

Vibroacoustique des plaques multicouches : Calcul prévisionnel et validation expérimentale

Thierry Loyau,
INRS,
Avenue de Bourgogne,
54501 Vandoeuvre CEDEX,
tél. : 03 83 50 21 60,
fax : 03 83 50 20 93

**Jean-Louis Guyader,
Christian Cacciolati,**
LVA,
Bât. 303 - INSA de Lyon,
69621 Villeurbanne CEDEX,
tél. : 04 72 43 80 80,
fax : 04 72 43 87 12

Pascal Lorenzini,
LEDEPP, SOLLAC,
17 avenue des tilleuls,
57191 Florange CEDEX,
tél. : 03 82 51 40 54,
fax : 03 82 51 42 60



L'intégration des nuisances liées au bruit devenant une nécessité dès la conception d'un système, les industriels ont de plus en plus besoin d'outils de calcul prévisionnels. Des outils de calcul complexes existent, mais demandent une grande expertise, des moyens informatiques importants et des temps de calcul qui peuvent être prohibitifs. Ces outils sont donc peu adaptés au premier stade de la conception d'un système.

Le développement d'outils de calcul de rayonnement acoustique de structures, légers et ciblés, est donc un besoin de l'industrie [1], [2], [3]. La présente étude a permis la mise en œuvre et la validation expérimentale d'un outil de calcul permettant de prévoir le bruit rayonné par des plaques multicouches excitées par des sources vibratoires caractérisées à partir de mesures de mobilité effectuées sur les éléments séparés : plaque multicouche d'un côté et source vibratoire de l'autre.

Pour les concepteurs de machines, cet outil peut être utilisé comme une aide au choix d'une technique de réduction de bruit que l'on met en évidence sur une structure de forme simple (une plaque) et qui peut être par la suite étendue aux cas de structures de formes complexes (par exemple, un bâti de machine constitué d'un assemblage de plaques).

Le calcul du bruit rayonné est présenté en deux phases :
- détermination des efforts de couplage entre la source d'excitation et la structure réceptrice, à partir de valeurs obtenues sur les systèmes découplés,
- détermination des niveaux vibratoires et du bruit rayonné par des plaques multicouches soumises à un effort mécanique réel.

Le dispositif expérimental destiné à valider les calculs est ensuite présenté. Cette validation porte d'une part, sur la méthode de calcul des efforts de couplage et d'autre part, sur le calcul du bruit rayonné par une plaque multicouche.

Les confrontations entre les calculs et les mesures présentées dans cet article permettent d'avoir une bonne confiance dans cet outil prévisionnel. Les structures testées sont constituées avec de la tôle sandwich amortissante acier/polymère/acier Solconfort de SOLLAC.

Description de la tôle multicouche Solconfort

L'appellation Solconfort recouvre une gamme de tôles sandwich acier/polymère/acier produite par SOLLAC. La fonction de ces tôles est l'amortissement des vibrations solidiennes et la diminution du bruit généré par ces dernières dans les structures. Elles permettent d'allier la résistance mécanique élevée de l'acier au fort amortissement du polymère. C'est par le biais de la sollicitation en cisaillement du polymère lorsque la tôle sandwich travaille en flexion ou en torsion que l'énergie mécanique des vibrations est dissipée sous forme de chaleur.

Gamme Solconfort et procédé de fabrication

Nous parlons de gamme Solconfort car il y a plusieurs variables dans la définition du produit :

- Le type de polymère, dont le choix s'effectue en fonction de la température d'utilisation de la pièce à réaliser. En

effet, l'amortissement est optimal au voisinage de la température de transition vitreuse du polymère, qui correspond à celle où le rapport tangente δ entre la partie imaginaire et la partie réelle du module de Young complexe est maximal. Ce faisant, trois catégories de tôles sandwich sont disponibles, respectivement pour la température ambiante, les températures moyennes (40 °C à 80 °C) et les températures élevées (jusqu'à 150 °C).

- L'épaisseur de polymère, qui peut prendre deux valeurs, soit 25 μm , soit 45 μm .
- L'épaisseur des parements d'acier, qui peut aller de 0,2 mm à 1,5 mm par parement, soit une épaisseur totale du sandwich comprise entre 0,425 mm et 3,045 mm, compte tenu de l'épaisseur de polymère.
- La métallurgie et les caractéristiques mécaniques des parements d'acier.
- Le type de revêtement des parements. Ceux-ci peuvent être simplement laminés à froid, revêtus de zinc ou d'alliages zinc/fer, zinc/nickel, zinc/aluminium, prépeints ou prélaqués.

En fait, il n'y a pas de limitation sur le choix des parements d'acier à partir desquels on peut fabriquer une tôle Solconfort.

La fabrication s'effectue sur une ligne en continu par un procédé d'enduction de résine solvatée qui est ensuite séchée dans un four d'évaporation puis réticulée lors d'une opération de colaminage avant refroidissement et bobinage du sandwich. Les parements subissent un traitement de surface préalable destiné à améliorer l'adhésion de la résine et sa durabilité. La figure 1 donne un schéma de principe de la ligne de fabrication, qui permet d'atteindre une largeur maximale de 1 630 mm et de livrer des bobines de 20 tonnes.

Mise en œuvre et comportement en service du Solconfort

La réalisation de structures en Solconfort implique que ce produit soit compatible avec les procédés de mise en œuvre des utilisateurs et que, une fois en service, la structure remplisse le cahier des charges de ces derniers (sensibilité à l'environnement, tenue à la fatigue...).

