

# Vibroacoustique : Évolutions et perspectives

**Claude Lesueur**  
48, rue André Audinet  
58220 DONZY  
Tél. : 03 86 39 46 92

## Résumé

*Cet article présente d'abord les grandes évolutions et les points marquants d'une discipline relativement nouvelle, la vibroacoustique, incluant les problèmes de rayonnement acoustique et la transmission du son par les structures.*

*Plusieurs phénomènes physiques fondamentaux ont été mis en évidence, essentiellement grâce à des approches analytiques d'une part, à des allers-retours entre résultats théoriques et expérimentaux d'autre part.*

*Les rappeler est constamment nécessaire afin d'éviter les erreurs, les pièges et afin d'inciter à des démarches expérimentales sérieuses, dépassant le cadre de la validation, étape nécessaire mais non suffisante.*

*Quelques exemples liés à des structures spatiales et aéronautiques permettront de souligner l'influence de fonctions ou paramètres tels l'amortissement structural, le type d'excitation, les effets de raidissement.*

*Malgré les grands progrès accomplis depuis 20 ans, il reste encore à travailler autant sur les idées et concepts que sur les objets.*

## Abstract

*This article first sets out the main developments and key points of vibroacoustic, a relatively new field. This also includes acoustic radiation and sound transmission through structures.*

*Several basic phenomena have been highlighted, essentially through an analytical approach and also through constantly comparing theoretical and experimental results.*

*Recalling these phenomena is essential in order to avoid errors, pitfalls and to lead to reliable experimental processes, thus going beyond mere validation, a stage that, although necessary, is not sufficient.*

*A few examples, linked to spatial and aeronautical structures, will be used to stress the influence of functions or parameters such as structural damping, the type of excitation, the effects of stiffeners.*

*Despite great achievements in the last 20 years, there is still a lot of work to be done on ideas and concepts as well as on objects.*



étude des interactions fluide-structure nécessite une approche pluridisciplinaire incluant bien sûr vibrations, acoustique, mécanique des fluides mais également le comportement des matériaux, les procédés de fabrication (entre autres). L'approche matricielle des problèmes réels, la séparation bien souvent constatée entre bureau d'études et laboratoire, constituent un handicap pour bien comprendre le comportement d'un avion, d'un TGV, d'un véhicule routier et agir en conséquence pour diminuer bruit et vibrations. Par ailleurs, les formations en vibrations d'une part, en acoustique d'autre part ont induit des habitudes et des réflexes qui sont mis en défaut dès que l'on prend en compte les couplages entre sous-systèmes mécaniques et des excitations réelles aériennes.

Lier les informations vibratoires et acoustiques, réaliser des expériences avec capteurs d'accélération ou de vitesses et des capteurs acoustiques (microphones, intensimètres, antennes) nous apparaît aujourd'hui nécessaire et évident.

Il fut un temps où les objectifs de durée de vie et de stabilité omettaient l'aspect acoustique, bien que les fluctuations de pression pariétale aient été implicitement prises en compte. Ce fut le cas pour les premiers réacteurs nucléaires, pour l'aéroélasticité et l'hydroélasticité. C'est à la confrontation des scientifiques et industriels avec les problèmes spatiaux, puis aéronautiques que la démarche vibroacoustique est apparue vers les années 50, d'abord aux USA et en URSS puis en Europe.

Plusieurs raisons allaient inciter au développement des études d'interaction fluide-structure :

- les niveaux extérieurs de pressions acoustiques très importants lors de décollage des fusées et de leur passage à Mach 1.
- l'apparition des turboréacteurs sur les avions de ligne.
- des accidents survenus à deux réacteurs nucléaires.
- des réglementations de plus en plus sévères sur le plan acoustique.

L'objectif de tenue en fatigue des systèmes mécaniques fut ainsi complété par l'objectif confort acoustique, l'un d'ailleurs lié à l'autre par un constat de plus en plus évident : à production égale d'énergie, un système est d'autant plus fiable qu'il est moins bruyant. Pouvaient ainsi apparaître la phase qualité acoustique, puis celle de la qualité vibroacoustique. Nous voulons ici présenter, sans rentrer dans les détails, les évolutions de la vibroacoustique, les pièges à éviter, les points à développer.

Cette analyse aura obligatoirement un caractère synthétique. Les choix bibliographiques présentés doivent être complétés par les nombreuses références fournies en [1] et [2].

## Les évolutions en vibroacoustique : les points marquants

### Point 1 : Les travaux de Helmholtz (1865), Kirchhoff (1882), puis Rayleigh pour les surfaces planes ont fourni les bases du rayonnement acoustique

Si l'on connaît la pression pariétale, l'accélération normale vibratoire d'une surface fermée, il est possible avec la fonction de Green en espace ouvert (conditions de Sommerfeld) de calculer la pression acoustique en tout point du volume extérieur à l'objet. C'est le problème extérieur. De même, pour le calcul dans le volume interne, sous réserve de connaître, outre les quantités précitées, la pression des sources internes. C'est le problème dit intérieur. Si l'on sait résoudre simultanément ces deux cas, on peut bien sûr accéder au facteur de transmission acoustique. (On donne en annexe les expressions des indicateurs vibroacoustiques principaux). Les premiers travaux de transmission sont dus à L. Cremer [3] (1942). C'est le début de l'école allemande qui avec une approche pragmatique analytique expliquera des phénomènes physiques fondamentaux et proposera des méthodes de réduction des vibrations et bruits. La référence [4] de 1966 est une synthèse de 15 ans d'études sur le sujet. L'ouvrage de Junger et Feit [5] (1972), est une continuité dans l'approche analytique et la mise en évidence de phénomènes fondamentaux sur le rayonnement, mais les problèmes de transmission ne sont pas présentés.

### Point 2 : La méthode Statistical Energy Analysis (SEA)

Compte tenu de la complexité des systèmes mécaniques réels, plusieurs scientifiques de BBN, USA Lyon, Maidanik, PW Smith Jr et Heckl, mettent au point une approche nouvelle où sont introduites des fonctions énergétiques, des moyennes spatiales et temporelles, et où les modes vibratoires et acoustiques sont caractérisés par leur densité modale. Malgré le nombre d'hypothèses restrictives, la méthode connaît un succès important, surtout aux USA et en Allemagne [6] [7] [8]. La SEA fut d'abord considérée comme un outil d'analyse des systèmes complexes. Elle demande un bon niveau d'expertise et se révèle très efficace pour réfléchir au niveau projet. Sa simplicité qui conduit à la résolution d'un système linéaire à  $n$  inconnues en nombre égal aux sous-systèmes est liée à la robustesse des hypothèses : décorrélation entre forces excitatrices, couplage faible non dissipatif, équirépartition de l'énergie modale. Elle est aujourd'hui une méthode de prévision avec une difficulté principale : la détermination des facteurs de perte par couplage.

