



HAL
open science

Etude vibroacoustique et perceptive du bruit rayonné à l'intérieur d'une voiture de Train à Grande Vitesse

Emmanuelle Guibert

► **To cite this version:**

Emmanuelle Guibert. Etude vibroacoustique et perceptive du bruit rayonné à l'intérieur d'une voiture de Train à Grande Vitesse. Acoustique [physics.class-ph]. Université de Provence - Aix-Marseille I, 2008. Français. NNT: . tel-00365400v1

HAL Id: tel-00365400

<https://theses.hal.science/tel-00365400v1>

Submitted on 3 Mar 2009 (v1), last revised 21 Mar 2009 (v2)

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Université de Provence (Aix-Marseille I)
Ecole Doctorale 353 - Sciences pour l'Ingénieur :
Mécanique, Physique, Micro et Nanoélectronique

THÈSE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ AIX-MARSEILLE I

Discipline : Mécanique énergétique
Spécialité : **Acoustique**

présentée et soutenue publiquement par
EMMANUELLE GUIBERT

le 4 décembre 2008

**ETUDE VIBROACOUSTIQUE ET PERCEPTIVE DU BRUIT RAYONNÉ À L'INTÉRIEUR D'UNE
VOITURE DE TRAIN À GRANDE VITESSE**

Composition du jury :

M.	Camille	GONTIER	Président
M.	Marc	THOMAS	Rapporteur
M.	Nacer	HAMZAOUI	Rapporteur
Mme	Catherine	LAVANDIER	Examinatrice
M.	Pierre-Etienne	GAUTIER	Examinateur
M.	Frédéric	LEBON	Examinateur
Mme	Dominique	HABAULT	Directrice de thèse

CNRS - LABORATOIRE DE MÉCANIQUE ET D'ACOUSTIQUE DE MARSEILLE

Remerciements

Ce travail a été effectué au sein du Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique de Marseille dans l'équipe SACADS, en collaboration de la Direction de l'Innovation et de la Recherche de la Société Nationale des Chemins de Fer. Je remercie donc en premier lieu mes encadrants de thèse, Dominique Habault, Pierre-Etienne Gautier et Franck Poisson, pour leur aide précieuse tout autant scientifique que humaine.

Je tiens aussi à remercier les rapporteurs, Marc Thomas et Nacer Hamzaoui pour leur lecture attentive et leur évaluation de mon travail. Je remercie aussi les autres membres du jury, Camille Gontier, pour m'avoir aidée, lors de ma thèse, à approfondir mes connaissances en analyse modale opérationnelle, Frédéric Lebon et Catherine Lavandier, pour leurs suggestions dans leur domaine respectif.

Je souhaite aussi remercier chaleureusement toutes les personnes du LMA qui m'ont aidée entre autres lors de mon travail de thèse : Michèle, Marie-Madeleine et Alain pour le soutien logistique et administratif, Alain et Stephan pour la construction de la maquette, Thierry pour Sysnoise, Hervé pour Fortran, Erick et Cédric pour les expérimentations, Sabine et Guy pour les conseils en psychoacoustique, Sergio pour l'analyse modale, Pierre-Olivier pour ses conseils scientifiques avisés en vibroacoustique, Philippe pour ses conseils en tout genre, Stephan pour ses calculs BEM/FEM et Adrien pour m'avoir supportée en tant que tutrice de stage.

Je remercie bien sûr aussi tous les doctorants et post-doctorants du LMA et de la DIR pour les bons moments passés en leur compagnie. Je citerai entre autres Alexandre, Aurélie, Carole, Claire, Estelle, Florence, Guillaume, Lionel, Mathieu B., Mathieu L., Maxime, Nicolas et Stéphane.

Mes derniers remerciements vont à ma famille de Marseille et notamment mon oncle et ma tante qui m'ont accueillie les bras ouverts comme savent si bien le faire les marseillais.

Résumé La modélisation vibroacoustique d'un TGV peut être simplifiée par l'analyse des relations entre les paramètres mécaniques d'une structure, les paramètres acoustiques des signaux rayonnés et la perception du voyageur. Cette analyse indique quels éléments structuraux sont responsables du bruit perçu. L'étude de ces relations est menée en parallèle sur une voiture de TGV et sur un système constitué d'une plaque vibrante fermant une cavité. L'intérêt de cette structure plus simple est de tester et valider des méthodes d'analyses vibratoires, acoustiques et perceptives. L'étude se décompose donc en deux parties pour chacune des deux structures : la modélisation vibroacoustique et les tests perceptifs. Le comportement vibroacoustique du système plaque/cavité est décrit par une méthode modale analytique. Les expériences menées à l'intérieur d'un modèle expérimental et des comparaisons avec un logiciel de calcul par éléments finis ont validé cette méthode. Les tests perceptifs sur des signaux de synthèse et enregistrés mettent en évidence entre autres l'influence sur la perception du type de plaque et de l'amortissement des parois. Le comportement vibroacoustique du TGV est décrit par une analyse modale expérimentale sans connaissance a priori de la source excitatrice (méthodes LSCE, AR et SSI). Ces méthodes permettent aussi de resynthétiser des signaux à partir des paramètres modaux identifiés. Les tests perceptifs à partir de signaux enregistrés permettent de différencier la perception des architectures de voitures de trains, de la position à l'intérieur d'une voiture et de la vitesse du train.

