

# 10ème Congrès Français d'Acoustique

Lyon, 12-16 Avril 2010

## Contrôle actif de la transparence acoustique d'une double paroi Résultats expérimentaux

V. Lhuillier<sup>a/b</sup>, S. Chesné<sup>b</sup>, C. Pézerat<sup>c</sup>, L. Gaudiller<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Laboratoire Vibration Acoustique, Bâtiment St. Exupéry, 25 bis avenue Jean Capelle, F69621 Villeurbanne CEDEX

<sup>b</sup> Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures, Bâtiment Jean D'Alembert 18-20, Rue Des Sciences, F69621 Villeurbanne Cedex

<sup>c</sup> Laboratoire d'acoustique de l'université du Maine, Bât. Iam - Ufr Sciences avenue Olivier Messiaen 72085 Le Mans Cedex 9

vincent.lhuillier@insa-lyon.fr ; simon.chesne@insa-lyon.fr

charles.pezerat@univ-lemans.fr ; luc.gaudiller@insa-lyon.fr

Cet article concerne la réduction de la transparence et du rayonnement acoustique de parois à basses fréquences à l'aide d'un contrôle actif purement vibratoire de type *feedback* utilisant des capteurs et actionneurs sous formes de patches piézoélectriques. On s'intéresse plus particulièrement aux structures ayant un comportement modal fort telles que les double parois de petites dimensions où une stratégie de contrôle modal est plus adaptée puisqu'elle permet de concentrer l'énergie de commande sur les modes les plus rayonnants tout en utilisant un nombre réduit de composants actifs. Aussi, en raison de la grande sensibilité de la double paroi à son environnement, une technique d'identification rapide des paramètres modaux est mise en oeuvre dans ce travail et validée expérimentalement.

Enfin, la mise en place expérimentale du contrôle est exposée, où les résultats sont alors discutés pour des perturbations solidiennes et aériennes.

## 1 Introduction

La transparence acoustique des double parois peut être contrôlée soit par l'intermédiaire de la cavité d'air qui couple les deux parois soit par l'intermédiaire de la structure.

Si les double parois sont contrôlées par la cavité acoustique, des haut-parleurs et des capteurs d'erreur peuvent être positionnés dans ce volume d'air afin d'en contrôler son niveau de pression [1]. Grâce à une densité modale de la cavité en basses fréquences bien plus faible que celle des parois découplées, le contrôle de cavité se révèle efficace avec seulement quelques actionneurs volumétriques et quelques capteurs. Les stratégies de régulation de type *feedback* [2, 3, 4] et *feedforward* [5, 6] peuvent être employées. Même s'il est délicat de comparer les deux approches de contrôle, les résultats obtenus avec la stratégie *feedforward* semblent être meilleurs [2]. Toutefois, il faut noter que dans la quasi totalité des résultats présentés, les cavités acoustiques ont des épaisseurs supérieures à 80mm permettant l'introduction de hauts parleurs standards de diamètre important ce qui autorise le contrôle des basses fréquences. Dans ces configurations, le couplage entre les deux plaques est donc faible. Dans les double vitrages standards, l'épaisseur varie plutôt entre 5 et 20mm. L'introduction de hauts parleurs standards n'est plus possible. Dans ce cas, seul le contrôle par l'intermédiaire de la structure est envisageable.

Peu de travaux ont été réalisés sur le contrôle de

structure (ASAC) des double parois. En raison de leur complexité, les approches de contrôle sans modèle sont généralement préférées. Les résultats présentés lors de ces études sont majoritairement issus de simulations. De bons résultats de contrôle (simulations) sont obtenus avec une stratégie *feedforward* [7, 8]. La réduction de la vitesse volumétrique de la plaque rayonnante par un réseau de capteurs et d'actionneurs colocalisés semble être également efficace.

Selon [9], le contrôle de la transparence par l'intermédiaire de la cavité acoustique donnent des résultats meilleurs que ceux obtenus avec un contrôle de structure (*feedforward*). Pour cette raison, le contrôle ASAC des double parois est peu répandu. De récents essais de contrôle passif ou semi actif se montrent prometteurs. Ces techniques utilisent des patches piézoélectriques connectés à des circuits électriques dont la résonance électrique coïncident avec celle du mode à contrôler [10].

Dans cet article, le rayonnement et la transparence acoustique d'une double paroi de petites dimensions sont réduits à l'aide d'un contrôleur purement vibratoire. Des actionneurs de type céramiques piézoélectriques sont pilotés par des contrôleurs modaux MISO. Cette stratégie de contrôle permet de concentrer l'énergie de commande sur les modes les plus rayonnants tout en utilisant peu d'actionneurs. Devant la grande sensibilité de la double paroi à son environnement, une technique d'identification rapide des paramètres modaux est développée. Enfin, les résultats de rayonnement et de transparence acoustique sont présentés.