### Point 3 : Les méthodes de prévision analytiques et numériques

A partir de 1965, les outils et méthodes informatiques permettent l'essor des méthodes de discrétisation avec les éléments finis (MEF) et les éléments finis de frontière. Notons que le réacteur nucléaire Phénix a fait l'objet de calculs analytiques manuels jusqu'en 1970, puis informatiques (avec un IBM 1130) [9] et que la détermination des modes des cuves principales a été réalisée par le CEA en 1971-72 avec la MEF.

Parallèlement à ce développement des méthodes de discrétisation, les études analytiques continuent d'être largement utilisées aux USA, en Grande-Bretagne, en Allemagne et en France. Il s'agit d'approches de type propagation (structures infinies, milieu intérieur absorbant), modale, intégrale. Elles permettent d'enrichir la connaissance des phénomènes physiques et d'apporter une aide aux méthodes de discrétisation pour des sujets délicats : les singularités liées au calcul de parties finies, convergence des solutions [10] [11].

Fin des années 80, on dispose d'outils numériques très performants mais d'emploi coûteux en temps calcul. La prise en compte des volumes internes pour lesquels la densité modale croît comme la fréquence au carré est une limitation forte.

Pour le comportement de grands systèmes à basses fréquences, des méthodes de modélisation et de réduction modale seront mises au point [12] [13].

Dans le domaine moyennes fréquences, l'approche originale proposée par Soize [14] introduit la notion de flou structural et utilise à la fois un logiciel classique d'éléments finis pour la structure maîtresse et une modélisation probabiliste et statistique pour les sous-structures secondaires. Des extensions ont été proposées en 1995 et 1996 pour les cas de jonctions discrètes et continues.

La SEA va générer différents types d'études dont certaines n'atteignent pas encore le stade industriel : méthodes de powerflow, lissage fréquentiel, coefficients d'influence énergétiques, méthodes mixtes (énergétiques et discrétisation).

### Point 4 : Les moyens expérimentaux

A partir de 1970, de nombreux laboratoires peuvent disposer de transformateurs de Fourier (temps-fréquence) fiables, et des logiciels spécifiques vont apparaître. Commence le règne de la FFT :

- identification modale par méthodes impulsives, complétant la méthode d'appropriation des modes ; bientôt une possibilité d'identification en situation réelle.
- intensimétrie acoustique puis vibratoire.
- détection et hiérarchisation des sources par imagerie acoustique (méthode optique saisissant un champ vibratoire, permettant ensuite avec un logiciel spécifique le calcul du champ rayonné, méthode intensimétrique, antennerie).

Les techniques d'antenne avec méthode d'identification, formation de voies et holographie acoustique stationnaire constituent aujourd'hui des moyens déterminants pour la détection des sources. L'holographie instationnaire est en plein développement. Cf. [15] [16].

## Point 5 : Méthodes de réduction

- contrôle actif : d'abord limité aux vibrations, puis à l'acoustique, le procédé a fait l'objet de recherches en vibroacoustique ; voir en particulier les travaux de l'ISVR, de l'ONERA et du LMA-CNRS Marseille [17] [18].
- contrôle passif par matériaux poreux : les modèles à cinq paramètres de Biot caractérisant le matériau ont été introduits dans les logiciels d'éléments finis : travaux de l'UTC, LAUM, Gauss Sherbrooke [19].
- contrôle mixte actif-passif, développé au LMFA (ECL) [20].
- utilisation de matériaux intelligents. Les études utilisant ce type de matériaux pour la vibroacoustique sont en cours à l'ONERA et au CNAM-LMSS.

## Point 6 : Qualité sonore et vibroacoustique

Lier les paramètres physiques à la perception auditive, développer des études sur le design sonore est un sujet d'actualité complété par les aspects «agréments». Nous renvoyons le lecteur à l'article de G. Canevet et al [21] et aux études du GDR Acoustique des transports.

**En synthèse de ces aspects historiques**, nous voudrions souligner plusieurs points :

- A la suite du développement des méthodes numériques, de nombreux industriels disposent maintenant d'outils qu'ils estiment *a priori* suffisants pour aborder des problèmes concrets dans les domaines BF, MF, HF. Bien évidemment, l'aspect formation est essentiel mais en France notamment, les cours de vibroacoustique en écoles d'ingénieurs se comptent sur les doigts d'une seule main. C'est un premier handicap, pallié en partie par des formations spécifiques réalisées par les créateurs de logiciels. Le deuxième handicap est lié à la méconnaissance des phénomènes physiques de base. Enfin, le troisième handicap concerne la confiance des jeunes générations dans l'approche numérique et l'absence d'interprétation critique des résultats obtenus.

- Les expériences réalisées sont souvent aujourd'hui limitées à une confrontation théorie-expérience, dite phase de validation, absolument nécessaire mais insuffisante. Remettre en cause la modélisation, les hypothèses, rechercher les phénomènes importants quelquefois noyés dans une masse d'informations mal exploitées est une démarche scientifique classique, fondée sur l'humilité. Quel que soit le type de systèmes, nous devons détecter les phénomènes les plus dangereux. Les connaître permet d'agir d'une façon plus efficace avec le contrôle actif et passif.

- Les outils expérimentaux utilisant des algorithmes de nature linéaire présentent aujourd'hui les mêmes richesses potentielles que les méthodes numériques. Ils ont tendance à nous faire mettre de côté nos cinq sens auxquels on peut ajouter le bon sens. Par exemple, la localisation des fuites si souvent présentes sur des objets réels, nécessite-elle une antenne avec logiciel approprié ou ... le bon stéthoscope de Leannec. Les plus malins connaissent la réponse ; par ailleurs, localisation et quantification des sources ne font pas encore bon ménage. Sur ce point, en résumé, ne faut-il pas prendre le temps d'observer, de sentir, de toucher et réfléchir afin de bien utiliser ces moyens modernes indispensables ?

- Points à développer (liste non exhaustive) :

- de nombreux problèmes pratiques échappent au schéma linéaire et le couplage avec la tribologie n'est pas encore bien réalisé. L'étude des contacts roue-rail, pneumatiques-chaussée fait l'objet de nombreux travaux, mais que de chemin à parcourir pour bien comprendre ces questions.

- l'interaction fluide-structure met en jeu des paramètres et fonctions difficilement accessibles par la mesure. C'est ainsi que l'on ne sait pas accéder aux pressions pariétales externes sur un avion ou un TGV. Le développement des méthodes inverses et l'utilisation d'antennes fixes (tout au moins pour le TGV) constituent des voies intéressantes.

- quels sont les chemins de propagation des énergies vibratoires et acoustiques ? Il semble que les méthodes mises au point donnent de bons résultats pour la détection des chemins vibratoires sur un véhicule routier (automobile – camion) [22]. Ce n'est pas le cas pour d'autres secteurs industriels déjà évoqués.

- le développement d'études vibroacoustiques sur les systèmes hétérogènes est souhaitable. La présence de vitrages, de hublots, les variations d'épaisseur, le comportement de structures composites multicouches finies (3D) sont autant d'exemples concrets pour lesquels nous devons faire œuvre de recherche sur le plan de la compréhension des phénomènes et leur prévision.