À cet égard, afin de pouvoir optimiser les applications du produit, SOLLAC a développé un savoir-faire couvrant l'ensemble des procédés de mise en œuvre couramment employés dans l'industrie : emboutissage, pliage, profilage, assemblage par soudage par résistance, soudage à l'arc, assemblage mécanique par clinchage ou rivetage. De même, en ce qui concerne les propriétés d'emploi, une aide à la conception peut être offerte sur des sujets tels que le dimensionnement d'une pièce vis-à-vis de critères de rigidité statique et de comportement dynamique.

La sensibilité du produit à l'environnement a également fait l'objet d'études qui montrent, d'une manière générale, le maintien des propriétés d'amortissement et d'adhérence après les traitements thermiques correspondant à la cuisson peinture d'une pièce, divers cyclages climatiques alternant des atmosphères chaudes et froides, une immersion prolongée dans des huiles moteur ou encore des tests de corrosion accélérée ou naturelle. Les caractères thermodurcissable, hydrophobe et amorphe des polymères utilisés sont les garants de ces résultats.

Nous n'entrons pas ici dans les détails de ces études et invitons le lecteur à se reporter aux références [4], [5], [6], [7].

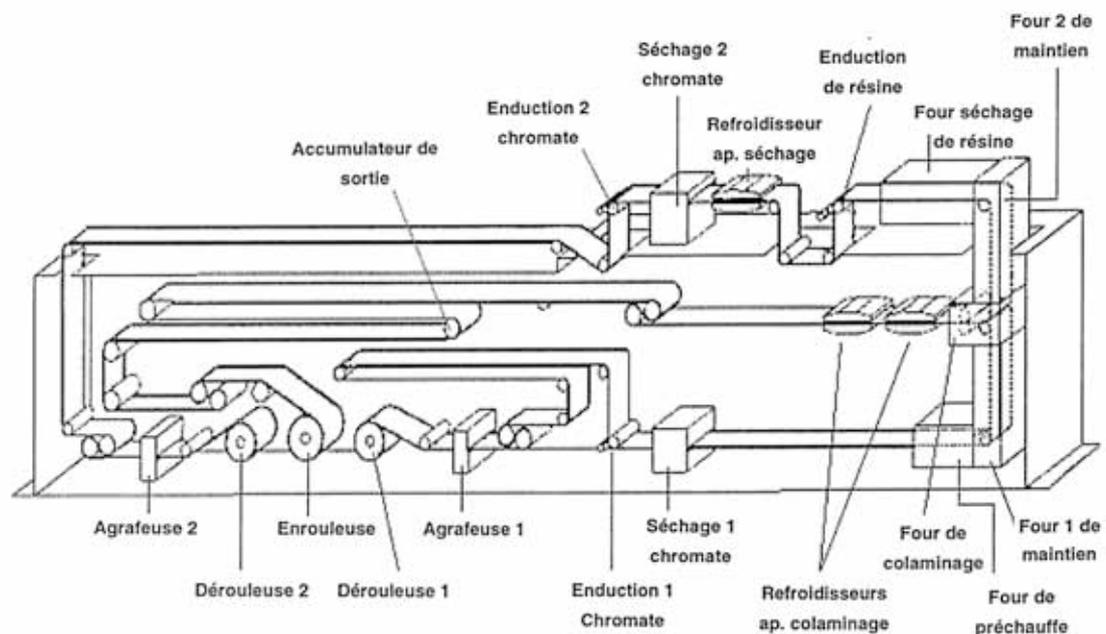


Figure 1 : Schéma de principe de la fabrication des tôles Solconfort de SOLLAC

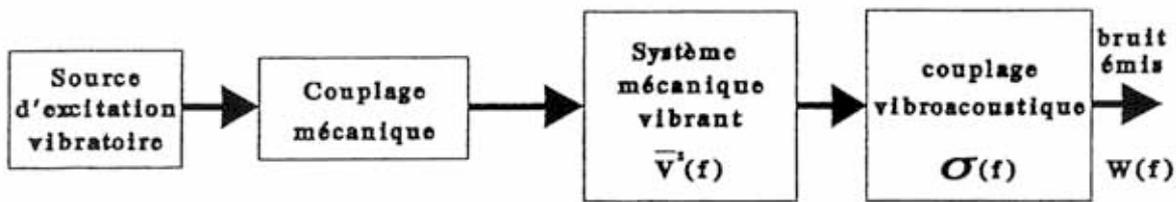


Figure 2 : Système mécanique rayonnant dans l'air

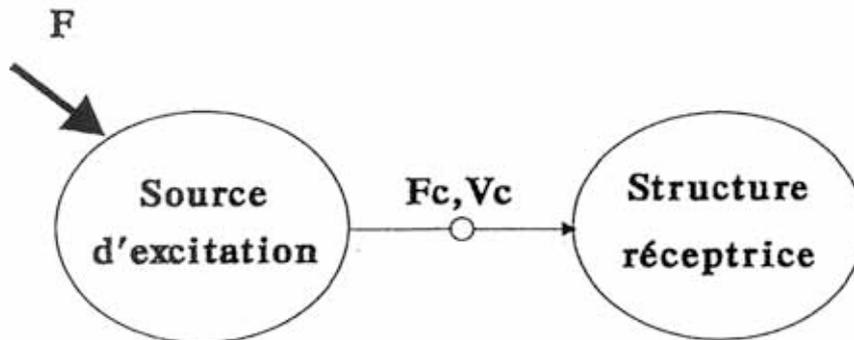


Figure 3 : Système simple comprenant une source d'excitation vibratoire et une structure réceptrice connectées en un point

Les utilisations du Solconfort couvrent les domaines de l'industrie automobile (carters d'huile, couvre-culasses, tabliers, planchers, passages de roues, anti-bruits pour plaquettes de freins...), du ferroviaire (planchers de TER), de l'industrie des biens d'équipements (pièces de lave-vaisselle...), du bâtiment (escaliers métalliques, toitures...) ou encore de l'environnement extérieur (conteneurs à verre) et des locaux de travail (bacs à chutes, goulottes, insonorisation de presses...).

