déterminé par le « bord » de la membrane (suspension périphérique) et le « spider » (suspension centrale qui assure le centrage de l'équipage mobile).

Deux types d'essais ont été réalisés : des essais quasi-statiques pour caractériser le comportement élastique du HP en terme de réponse axiale, et des essais dynamiques pour identifier la masse mobile du HP, la fréquence de résonance et l'amortissement du premier mode (mode en « piston »).

Dans l'ensemble des essais, nous avons retiré le circuit magnétique.

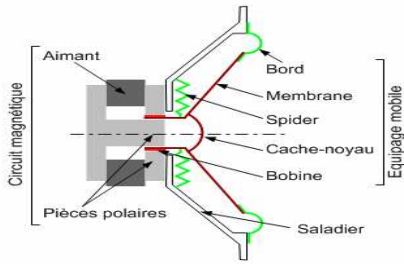


Figure 9 : schéma de la structure d'un HP

3.1 Essais quasi-statiques

Les essais quasi-statiques ont été réalisés en imposant un déplacement axial de la masse mobile du haut-parleur dans les deux sens par rapport à sa position d'équilibre et en mesurant la force de réaction. Les cycles de déplacements utilisés sont triangulaires (à vitesse constante) et symétriques, avec plusieurs valeurs d'amplitude et de vitesse.

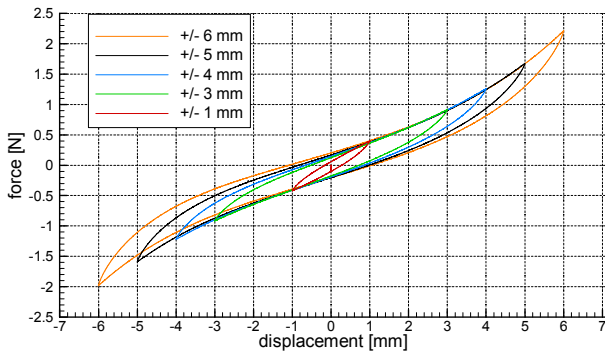


Figure 10 : diagramme déplacement-force du HP1 pour plusieurs valeurs d'amplitude du cycle (vitesse 5 mm/min)

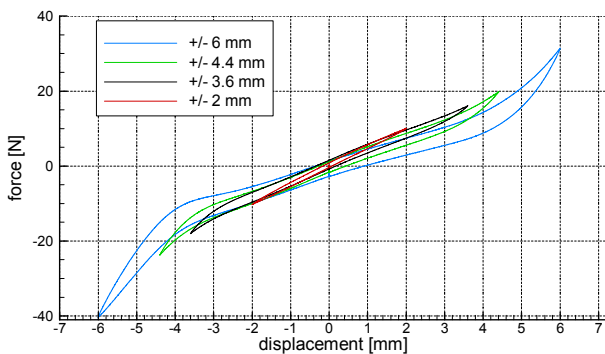


Figure 11 : diagramme déplacement-force du HP2 pour plusieurs valeurs d'amplitude du cycle (vitesse 5 mm/min)

Les courbes de figure 10 et 11 représentent la force en fonction du déplacement pour des essais à la vitesse de 5mm/min et différentes valeurs d'amplitude du cycle, réalisés sur deux HPs commerciaux. Figure 10 concerne un HP avec le « bord » de la membrane en élastomère et forme bombée qui permet de fonctionner en flexion et, donc, d'avoir une réponse linéaire pour une large plage de déplacement (HP1). Les courbes montrent que son

comportement est fortement dissipatif et que sa réaction élastique est faiblement non-linéaire même pour des grandes déformations. Figure 11 concerne un HP avec la membrane en papier caractérisée par une rigidité plus importante que le précédent (HP2). Il présente un comportement dissipatif limité et une réaction élastique quasiment linéaire jusqu'à une déformation de 4 mm ; au dessus de cette valeur on entre dans le champ de déformation plastique, la force de réaction présente un brusque changement de pente et le comportement dissipatif devient important.

D'autres essais ont été réalisés sur les mêmes HPs sans le « spider ». Elles ont montré que cet élément introduit une dissipation limitée, augmente la raideur dans la plage linéaire et accentue le comportement non-linéaire.