- les procédures pour estimer la qualité sonore sont bien en place. Une approche globale multi-sensorielle, décrivant les interactions entre l'audition et les autres sens, nécessiterait sans doute la prise en compte de la cognition animale, domaine quelque peu délaissé en France.

## Les phénomènes physiques importants : Pièges à éviter

La connaissance de ces phénomènes a été pour l'essentiel acquise grâce aux méthodes analytiques. Elle s'avère importante pour tester un logiciel sur des objets de forme simple, détecter les zones fréquentielles dangereuses et enfin, agir à bon escient pour réduire bruits et vibrations. Nous n'allons ici considérer que quelques éléments, permettant de souligner des pièges assez classiques et l'importance des effets de coïncidence spatiale.

## Singularités fréquentielles et tendance des lois de transmission

### Comportement des plaques en flexion pure

Pour les plaques infinies, séparant deux champs libres avec excitation par ondes planes, la courbe TL (transmission loss) présente une croissance de 6 dB/octave jusqu'à la fréquence de coïncidence ( $f_{\text{coïn}}$ ) puis au-delà une pente de 18 dB/octave : Cremer [3] (1942). Si la plaque sépare deux champs diffus, croissance de 6 dB/octave jusqu'à la fréquence critique  $f_c$  puis 9 dB/octave au-delà de  $f_c$  : London [23] (1949). Pour une plaque finie, les courbes précédentes constituent le squelette du phénomène de transmission avec en outre une singularité à la première fréquence propre de plaque ( $f_{11}$ ) et la présence de fréquences de pseudo-coïncidences comprises dans la

zone  $f_{11} - f_{\text{coin}}$ , dite zone de loi de masse. Cette zone est en majeure partie contrôlée par des modes non résonnants, et par des modes en coïncidence spatiale dans une seule direction [24] [25].

Deux enseignements à tirer de ce type d'études :

- un mode résonnant n'est pas obligatoirement rayonnant sauf si  $k_{mn} = k$  (coïncidence entre les nombres d'onde du mode mn et du milieu récepteur).

- si l'excitation est riche dans la zone  $f_{11} - f_{\text{coin}}$  ou  $f_{11} - f_c$ , augmenter l'amortissement structural sera donc peu efficace, voire d'effet quasi nul.

On voit tout l'intérêt d'examiner les effets spatiaux caractérisant l'excitation et non pas de raisonner uniquement en termes de coïncidence fréquentielle. Attention à ce piège très classique.

### Comportement des cylindres de rayon a

Avec une excitation par onde plane repérée dans un plan tangent au cylindre par  $(\theta, \psi)$  et un milieu interne absorbant, Cremer [26] (1955), obtient le facteur TL du cylindre de longueur infinie et souligne deux comportements distincts :

- dans la zone  $0 - f_R$ , décroissance du TL, minima très marqué à la fréquence d'anneau  $f_R$  : cette zone est gouvernée par des effets d'extension de la coque et  $f_R$  correspond au premier mode de respiration (l'axe du cylindre ne bouge pas).

- pour  $f > 1,2 f_R$ , on retrouve le comportement des plaques en flexion car la longueur d'onde de vibration est petite devant le rayon a.

Nous en restons là jusqu'en 1976 où Koval étudiant le même objet excité par une onde d'incidence  $\theta$  avec  $\psi = 0$ , met en évidence deux singularités :  $f_R$ ,  $f_c$ . Elle n'explique pas physiquement la présence de  $f_c$  et l'appelle fréquence critique de plaque [27].

En 1990, nous reprenons le même cas avec une onde plane  $(\theta, \psi)$  [28] et soulignons la présence de trois singularités :  $f_R$ ,  $f_{pc}$  (fréquence de coïncidence pseudo-critique) et  $f_{\text{coin}}$ . Nous montrons que  $f_{pc}$  dépend de  $\theta$  et  $\psi$  (ce qui n'est pas le cas d'une plaque) et fournissons les explications physiques liées à  $f_R$ ,  $f_{pc}$  et  $f_{\text{coin}}$ . En faisant varier le facteur de perte structural  $\eta_s$ , nous montrons que la zone  $f_R - f_{pc}$  y est insensible car gouvernée par des effets de coïncidence spatiale.

Arrêtons-nous un instant sur un autre «piège» vibroacoustique :

il est lié à la résolution numérique. L'onde plane incidente développée en coordonnées cylindriques entraîne des réponses vibratoires et acoustiques qui se présentent sous la forme de séries d'ordre n (circonférentiel) de fonctions de Bessel. L'interprétation de  $f_{pc}$  (double coïncidence spatiale et maximum de rayonnement) oblige pour une fréquence donnée à sommer sur n jusqu'à :

$n > \omega/c \cdot a \cos \theta$  ;  $\omega$  : est la pulsation – c : la célérité du son

Pour des structures aéronautiques (type A320) ou spatiales (Ariane 5), il faut aller jusqu'à  $n=20$  à 1 000 Hz et  $n=120$  à 10 000 Hz alors que l'obtention de la fréquence de coïncidence nécessite  $n=2$  à 3. C'est à partir du moment où nous avons expliqué analytiquement la signification de  $f_{pc}$ , que nous avons pu rectifier l'erreur de Cremer et la nôtre (ref. [1], p.247).

Cette analyse permet aussi une stratégie intéressante.

Si l'on examine le comportement de coques orthotropes à une couche ou multicouches (composites), on peut sachant que l'on retrouve les trois singularités précitées, jouer sur le rapport d'orthotropie pour rapprocher  $f_{\text{coin}}$  de  $f_R$  et avoir ainsi au-delà de  $f_R$  une croissance du TL en 18 dB/octave. C'est cette stratégie que nous avons préconisée pour la future fusée Ariane [29] [30] [31].

Il n'en reste pas moins que l'ennemi n°1 pour la transmission du son par des cylindres reste la fréquence d'anneau  $f_R$  qui dans le cas de structures finies, s'interprète comme la fréquence d'accumulation des modes ( $n=0, m$  variable). Elle se retrouve sur des systèmes bilobiques, sur des troncs de cône (forme voisine d'un cockpit d'avion). Avec des méthodes de contrôle actif, c'est elle qu'il faut viser en priorité.

### Effets dus à l'excitation

Les champs excitateurs généralement étudiés en vibration sont du type force et moment ponctuel ou forces delta-corrélés. En acoustique, on examine l'effet d'ondes planes, sphériques, cylindriques et de champ diffus : ce dernier est généralement modélisé par une somme d'ondes planes indépendantes. En fait, on peut montrer que la fonction de corrélation spatio-fréquentielle entre deux points de ce champ est un sinus cardinal. Dans la réalité, les excitations de pression pariétale sont du type :

$$S_p(M, M', f) = S_p(M, f) \cdot R(M, M', f)$$

$S_p(M, M', f)$  désigne la densité interspectrale de puissance,  $S_p(M, f)$  la DSP locale, et R la fonction d'inter corrélation spatio-fréquentielle.