Abstract The vibroacoustical modeling of a TGV may be simplified by analysing the relationships between the mechanical parameters of a structure, the acoustical parameters of radiated signals and the perception of a passenger. This analysis indicates which structural elements induce the perceived sound. The study of these relationships is carried out in parallel on a TGV coach and on a system composed of a vibrating plate closing a cavity. The point in studying this simpler structure is to test and to validate methods of vibration analysis, acoustic and perceptual analysis. The whole study thus comprises two parts for each of the two structures : vibroacoustical modeling and perceptual testing. The vibroacoustical behaviour of the plate/cavity system is described with a analytical modal method. Experiments carried out inside an experimental set up and comparisons with finite-element computations validated this method. Perceptual tests on synthesized and recorded signals highlight, among other factors, the influence on perception of the type of plate and the damping of the cavity walls. The vibroacoustical behaviour of the TGV is described with an experimental modal analysis with no a priori knowledge of exciting sources (LSCE, AR and SSI methods). These methods also allow the synthesis of sound signals from the identified modal parameters. The perceptual tests done with recorded signals allow to characterise the perceptual difference between several architectures of train coaches, several positions inside the coach and several speeds of the whole train.

Table des matières

Introduction

Pour améliorer le confort acoustique à l'intérieur d'une structure vibrante, une des méthodes classiques est de réduire le bruit rayonné. Cependant, il est tout aussi important de réaliser une analyse perceptive de ce bruit et ainsi identifier les paramètres (mécaniques, géométriques ou encore acoustiques) responsables d'une sensation auditive particulière, comme l'agrément, la gêne, ou encore la sensation de bruit amorti. Cette identification passe par plusieurs étapes : modifier un ou plusieurs paramètres de la structure étudiée, évaluer (par le calcul ou par l'expérimentation) le rayonnement de la structure pour chaque modification et exposer les sons correspondants à un panel d'auditeurs. Leurs jugements permettent ainsi d'identifier en quoi les modifications des paramètres influencent la perception. Entre autres, ce type d'analyse permet d'adapter une structure afin que le son perçu reflète un message précis, comme l'exemple connu des études sur le claquement d'une portière de voiture reflétant la qualité du véhicule.

Pour modifier facilement l'ensemble des paramètres mécaniques, géométriques ou mécaniques d'une structure, on préférera modéliser numériquement la structure vibrante. Un nouvel avantage apparaît pour ce type d'analyse perceptive. En effet, outre l'influence sur la perception de la modification de paramètres propres à la structure, on peut aussi étudier celle de la modification de paramètres numériques, comme l'ordre de troncation d'une somme par exemple. La modélisation devient alors une méthode de calcul de rayonnement acoustique de structure tenant compte de simplifications d'ordre perceptif et dont les efforts de calcul se concentrent sur les paramètres dont une faible variation implique les plus grands changements de perception auditive. Ainsi, on peut réduire le temps de calcul tout en gardant l'effet perceptif d'une modélisation plus complexe.

Ce manuscrit présente une étude de ce type réalisée sur deux structures. La première structure est un système dit académique comprenant une plaque mince vibrante fermant une cavité rigide, immergé dans l'air et nommé par la suite "système plaque/cavité". La deuxième structure est une voiture de Train à Grande Vitesse (TGV) constituée de plusieurs plaques vibrantes formant une cavité. Nous nous intéressons donc à l'interaction entre une ou plusieurs plaques et une cavité fermée ou enfermée par cette ou ces mêmes plaques.

L'intérêt de l'étude du système plaque/cavité est tout d'abord de compléter celles sur des systèmes académiques déjà réalisées sur des barres et des plaques. La modélisation d'un tel système est relativement simple et implémentable. Les paramètres mécaniques et géométriques peuvent être maîtrisés dans la modélisation ou dans l'expérimentation sur une maquette. Le système simple composé d'une plaque couplée à une cavité permet aussi d'appréhender les phénomènes "élémentaires" que l'on pourrait rencontrer dans tout type d'ha-

bitacle.

L'intérêt de l'étude d'une voiture de train est d'appliquer les méthodes éprouvées sur le système plaque/cavité et déterminer ainsi les paramètres influents sur la perception. Compte-tenu de précédentes études sur le comportement vibroacoustique d'un train, nous avons voulu l'étudier seulement dans le domaine des basses fréquences (0-200 Hz), zone fréquentielle présentant un maximum d'énergie et présentant des caractéristiques marquées d'un point de vue psychoacoustique.