Présentation de l'outil de calcul vibroacoustique pour les plaques multicouches sous effort réel

Le schéma équivalent d'une structure vibrante excitée mécaniquement et rayonnant dans l'air est présenté figure 2. La source d'excitation agit sur la structure par l'application d'un effort de couplage. La structure soumise à cet effort vibre et rayonne dans l'air par l'intermédiaire d'une fonction de transfert vibroacoustique. Le schéma équivalent général est valable en particulier dans le cas de plaques, objets de cet article.

L'outil de calcul présenté dans cet article réunit le calcul des efforts de couplage et le calcul des vibrations et du rayonnement acoustique de plaques multicouches.

Détermination des efforts de couplage entre une source d'excitation mécanique et une structure réceptrice

Les efforts transmis par une source d'excitation mécanique à une structure dépendent beaucoup du couplage entre cette source et la structure. On sait en particulier que la modification de la mobilité d'entrée aux points d'excitation

des structures par ajout de masses localisées, induit une réduction considérable des vibrations et du bruit rayonné [8], [9].

On se place dans le cas d'une force ponctuelle générée par une source excitatrice et appliquée à une structure réceptrice (figure 3). La force de couplage qui devient le paramètre d'entrée des programmes de calcul prévisionnel de rayonnement acoustique est obtenue par la formulation suivante (le système de réception est supposé sans excitation propre).

$$F_c = \frac{\tilde{V}_v}{Y_s + Y_e} \quad (1)$$

Avec \tilde{V}_v la vitesse à vide de la source d'excitation, Y_s la mobilité de sortie de la source excitatrice et Y_e la mobilité d'entrée de la structure réceptrice.

Pour plus de détails sur les mobilités voir [10], [11], [12].

La mobilité et la vitesse à vide des sources excitatrices sont très souvent difficiles à calculer et doivent donc être mesurées. Ceci est effectué en utilisant les résultats de deux mesures :

- Mesure de la mobilité de sortie de la source lorsque celle-ci est à l'arrêt : on excite artificiellement la source d'excitation au point de couplage.
- Mesure de la vitesse à vide de la source découplée obtenue en fonctionnement.

La mobilité d'entrée de structures planes peut être mesurée ou calculée en utilisant un calcul de prévision du comportement vibratoire de structures (voir par exemple celui présenté dans le paragraphe suivant).

Principe du calcul vibroacoustique d'une plaque multicouche soumise à un effort donné

La plaque considérée dans le modèle de calcul est assez sophistiquée puisqu'elle peut être constituée de couches de différents matériaux viscoélastiques isotropes ou orthotropes. Le modèle analytique développé [13], n'a pas de limitation sur le nombre de couches et n'exige aucune propriété de symétrie de l'empilement. Il a été utilisé avec succès pour la modélisation de vitrages feuilletés, de tôles sandwichs et même dans le cas d'un assemblage composite comportant des nids d'abeilles.

En ce qui concerne l'aspect vibratoire, dans chaque couche, les trois effets mécaniques élémentaires : flexion, traction-compression et cisaillement transversal sont pris en compte. Le raccord aux interfaces des couches assure la continuité des déplacements et des contraintes de cisaillement. Cette théorie lourde n'est pas développée ici faute de place et nous renvoyons le lecteur aux documents originaux [13], [14], [15], [16] ou à la notice d'utilisation du logiciel RAPM (Rayonnement Acoustique de Plaques Multicouches). La figure 4 donne un exemple des déplacements vibratoires obtenus dans le cas d'une plaque sandwich constituée de trois couches.

En ce qui concerne l'aspect acoustique, la puissance acoustique rayonnée par la plaque est calculée à partir des coefficients de rayonnement modaux approchés [21, chap. 4]. Le facteur de rayonnement est également fourni par le logiciel.

Signalons cependant que la modélisation présente certaines limitations :

- la plaque est de forme rectangulaire,
- les conditions aux limites de la plaque sont de type simplement supporté. Ces conditions aux limites peuvent influencer le rayonnement [17]. Si les conditions aux limites réelles s'écartent des hypothèses (blocage des translations

et autorisation des moments), les résultats du logiciel pourraient surestimer le bruit rayonné, dans le cas contraire le modèle appuyé donnera une bonne approximation, - le couplage fluide-structure considéré suppose que la réaction du fluide sur la vibration de la plaque est faible et se limite à un effet d'amortissement par rayonnement. Cette hypothèse de fluide léger est généralement acceptable en acoustique aérienne [18].

L'excitation est une force mécanique ponctuelle normale à la plaque.

Dans le cas de l'outil de calcul présenté, le spectre de cette force est obtenu par la méthode développée dans le chapitre précédent et basée sur les mesures de mobilité avant couplage et de vitesse à vide.

Présentation du dispositif expérimental pour la mesure des vibrations et du rayonnement acoustique des plaques

La validation expérimentale de l'outil de calcul a été effectuée en utilisant le dispositif expérimental de l'INRS [19] qui permet d'analyser finement et en automatique les champs vibratoires et acoustiques de structures à base de plaques (plaque simple, plaques couplées ou boîtes). La figure 5 donne le schéma d'ensemble de l'installation. La structure testée (une plaque simple sur la figure 5) est insérée dans une cloison séparant la partie excitation de la partie mesure.

