

ÉTUDE VIBROACOUSTIQUE D'UNE COQUE CYLINDRIQUE SOUMISE À UNE EXCITATION SOLIDIENNE

Sylvain Boily, étudiant M. Sc. A.
François Charron, Professeur
G.A.U.S., Dép. de Génie Mécanique
Université de Sherbrooke, Sherbrooke (Québec) Canada J1K 2R1

I- INTRODUCTION

L'industrie aéronautique s'intéresse de plus en plus aux problèmes de bruit dans les avions et aux moyens pour les réduire. Une coque cylindrique est une représentation simplifiée d'une carlingue d'avion. Un tel modèle peut permettre d'évaluer l'effet de matériaux susceptibles de réduire le bruit et/ou les vibrations.

Cette étude porte sur la modélisation par éléments finis d'une coque cylindrique et de la cavité intérieure associée. On présente trois configurations: le système coque-cavité, le système coque-cavité avec un matériau absorbant et finalement une coque cylindrique sur laquelle est ajoutée une mince bande de matériau visco-contraint (sans cavité acoustique).

II- LES ÉQUATIONS DU PROBLÈME

Système coque-cavité

La discrétisation par éléments finis du problème structure-cavité acoustique avec une excitation solidienne donne le système couplé d'équations suivant (formulation u-p) [1],

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} [M_s] & [0] \\ [A]^T & [M_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] & -[A] \\ [0] & [K_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ 0 \end{Bmatrix}$$

où $[M_s]$ et $[K_s]$ sont les matrices de masse et de rigidité de la structure. $[M_f]$ et $[K_f]$ sont les matrices pour le fluide. $[A]$ est la matrice de couplage des noeuds à l'interface fluide-structure. Afin de réduire la taille de ce système, on projette les déplacements u_s sur la base des modes propres de la structure $[\varphi_s]$ et la pression p_f sur la base des modes propres de cavité $[\varphi_f]$. Après manipulation, on obtient le système suivant, en coordonnées modales,

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} [m_s] & [0] \\ [a] & [m_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_s \\ q_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [k_s] & -[a]^T \\ [0] & [k_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_s \\ q_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} [\varphi_s]^T \{F_s\} \\ 0 \end{Bmatrix}$$

où les inconnues sont maintenant les déplacements modaux q_s et les pressions modales q_f . Le nombre de d.d.l. est la somme des modes de structure et de cavité retenus.

Matériau absorbant

Le matériau absorbant est caractérisé par son impédance acoustique spécifique. En utilisant l'analogie mécanique représentée à la figure 1, on écrit l'impédance équivalente avec la relation suivante,

$$z = C + j \left(\omega M - \frac{K}{\omega} \right)$$

où C est la résistance acoustique et $\omega M - \frac{K}{\omega}$ est la réactance acoustique.

Matériau viscoélastique

On utilise l'approche proposée par Johnson et Kienholz [2]. Le matériau viscoélastique est modélisé par un module de cisaillement complexe, $G^* = (1 + j\eta)G$, où G est le module de cisaillement et η le facteur de perte. On note que G et η sont considérés constants sur la bande de fréquences étudiée (80-480 Hz). Le viscoélastique est modélisé par des éléments de volume (3D) afin de bien représenter les déformations en cisaillement transversal.

III- DESCRIPTION DES MODÈLES NUMÉRIQUES

La figure 2 présente le maillage du modèle pour le système coque-cavité acoustique. Le système consiste en une coque cylindrique fermée à ses extrémités par des fonds rigides, avec à l'intérieur la cavité acoustique. Des éléments de plaques linéaires (5 d.d.l. par noeuds) sont utilisés pour la coque et les fonds rigides alors que des éléments de volume (1 d.d.l. par noeuds) forment la cavité. Le critère heuristique de 5 à 6 éléments par longueur d'onde fut utilisé pour le maillage.

L'ajout de l'absorbant est effectué en ajoutant une couche d'éléments absorbant à l'interface fluide-structure, ce qui a pour effet de réduire les dimensions de la cavité.

La figure 3 montre le maillage de la coque avec la bande de matériau visco-contraint au milieu ainsi qu'une vue de coupe. Des éléments de volume (3 d.d.l. par noeud) modélise le matériau viscoélastique alors que la couche supérieure utilise des éléments de plaque.

IV- RÉSULTATS ET ANALYSES

Les résultats sont systématiquement comparés à des résultats expérimentaux. L'excitation mécanique (ponctuelle, harmonique, normale à la coque, située à 0,4 m sur la coque) est la même dans les trois configurations.

Système coque-cavité

Pour ce cas, les conditions aux limites sont de type libre-libre. La figure 4 montre la pression quadratique moyenne $\langle P^2 \rangle$ pour trois bases modales de cavité: 0-600 Hz, 0-2000 Hz et 0-2850 Hz. On constate que pour obtenir une réponse acoustique à chacun des modes de structure, on doit garder tous les modes acoustiques jusqu'à 2850 Hz, afin que chaque mode de structure se trouve couplé à au moins un mode de cavité. La figure 5 compare $\langle P^2 \rangle$ numérique avec des résultats expérimentaux. On obtient une bonne comparaison.

Système coque-cavité avec matériau absorbant

La figure 6 compare $\langle P^2 \rangle$ numérique avec des résultats expérimentaux. Il faut noter que les effets de masse et d'amortissement ajoutés du matériau absorbant sont inclus dans le modèle. La

réduction de $\langle P^2 \rangle$ est due aux propriétés amortissantes du matériau et non reliée à l'absorption. Ce phénomène s'explique par la faible épaisseur de l'absorbant pour la bande de fréquences étudiée.