La méthode employée se divise en deux phases. La première phase consiste à caractériser la structure d'un point de vue vibroacoustique afin de connaître les paramètres pertinents pour la deuxième phase, c'est-à-dire l'étude perceptive. Cette dernière consiste à déterminer les attributs perceptifs des signaux rayonnés et de les relier aux paramètres de la structure.

Dans les deux systèmes étudiés, nous avons privilégié l'approche modale pour caractériser la structure. Pour le système plaque/cavité, la modélisation vibroacoustique est fondée sur un modèle modal de plaque. Le rayonnement acoustique est calculé, en temporel et en fréquentiel, via une approximation fluide léger et la fonction de Green de la cavité rigide. Cette modélisation est ensuite validée par une expérimentation réalisée sur une maquette. Pour la voiture de TGV, les modes sont caractérisés grâce à une analyse modale opérationnelle, c'est-à-dire à base de signaux enregistrés et non à partir d'une modélisation qui pourrait être lourde à mettre en œuvre.

L'étude perceptive repose sur l'analyse de tests perceptifs de dissemblance. Ces tests permettent de déterminer les critères perceptifs qui ont permis aux auditeurs de différencier les signaux d'un ensemble de sons correspondants au rayonnement d'une structure dont on fait varier des paramètres.

Ce manuscrit est donc décomposé comme suit. Le premier chapitre est un état de l'art sur les études vibroacoustiques et perceptives des deux systèmes en jeu. Les deuxième et troisième chapitres sont consacrés au système plaque/cavité, respectivement à la modélisation vibroacoustique validée par l'expérimentation et à l'étude perceptive sur des signaux de synthèse et expérimentaux. Les quatrième et cinquième chapitres sont consacrés au TGV, respectivement à la caractérisation vibroacoustique par analyse modale opérationnelle et à l'étude perceptive de signaux enregistrés.

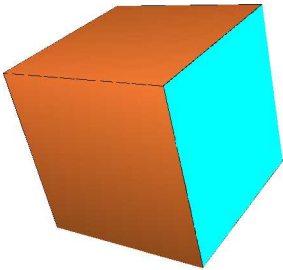
Chapitre I

État de l'art

L'étude présentée dans ce manuscrit est réalisée sur deux systèmes : le premier est le système plaque/cavité constitué d'une plaque mince vibrante fermant une cavité et le deuxième est une voiture de TGV constituée de plusieurs plaques vibrantes enfermant une cavité. Pour chacun de ces deux systèmes, nous avons étudié le comportement vibroacoustique et la perception du bruit à l'intérieur de la cavité.

Ce premier chapitre est un état de l'art pour ces deux systèmes dans le domaine de la vibroacoustique et de la psychomécanique (c'est-à-dire l'établissement des liens entre les paramètres d'une structure et la perception du bruit rayonné). Comme l'étude vibroacoustique et perceptive du TGV est réalisée ici dans le domaine des basses fréquences, une troisième partie termine ce chapitre en donnant quelques caractéristiques de la perception dans ce domaine fréquentiel.

I.1 Le système plaque/cavité



Bien que l'étude du système plaque/cavité ait commencé à la moitié du XX^e siècle, elle est toujours d'actualité. En effet, elle est utile par exemple à la prévision de phénomènes vibroacoustiques lors de l'encoffrement de machines tournantes, au calcul de niveaux de bruits à l'intérieur d'habitacles de véhicules ou encore à l'acoustique du bâtiment.

Cette première partie comporte deux paragraphes. Le premier présente des modélisations vibroacoustiques du système et le deuxième des études de psychomécanique de systèmes académiques dont la structure se rapproche du système plaque/cavité.

Les principales modélisations vibroacoustiques présentées utilisent des méthodes modales et les études perceptives montrent l'influence prépondérante de l'amortissement structural sur la perception.

I.1.1 Modélisations vibroacoustiques du système plaque/cavité

La plupart des modélisations, dans le domaine fréquentiel ou temporel, utilisent la théorie des éléments finis ou de la décomposition modale. Le choix entre ces deux méthodes dépend de l'objectif final de la modélisation (comme le calcul de niveau sonore, la répartition fréquentielle de l'énergie ou encore la synthèse sonore) mais aussi de la bande fréquentielle d'étude. Nous nous limiterons ici à de brèves descriptions des modélisations par décomposition modale.

Comme point de départ à la compréhension du comportement vibroacoustique du système plaque/cavité, Lyon [?] a montré que trois bandes fréquentielles se distinguent dans le rayonnement acoustique intérieur à la cavité :

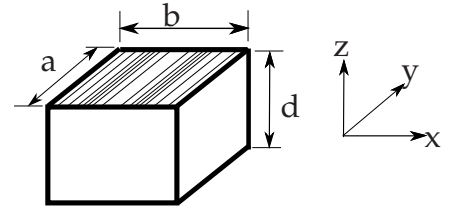
- en-dessous de la première fréquence modale de plaque, la plaque et la cavité suivent une loi de raideur ;
- entre la première fréquence modale de plaque et la première fréquence modale de la cavité, seule la plaque rayonne et la cavité peut se modéliser uniquement par sa raideur ;
- au-dessus de la première fréquence modale de la cavité, la plaque et la cavité rayonnent.

