# Prévision du rayonnement acoustique en basse fréquence de structures ouvertes

**Franck Polonio, Thierry Loyau**
*INRS*
*Avenue de Bourgogne*
*BP 27*
*54501 Vandoeuvre CEDEX*

**Jean-Marc Parot, Grigore Gogu**
*LaRAMA*
*Institut Français de Mécanique Avancée et Université Blaise Pascal*
*Campus de Clermont-Ferrand-les Cézeaux*
*BP 265*
*63175 Aubière Cedex*

Parmi les solutions de réduction du bruit de machines, les capotages partiels ou les encoffrements restent encore les plus employés. Ce genre de structure a une forme géométrique relativement simple, et est généralement constitué de plaques assemblées. Elle peut être excitée mécaniquement et/ou par des sources acoustiques internes. Elle comporte des ouvertures fonctionnelles pour l'apport de pièces, le passage d'arbres, l'aération des composants encoffrés… La figure 1 montre un exemple de capotage possédant deux ouvertures fonctionnelles. Les parois de la cavité ouverte sont généralement partiellement tapissées de matériau absorbant.

**Fig. 1. : Machine entourée d'un capotage partiel**

En basse fréquence la conception des capotages est critique car l'affaiblissement acoustique des parois est faible et l'efficacité apportée par le matériau absorbant dans la cavité est limitée. L'acoustique interne de la cavité est prépondérante, en particulier à cause de l'amplification due au résonateur de Helmholtz car les domaines acoustiques internes et externes sont nécessairement couplés. Tel que décrit ici, le calcul du rayonnement acoustique de ces capotages ne peut généralement pas être effectué en utilisant des méthodes analytiques et l'emploi de méthodes numériques est nécessaire.
Dans la méthode exposée, les domaines acoustiques intérieurs et extérieurs sont modélisés séparément par une méthode d'éléments finis de frontières, et reliés par une condition de continuité de la pression acoustique et de la vitesse acoustique à la traversée de l'ouverture. La pression acoustique rayonnée en tout point intérieur ou extérieur à la structure s'en déduit par la formule intégrale de Helmholtz.

Des validations numériques ont été effectuées. Elles ne sont pas décrites ici mais on peut les trouver dans [6]. Une validation expérimentale est par contre présentée. Elle permet de conclure positivement sur la capacité du modèle à calculer correctement le rayonnement acoustique d'une structure d'épaisseur quelconque comprenant des ouvertures.

## Choix de la modélisation

Plusieurs approches numériques sont disponibles pour calculer le rayonnement acoustique de structures ouvertes. Elles sont exposées en montrant leurs avantages et inconvénients.

# Une solution

# RAYPLUS
## Acoustique

Optimise la réduction des nuisances sonores dès la conception, le redéploiement ou la transformation des lieux de travail.

Destiné aux bureaux d'études, concepteurs, architectes, ingénieurs et acousticiens, **le logiciel RAYPLUS Acoustique** est un outil de modélisation des locaux et de prévision des niveaux sonores en milieu industriel.

Nouvelle version de RAYSCAD+, le CD-Rom fonctionne sur PC avec Windows 95/98/2000/XP.

**Le logiciel RAYPLUS Acoustique sera remis à l'issue d'une formation délivrée par l'INRS courant 2004**

**Pour tout renseignement, écrire à : rayplus.acous@inrs.fr**

Logiciel développé par inrs
Institut National de Recherche et de Sécurité

Studio Zibra [ 03 83 32 77 78 ]

## Diverses approches

Une première approche (Option 1 dans les tableaux 1 et 2) consiste à résoudre le problème par une méthode d'équation intégrale en saut de pression dans le domaine fréquentiel ou temporel [1, 2]. Cette méthode permet de résoudre à la fois les problèmes internes et externes en posant comme inconnue la différence de pression acoustique pariétale des parois internes et externes. L'utilisation de la théorie des distributions est ici indispensable car la pression acoustique présente des discontinuités d'ordre 1 à la traversée des parois de la structure. Idéalement, la structure doit avoir une épaisseur nulle pour être ainsi modélisée.