## 2 Stratégie de contrôle

### 2.1 Le contrôle modal

La stratégie de contrôle modal requiert un modèle de la structure. Lorsque la structure est légèrement amortie et que les modes sont suffisamment découplés, elle peut être décrite à l'aide système d'état modal :

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + Ew \\ y = Cx + Du \end{cases} ; x = \begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \end{Bmatrix}, \quad (1)$$

où  $A$  est la matrice de la dynamique libre du système,  $B$  et  $C$  sont respectivement les matrices d'activation et d'observation. La matrice  $D$  dite de "feedthrough" définit l'action directe de la tension de commande aux bornes des actionneurs de contrôle sur les capteurs. Cette matrice est considérée comme nulle par la suite de par le choix spécifique des capteurs (film PVDF).  $x$  est le vecteur d'état,  $u$  est le vecteur de commande.  $E$  et  $w$  sont respectivement la matrice et le signal de la perturbation. Les matrices d'état sont définies à partir de modèles numériques ou à la suite d'une identification à partir des mesures expérimentales. Le système d'état modal s'écrit sous la forme :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_i^2 & -2\xi_i\omega_i \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} 0 \\ B_i \end{bmatrix}; C = [C_i \ 0]; \quad (2)$$

avec  $\omega_i$  et  $\xi_i$  les fréquences propres et amortissements propres du mode  $i$ . La commande des actionneurs utilise de façon linéaire les variables d'état du système mécanique considérées connues dans un premier temps, par l'intermédiaire d'un gain matriciel  $G$ .

$$u = -Gx. \quad (3)$$

Les gains de la commande optimale sont obtenus en minimisant une énergie vibratoire ou acoustique [11] tout en limitant l'énergie de contrôle; performance et consommation pouvant être pondérées. Ces gains sont constants et obtenus par minimisation de la fonction coût énergétique suivante :

$$J = \int_0^\infty (x^t Q x + u^t R u) dt, \quad (4)$$

où  $Q$  et  $R$  sont des matrices de pondérations relatives aux énergies vibratoire et de contrôle.

En réalité, l'état du système n'est pas mesurable. Il peut être estimé avec un observateur de Luenberger (filtre de Kalman) qui utilise un modèle d'état réduit de la structure. Il contient une boucle d'asservissement de type proportionnel qui fait converger les sorties estimées  $\hat{y}$  vers les sorties réelles  $y$ .

$$e = y - \hat{y}, \quad (5)$$

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + K(Cx - C\hat{x}), \quad (6)$$

avec  $K$  la matrice des gains de l'observateur et  $\hat{x}$  le vecteur d'état reconstruit. Cette matrice définit la vitesse de convergence entre les sorties mesurées et les sorties estimées.

### 2.2 Identification du modèle de la structure (Analyse modale réduite)

Le modèle de la structure utilisé par le compensateur doit être précis au risque de déstabiliser le système contrôlé. Pour les structures sensibles à leur environnement telles que les double parois, l'utilisation d'un modèle expérimental est préféré aux modélisations numériques difficiles à recalculer. Dans ce cas, une analyse modale réduite est suffisante pour construire le modèle du compensateur.

Dans un premier temps, les fonctions de transfert  $H_{C_k, A_l}$  entre les tensions aux bornes des actionneurs  $A_l$  et celles aux bornes des capteurs  $C_k$  sont mesurées puis décomposées en une somme de fractions rationnelles du second ordre (7) à l'aide de l'algorithme RFP [12].

$$H_{C_k, A_l}^{ident}(s) = \sum_{i=1}^{n/2} \left[ \frac{M_{k,l}^i e^{j\phi_{k,l}^i}}{s^2 + 2\xi^i \omega^i s + (\omega^i)^2} \right], \quad (7)$$

avec  $M_{k,l}^i$  l'amplitude modale,  $\phi_{k,l}^i$  le déphasage modal,  $\omega^i$  la pulsation propre et  $\xi^i$  l'amortissement propre du mode  $i$  estimés à partir de la fonction de transfert entre les capteurs d'indice  $k$  et l'actionneur d'indice  $l$ .

Lorsque la structure est décrite par un système d'état, la matrice de transfert (Tension capteur / Tension actionneur)  $H(s)$  est donnée par :

$$H(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = C(sI - A)^{-1}B, \quad (8)$$

avec  $A$  la matrice d'évolution ( $n \times n$ ),  $C$  la matrice d'observation ( $n_{\text{capteurs}} \times n$ ) et  $B$  la matrice d'activation ( $n \times n_{\text{actionneurs}}$ ).