De ces trois bandes, nous allons plus particulièrement étudier par la suite la deuxième et la troisième, lorsque la plaque et/ou la cavité rayonnent.

Les inconnues utilisées dans les modélisations du système plaque/cavité sont le déplacement de la plaque et la pression à l'intérieur de la cavité (ou toute autre variable dérivée). Dans le cas d'une cavité rigide, le problème posé devient celui du couplage entre trois entités : le volume fluide, extérieur au système et supposé infini ; la structure vibrante (correspondant à la plaque) et enfin le volume fluide intérieur fini (correspondant à la cavité). Dans la suite du développement mathématique, ce couplage se traduit par la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de la cavité créant une force motrice supplémentaire

à celle d'une éventuelle source vibroacoustique extérieure actionnant la plaque.

Le problème posé dans la plus grande partie de l'état de l'art est celui d'une plaque mince vibrante en appui libre fermant une cavité aux parois rigides. Une source acoustique extérieure $S(t)$ et/ou vibroatoire $F(t)$ excite la plaque. Les paramètres communs à ces modélisations sont :



- la pulsation est notée ω , le temps t et le signe $\frac{\partial}{\partial t}$ signifie la dérivation par rapport au temps ;
- la pression acoustique p , notée p_{int} pour la pression intérieure et p_{ext} pour la pression extérieure ;
- pour la plaque mince vibrante :
 - sa masse volumique est notée ρ_p , sa longueur a , sa largeur b , son épaisseur h , sa surface A_p et son module de rigidité D ;
 - elle est située dans le plan $z = 0$ et son déplacement est noté w (positif dans la direction extérieure à la cavité) ;
- pour la cavité :
 - sa profondeur est notée d et sa surface intérieure A_b ;
 - le fluide intérieur (de volume V) et extérieur (de volume infini) est de l'air de densité ρ_0 et de célérité des ondes acoustiques c_0 .

Les équations vibroacoustiques de ce système couplé sont alors :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \nabla^2 p - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = S & \text{Equation des ondes pour la pression à l'intérieur et à l'extérieur de la cavité} \\ \frac{\partial p}{\partial n} = -\rho_0 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \text{ sur } A_p & \text{Continuité du déplacement à la surface de la plaque vibrante} \\ \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \text{ sur } A_b & \text{Condition de Neumann sur les bords rigides de la cavité} \\ D \nabla^4 w + \rho_p h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = F + p_{int}(z = 0^-) - p_{ext}(z = 0^+) & \text{Equation des plaques} \end{array} \right.$$

Ce système d'équations est utilisé dans la plupart des modélisations présentes dans l'état de l'art. Nous citons ici trois modélisations de référence principalement mises en œuvre par Pretlove, Dowell et Bhattacharya.

Dans [?] et [?], **Pretlove** utilise une décomposition modale dite "classique" du déplacement de la plaque. Le déplacement q d'une coordonnée modale est régi par l'équation :

$$m \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} + c \frac{\partial q}{\partial t} + kq = F e^{i\omega t}$$

où m , c et k sont respectivement les coefficients modaux de masse, d'amortissement et de raideur. La force motrice F se décompose en deux termes : le premier est relié à l'excitation de la plaque et le deuxième, appelé raideur intermodale, est relié au couplage créé par la cavité, avec les autres modes de plaque. En écrivant cette relation pour l'ensemble des modes considérés, on obtient un système matriciel dont la résolution présente deux cas de figure. Le premier cas, appelé couplage faible, où les raideurs intermodales peuvent être négligées ; ceci correspond à une plaque raide couplée à une cavité profonde. Le deuxième cas de figure, appelé couplage fort, ces raideurs intermodales ne sont plus négligeables ; ceci

correspond à une plaque très flexible et une cavité peu profonde. L'influence de la cavité est donc plus sensible dans ce dernier cas de figure.

Dans le cas d'un couplage faible, l'influence de la cavité est visible uniquement sur la première fréquence de plaque. Les résultats numériques montrent en ce sens que la première fréquence modale est supérieure d'environ 10 % à celle d'une plaque non couplée à une cavité. Les autres fréquences modales ne sont abaissées que de quelques Hertz. Dans le cas d'un couplage fort, le phénomène est amplifié : la première fréquence modale de la plaque couplée peut en effet être 10 fois supérieure à celle de la plaque non couplée et les autres fréquences inférieure de 10 % à celles d'une plaque non couplée à une cavité.

Le calcul montre aussi que seuls les modes de plaque dits "symétriques" ou "qui déplacent du volume" (comme le premier mode) participent au couplage. D'un point de vue physique, cela peut se comprendre car s'il n'y a pas changement global du volume acoustique intérieur, la cavité n'agit pas sur la plaque.