En pratique, on considère que la méthode en saut de pression est valable pour une structure dont l'épaisseur des parois ne dépasse pas $L/200$, avec $L$ la longueur caractéristique de la structure. Cette valeur $L/200$ est d'origine numérique et est liée à l'état actuel des moyens de calcul raisonnablement accessibles. Elle découle du raisonnement suivant : l'élément de structure mince est une approximation valable de la réalité tant que l'épaisseur e est suffisamment petite devant la taille $D$ de l'élément. Fixons cette limite à $D/4$ :

$e < D/4$

Un calcul numérique d'ampleur raisonnable sur les ordinateurs disponibles pour ce type d'application industrielle peut comporter jusqu'à 10 000 éléments de surface au plus. Un calcul très simple du nombre d'éléments triangulaires sur une sphère de diamètre L maillée uniformément conduit à :

$D = L/50.$

D'où :

$e < L/200$,

qui est la condition de validité du modèle. Cette limite doit être modulée en fonction de la forme exacte du corps. La méthode en saut de pression, efficace pour les structures minces, ne permet donc pas de prendre en compte les structures d'épaisseur moyenne ou forte.

L'épaisseur des structures industrielles considérées n'est pas aussi faible que dans l'industrie automobile, on ne peut pas la négliger. Elles sont composées typiquement de plusieurs millimètres de tôle d'acier et d'une couche de matériau acoustique. Elles ne satisfont pas à la condition $e < L/200$ ci-dessus. Il est impossible de les traiter valablement avec des éléments « minces ».

On est donc conduit à examiner l'option de modélisation opposée : cette approche (désignée comme l'Option 3 dans les tableaux 1 et 2) consiste à considérer que l'enveloppe de la structure est plongée dans un seul fluide [3,4]. La pression acoustique est calculée par une méthode d'éléments finis de frontière appliquée à un seul maillage couvrant la structure. Les domaines acoustiques intérieurs et extérieurs ne sont pas dissociés. Cette approche comporte des limitations. En effet, les temps de calcul sont importants car les intégrations doivent être calculées en prenant en compte toutes les interactions des facettes situées sur les peaux intérieures et extérieures de la structure ouverte. De plus, des erreurs numériques interviennent lors de l'intégration de la fonction de Green lorsque les parois de la structure sont minces. On considère que les erreurs numériques deviennent trop importantes quand l'épaisseur de la structure est inférieure à $\lambda/4$, $\lambda$ étant la longueur d'onde acoustique. Cette méthode, valable pour les structures épaisses, ne permet pas de prendre en compte de manière optimale les structures telles que

$e < \lambda/4$ .

Les deux méthodes présentées (options 1 et 3) ne permettent pas de calculer le rayonnement acoustique de structures ouvertes dont l'épaisseur e limitée par :

$L/200 < e < \lambda/4$

On qualifiera ces structures de « structures d'épaisseur moyenne ».

Une autre voie [5] de modélisation résout le problème acoustique du couplage intérieur/extérieur d'une structure ouverte. Le problème aux frontières est formulé en utilisant deux équations intégrales, chacune d'elles étant valable dans le domaine acoustique intérieur ou extérieur. Ces deux équations sont reliées entre elles par une condition de continuité de pression acoustique et de vitesse acoustique au niveau des ouvertures. La séparation des deux domaines acoustiques intérieur et extérieur permet d'utiliser deux maillages de surface indépendants pour chaque domaine acoustique.

Cette méthode (option 2 dans les tableaux 1 et 2) est en principe valable quelle que soit l'épaisseur. Notons qu'en cas de très grande ouverture elle est susceptible de rencontrer un problème de conditionnement du système linéaire à résoudre. Les ouvertures des capotages sont cependant généralement de taille limitée et les épaisseurs des parois du capotage sont telles que seule cette méthode est utilisable. Les tableaux 1 et 2 résument les caractéristiques et le domaine d'emploi des trois méthodes en fonction de l'épaisseur e des parois de la structure.

| | **Option 1** | **Option 2** | **Option 3** |
|---|---|---|---|
| Éléments acoustiques | Éléments minces sans épaisseur | 2 maillages couplés par l'ouverture | 1 maillage de corps massif |
| Schémas de principe | | | |
| Épaisseur | $e < L/200$ | $L/200 < e < \lambda/4$ | $\lambda/4 < e$ |

**Tabl. 1. : Caractéristiques des trois méthodes**

| | | | |
|---|---|---|---|
| **Option 1** | Bonne | Erreur de modélisation | Erreur de modélisation |
| **Option 2** | Inutilement coûteuse | Bonne | Inutilement coûteuse |
| **Option 3** | Algorithme inopérant et coûteux | Algorithme inopérant et coûteux | Bonne |
| **Épaisseur** | *e < L/200* | *L/200 < e < λ/4* | *λ/4 < e* |

**Tabl. 2. : Domaines d'emploi des trois méthodes**

## Caractéristiques du modèle

Dans le cadre de l'approche utilisée (option 2), le problème étudié est, en termes mathématiques, celui d'un domaine acoustique intérieur couplé à un domaine acoustique extérieur à travers des ouvertures. La structure vibre et une source acoustique rayonne à l'intérieur de la structure (cf. figure 2).