L'HP utilisé comme absorbeur acoustique (HP3) a été réalisé en apportant des modifications sur un HP commercial. Il est caractérisé par une suspension périphérique de la membrane de forme plane, réalisée en latex, faiblement prétendue, et d'un « spider » de type traditionnel. Les courbes de figure 12 et 13 concernent les essais réalisés sur le HP3 et représentent la force en fonction du déplacement, respectivement dans le cas de vitesse de 5 mm/min pour différentes amplitudes du cycle et dans le cas avec une amplitude de 6 mm pour différentes valeurs de la vitesse. De plus, sur la figure 13, la courbe noire correspond à la raideur linéaire identifiée par les essais dynamiques. La courbe rouge concerne un essai réalisé à la vitesse de 0.5 mm/min avec des pauses de relaxation de 30 min effectuées tous les 1.5 mm ; à partir de cet essai on peut définir une courbe de réponse élastique quasiment indépendante de la vitesse, où les effets visqueux sont minimisés. Ces figures montrent que le HP3 présente des caractéristiques appropriées pour obtenir le pompage : un comportement dissipatif limité et une réponse élastique fortement non-linéaire.

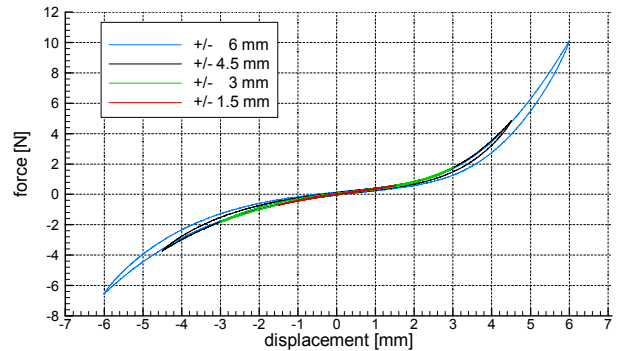


Figure 12 : diagramme déplacement-force du HP3 pour plusieurs valeurs d'amplitude du cycle (vitesse 5 mm/min)

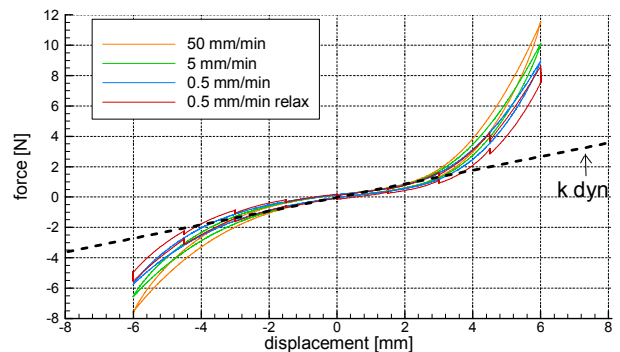


Figure 13 : diagramme déplacement-force du HP3 pour plusieurs valeurs de vitesse (amplitude du cycle 6 mm)

3.2 Essais dynamique

Durant les essais dynamiques, le HP a été fixé à une paroi d'une boîte en bois et il a été excité par une pression acoustique de type « bruit blanc » générée par un autre haut-parleur fixé sur la paroi opposée. La pression acoustique a été mesurée par un microphone au centre de la boîte et la réponse du HP en terme de vitesse a été mesurée par un vibromètre laser. L'identification a été effectuée en calculant la fonction de transfert entre pression et vitesse. Les essais dynamiques ont été réalisés avec plusieurs niveaux de signal d'excitation (pour vérifier la linéarité du système pour des petites déformations) et en utilisant trois valeurs différentes de masse du système (deux masses différentes ont été ajoutées à la masse mobile du HP).

A partir de la fonction de transfert, il a été possible d'identifier la fréquence de résonance (fréquence du pic) et l'amortissement (par la bande passante à -3 dB). La masse de l'équipage mobile a été identifiée à partir de la connaissance des masses additionnelles utilisées et des variations correspondantes de la fréquence de résonance du système.