Dowell a réalisé de nombreux travaux sur la modélisation du système plaque/cavité. Un de ses premiers articles [?] présente une formule empirique pour quantifier l'effet du couplage lié à la cavité sur l'augmentation de la fréquence du premier mode de plaque :

$$K^2 \cong K_{in\ vacuo}^2 + C\lambda\frac{a}{d}$$

avec $K^2 = \frac{\rho_p h \omega^2 a^4}{D}$ la pulsation normalisée du premier mode de la plaque en présence de la cavité, $K_{in\ vacuo}^2$ la pulsation normalisée du premier mode de la plaque dans le vide, $\lambda = \frac{\rho_0 c_0^2 a^3}{D}$ et C une constante empirique dépendante des conditions aux limites. Par exemple, pour des conditions aux limites encastées, cette constante est égale à $C = \frac{4}{9}$.

Pour les déformées modales, Dowell et Voss [?] ont montré, entre autres, que lorsque $\lambda\frac{a}{d} < 40$, la déformée modale du premier mode de la plaque couplée est proche de celle dans le vide. Pour des valeurs plus élevées de $\lambda\frac{a}{d}$, le couplage avec le mode symétrique supérieur est plus fort et le profil de la déformée modale s'éloigne de celui de la plaque dans le vide.

Dowell, Gorman et Smith [?] ont réalisé un article complet sur la modélisation, l'expérimentation et l'interprétation physique des phénomènes vibroacoustiques liés au système plaque/cavité. Ils utilisent une théorie modale pour le calcul du déplacement de la plaque et du potentiel des vitesses acoustiques. La figure ??, issue de [?], montre le rapport entre la fréquence modale de la plaque couplée avec la cavité et celle de la plaque dans le vide, ceci pour les deux premiers modes "déplaçant du volume" (premier et troisième modes). On peut noter sur cette figure tout d'abord que ce rapport est toujours supérieur à 1. Ainsi, pour ces modes, la fréquence modale de la plaque couplée à la cavité est plus grande que la fréquence modale de la plaque dans le vide. On peut aussi noter, toujours sur cette même figure, que si le rapport a/d augmente (la longueur de la plaque devient grande

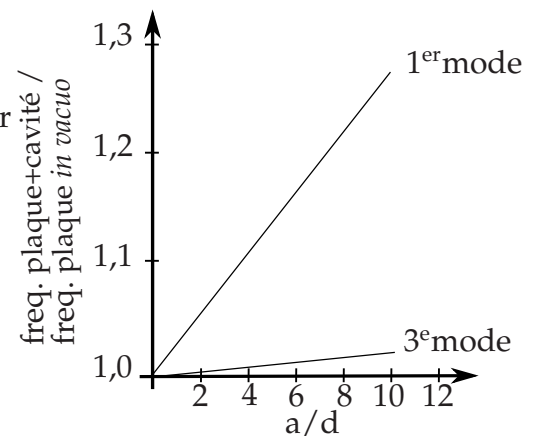


Figure I.1 – (D'après [?]). Rapport des fréquences modales de la plaque couplée avec la cavité et de la plaque dans le vide (pour le premier et le troisième mode).

par rapport à la profondeur de la cavité, on est alors dans le cas d'un couplage fort décrit par Pretlove), le rapport des fréquences augmente fortement pour le premier mode et dans une moindre mesure pour le troisième mode. Leur modélisation montre de plus que plus une fréquence modale de plaque est élevée, moins l'influence de la cavité est sensible.

Pour finir, nous pouvons aussi citer **Bhattacharya, Crocker et Guy**, dans [?], [?] et [?]. Leur modélisation du système plaque/cavité utilise une théorie modale et l'application de leur étude est la propagation du bang supersonique à l'intérieur d'un logement. Cette modélisation [?] permet de calculer autant la partie stationnaire que la partie transitoire des signaux rayonnés. Comme le montre la figure ??, leur théorie est validée par l'expérience et par la comparaison avec les précédentes modélisations présentées dans ce manuscrit. La figure ?? présente la comparaison entre leur théorie et l'expérience mais aussi les théories de Lyons, Pretlove et Dowell. Ces courbes montrent que chacune de ces modélisations expriment la même tendance.