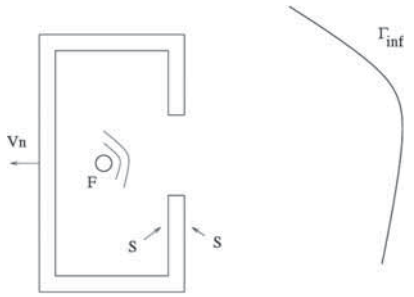


**Fig. 2 : Configuration pour le calcul du rayonnement acoustique d'une structure ouverte vibrante**

On a à résoudre l'équation de Helmholtz (équation du son à fréquence fixée) dans tout l'espace, à l'exclusion de la source *F* et de la structure S. Par une transformation mathématique classique valable dans les problèmes linéaires en espace ouvert, on ramène le problème posé dans l'espace entier à un problème posé seulement sur la surface intérieure $S_1$, la surface extérieure $S_2$ et l'interface s représentant l'ouverture : (cf. figure 3).

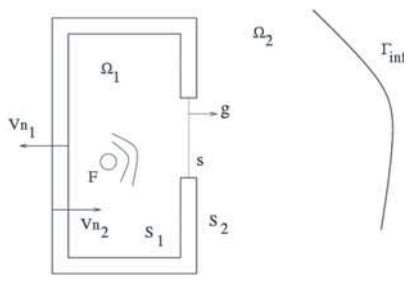


**Fig. 3. : Configuration pour le calcul du rayonnement acoustique d'une structure ouverte vibrante. Séparation des domaines acoustiques**

Les équations différentielles dans les domaines intérieur et extérieur et sur l'ouverture s'expriment :

Pour le domaine intérieur :

$$\begin{cases} \Delta p_1 + k^2 p_1 = F \quad dans \quad \Omega_1 \\ \partial_{n_1} p_1 = -i\omega\rho V_{n_2} \quad sur \quad S_1 \\ \partial_{n_1} p_1 = i\omega\rho g \quad sur \; s \end{cases}$$

Pour le domaine extérieur :

$$\begin{cases} \Delta p_2 + k^2 p_2 = 0 \quad dans \; \Omega_2 \\ \partial_{n_2} p_2 = -i\omega\rho V_{n_2} \quad sur \quad S_2 \\ \partial_{n_2} p_2 = -i\omega\rho g \quad sur \; s \\ \lim_{r \to \bullet} r\left(\frac{\partial}{\partial r} + ik\right) p_2 = 0 \quad dans \quad \Gamma_{inf} \end{cases}$$

Sur l'ouverture :

$p_2 = p_1$ *sur s*

avec :
$p_1$ et $p_2$ sont les pressions acoustiques intérieure et extérieure,
*k* est le nombre d'onde,
ω est la pulsation associée à *k* en rd/s,
*F* représente la source acoustique,
$V_{n1}$ et $V_{n2}$ sont les vitesses vibratoires des parois,
*g* est la vitesse à l'ouverture,
ρ est la masse volumique de l'air en kg/m³.

La vitesse pariétale $V_n$ et le débit de la source acoustique ponctuelle *F* sont donnés. Les inconnues du calcul sont les pressions sur $S_1$ et $S_2$, ainsi que la vitesse *g* à l'interface. Le matériau absorbant, revêtant partiellement l'intérieur de la cavité, est supposé avoir un comportement local décrit par une impédance. Les développements ne sont pas exposés ici mais ils sont disponibles dans [6].

Finalement on obtient un système linéaire à résoudre qui dépend du nombre d'éléments sur la structure. La taille de ces éléments est imposée par le respect de la condition d'échantillonnage spatial en $\lambda_{vib}/6$. Cette taille augmente donc rapidement avec la fréquence.

## Validation expérimentale

Il s'agit de valider le code de calcul, basé sur la technique proposée (option 2). Ce code, baptisé Bemhole, calcule le champ acoustique dans une situation analogue à celle de la figure 3. On cherche donc à reconstituer le rayonnement par calcul à partir de mesures de vibration sur un maillage de points couvrant la structure.

## Description de l'expérience

La structure étudiée est un caisson en aluminium de 0,6*0,499*0,396 m³ dont la plus grande face, amovible, comporte une ouverture de dimension 0,2*0,3 m² (cf. figure 4).