Si l'identification est de qualité, les dénominateurs de (7) permettent de construire la matrice d'évolution  $A$ . L'amplitude modale, la phase modale, les coefficients des vecteurs d'activation et d'observation sont liés par la relation suivante :

$$M_{k,l}^i e^{j\phi_{k,l}^i} = C_k^i B_l^i, \quad (9)$$

avec

$$B_l = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & B_l^1 & \dots & B_l^{n/2} \end{bmatrix}^t, \quad (10)$$

$$C_k = \begin{bmatrix} C_k^1 & \dots & C_k^{n/2} & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

L'identification détermine les couples  $B_l^i C_k^i$ . La connaissance de ce produit est suffisante pour définir le modèle de la structure et mettre en place le compensateur [13].

### 2.3 Utilisation de contrôleurs MISO

Les contrôleurs MIMO sont généralement employés avec la stratégie de contrôle modal. Dans ce cas, un unique contrôleur MIMO permet commander l'ensemble des actionneurs. Ses gains de contrôle sont optimisés de manière globale tout en garantissant la stabilité du système contrôlé. Aussi, le modèle de la structure utilisé par le compensateur est commun aux actionneurs. Lorsque les modes se chevauchent, il

devient parfois difficile d'identifier les coefficients  $B_k^i$  avec une matrice  $C$  commune à tous les actionneurs.

En revanche, si l'on utilise des boucles de rétroactions indépendantes (contrôleurs MISO), chaque actionneur peut bénéficier d'un modèle de la structure qui lui est propre. En conséquent, la qualité des modèles est améliorée. De plus, l'optimisation des gains d'observation et de contrôle est meilleure. Toutefois, les interactions entre les différentes boucles de rétroaction peuvent compromettre la stabilité de la structure contrôlée. La figure 1 présente le schéma de contrôle constitué de deux boucles (observateur - contrôleur) indépendantes. Les vecteurs d'activation et d'observations d'indice  $m_1$  et  $m_2$  relatifs aux deux modèles d'état utilisés par les observateurs et les contrôleurs ne sont pas nécessairement égaux aux vecteurs d'activation et d'observation de la structure référencé par l'indice  $m$ .

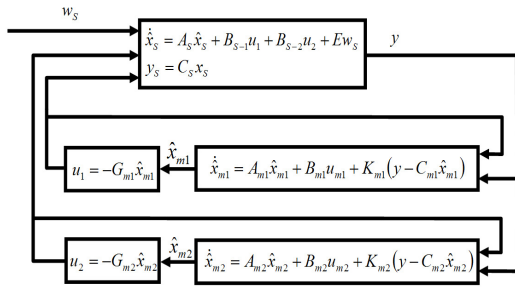


FIGURE 1 – Utilisation de deux couples (observateur-contrôleur) en parallèles

L'état de la structure contrôlée s'écrit :

$$\dot{x}_s = A_s x_s + \sum_{b=1}^N B_{m_b} u_b + E_s w_s, \quad (12)$$

$$y_s = C_s x_s, \quad (13)$$

avec  $B_{m_i}$  les vecteurs d'activation du  $i^{\text{ième}}$  actionneur et  $u_i$  leurs tensions de commandes.

L'état du système contrôlé par  $N$  boucles de contrôle indépendantes s'écrit :

$$x_s = [sI - A_s + A_C]^{-1} E_s w_s, \quad (14)$$

où  $A_C$  est la matrice de modification de la dynamique de la structure par les boucles de contrôle. Cette matrice est définie par :

$$A_C = \sum_{b=1}^N B_{m_b} G_{m_b} A_{inv} K_{m_b} C_{m_b}, \quad (15)$$

$$A_{inv} = [sI - A_{m_b} + B_{m_b} G_{m_b} + K_{m_b} C_{m_b}]^{-1}. \quad (16)$$

## 3 Expérimentation

### 3.1 Le banc de mesure

Les expérimentations de contrôle actif de la transparence acoustique d'une simple et d'une double paroi ont été réalisées au Laboratoire Vibrations Acoustique de l'INSA de Lyon. Il dispose d'un montage de transparence acoustique avec une pièce coté émission débouchant sur une chambre semi-anéchoïque (coté réception) par une ouverture rectangulaire de 600mm par 400mm. La *smart structure* est positionnée du coté de la chambre semi-anéchoïque sur un cadre rectifié, lui même scellé au mur.