3.3 Model dynamique associé au HP absorbeur

Le modèle théorique utilisé pour décrire le comportement dynamique du HP3 et pour dimensionner le système expérimental est le suivant :

$$m_{nes}\ddot{u}_{nes} + c_{nes}\dot{u}_{nes} + \sum_{i=1}^{n_{NL}} k_{nes,i}u_{nes}^i = 0 \quad (2)$$

La masse et le coefficient d'amortissement visqueux ont été déterminés par les essais dynamiques : $m_{nes}=17$ gr et $c_{nes}=0.4$ kg/s. Le polynôme représentant la force élastique non-linéaire a été déterminé à partir de l'essai quasi-statique avec relaxation (courbe qui passe au milieu du cycle représenté en couleur rouge dans la figure 11) : $n_{NL}=5$, $k_{nes,1}=235$ N/m , $k_{nes,2}=-1970$ N/m² , $k_{nes,3}=2e+07$ N/m³ , $k_{nes,4}=1.09e+09$ N/m⁴ , $k_{nes,5}=6.5 e+10$ N/m⁵. Les termes pairs du polynôme déterminent l'asymétrie de la courbe.

4 Système expérimental et modèle associé

Le système expérimental utilisé pour reproduire le modèle théorique de figure 1 est similaire à celui décrit en [1, 2].

Il est constitué par un tuyau de longueur L et de section S_t , par une première boîte connectée à une extrémité du tuyau et contenant un haut-parleur utilisé comme source d'excitation acoustique du système, et par une deuxième boîte de volume V_2 connectée à l'autre extrémité du tuyau sur laquelle est monté le haut-parleur utilisé comme absorbeur (figure 14 et 15). Le comportement acoustique du tuyau, dans ces conditions aux limites, est proche à celui d'un tuyau ouvert-ouvert. Le premier mode acoustique du tuyau est excité par la source et l'oscillateur linéaire est représenté par l'air dans le tuyau vibrant selon ce mode. L'oscillateur non-linéaire est constitué par le HP3. Un couplage vibro-acoustique faible entre l'air du tuyau et l'absorbeur est réalisé par l'air contenu dans la boîte de couplage, où la pression peut être considérée uniforme. Pendant chaque essai, on mesure la pression acoustique au milieu du tuyau et dans la boîte de couplage par deux microphones et la vitesse de la membrane du HP absorbeur par un vibromètre laser.

Les équations du système décrit sont les suivantes :

$$\begin{cases} m_a\ddot{u}_a + c_t\dot{u}_a + k_t u_a + S_t p_b = S_t p_0 \sin(\omega_n t) \\ m_{nes}\ddot{u}_{nes} + c_{nes}\dot{u}_{nes} + \sum_{i=1}^{n_{NL}} k_{nes,i}u_{nes}^i + S_{nes} p_b = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Dans la première équation, u_a est le déplacement de l'air à l'extrémité gauche du tuyau ($x=0$) qui bouge selon le premier mode acoustique du tuyau ($u_a(x)=u_a \cos(\pi x/L)$) et qui est proportionnel à la pression au milieu du tuyau selon la relation $u_a(0)=-\frac{L}{\pi\rho_a c_0^2} p_t(L/2)$; de plus

$m_a = \frac{\rho_a S_t L}{2}$, $k_t = \frac{\pi^2 c_0^2 \rho_a S_t}{2L}$, c_t sont respectivement la masse, la raideur et l'amortissement de l'air dans le tuyau ; p_0 est l'amplitude de la pression acoustique d'excitation générée par la source en correspondance de l'extrémité droite du tuyau. Dans la deuxième équation u_{nes} , S_{nes} , m_{nes} , c_{nes} sont respectivement le déplacement axial, la section équivalente, la masse et l'amortissement de l'absorbeur ; $k_{nes,i}$ sont les coefficients de la force élastique non-linéaire. Le couplage entre le deux sous-systèmes est représenté par la pression dans la boîte de couplage p_b qui dépend de u_a et u_{nes} selon la relation

$$p_b = \frac{\rho_a c_0^2}{V_b} (S_t u_a - S_{nes} u_{nes}) .$$

Le système expérimental diffère du système (1) par la présence du terme dissipatif dans la première équation et pour une force élastique non-linéaire représentée par un polynôme de degré cinq dans la deuxième équation. Sur la base de simulations numériques similaires à celles décrites dans le paragraphe 2 et à partir de la connaissance des paramètres de l'absorbeur estimés par les essais préliminaires, on a déterminé les dimensions du système expérimental, et en particulier la longueur et la section du tuyau ($L=3.85$ m , $S_t=0.045$ m²) et le volume de la boîte de couplage ($V_2=0.28$ m³). Avec ces dimensions, le pompage est obtenu avec des niveaux de pression dans le tuyau et de déplacement de la membrane du HP raisonnables.