La salle de mesure est une chambre calme dont les dimensions intérieures sont les suivantes : 4,45 m x 5,05 m x 2,35 m. Son volume intérieur est de 53 m³ et sa surface est de 89 m². Un des quatre murs est une paroi réfléchissante contenant une plaque carrée appuyée sur ses bords. La condition expérimentale acoustique est donc un baffle plan limitant le rayonnement sonore à un demi-espace (paroi réfléchissante).

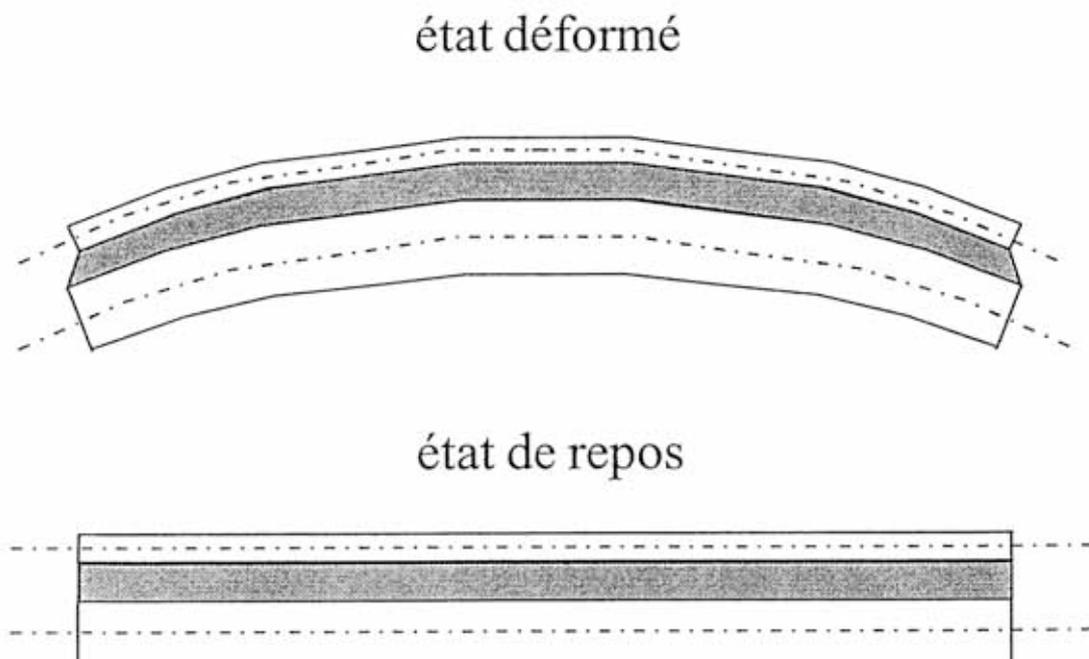


Figure 4 : Exemple de déplacement vibratoire dans l'épaisseur d'un sandwich à âme souple et parements rigides.

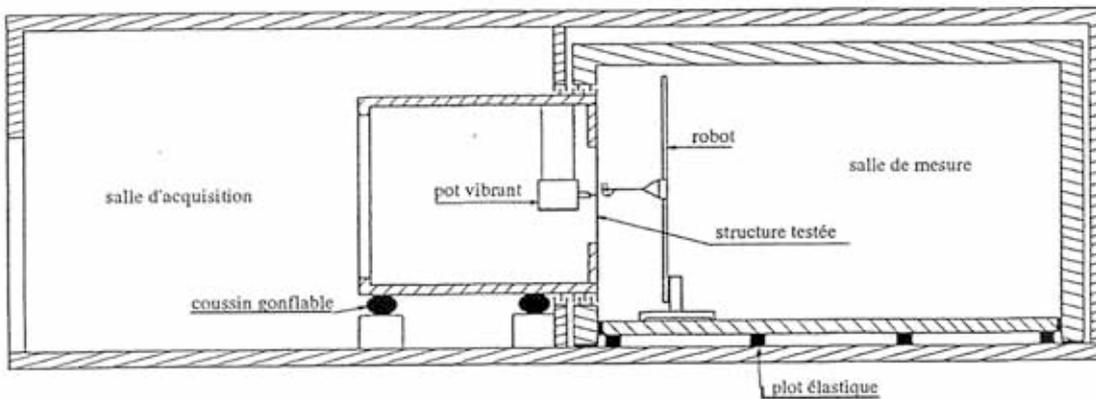


Figure 5 : Dispositif expérimental de l'INRS pour l'étude du rayonnement acoustique des structures.

Un système robotisé de déplacement (2 mètres par 2 mètres) est utilisé pour explorer le champ acoustique ou vibratoire. Il peut supporter plusieurs types de capteurs. Deux microphones alignés dans une direction perpendiculaire à la plaque permettent d'obtenir l'intensité acoustique (2 microphones 1/2" appariés en phase B & K 4 177). Une tête optique de vibromètre LASER différentiel (POLYTEC OFV 300 et OFV 502) permet d'obtenir des informations vibratoires sur la plaque.

La structure étudiée est une plaque carrée, de dimensions 0,98 m x 0,98 m, composée de trois couches, deux parements en acier de même épaisseur ($4 \cdot 10^{-4}$ m) séparés par une couche intermédiaire ($45 \cdot 10^{-6}$ m) en matériau polymère viscoélastique (tôle Solconfort). Les conditions aux limites réalisées au mieux sont du type appui simple sur les quatre côtés. Le point d'excitation est situé au point de coordonnées $x = 0,7$ m, $y = 0,2$ m.