Les deux plaques qui composent la double paroi sont en duraluminium d'un millimètre d'épaisseur et séparées par un cadre en acier épais de dix millimètres. Le tout est maintenu par quatre poutres larges exerçant une pression supposée uniforme sur les bords de la double paroi grâce aux trente huit vis serrées en étoile à 50Nm. Aucun matériau viscoélastique n'est introduit aux encastremets. L'étanchéité de la cavité d'air est réalisée par simple contact entre les pièces métalliques.

Les performances du contrôleur dépendent beaucoup du type et du positionnement des actionneurs et des capteurs. La contrôlabilité des actionneurs doit être maximale sur les modes les plus transparents (les modes impair-impair). Ainsi, deux actionneurs en céramiques piézoélectriques sont placés à mi-longueur de la plaque présente du coté de l'excitation acoustique. Une bonne reconstruction de l'ensemble des modes présents dans la bande de contrôle  $[0 - 150]$ Hz est également indispensable. En conséquence, six films PVDF sont utilisés comme capteurs pour reconstruire l'état modal de treize modes. Cinq capteurs sont placés sur la plaque incidente et un capteur est positionné sur la plaque rayonnante.

La figure 2 présente les positions des actionneurs et des capteurs de la double paroi contrôlée expérimentalement.

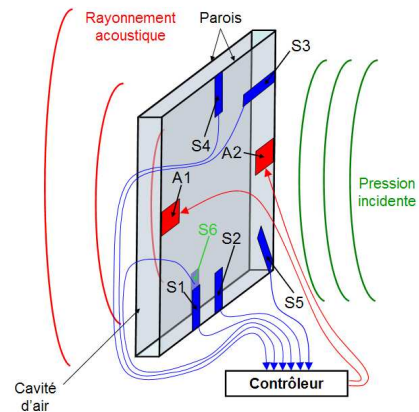


FIGURE 2 – Positionnement des actionneurs et des capteurs sur la double paroi

## 3.2 Résultats

Les performances acoustiques du contrôleur sont évaluées avec une sonde intensimétrique mesurant la densité de flux acoustique sur une surface à proximité de la plaque rayonnante.

### 3.2.1 Excitation solidienne

La figure 3 présente la puissance acoustique rayonnée par la double paroi lorsqu'un signal de perturbation de type bruit blanc alimente l'actionneur A1 (voir figure 2). La puissance acoustique rayonnée par la double paroi non contrôlée est présentée en bleu. La puissance acoustique rayonnée par la double paroi contrôlée à l'aide de deux boucles de rétroaction pilotant les actionneurs A1 et A2 est tracée en rouge. Les modes d'indice impair-impair sont bien ceux qui rayonnent le plus fortement. Le système actif atténue considérablement le rayonnement de ces modes. La réduction la plus importante est obtenue sur le second mode (forme 1-1) grâce à une augmentation significative de son amortissement. En passant de 1.4% à plus de 10%, il entraîne une chute de la puissance acoustique rayonnée de l'ordre de 15dB. Le rayonnement des autres modes contrôlés est plus modérément réduit. Les atténuations sont comprises entre 7dB et 10dB.

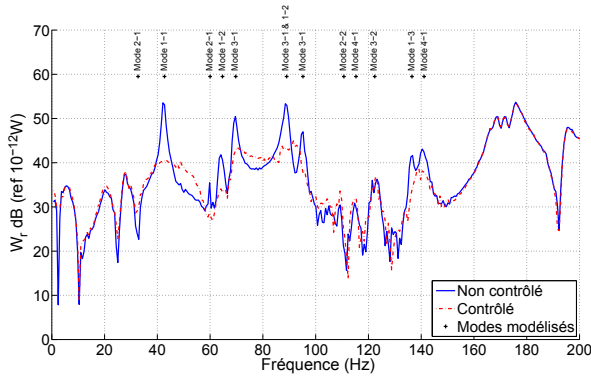


FIGURE 3 – Puissance acoustique rayonnée excitation actionneur A1 - Gamme [0 - 150]Hz contrôlée - Contrôleur multimodal

### 3.2.2 Excitation aérienne

La double paroi est à présent excitée par l'enceinte acoustique positionnée face à la double paroi (figure 4).

L'indice d'affaiblissement acoustique (Transmission Loss) est donné par l'expression :

$$TL = 10 \log \left( \frac{W_i}{W_t} \right). \quad (17)$$

avec  $W_i$  la puissance incidente et  $W_t$  la puissance transmise.