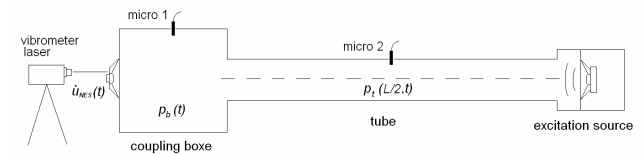


Figure 14 : schéma du système expérimental

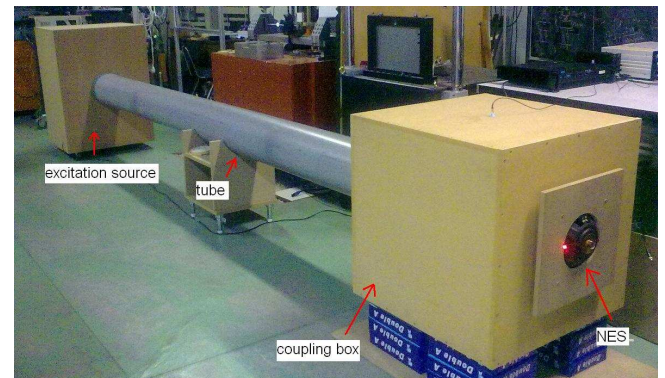


Figure 15 : vue du système expérimental

5 Résultats expérimentaux

Les premiers essais expérimentaux pour évaluer les performances de l'absorbeur acoustique ont été réalisés. Le système a été excité par le HP contenu dans la boîte « source », auquel a été envoyé un signal en tension de type harmonique à la fréquence de résonance du système sans le NES (45.2 Hz). L'amplitude V_{ext} du signal a été variée jusqu'à dépasser la valeur de seuil pour laquelle on est en régime périodique de pompage. Les figures 16, 17 et 18 représentent la réponse du système avec NES en terme de vitesse de la membrane et pression au milieu du tuyau pour trois niveaux d'excitation différents. On retrouve le même comportement décrit dans le paragraphe 2.2.