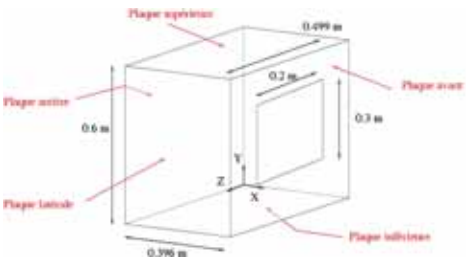


**Fig. 4 : Dimensions extérieures du caisson, et repérage des faces**

Les plaques sont en aluminium et ont une épaisseur de 6 mm. Le volume intérieur est de 0,11 m³. L'aluminium a les caractéristiques suivantes : Module d'Young : 69 Gpa, Masse volumique : 2 700 kg/m³. La plaque amovible est assemblée au moyen de vis. Les autres plaques sont soudées entre elles, mais sans apport de matière. L'intérieur du caisson a été tapissé de matériau lourd viscoélastique en feuille afin d'augmenter l'amortissement structural. Ce matériau amortissant est placé sur toutes les faces sauf sur la face amovible. Le matériau ajouté a une épaisseur de 3,5 mm. Sa rigidité est inconnue. Le caisson est posé sur des plots et placé dans une chambre semi-anéchoïque (cf. figure 5).

**Fig. 5 : Caisson et dispositif de mesure en chambre semi-anéchoïque**

La face ouverte est dans un plan vertical. Le centre du caisson est quant à lui placé à 1,258 m du sol réfléchissant. Une excitation mécanique a été appliquée sur la face arrière en utilisant un pot vibrant. La force injectée a été mesurée par une tête d'impédance. Un stinger assurait la liaison entre la tête d'impédance et le pot vibrant. Le pot vibrant était encoffré dans une boîte fermée emplie de laine de roche pour éviter tout effet parasite (excitation du caisson ou erreur affectant le bruit mesuré). Des mesures préliminaires ont montré que la présence du pot vibrant ne modifiait pas les vibrations de la structure dans la bande de fréquence utile. Le signal d'excitation était un bruit blanc dans la bande de fréquence [0-2 000 Hz]. Le signal de force mesuré par la tête d'impédance servait de signal de référence de phase.

La structure a pour longueur caractéristique 0,6 m et ses parois ont une épaisseur maximale de 9,5 mm. En appliquant le critère $e > \lambda/4$, le calcul en paroi épaisse (option 3) ne serait possible que bien au-delà de la limite des basses fréquences. D'autre part, le maillage du modèle numérique, formé d'éléments de dimension voisine de 0,04 m, est en limite pour l'application du critère de paroi mince (option 1), $e < D/4$. Donc, la méthode ici proposée (option 2) est la seule adaptée au calcul du rayonnement acoustique du caisson.

## Comparaison Calcul/Mesure

La puissance acoustique rayonnée a été calculée en intégrant la pression acoustique sur une sphère de rayon 10 m entourant le caisson. Cette technique, qui ne prend pas en compte l'effet réfléchissant du sol, est justifiée dès que l'on peut négliger le couplage de la structure avec son image par rapport au sol. C'est effectivement le cas ici, étant donnée la distance entre l'objet et son image. La puissance acoustique rayonnée a été mesurée par intensimétrie par balayage en suivant la norme NF S 31-025, le système de mesure et le logiciel utilisé étant de marque « 0/1 dB ». L'écartement entre deux microphones de la sonde intensimétrique était de 50 mm. La figure 6 représente les puissances acoustiques rayonnées, obtenues par calcul et par mesure dans la bande de fréquence [40-600 Hz]. La comparaison de ces puissances rayonnées est globalement bonne sur la bande de fréquence [40-400 Hz]. Au-dessus de 400 Hz, le maillage vibratoire est trop lâche pour représenter correctement les modes d'ordres élevés. En effet, la distance moyenne entre points de mesure est d'environ 0,09 m ; la longueur d'onde vibratoire $\lambda_{vib}$ de plaques