Validation de l'outil de calcul vibroacoustique d'une plaque multicouche

La vitesse vibratoire quadratique normale moyenne, la puissance acoustique rayonnée et le facteur de rayonnement sont les grandeurs utilisées pour la validation (annexe). Elles ont été obtenues par calcul en utilisant le logiciel RAPM et validées par comparaison aux mesures. La force de couplage est obtenue (voir plus haut) à partir des mesures sur chaque ensemble avant couplage (Equation (1)).

Caractéristiques des calculs effectués

Le module de Young du matériau polymère viscoélastique mesuré par le LEDEPP en utilisant un essai de cisaillement sur un échantillon de tôle sandwich, a été pris égal à 148 MPa.

Le facteur d'amortissement du matériau polymère viscoélastique a été obtenu à partir des courbes maîtresses fournies par le LEDEPP. Les mesures ont été effectuées à l'INRS à une température constante de 22 °C. À partir de cette température, utilisée durant toute l'étude, on peut obtenir la courbe du facteur d'amortissement en fonction de la fréquence (figure 6).

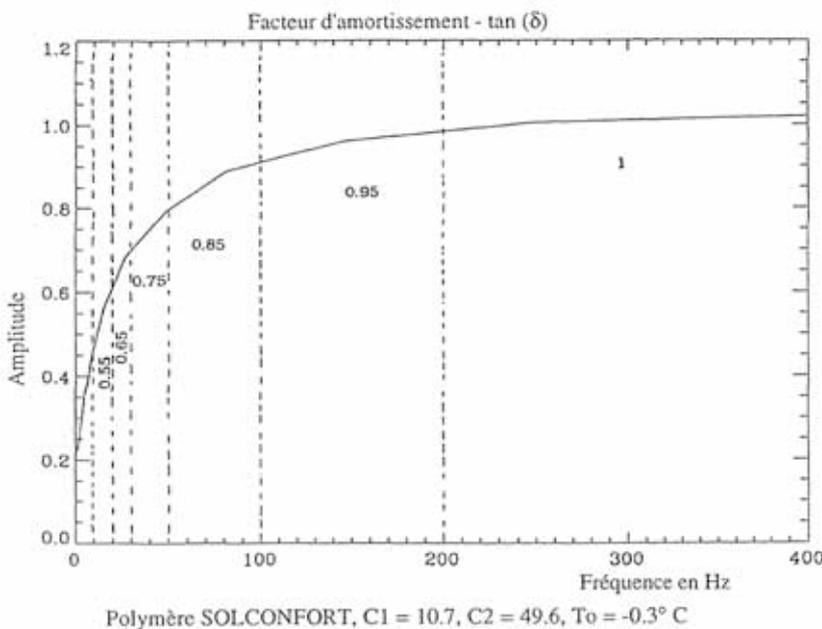


Figure 6 : Facteur d'amortissement du matériau polymère viscoélastique. Découpage par bande de fréquence.

Pour les parements d'acier, les paramètres sont les suivants :

- Masse volumique $7\,800\text{ kg/m}^3$.
- Facteur de perte $0,01$.
- Module de Young $2,05\ 10^{11}\text{ Pa}$.
- Coefficient de Poisson $0,3$.

Les calculs ont été effectués en utilisant le logiciel RAPM

Caractéristiques des mesures effectuées

La source d'excitation est composée d'un ensemble comprenant un exciteur électrodynamique (B & K 4 809 de 40 N), une tige (stinger) et une tête d'impédance B & K 8 001.

La vitesse quadratique normale moyenne est obtenue par intégration des vitesses vibratoires quadratiques mesurées à l'aide du vibromètre LASER sur un maillage constitué de 121 points (11 par 11). L'écart entre deux points est de 0,098 m. La surface totale du maillage est de $0,96\text{ m}^2$.

La puissance acoustique rayonnée est obtenue par intégration de l'intensité acoustique active mesurée à l'aide d'une sonde intensimétrique sur un maillage acoustique constitué de 169 points (13 par 13). L'écart entre deux points est de 0,098 m. La surface totale du maillage est de $1,62\text{ m}^2$, et recouvre entièrement la plaque. L'écartement microphonique utilisé est de 0,05 m pour la bande de fréquence [20-1 000 Hz].

Confrontation Calculs-mesures

Le spectre de la force de couplage est injecté en entrée du logiciel RAPM et les grandeurs acoustiques et vibratoires calculées et mesurées peuvent être directement comparées.

La vitesse quadratique moyenne, la puissance acoustique et le facteur de rayonnement calculés et mesurés sont superposés sur les mêmes graphiques pour la gamme [0-400 Hz] (voir figures 7 à 9).

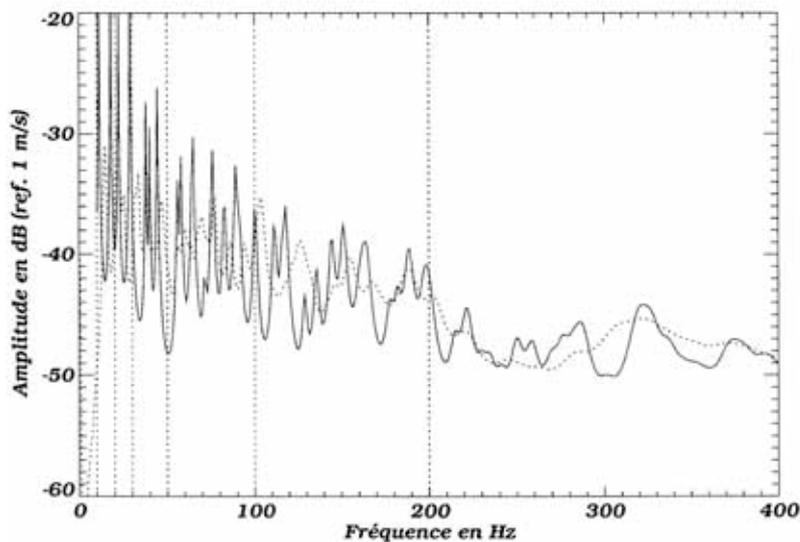


Figure 7 : Comparaison des vitesses vibratoires quadratiques moyennes calculée (—) et mesurée (- - -) pour une plaque multicouche Solconfort appuyée de dimensions 0,98 m par 0,98 m par 0,00085 m.