La figure 5 présente l'indice d'affaiblissement acoustique de la double paroi lorsqu'elle est non contrôlée puis contrôlée. Cet indice met en évidence la forte transparence des modes d'indices impair-impair et



FIGURE 4 – Excitation aérienne

l'amélioration de l'isolation acoustique par le contrôle actif. L'indice d'affaiblissement est *lissé* ce qui réduit le caractère modal de la structure. Les augmentations de l'indice d'affaiblissement sont de 15dB sur le mode 1-1, 10dB sur le mode 1-2 lorsque les plaques sont en phase, 5dB sur les modes 3-1 lorsque les plaques sont en opposition de phase et en phase. Grâce au contrôle actif, l'indice d'affaiblissement de la double paroi se rapproche de la loi de masse. On remarque que le contrôle qui introduit principalement de l'amortissement actif n'a pas d'effet sur l'ordonnée à l'origine de la loi de masse.

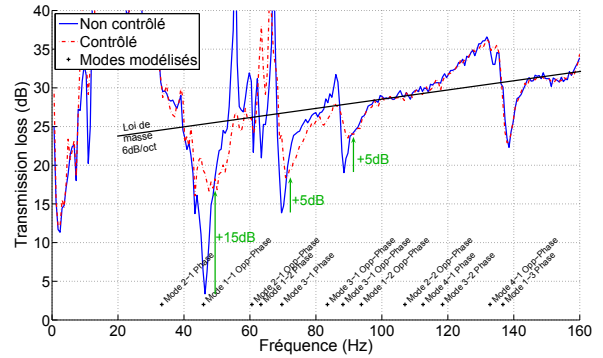


FIGURE 5 – Indice d'affaiblissement (TL) - Gamme [0 - 150]Hz contrôlée - Contrôleur multimodal

## 4 Conclusion

Le rayonnement et la transparence acoustique d'une double paroi sont réduits de façon conséquente en basses fréquences à l'aide d'un contrôle actif purement vibratoire de type *feedback* utilisant des capteurs et actionneurs de type patches piézoélectriques. Ces bons résultats de contrôle ont été obtenus grâce à la qualité des modèles expérimentaux utilisés par les couples observateur-contrôleur. L'identification de ces modèles est obtenue grâce à une analyse modale réduite. De plus,

l'utilisation de contrôleurs MISO permet également d'augmenter les performances de contrôle.

L'approche de contrôle modal se montre très efficace avec peu d'actionneurs et peu de capteurs lorsque la réponse du système, comme le rayonnement ou la transparence, est marquée par quelques modes. De plus amples détails sur ces travaux sont donnés dans [13].

## Références

- [1] P. Bouvet, J. Roland, and L. Gagliardini. Us patent 5,724,432, 1998.
- [2] O. E. Kaiser, S. J. Pietrzko, and M. Morari. Feedback control of sound transmission through a double glazed window. *Journal of Sound and Vibration*, 263 :775–795, 2003.
- [3] R. Paurobally, J. Pan, and C. Bao. Feedback control of noise transmission through a double - panel partition. In *Active99*, pages 375–385, Ft. Lauderdale, Florida, USA, December 2-4 1999.
- [4] A. Jakob, M. Moser, and I. Yuksek. Active control of double-glazed windows part 2 : Feedback control. *Applied Acoustics*, 64 :183–196, 2003.
- [5] P. Sas, C. Bao, F. Augusztinovicz, and W. Desmet. Active control of sound transmission through a double panel partition. *Journal of Sound and Vibration*, 180(4) :609–625, 2005.
- [6] A. Jakob, M. Moser, and I. Yuksek. Active control of double-glazed windows part i : Feedforward control. *Applied Acoustics*, 64 :163–182, 2003.
- [7] J. P. Carneal and C. R. Fuller. An analytical and experimental investigation of active structural acoustic control of noise transmission through double panel systems. *Journal of Sound and Vibration*, 272 :749–771, 2004.
- [8] X. Pan, T.J. Sutton, and S.J. Elliott. Active control of sound transmission through a double-leaf partition by volume velocity cancellation. *Journal of the Acoustical Society of America*, 104(5) :2828–2835, 1998.
- [9] C. Bao and J. Pan. Experimental study of different approaches for active control of sound transmission through double walls. *Journal of the Acoustical Society of America*, 102(3) :1664–1670, 1997.
- [10] S.J. Pietrzko and Q. Mao. New results in active and passive control of sound transmission through double wall structures. *Aerospace science and technology*, 2008.
- [11] W.T. Baumann. Active suppression of acoustic radiation from impulsively excited structures. *Journal of the Acoustical Society of America*, 90(6) :3202–3208, 1991.
- [12] M. H. Richardson and D. L. Formanti. Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials. pages 167–181, 1982.
- [13] Vincent Lhuillier. *Contrôle actif de la transparence acoustique d'une double paroi*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, France, 2009.