1<sup>ère</sup> remarque : les excitations classiques utilisées en vibrations ne portent aucune information spatiale, à moins que l'on utilise deux forces avec contrôle de phase et avec variation de la distance (MM').

2<sup>ème</sup> remarque : les recherches portant sur la réponse vibroacoustique à des excitations du type couche turbulente (CLT) établie sont peu nombreuses. Quelques simulations ont cependant été réalisées.

Prenons deux cas :

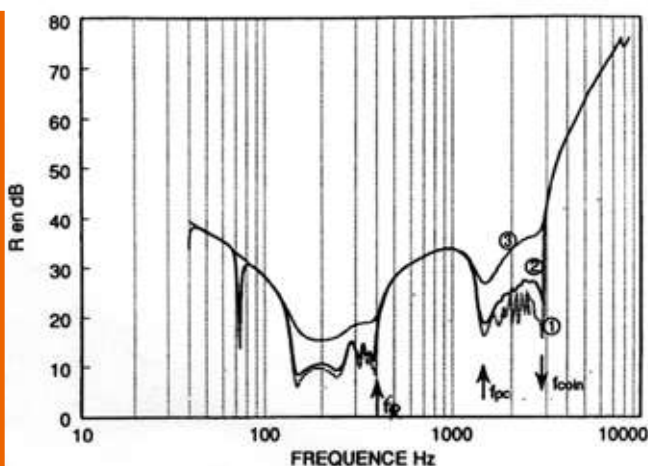


Fig. 1 : Indice d'affaiblissement acoustique d'un cylindre  $\theta = 45^\circ$ ,  $\psi_1 = 0$ . Influence de l'amortissement structural : (1)  $\eta_s = 10^{-3}$  ; (2)  $\eta_s = 10^{-2}$  ; (3)  $\eta_s = 10^{-1}$ . [28]



- une plaque en flexion couplée à une cavité parallélépipédique et excitée d'une part par un champ aléatoire  $\delta$ -corrélé, d'autre part par une CLT [32]. On note figure 2 que le champ  $\delta$ -corrélé fournit un NR inférieur à celui de la CLT ; ce résultat a été confirmé par des études de l'ISVR [33].

- un cylindre excité par un champ diffus classique, un champ diffus avec le modèle  $\sin_c$  et un champ aléatoire  $\delta$ -corrélé [34].

La figure 3 souligne que le champ diffus classique utilisé dans notre code. VACARM<sup>1</sup> et le champ  $\sin_c$  corrélé conduisent à des résultats pratiquement identiques mais que le champ  $\delta$ -corrélé fournit un NR d'environ 20 dB inférieur au champ diffus classique.

En fait, l'explication est liée aux coïncidences spatiales entre excitation et structure et en particulier au terme  $J(\omega)$  dit joint-acceptance :

$$J_{mn}(\omega) = \int_{SXS} \int R(M-M', \omega) \cdot f_n(M) \cdot f_m(M') \, dS \cdot dS'$$

$f_n$  est le mode d'ordre  $n$ ,  $S$  la surface limitant l'objet.

En d'autres termes, si l'on excite un objet avec  $n$  forces décorréliées, chacune représentée par un bruit blanc, ou que l'on procède à l'essai classique de transparence de plaque séparant deux chambres réverbérantes, les résultats obtenus ne sont pas significatifs du comportement vibroacoustique de la structure soumise à un champ turbulent.

3<sup>ème</sup> remarque : Elishakoff [35], (1975) a montré théoriquement que des maxima de réponse vibratoire de coque cylindrique apparaissent avec une excitation du type CLT : l'un à la fréquence  $f_R$ , l'autre à la fréquence de coïncidence hydrodynamique  $f_{ch}$  lorsque la vitesse de la convection  $U_c$  est égale à la vitesse de phase des ondes libres de flexion de la coque.  $f_{ch}$  est très inférieure à  $f_c$  puisque  $U_c \sim 0,6 U_\infty < c$ . Des études réalisées par Robert [36], (1984) et les nôtres [32] n'ont pas décelé la fréquence  $f_{ch}$  sur les courbes de rayonnement et de transmission, mais il conviendrait d'approfondir cette question.

En conclusion, et une nouvelle fois, les coïncidences spatiales entre excitation et structure, entre structure et milieu interne, méritent toute notre attention en vibroacoustique.

### Effet de raidissement

L'emploi de raidisseurs (lisses et cadres), et de nervures est très fréquent en mécanique et acoustique industrielle. L'idée qui prévaut encore est que ces dispositifs diminuent les vibrations, donc le bruit rayonné et

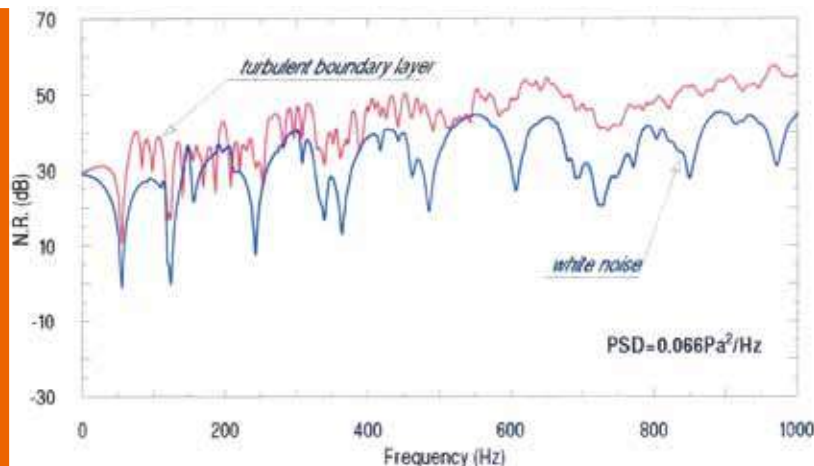


Fig. 2 : Noise Réduction d'une plaque couplée à une cavité avec excitation par couche limite turbulente et un champ de bruit blanc  $\delta$ -corrélé [32].

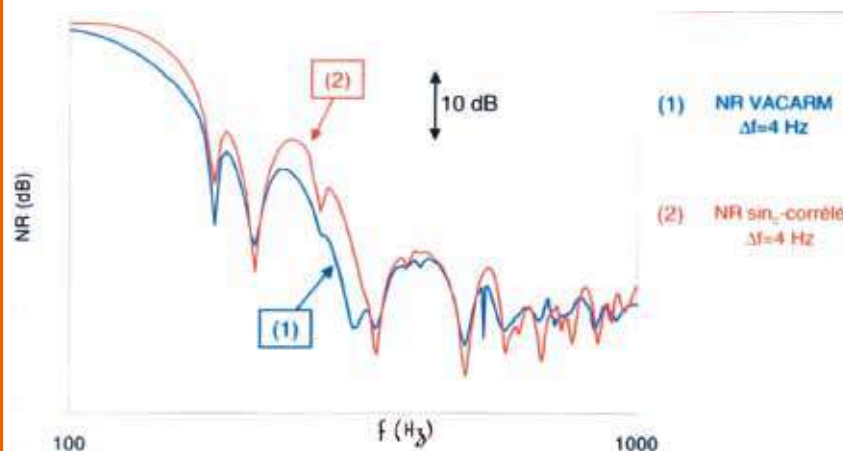


Fig. 3 : Influence du modèle de champ diffus sur le NR d'un cylindre [34].