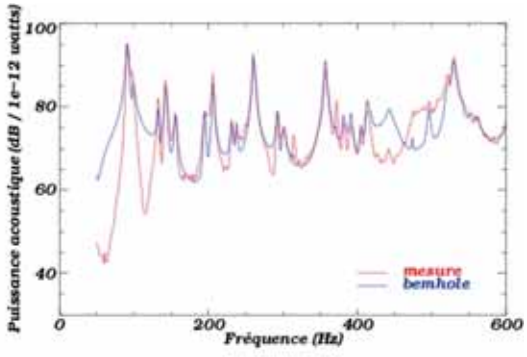


**Fig. 6 : Puissance acoustique calculée et mesurée rayonnée par le caisson ouvert.**

d'aluminium de 6 mm en flexion à 400 Hz vaut 0,36 m. On atteint donc une zone où l'échantillonnage devient moins bon que $\lambda_{vib} / 4$, ce qui peut poser des problèmes numériques dans la reconstitution du champ vibratoire pour le calcul. Le dédoublement du pic associé à la fréquence du résonateur de Helmholtz (91 Hz) est dû à l'existence d'une résonance mécanique à une fréquence très voisine.

## Utilisation du modèle

### Influence de la taille des ouvertures

La fréquence du résonateur de Helmholtz varie avec la dimension de l'ouverture. Des formules approchées donnent la valeur de cette fréquence. Elles sont établies en supposant l'ouverture relativement petite devant la cavité. Elles ne peuvent donc donner la fréquence pour le cas où l'on retire la face avant du caisson. Ce qui est remarquable, c'est que dans ce cas très ouvert, la résonance de Helmholtz est encore bien marquée, et qu'elle se traduit par un fort rayonnement. La valeur de la fréquence est fournie par le calcul, ainsi que celle de l'amortissement par rayonnement. La figure 7 donne la pression à 3 m en face de l'ouverture, la structure étant supposée animée d'une vitesse uniforme de 1 m/s, pour 3 dimensions d'ouverture :

'petite' = 0,05*0,1 m²
'moyenne' = 0,2*0,3 m²
'grande' = face avant enlevée (0,5*0,6 m²)

On relève aussi la trace des modes internes de la cavité, encore présents bien qu'atténués et décalés en fréquence, lorsque la face avant est enlevée (570 Hz à 590 Hz, 680 Hz à 710 Hz).

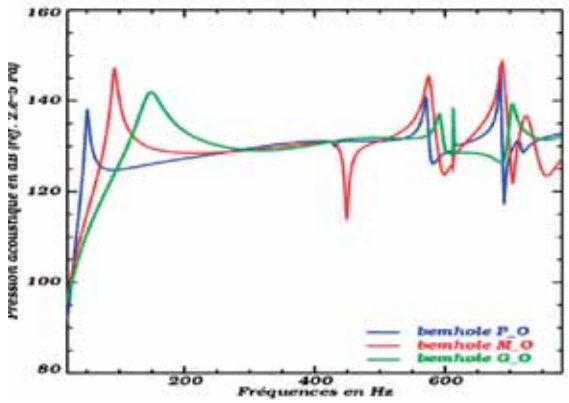


**Fig. 7 : Pression acoustique à 3 m en face de l'ouverture pour différentes tailles d'ouvertures.**

### Intensité acoustique active

Cette fois, la dynamique de la structure est modélisée par le logiciel d'éléments finis *Samcef*. On se place dans des conditions voisines de la situation expérimentale décrite ci-dessus (force excitatrice sur la face arrière, etc…), avec cependant une différence : la rigidité du matériau amortissant est supposée nulle. Le champ du vecteur intensité acoustique active est tracé, figure 8, dans un plan vertical coupant l'ouverture en son centre. À 91 Hz, fréquence du résonateur de Helmholtz, on remarque l'importance du flux traversant l'ouverture par rapport à l'émission propre de la structure. À 354 Hz, au contraire, en situation de mouvement forcé par l'excitation, c'est clairement la zone de l'excitation vibratoire qui rayonne fortement, l'ouverture contribuant peu. Les couleurs rouge et bleu correspondent au signe de la composante perpendiculaire au plan de la figure.

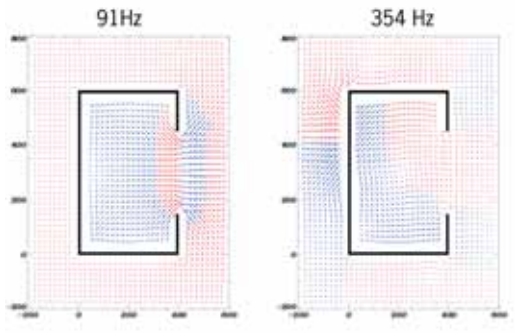


**Fig. 8 : Intensité acoustique active (échelles arbitraires)**

### Effet d'un matériau absorbant disposé à l'intérieur de la cavité

Une couche de matériau acoustique absorbant obéissant à loi de Delany et Bazley est introduite dans les conditions de calcul de la simulation précédente. De type laine de roche, ce matériau a une résistivité de $10^5$ Ns/m⁴ et une épaisseur de 20 mm. La puissance acoustique rayonnée avec et sans absorbant est comparée sur la figure 9. L'effet de l'absorbant peut paraître assez décevant, car peu de pics d'émission sonore se voient atténués. Ceci s'analyse en remarquant :