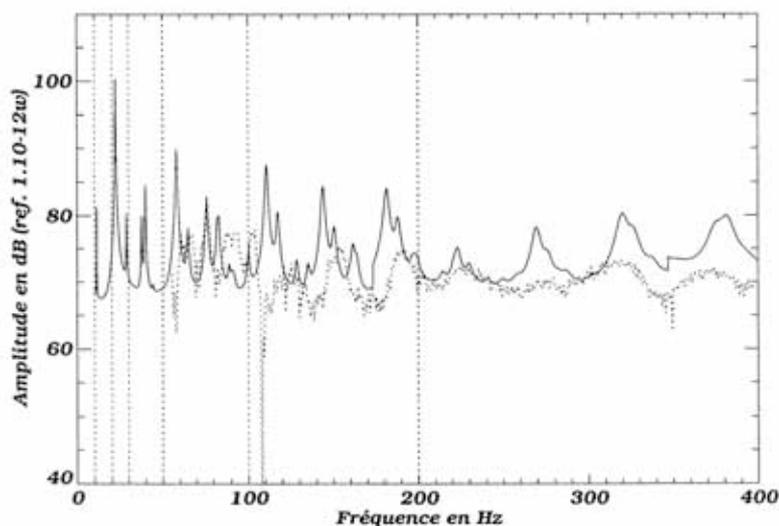


Figure 8 : Comparaison des puissances acoustiques calculée (—) et mesurée (- - -) pour une plaque multicouche Solconfort appuyée de dimensions 0,98 m par 0,98 m par 0,00085 m.

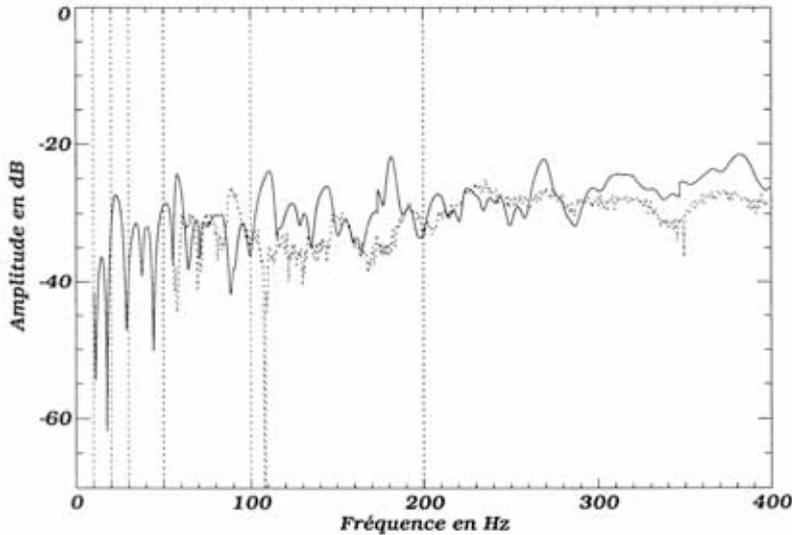


Figure 9 : Comparaison des facteurs de rayonnement calculé (—) et mesuré (- - -) pour une plaque multicouche Solconfort appuyée de dimensions 0,98 m par 0,98 m par 0,00085 m.

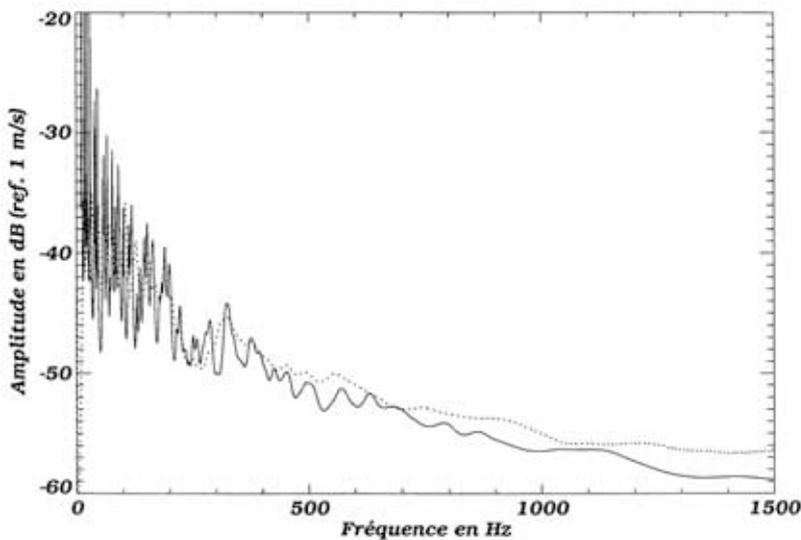


Figure 10 : Comparaison des vitesses vibratoires quadratiques moyennes calculée (—) et mesurée (- - -) pour une plaque multicouche Solconfort appuyée de dimensions 0,98 m par 0,98 m par 0,00085 m.