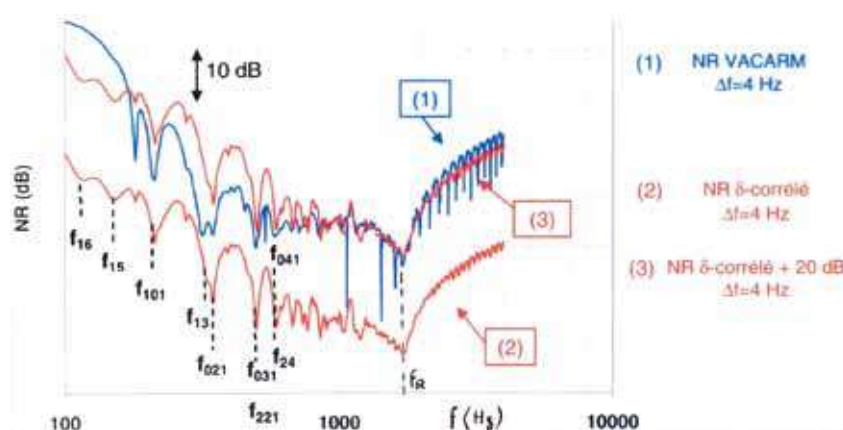


Fig. 4 : Influence d'un champ diffus classique et d'un champ  $\delta$ -corrélé sur le NR d'un cylindre [34].

1- VACARM : Vibro Acoustique de Coques d'Aéronefs Raidies par approche Modale. Logiciel mis au point par le LVA INSA Lyon dans le cadre de collaborations avec Aérospatiale (Airbus) Toulouse

transmis. Plusieurs phénomènes fondamentaux (bandes de propagation et d'atténuation notamment) furent mis en évidence par L. Brillouin et M. Parodi [37], (1956).

Le travail de Maidanik [38], (1962) souligne l'augmentation du facteur de rayonnement  $\sigma$  d'une plaque raidie en affectant le  $\sigma$  d'une plaque simple d'un coefficient  $(1 + 2 P/B)$ , indépendant de la fréquence ( $B$  étant le périmètre et  $P$  la longueur totale des raidisseurs).

En 1973, G. Venzke et al. [39] confirme cette tendance : les plaques raidies transmettent beaucoup plus d'énergie acoustique que les plaques simples, à l'exception de la zone contenant la fréquence critique. Même conclusion tirée des travaux de R. Vaicaitis et Slazak [40], (1980).

Les premières publications sur la transmission par des cylindres raidis, sont dus à Koval [41], (1980). L'objet est excité par une onde plane externe d'incidence  $\theta$ , il est infini et le milieu interne absorbant. Le TL n'est pas modifié dans la zone  $0 - f_R$  et augmente notablement pour  $f > f_R$ , avec des valeurs très supérieures à celles de la coque non raidie. Aucune expérience ne permettait de donner crédit à ces résultats.

Lorsque nous reprenons le modèle de Koval avec plusieurs modifications, nous retrouvons exactement les mêmes tendances et valeurs fournies par cet auteur. Fort heureusement, nos expériences réalisées pratiquement dans le même temps, indiquent des différences notables pour  $f > f_R$  [42]. La transmission est augmentée par la présence des raidisseurs.

Par ailleurs, si le niveau vibratoire est notablement diminué entre 0 et 500 Hz, (Fig. 6) il n'est pas modifié au-delà. La comparaison non raidi et raidi (Fig. 7) montre que la dégradation du NR par le raidissement n'est pas aussi importante pour les cylindres que celle observée pour les plaques raidies [43] (Fig. 8).

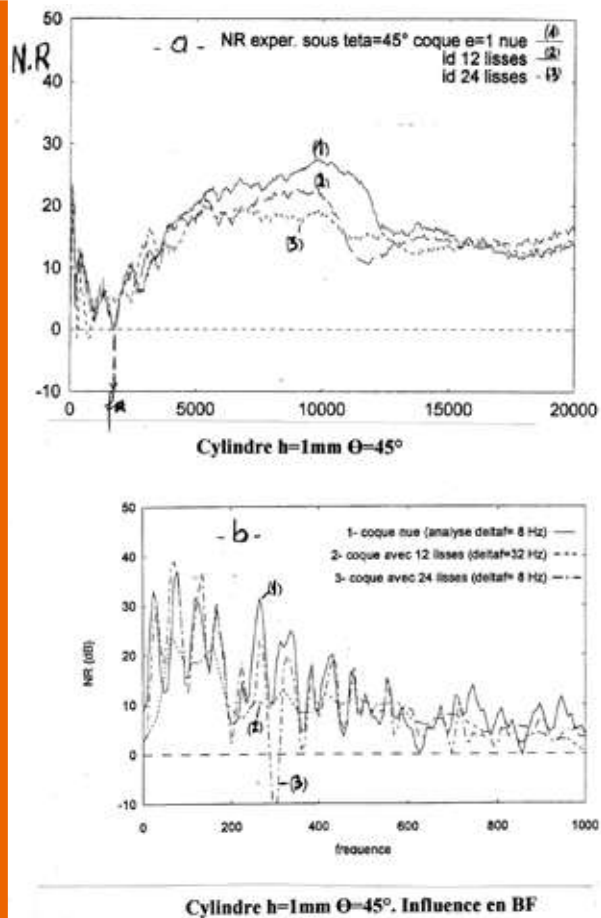


Fig. 5 : NR expérimental d'un cylindre raidi dans la zone 0-20 000 Hz(a), en BF (0-1000Hz) (b).  $f_R = 1800$  Hz.