- que le matériau retenu est, comme on pouvait s'y attendre, peu absorbant en basse fréquence ; le coefficient d'absorption varie approximativement de 0.02 à 0.2 entre 100 Hz et 600 Hz.
- que les résonances mécaniques sont à la fois rayonnantes et peu amorties, aucun amortissement inhérent à la laine de verre n'ayant été introduit. Elles sont très peu affectées par le traitement acoustique effectué.

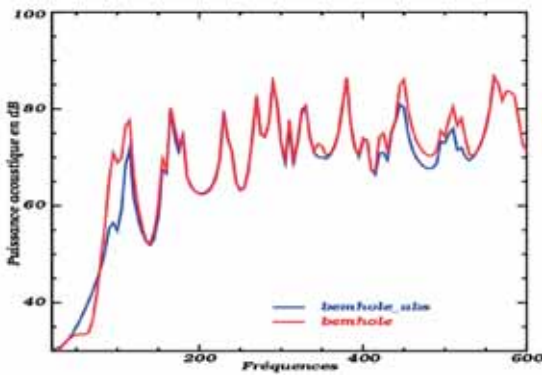


**Fig. 9 : Puissance acoustique rayonnée avec absorbant (bleu) et sans (rouge)**

Ainsi notre modèle permet de faire la part des divers phénomènes et des divers traitements possibles dans la réduction du bruit émis.

## Conclusions et perspectives

La technique de modélisation retenue se traduit par un outil de calcul du rayonnement de structures ouvertes, le code 'Bemhole', spécialement adapté aux structures d'épaisseur 'moyenne', mais pouvant traiter toute épaisseur, qu'elle soit faible ou importante. Une validation expérimentale conduite en chambre semi-anéchoïque a montré la pertinence de l'approche suivie. L'exploitation du code souligne sa capacité à modéliser la résonance de Helmholtz dans des situations variées, non susceptibles de traitement analytique. L'effet des ouvertures sur les modes internes peut aussi être analysé, ainsi que leurs conséquences en termes de rayonnement. L'introduction d'une source intérieure présentant un encombrement ne devrait pas soulever de difficulté si la source est à mouvement imposé, puisqu'alors elle constitue seulement une partie supplémentaire de la surface interne. De nombreuses configurations pratiques et industrielles présentent le type de situation modélisée ici : moteur sous capot de véhicule, habitacle comportant une ouverture, machines, déjà citées, mais aussi instruments de musique, systèmes électroacoustiques, etc… Bemhole ne demande qu'un maillage de surface, et non de volume. Couplé à un mailleur convivial, il pourrait constituer un outil simple d'emploi pour la conception de capotages partiels optimisés.

## Références bibliographiques

**[1] C. Lesueur, « Rayonnement acoustique des structures », Eyrolles, 1988.**

**[2] C. Thirard, J.-P. Demars, D. Vaucher de la Croix, « Mise en œuvre et application à des calculs vibroacoustiques d'une méthode d'identification modale travaillant dans le domaine temporel », Actes du 4e Congres Français d'Acoustique, Vol.1, p. 253-256, Marseille, 4 au 14 avril 1997.**

**[3] H.A. Schenck, « Improved Integral Formulation for Acoustic Radiation Problem », J. Acoust. Soc. Am., Vol. 44 (1), 41-58 (1967).**

**[4] A.F. Seybert, B. Soenarko, F.J. Rizzo, and D.J. Shippy, « An Advanced Computational Method for Radiations and Scattering of Acoustic Waves in Three Dimensions », J. Acoust. Soc. Am., Vol. 80, p. 1241-1247, 1986.**

**[5] A. F. Seybert, C. Y. R. Cheng, T. W. Wu, "The solution of coupled interior / exterior acoustic problems using the boundary element method", J. Acoust. Soc. Am. 88, 1612-1618 (1990).**

**[6] F. Polonio, « Calcul du rayonnement acoustique d'une structure d'épaisseur moyenne comportant des ouvertures », Thèse de l'université Blaise Pascal (Clermont, France), soutenue en mai 2002.**