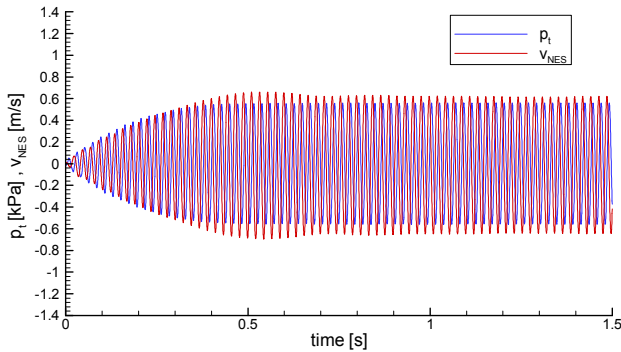


Figure 16 : réponse à excitation harmonique avec $V_{ext}=0.9V$

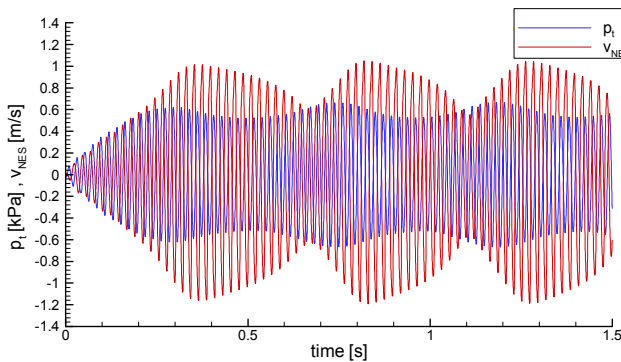


Figure 17 : réponse à excitation harmonique avec $V_{ext}=1.2V$

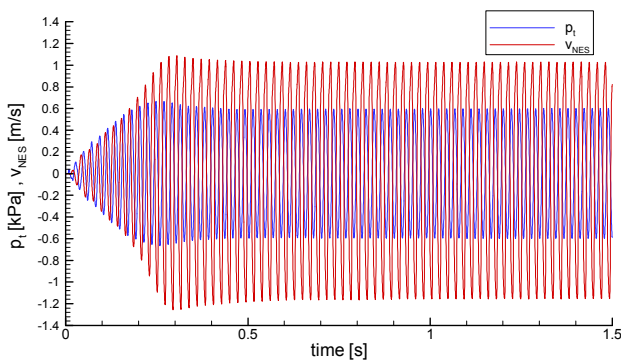


Figure 18 : réponse à excitation harmonique avec $V_{ext}=1.5V$

Ensuite, des mesures ont été réalisées en ajoutant des masses additionnelles à la masse mobile du HP ($m_1=m_0+5gr$, $m_2=m_0+10gr$). De plus, pour évaluer l'efficacité de l'absorbeur, les mesures réalisées sur le système avec le NES ont été comparées avec celles réalisées sur le système sans le NES. En figure 19, l'amplitude de la pression au milieu du tuyau est représentée dans les conditions avec et sans le NES en

fonction du niveau d'excitation (dans le cas de système avec le NES, on a représenté les valeurs minimales de l'amplitude pour mettre en évidence la phase de transition vers le régime de pompage). On peut remarquer que le NES dans ce cas fonctionne comme un limiteur de pression acoustique dans le tuyau pendant toute la phase de transition vers le régime de pompage et qu'une fois que le régime de pompage a été atteint, la pression recommence à augmenter avec le niveau d'excitation. La plus grande efficacité de l'absorbeur est au début du régime périodique de pompage où on observe une réduction de pression de 30% (avec m_2) à 50% (avec m_0) par rapport à la condition sans absorbeur. De plus, le niveau d'excitation pour lequel le pompage se manifeste augmente avec la masse, en indiquant que le réglage de ce paramètre peut être utilisé pour optimiser l'absorption en fonction de la condition d'utilisation.

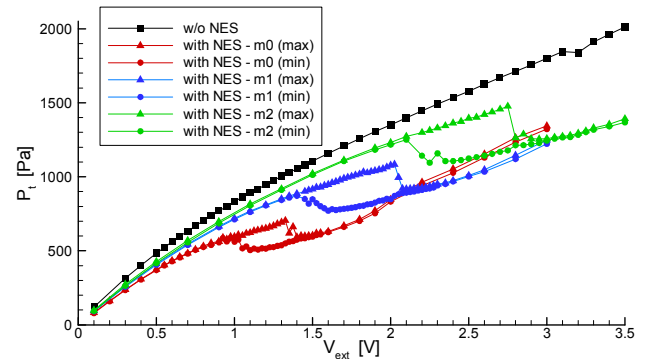


Figure 19 : pression dans le tube avec et sans le NES

Références

- [1] Bellet R., Cochelin B., Herzog P., Mattei P.O., "Experimental study of energy pumping in acoustics", *Proceedings of IDETC/CIE 2007 - ASME*, Las Vegas, Nevada, USA (2007).
- [2] Bellet R., Cochelin B., Herzog P., Mattei P.-O., "Experimental study of targeted energy transfer from an acoustic system to a nonlinear membrane absorber", *Journal of Sound and Vibration*, doi:10.1016/j.jsv.2010.01.029 (2010).
- [3] Gendelman O., Manevitch L., Vakakis A., M'Closkey R., "Energy pumping in nonlinear mechanical oscillators: part I - dynamics of the underlying hamiltonian systems", *Journal of Applied Mechanics*, 68, 34–41 (2001).
- [4] Vakakis A., Gendelman O., "Energy pumping in nonlinear mechanical oscillators: part II—resonance capture", *Journal of Applied Mechanics*, 68, 42–48 (2001).
- [5] Vakakis A., Manevitch L., Gendelman O., Bergman L., "Dynamics of linear discrete systems connected to local essentially non-linear attachments", *Journal of Sound and Vibration*, 264, 559–577 (2003).
- [6] Gourdon E., Alexander N., Taylor C., Lamarque C., Pernot S., "Nonlinear energy pumping under transient forcing with strongly nonlinear coupling: theoretical and experimental results", *Journal of Sound and Vibration*, 300, 522–551 (2007).