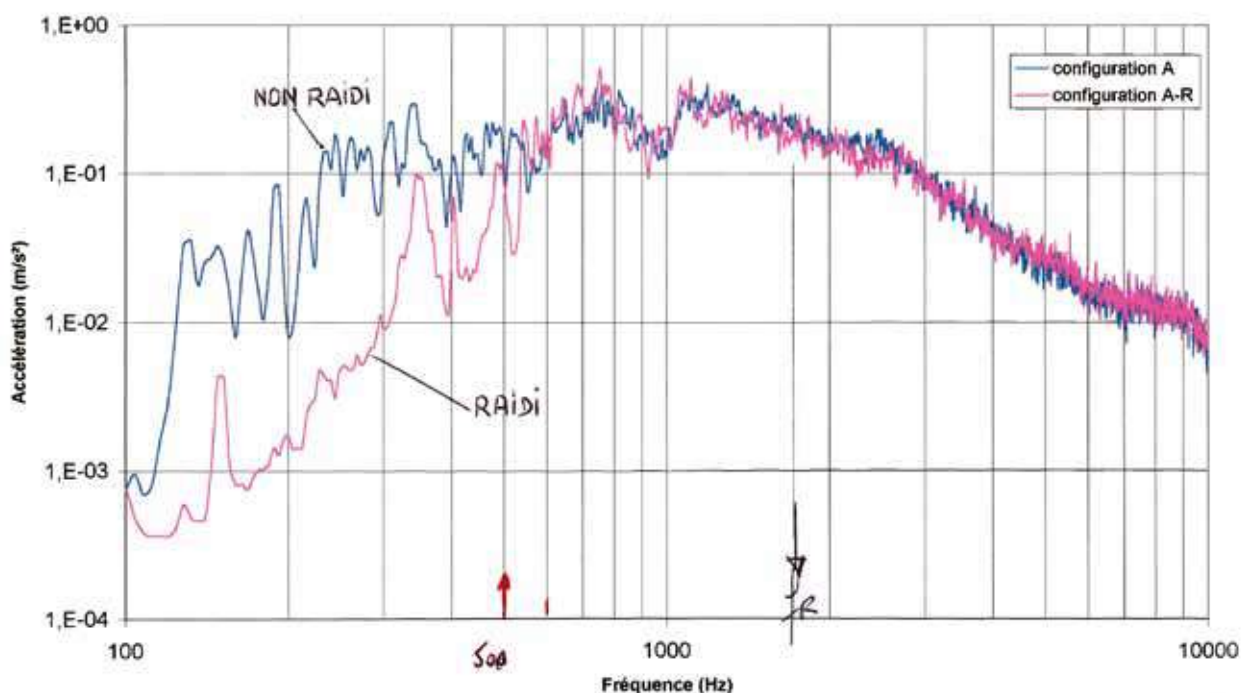


Fig. 6 : Comparaison des niveaux vibratoires moyennés sur l'espace entre cylindre non raidi et cylindre raidi

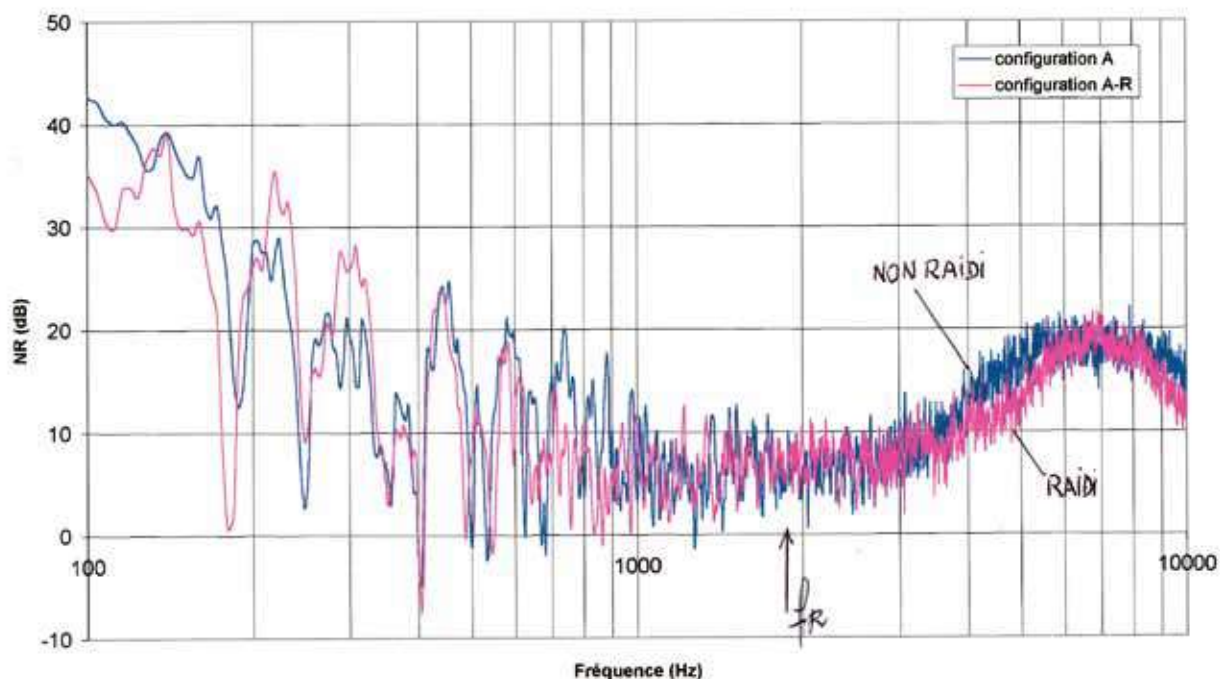


Fig. 7 : Comparaison du NR d'un cylindre non raidi et raidi

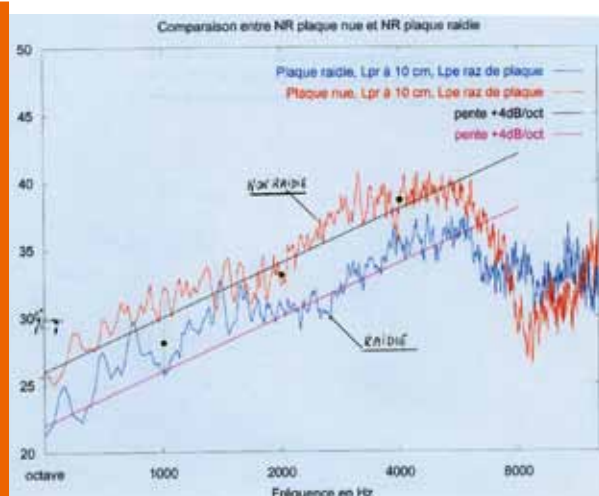
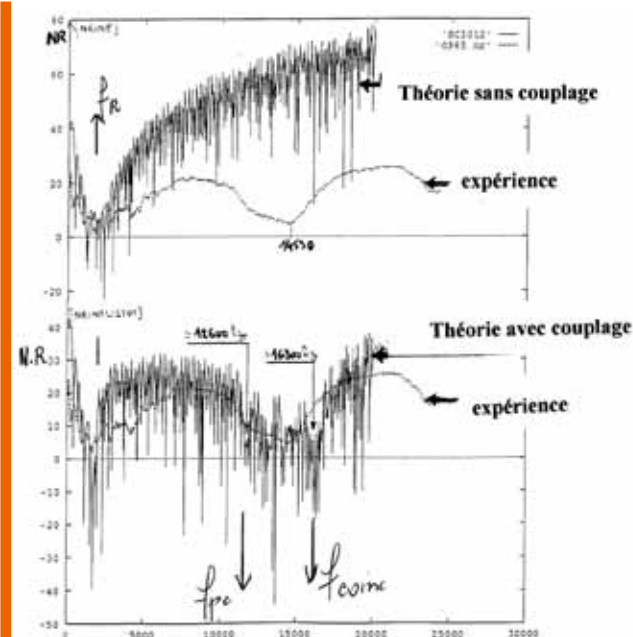


Fig. 8 : Comparaison du NR d'une plaque non raidie et raidie orthogonalement [43].