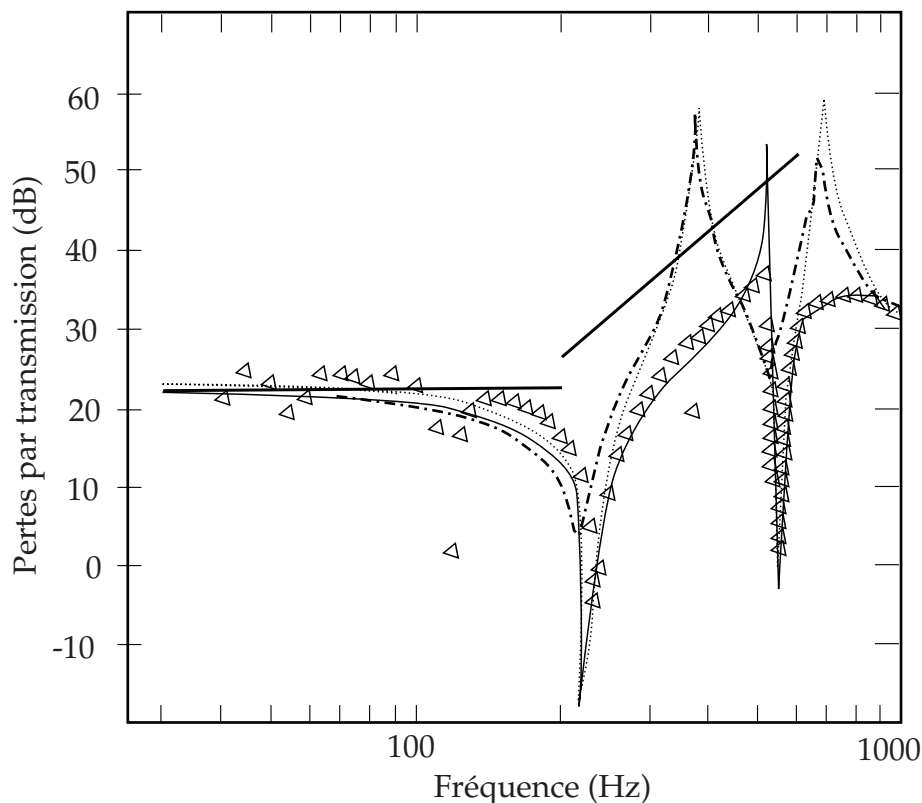


Figure I.2 – (D'après [?]) Comparaison entre la théorie de Bhattacharya (pointillés) et la théorie de Pretlove (tirets-pointillés) pour une première configuration géométrique. Comparaison entre la théorie de Bhattacharya (courbe pleine) et l'expérience (triangles) pour une deuxième configuration géométrique. Les traits pleins droits correspondent à la théorie de Lyon [?].

Ces modélisations ont servi de base pour des modélisations plus complètes ou des mo-

délisations de systèmes plus complexes constitués de plusieurs plaques couplées à plusieurs cavités.

Par exemple, **Tournour et Atalla** dans [?], améliorent la méthode modale dans le cas d'un système plaque/cavité en utilisant une correction pseudostatique afin de combler l'erreur induite par la troncation des modes et donc améliorer la convergence de la méthode. L'idée est d'estimer la contribution des modes dont l'indice est supérieur à l'indice de troncature. **Leppington et Broadbent** dans [?], utilisent aussi une méthode modale mais pour des zones à forte densité modale. Leur méthode est une alternative à la méthode SEA pour les hautes fréquences et utilise les quantités quadratiques moyennes de la pression et du déplacement.

Le calcul de la pression à l'intérieur de la cavité peut aussi être calculé par une méthode d'images, comme indiqué par **Jean et Rondeau** dans [?] et [?]. À partir de la connaissance des vibrations d'une plaque, ils utilisent une représentation de Green nécessitant la fonction de Green de la cavité, calculée par une méthode d'images. Cette théorie, appelée Green Ray Integral Method, peut s'appliquer aux cas de cavités couplées. C'est une méthode particulièrement utile pour le calcul en moyennes fréquences pour lesquelles le calcul par éléments finis devient inadéquat.

Pour des cavités aux formes plus complexes, **Missaoui et Cheng** dans [?], découpent une cavité de forme irrégulière en plusieurs cavités rigides de forme parallélépipédique dont on connaît les modes acoustiques. La jonction entre chacune de ces cavités est virtuellement réalisée par une plaque de masse et de raideur nulles. En utilisant une méthode modale du même type que celle présentée par Dowell [?] et une formulation intégrale pour écrire la continuité de la pression à la jonction entre deux cavités, les auteurs arrivent alors à prédire les différentes fréquences de résonance de la cavité complexe.

I.1.2 Psychomécanique d'assemblages de structures simples

La psychomécanique appliquée à l'acoustique des structures vibrantes est un domaine récent, d'environ une dizaine d'années. On peut citer comme premiers travaux ceux de Lutfi [?], Roussarie [?] et Houix [?] qui se sont intéressés à la perception du rayonnement de barres vibrantes. Cependant nous ne nous intéressons ici qu'à une revue de la littérature la plus proche de notre étude, c'est-à-dire la plaque vibrante et le système plaque/cavité.

Les travaux présentés ici sont ceux réalisés à l'Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat (ENTPE), à l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Lyon et au Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique (LMA) de Marseille. Ce type d'étude montre entre autres quels sont les paramètres de modélisation sur lesquels un effort de précision est nécessaire afin de mieux rendre compte de la perception des signaux obtenus.