De façon complémentaire, les vitesses quadratiques normales moyennes obtenues par calcul et par mesure sont superposées sur la figure 10 pour la bande de fréquence [0-1 500 Hz]. Dans ce cas, le spectre d'effort en entrée du logiciel RAPM reste égal à 1 N sur toute la bande de fréquence. La vitesse vibratoire quadratique mesurée est normée par le spectre de la force quadratique de couplage.

L'analyse de ces figures conduit aux remarques suivantes :

- la position des modes mesurés et calculés n'est pas rigoureusement identique. Ceci peut s'expliquer de deux façons :

1. Les conditions aux limites de type simplement supporté sont très difficiles à réaliser expérimentalement sur une tôle de grandes dimensions et d'épaisseur très fine,

2. l'optimisation de la détermination des paramètres mécaniques des différentes couches pourrait améliorer la concordance entre les fréquences modales calculées et mesurées.

- la tendance générale obtenue entre calcul et expérience est bonne, l'outil de calcul est un outil prévisionnel du comportement vibroacoustique de la plaque multicouche testée.

Conclusions

Cet article a présenté un outil de calcul du comportement vibroacoustique d'une plaque multicouche simplement supportée, insérée dans un baffle et excitée par une source vibratoire réelle. Les confrontations entre les calculs et les mesures présentées dans cet article permettent d'avoir une bonne confiance dans cet outil prévisionnel.

Bien que la situation modélisée soit a priori assez éloignée d'un problème industriel dans le cadre d'une machine trop bruyante, l'expertise de l'ingénieur permet souvent d'assimiler à une plaque une partie responsable du problème acoustique (par exemple la portion de capotage, ou le tablier d'une automobile). L'outil de calcul s'avère alors intéressant pour concevoir des parois multicouches à haut pouvoir amortissant et faible masse surfacique, à utiliser pour corriger la partie de la machine défectueuse.

Cette première étape a permis de montrer l'efficacité des tôles Solconfort lorsqu'elles sont excitées mécaniquement.

Des mesures en cours, de l'indice d'affaiblissement acoustique de tôles multicouches raidies ou non permettront de répondre quant à leur intérêt dans le cas d'une excitation acoustique. Les dimensions ont été choisies pour que ces tôles aient un comportement modal dans la bande de fréquence d'excitation acoustique. L'efficacité de telles tôles sera ainsi d'autant mieux mise en évidence.

En parallèle, la poursuite des travaux s'est orientée vers l'élaboration d'outils dédiés pour traiter le cas d'un assemblage de plaques multicouches excité soit mécaniquement soit acoustiquement. Pour ce faire, les étapes réalisées ou en cours sont :

- des mesures et la validation de méthodes de calcul du bruit rayonné par un assemblage de plaques formant une enveloppe fermée et excitée mécaniquement. Les calculs vibratoires sont effectués en utilisant soit des éléments finis dédiés à la constitution particulière des tôles multicouches Solconfort soit la méthode analytique présentée précédemment et étendue. Les calculs de rayonnement sont effectués en particulier en utilisant une méthode simplifiée utilisant une répartition de monopoles sur la surface enveloppe de l'assemblage.

- des mesures et la validation de méthodes de calcul du bruit rayonné par ce même assemblage de plaques excité acoustiquement et comportant éventuellement des ouvertures.

Les outils développés et validés expérimentalement permettront de concevoir et d'optimiser des structures composites pour répondre aux problèmes du bruit dès la conception.

Remerciements

Ce travail a été effectué dans le cadre du projet CAVITES financé par le ministère de l'aménagement du territoire et de l'environnement.

Références bibliographiques

- [1] J. Nicolas, "State of the Art on the Prediction of the Noise Emitted by Vibrating Structures, Viewed by the First European Congress on the Subject", *Applied Acoustics* 35, (1992).
- [2] Journée SFA Région Grand Sud-Est "Un logiciel généraliste de vibro-acoustique ou une série d'outils métiers", Renault Véhicules Industriels, St Priest, France, 23 avril 1996, (1996).

[3] Table ronde animée par B. Favre et E. Parizet, "Enjeux et axes de progrès en vibro-acoustique automobile", CFA 97, Marseille, France, 14 au 14 avril 1997, (1997).

[4] Proceedings du Symposium Solconfort des 18 et 19 janvier 1994 organisé par SOLLAC, imprimerie Jarach-La Roche, Paris

[5] H. Guyon, "Les Multimatériaux sandwich", Le livre de l'acier, pp 1135-1156, Ed : Lavoisier (1994)

[6] P. Lorenzini, H. Guyon, A. Jouet, "Steel/Polymer/Steel Vibration Damping Composites - An Innovative Solution for Weight Lightening", Proceedings 4th EAEC Conference, Strasbourg (1993)

[7] V. Heulin, P. Lorenzini, "Contribution des tôles sandwich antivibratoires à l'insonorisation des moteurs", Proceedings du Congrès SIA "Matériaux Moteurs", Orléans (1993)

[8] B. E. Sandman, "Fluid loaded vibration of an elastic plate carrying a concentrated mass", *J. Acoust. Soc. Am.* 61 (6), (1977).

[9] E. Rebillard, B. Laulagnet, J. L. Guyader, "Influence of an embarked spring-mass system and defects on the acoustical radiation of a cylindrical shell", *Applied Acoustics* 36, (1992).

[10] G. S. O'Hara, "Mechanical impedance and mobility concepts", *J. Acoust. Soc. Am.* 41 (5), (1967).