Quelles explications peut-on proposer ? La première est de nature géométrique : les sous-systèmes (mailles) rayonnent d'autant plus que leurs dimensions sont petites vis-à-vis des dimensions de la structure maîtresse. La deuxième est de nature numérique. Nous avons en effet considéré, en utilisant une base fonctionnelle simple, que l'impédance mécanique était constituée de blocs diagonaux à trois dimensions, chacun traduisant le comportement de chaque mode circonférentiel et longitudinal. Naturellement, cette base n'est pas la bonne et coupler un mode avec tous les autres modes est donc nécessaire.

La résolution d'un tel système forcément tronqué nous a permis de nous rapprocher de l'expérience (Fig. 9), de retrouver, outre  $f_R$  les deux fréquences  $f_{pc}$  et  $f_{coin}$ . Malheureusement, le procédé converge mal et des recherches sont entreprises pour l'améliorer.

Fig. 9 : Effet des couplages intermodaux sur le NR d'un cylindre raidi excité par une onde plane  $\theta = 60^\circ$   $\eta_s = 0$ . [42].

La troisième explication est de nature physique. Une résolution rigoureuse nécessite la vérification des conditions aux limites et des conditions de propagation (dites de Floquet) et apparaissent alors des ondes forcées et des ondes libres. Sur des cas très académiques, sous réserve que la fréquence appartienne à une bande de propagation, sont mises en évidence la fréquence critique classique et d'autres fréquences de coïncidence dues aux ondes libres, dès que la vitesse de phase de l'excitation est égale à la vitesse d'une composante

du groupe d'ondes libres. Lorsqu'on développe l'excitation sur une base fonctionnelle, on ne traite que les ondes forcées. Cette explication est pour l'instant une piste de réflexion. L'indépendance du NR aux effets de raidissement dans la zone  $0 - f_R$  n'est pas surprenante. Le mouvement d'extension de grande longueur d'onde ignore les singularités locales que sont les raidisseurs.

#### **Transmission par des plaques raidies avec désordre**

Les travaux d'Anderson ont incité des chercheurs à étudier l'effet de désordre, censé provoquer des localisations d'énergie et casser la formation de formes modales. Depuis 1975, [44], de nombreuses publications, souvent théoriques, ont été proposées. En 1990, avant d'entreprendre tout travail théorique, nous avons testé l'effet de désordre sur des plaques raidies périodiques, raidies aléatoirement, enfin nervurées [46]. Les conclusions sont nettes : le désordre favorise la transmission et donne des valeurs de TL plus faibles que pour le cas raidi périodiquement.

## **Conclusion**

Les dernières vingt années ont été marquées par le développement fulgurant des outils numériques et expérimentaux pour la vibroacoustique, une diminution très nette des études analytiques, par plusieurs erreurs stratégiques liées à une mauvaise compréhension des phénomènes physiques fondamentaux. Pour l'essentiel, les modèles utilisés sont de type linéaire et déterministe.

Ce bilan factuel est très positif, mais il apparaît souhaitable d'accroître la formation dans ce domaine, de développer l'esprit d'observation et critique. En effet, force est de constater que les moyens modernes actuels favorisent plus l'obtention rapide d'un résultat que l'interprétation d'un comportement physique.

Tous les logiciels nécessitent des données fiables mais certaines sont difficilement accessibles et restent des potentiomètres ajustables. Il en est ainsi des conditions aux limites, des amortissements de toutes natures, de certaines

## **Principaux indicateurs vibroacoustiques**

### **Facteur de rayonnement (adimensionnel)**

$$\alpha(\omega) = W(\omega) / \rho_0 \cdot c \cdot S \cdot \omega^2 < X^2 >_s$$

$W(\omega)$  : puissance acoustique

$S$  : aire de l'enveloppe du système

$$< X^2 >_s = 1/S \int_S X^2(M, \omega) dS$$

### **Transmission acoustique**

Mesures en laboratoire (plaques) :

- entre deux champs réverbérants (mesure de pression)

$$R_d = 10 \log W_1 / W_2 \text{ (micros tournants dans 1 et 2)}$$

- entre deux champs libres

$$TL = 10 \log W^i / W^t ; \text{ transmission loss}$$

$W^i$  et  $W^t$  : puissances acoustiques incidente et transmise.

- entre une chambre réverbérante et une chambre calme (pression dans 1 – intensimétrie dans 2).

$$R = 10 \log \{ ( < p^2 > / 4\rho_0 c ) \cdot S / \iint_{\Sigma} I_n \cdot d\Sigma \}$$

$I_n$  est l'intensité normale.

- mesures in situ : NR( $\omega$ ), Noise Reduction.

$$NR = 10 \log ( < p_1^2 >_s / < p_2^2 >_v )$$

$< p_1^2 >_s$  : pression moyenne pariétale

$< p_2^2 >_v$  : pression moyenne dans le volume.



caractéristiques de la loi de comportement des matériaux, des excitations réelles. Les méthodes proposées actuellement permettent évidemment d'introduire des incertitudes, mais il serait souhaitable de développer des méthodes spécifiques prenant en compte des aléas et des dispersions liés souvent à des problèmes de fabrication.

Il n'y a pas en effet de déterminisme rigoureux des phénomènes mais seulement des lois de probabilité.

Affirmer que les méthodes et moyens actuels sont suffisants nous apparaît donc très dangereux, même pour les systèmes dits linéaires. Il est nécessaire de développer d'autres approches et d'aller plus avant avec des modèles non linéaires.

Un vaste champ de recherches s'offre encore à nous avec des pistes que nous avons esquissées, mais qu'il serait souhaitable de compléter et affiner lors d'assises identiques à celles de Compiègne dans les années 80, où l'on pourrait dépasser les aspects sectoriels.

La prochaine décennie devrait être en effet marquée par l'étude des interactions de tous genres, de nature physique et sensorielle. Un beau programme en perspective.