Afin de mieux comprendre certains des termes psychoacoustiques employés ici, le lecteur pourra se référer à l'annexe ??.

a) Psychomécanique des plaques vibrantes

Faure présente dans [?] en quoi la modification d'un paramètre d'une plaque vibrante influence la perception du bruit rayonné. Ce paramètre est géométrique (dimensions de la plaque) ou mécanique (module d'Young, coefficient de Poisson, amortissement). Des si-

gnaux sont synthétisés, chacun correspondant à une valeur particulière de ces paramètres, puis sont utilisés pour des tests perceptifs de dissemblance. Pour chacun de ces tests, un seul paramètre varie entre les signaux présentés aux auditeurs. Il ressort que les paramètres mécaniques ou géométriques les plus influents sur la perception sont, par ordre d'importance, l'amortissement, le module d'Young et l'épaisseur de la plaque. L'amortissement joue un rôle important sur la perception car une augmentation de ce paramètre se traduit par l'abaissement du niveau sonore des pics des modes présents dans le signal et plus particulièrement les pics en hautes fréquences.

Hamzaoui *et al.* ont étudié dans [?], pour des signaux de plaques, l'influence sur la perception de trois paramètres : l'amortissement, l'épaisseur et les conditions aux limites. Les signaux utilisés pour des tests perceptifs de préférence, correspondent à des signaux de plaques soumises à une excitation aérienne. Il ressort de l'étude que la préférence des auditeurs est dirigée, ici aussi, vers les signaux de plaques avec le plus fort amortissement.

Meunier *et al.*, dans [?], ont travaillé sur la perception des signaux rayonnés par une plaque dont l'accélération est fixée. En faisant varier la forme de l'accélération de la plaque, différents signaux sont synthétisés par méthode modale ([?]) puis utilisés pour des tests de préférence et de dissemblance. Il ressort de cette étude que les critères perceptifs jouant un rôle sur la préférence sont tout d'abord la sonie puis l'acuité des signaux. Pour les tests de dissemblance, les signaux sont tous égalisés en sonie. De ces tests, trois paramètres sont ressortis : la hauteur fondamentale, l'acuité et l'étalement spectral.

Des mêmes auteurs et avec le même type de modélisation, les travaux présentés dans [?], [?] et [?] décrivent la perception de signaux rayonnés, par des plaques frappées, tous égalisés en sonie. Cette perception est décrite grâce aux résultats d'un test de dissemblance et un test de préférence. Il ressort de ces études que l'évolution temporelle, notamment la partie transitoire des signaux joue un rôle important sur la perception. Ici aussi, l'amortissement joue un rôle dominant autant sur la dissemblance que sur la préférence.

Les travaux de Demirdjian ([?] et [?]) montrent que, sous certaines conditions, deux signaux de plaques peuvent être équivalents d'un point de vue perceptif lorsqu'il y a concordance dans leur spectre respectif de la fréquence de plus forte énergie. D'un point de vue psychoacoustique, cette notion est reliée à la notion de hauteur tonale pour un signal complexe. Ainsi, une plaque d'épaisseur non constante peut être modélisée plus simplement par une plaque d'épaisseur constante tout en gardant les mêmes attributs perceptifs.

b) Psychomécanique du système plaque/cavité

Marquis-Favre présente dans [?] les résultats de tests de dissemblance et de préférence pour des signaux enregistrés à l'intérieur d'une cavité réverbérante dont le sol est partiellement recouvert d'un matériau absorbant. À chaque signal utilisé pour les tests, correspond un type de matériau au sol. La source est une plaque vibrante encastree dans un des murs de la cavité et excitée à l'extérieur par un pot vibrant. Il ressort de ces travaux que les auditeurs sont principalement sensibles à la sonie et à la balance spectrale entre basses et

hautes fréquences. Il est intéressant de noter qu'à sonie constante, les auditeurs ont préféré des signaux correspondant à un matériau avec un coefficient d'amortissement constant sur l'ensemble du spectre à des signaux correspondant à un matériau avec un amortissement variant fortement sur l'ensemble du spectre.

Trollé présente dans [?] ses travaux sur un système plaque/cavité. Des signaux ont été enregistrés à l'intérieur d'une cavité fermée par une plaque vibrante excitée à l'extérieur par un pot vibrant. La paroi de la cavité faisant face à la plaque vibrante est recouverte d'un matériau absorbant. Entre chaque son, les paramètres variants de la structure sont l'épaisseur de la plaque, le type de matériau absorbant et les conditions aux limites de la plaque. Il ressort de cette étude que les auditeurs sont principalement sensibles à la balance spectrale des stimuli, l'amortissement du matériau absorbant et, en moindre importance, aux conditions aux limites de la plaque. À partir de tests de dissemblance et de préférence, le deuxième but de cette étude est de déterminer la bande de fréquence minimale sur laquelle il est nécessaire de synthétiser les signaux tout en gardant les mêmes attributs perceptifs de signaux synthétisés sur une bande de fréquence plus grande. Ceci revient alors à déterminer la fréquence f_{max} tel qu'un signaux synthétisé sur $[0, f_{max}]$ soit perçu comme identique à un signal synthétisé sur $[0, f_i]$ ($f_i > f_{max}$). La méthode utilisée consiste à filtrer les signaux par des filtres passe-bas, les évaluer perceptivement et enfin comparer les attributs perceptifs de chaque signal filtré avec le signal entier non filtré. Ainsi, cette méthode donne la fréquence maximale pour la synthèse de signaux correspondant à ce type de structure.