Coque avec matériau visco-contraint

Les conditions aux limites pour ce cas sont de type appui simple. La figure 7 compare $\langle V^2 \rangle$ numérique avec des résultats expérimentaux. On obtient une très bonne corrélation.

V- CONCLUSION

La modélisation par éléments finis d'une coque cylindrique et de la cavité acoustique associée a été présentée. Trois configurations furent étudiées, soit le système coque-cavité, le système coque-cavité avec matériau absorbant et la coque avec matériau visco-contraint. Les corrélations obtenues avec les montages expérimentaux sont bonnes.

VI-REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient le C.R.S.N.G et Canadair Inc. pour le support financier de cette étude ainsi que Jean-Marie Guérin pour les résultats expérimentaux.

VII- RÉFÉRENCES

[1]: H. J.-P. Morand et R. Ohayon, "Interactions fluides-structures", Paris, Éd. Masson, 224p. (1992).

[2]: C. D. Johnson and D. A. Kienholz, "Finite Element Prediction of Damping in Structures with Constrained Viscoelastic Layers", *AIAA Journal*, 20(9), 1284-1290 (1982).

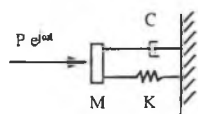


Figure 1. Modèle mécanique équivalent pour l'impédance acoustique spécifique d'un matériau absorbant

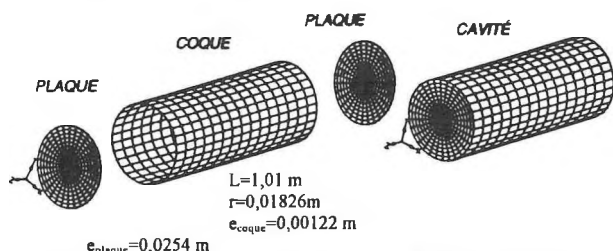


Figure 2. Maillage du système coque-cavité acoustique

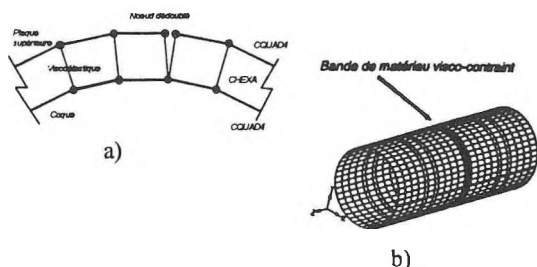


Figure 3. a) vue de coupe et b) maillage de la coque avec visco-contraint

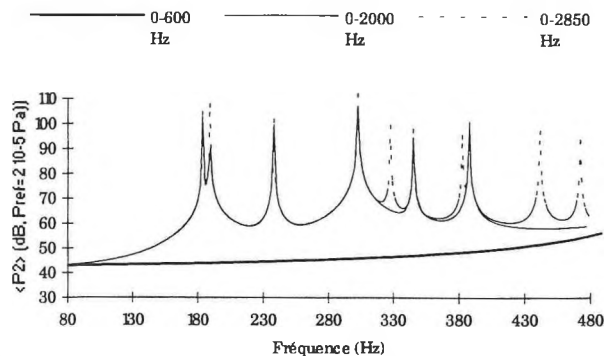


Figure 4. Comparaison de $\langle P^2 \rangle$ pour trois cas de base modale

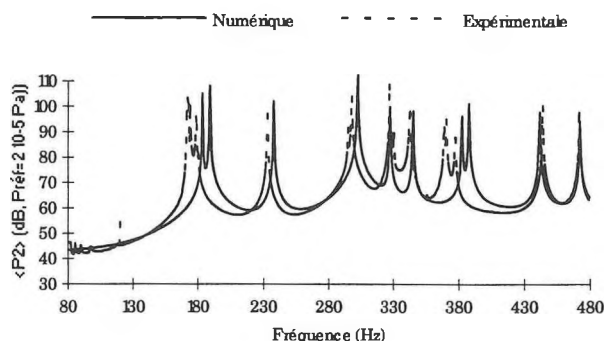


Figure 5. Comparaison de $\langle P^2 \rangle$, système coque-cavité

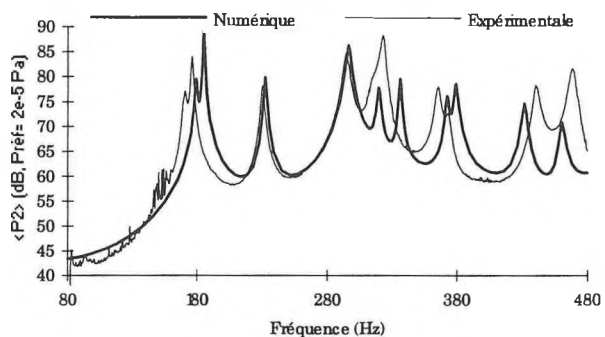


Figure 6. Comparaison de $\langle P^2 \rangle$, coque-cavité avec absorbant

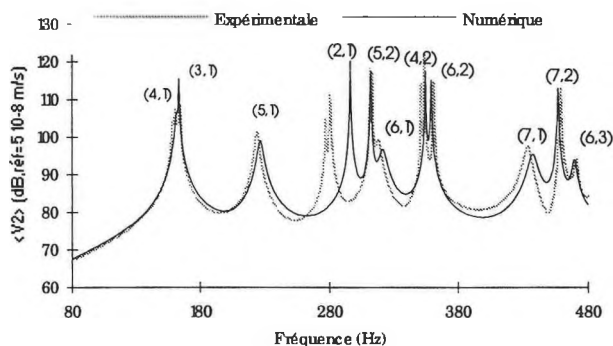


Figure 7. Comparaison de $\langle V^2 \rangle$, coque avec visco-contraint