## Références bibliographiques

- [1] C. Lesueur et collaborateurs - Rayonnement acoustique des structures : Vibroacoustique - Interaction fluide-structure - Collection EDF-DER, Eyrolles, Paris 1988.
- [2] Colloques du GDR Vibroacoustique CNRS 1138 - Publications du LMA, répertoriées dans la base Pascal de l'INST. Colloque de Marseille n°142 - 1995, Colloque de Marseille n°143 - 1996, Colloque du Mans n°143 - 1996, Colloque de Nevers n°149 - 1998
- [3] L. Cremer - Théorie der Schalldämmung dünner Wände bei schrägem Einfall - Akustische Zeitschrift 81, 1942.
- [4] L. Cremer - M. Heckl - Körperschall. Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen - Springer Verlag, 1966. Cf les éditions de 1972 de Structure Borne Sound avec Ungar, idem en 1988, et avec Petersson en 2005.
- [5] M.C. Junger - D. Feit - Sound, Structures and their interaction - The MIT Press, 1972 et 1986.
- [6] R.H. Lyon - G. Maidanik - Power flow between lineary coupled oscillators - JASA 34(5), 623-639, 1962.
- [7] P.W. Smith Jr. - Response and radiation of structural modes excited by sound - JASA 34(5), 640-647, 1962.
- [8] R.H. Lyon - Statistical Energy Analysis of dynamical systems - The MIT Press, 1975.
- [9] C. Lesueur - D. Milan - G. Payan - Etude des vibrations aléatoires d'origine hydrodynamique de certaines structures du bloc réacteur Phénix - Nuclear Engineering and design, 18, 279-303, 1972.
- [10] P. Filippi - Layer potentials and acoustic diffraction - J.S.V 54(4), 473-500, 1977.
- [11] M.A. Hamdi - Cf. chapitre 9 dans [1]
- [12] H.J.P. Morand - R. Ohayon - Interactions fluides-structures - RMA 23, Masson 1992.
- [13] R. Ohayon - C. Soize - Structural Acoustics and Vibrations - Academic Press, 1998.
- [14] C. Soize - A model and numerical method in the medium frequency range for vibroacoustic predictions using the theory of structural fuzzy - JASA 94(2), 849-865, 1993. Cf. également [13] et [2], publications LMA n°149, 1998.
- [15] J.C. Pascal - Ch. 10 dans [1], 1988.
- [16] J.C. Pascal - Caractérisation du champ acoustique rayonné par les systèmes mécaniques : Intensimétrie - Antenne - Holographie - Journées techniques Magnitude ISAT - Magny-Cours, 2006.
- [17] I. Legrain - B. Petitjean - Contrôle actif élastoacoustique en boucle fermée et sur une large bande de fréquence - Colloque GDR Vibroacoustique, Marseille, 1994. Publication LMA n°142, 111-120, 1995.
- [18] E. Friot - Contrôle sous-optimal par retroaction vibratoire du rayonnement d'une plaque mince de pastilles piézoélectriques - Colloque GDR Vibroacoustique, Marseille 1994. Publication LMA n°142, 121-134, 1995.
- [19] N. Dauchez - S. Sahraoui - R. Panneton - N. Attala - Etude vibroacoustique de matériaux poreux par éléments finis. Colloque GDR Vibroacoustique le Mans, 1997. Publi LMA n°144, 187-198, 1997.
- [20] M.A. Galland - V. Frey - O. Lacour - Matériaux poreux et contrôle actif - Colloque GDR Vibroacoustique. Nevers 1998, Publi LMA n°149, 243-258, 1998.
- [21] G. Canevet et al. - La psychoacoustique : science de l'audition, science du son - Acoustique et Technique n°42, 43 28-34, 2005.
- [22] B. Favre - E. Parizet - L'acoustique des véhicules routiers - Acoustique et Technique n°42, 43 8-17, 2005.
- [23] A. London - Transmission of reverberant sound through simple walls - J. of Research of the National Bureau of Standards, 42, 605-615, 1949.
- [24] J.L. Guyader - C. Lesueur - Les différents types de transfert d'énergie acoustique des plaques finies - Revue d'Acoustique 34, 35-42, 1975.
- [25] J.L. Guyader - Transparence acoustique de plaques multicouches orthotropes, viscoélastiques, finies - Thèse D.I n°254 Lyon, 1977.
- [26] L. Cremer - Luftschalldämmung zylindrischer Shallen - Acustica 5, 1955.
- [27] L.R. Koval - On sound transmission into a this cylindrical shell under "Flight conditions" - JSV 48(2) 265-275, 1976.
- [28] A. Blaise - M. Gotteland - M. Barbe - C. Lesueur - Transmission du son par une coque cylindrique mince excitée par une onde plane ou un champ diffus. J. d'Acoustique 3, 361-368, 1990.
- [29] A. Blaise - C. Lesueur - Acoustic transmission through 2D orthotropic multilayered infinite cylindrical shell - JSV 155, 95-109, 1992.
- [30] A. Blaise - C. Lesueur - M. Gotteland - M. Barbe - On sound transmission into an orthotropic infinite shell ; comparison with Koval's result and understanding of phenomena - JSV 150, 233-243, 1991.
- [31] A. Blaise - C. Lesueur - Acoustic transmission through a 3D orthotropic multilayered infinite cylindrical shell. Part. 1 : Formulation of the problem - JSV 171, 651-674, 1994. Part. 2 : Validation and numerical exploitation for large structures - JSV 171, 665-680, 1994.
- [32] C. Lesueur - G. Poumerol - A. Blaise - Vibroacoustic response of a composite multilayered plate coupled to a rectangular cavity and excited by white noise and a turbulent boundary layer - Acta Acustica 3, 153-167, 1995.
- [33] C. Maury - P. Gardiono - S.J. Elliot - A wavenumber Approach for the Response of Aircraft Sidewalls to Random Pressure Fluctuations - ICA 2001.
- [34] P. Neple - Approche du comportement vibroacoustique d'un poste de pilotage d'avion par l'étude de structures axisymétriques excitées par un champ diffus - Thèse de doctorat. Université de Bourgogne, ISAT Nevers, 2003.
- [35] I. Elshakoff - Turbulent Flow - Excited Vibrations of a Shallow Cylindrical Shell - AIAA Journal, Vol.13 n°9 1179-1182, 1975.
- [36] G. Robert - Modélisation et simulation du champ exciteur induit sur une structure par une couche limite turbulente - Thèse DI n°8402, Ecole Centrale de Lyon, 1984.
- [37] L. Brillouin - M. Parodi - Propagation des ondes dans les milieux périodiques- Masson 1956.
- [38] G. Maidanik - Response of ribbed panels to reverberant acoustic field - JASA 34 809-826, 1962.
- [39] G. Venzke et al. - Der Einfluss von Versteifungen auf die Schellabstrahlung und Schalldämmung von Metallwänden - Acustica vol.29, 29-40, 1973.
- [40] R. Vaicatis - M. Slazak - Noise transmission through stiffened panels - JSV 70(3), 413-426, 1980..
- [41] L.R. Koval - On sound transmission into a stiffened cylindrical shell with rings and stringers treated as discrete elements - JSV 71(4) 511-521, 1980.
- [42] M. Gotteland - M. Barbe - B. Guerin - C. Lesueur - Influence of intermodal coupling on sound transmission for cylindrical shells with stringers. Theoretical and experimental results - CEAS/AIAA, Munich 1995.
- [43] N. Totaro - Etude expérimentale et analytique de la transmission à travers une paroi raidie orthogonalement - Mémoire de DEA, INSA Lyon, 2000.
- [44] D.J. Mead - A.S. Bansal - Monocoupled periodic systems with a single disorder : Response to convected loading - JSV 61(4) 497-515, 1978.
- [45] B. Beguet - C. Lesueur - Bruit transmis par les plaques raidies ou nervurées aléatoirement - Contrat du Ministère de l'Environnement n°89075, 1990.