[11] P. W. Smith, C. L. Dym, "Input and transfer admittance of thick plates driven by a uniform line moment", *J. Sound Vib.* 60 (3), (1978).

[12] N. G. Hemingway, "Modelling vibration transmission through coupled vehicle subsystem using mobility matrices", *J. Mech. E.*, 200 (2), (1986).

[13] J. L. Guyader, "Transparence acoustique des plaques multicouches orthotropes viscoélastiques finis", thèse de docteur ingénieur, INSA de Lyon, (1977).

[14] J. L. Guyader, C. Lesueur, "Acoustic transmission through orthotropic multilayered plates. Part. 1 : Vibration modes", *J. of Sound and Vib.* 58 (1), p 51-68, (1978).

[15] J. L. Guyader, C. Lesueur, "Acoustic transmission through orthotropic multilayered plates. Part. 2 : Transmission loss", *J. of Sound and Vib.* 58 (1), p 69-86, (1978).

[16] J. L. Guyader, C. Lesueur, "Transmission of reverberant sound through orthotropic viscoelastic multilayered plates", *J. of Sound and Vib.* 70 (3), p 319-332, (1980).

[17] A. Berry, J. L. Guyader, J. Nicolas, "A general formulation for the sound radiation from rectangular, baffled plates with arbitrary boundary conditions", *J. Acoust. Soc. Am.* 88 (6), (1990).

[18] B. Laulagnet, J. L. Guyader, "Modal analysis of shell's acoustic radiation in light and heavy fluids", *J. Sound Vib.* 31 (3), (1989).

[19] T. Loyau et coll., "Dispositif automatique de mesure de grandeurs acoustiques et vibratoires pour l'étude expérimentale du rayonnement acoustique des structures", Les Notes Scientifiques de l'INRS, n° 102, (1993).

[20] N. Hamzaoui, "Étude du champ acoustique de plaques par intensimétrie", Thèse de docteur ingénieur, INSA de Lyon, n°DI.1.8505, (1985).

[21] C. Lesueur, "Rayonnement acoustique des structures", Ed. Eyrolles, Paris, (1988).

Annexe : Définitions des grandeurs acoustiques et vibratoires utilisées

Le schéma classique d'un système mécanique rayonnant dans l'air (la réaction du milieu extérieur est très faible sur la structure vibrante) est représenté figure 2.

Définitions pour le système mécanique vibrant

La caractérisation vibratoire du système mécanique vibrant sera faite par :

- La force de l'excitation structurale introduite dans la structure. Elle est supposée normale, concentrée, harmonique $F(t)$ appliquée en un point M_0 et d'amplitude F_0 :

$$F(t) = F_0 e^{i2\pi f t} \quad (2)$$

La fréquence f est en Hz, la phase est supposée nulle (la décomposition de Fourier permet d'utiliser toutes les formules présentées dans le cas d'excitation large bande).

- La vitesse quadratique normale moyenne de la surface vibrante à la fréquence f :

$$\bar{V}^2(f) = \frac{1}{S_V} \int_{S_V} |V(M_V, f)|^2 dS_V \quad (3)$$

avec S_V , la surface de la structure vibrante en contact avec le milieu extérieur, M_V un point de S_V , dS_V l'élément de surface porté par S_V ,

$|V(M_V, f)|$ le module de la composante normale de la vitesse au point M_V à la fréquence f .

Définitions pour la propagation et la puissance acoustiques

La caractérisation du milieu extérieur (air) sera faite par :

- La puissance acoustique rayonnée :

La densité spectrale de la puissance acoustique rayonnée à la fréquence f est

$$W(f) = \int_{S_a} \operatorname{Re}\{p(M_a, f)V(M_a, f)^*\} dS_a \quad (4)$$

ou encore en utilisant l'intensité acoustique active

$$W(f) = \int_{S_a} \vec{I}_a \cdot \vec{n} dS_a \quad (5)$$

avec S_a , la surface de l'enveloppe entourant la structure vibrante, M_a un point de S_a , dS_a l'élément de surface porté par S_a ,

$\vec{I}_a \cdot \vec{n}$ la composante normale à l'élément de surface dS_a de l'intensité acoustique active au point M_a à la fréquence f .

- Le facteur de rayonnement :

$$\sigma(f) = \frac{W(f)}{\rho c \bar{V}^2(f) S_V} \quad (6)$$

avec ρ la masse volumique de l'air = 1,29 kg/m³, c la vitesse du son dans l'air = 344 m/s, S_V la surface de la structure vibrante en contact avec le milieu extérieur.

Dans le cas de la mesure, les intégrales précédentes sont approchées par des sommations discrètes en respectant un critère d'échantillonnage. La vitesse vibratoire normale à la structure doit être mesurée en chaque point d'un maillage vibratoire de la structure. L'intensité acoustique active normale à l'enveloppe de mesure doit être mesurée

sur un maillage de cette enveloppe. Les maillages vibratoire et acoustique ne sont généralement pas les mêmes.

$$\tilde{V}^2(f) = \frac{1}{S_V} \sum_i |V_{n_i}(f)|^2 \Delta S_{V_i} \quad (7)$$

$$\tilde{W}(f) = \sum_j \vec{I}_{n_j} \cdot \vec{n}_j \Delta S_{a_j} \quad (8)$$

$$\tilde{\sigma}(f) = \frac{\tilde{W}(f)}{\rho c \tilde{V}^2(f) S_V} \quad (9)$$

Le critère d'échantillonnage choisi est tel que la distance entre deux points de maillage acoustique ou vibratoire doit être inférieure à la demi-longueur d'onde de flexion dans la structure [20] [21, chap. 10, p. 450].