L'ensemble de ces études perceptives montrent d'une part que les auditeurs sont sensibles à la répartition spectrale/modale des signaux et notamment des pics spectraux de plus haute énergie et d'autre part que la psychomécanique permet de réduire l'effort de calcul d'une modélisation.

I.2 Le Train à Grande Vitesse

Le Train à Grande Vitesse, ou TGV, est un train destiné principalement au transport de voyageurs. Sa vitesse sur des lignes dédiées (LGV, Lignes à Grande Vitesse) est en moyenne de 300 km/h. De plus en plus, la Société Nationale des Chemins de Fer (SNCF) essaye d'augmenter la vitesse commerciale du TGV. En 1981, la vitesse du TGV sur la ligne Paris-Lyon était de 270 km/h et elle est actuellement de 300 km/h pour le TGV Atlantique (un niveau) et de 320 km/h pour le TGV Est (deux niveaux). Cependant, cette augmentation de vitesse pose des problèmes pour le confort acoustique intérieur des voitures de TGV car elle résulte en une augmentation du niveau sonore intérieur.

Cette partie présente tout d'abord les sources responsables du bruit intérieur puis les modélisations et tests perceptifs déjà réalisés pour le bruit intérieur du TGV.

I.2.1 Présentation du Train à Grande Vitesse

Une rame de TGV est constituée d'une suite de huit à dix voitures (ou remorques) avec une motrice à chaque extrémité. Chaque voiture a généralement un côté porteur et un côté porté. Ainsi, les motrices entraînent la rame entière car le côté porteur de chaque voiture entraîne la voiture suivante qui y est accrochée via son côté porté. Entre chacune des voitures, un bogie supporte deux essieux. La perception des signaux acoustiques risque donc d'être différente en fonction de la position d'un voyageur à l'intérieur d'une voiture s'il est placé plutôt du côté porteur ou du côté porté.

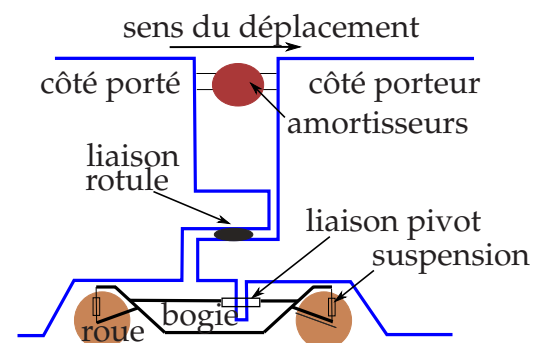


Figure I.3 – Liaisons mécaniques entre deux voitures de TGV

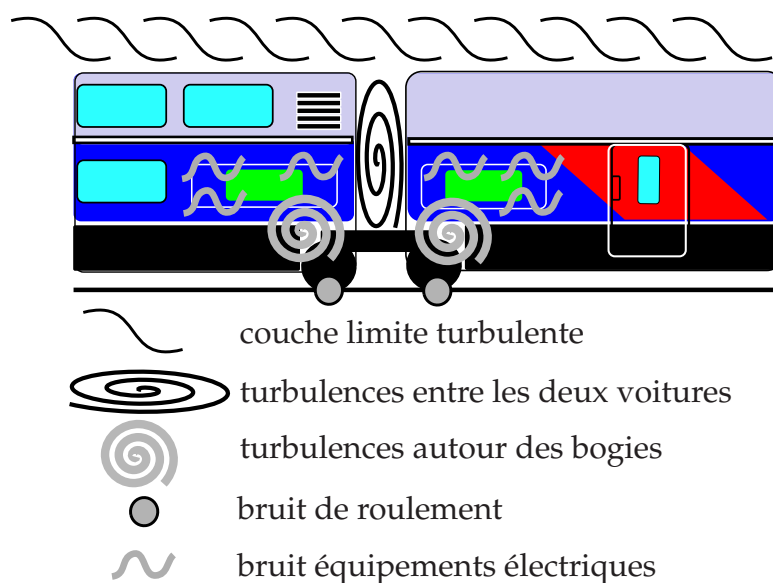


Figure I.4 – (D'après [?]) Sources responsables du bruit intérieur d'un TGV, vues de l'extérieur.

La structure d'une voiture de TGV est excitée par différentes sources vibroacoustiques comme le présente [?]. On peut grossièrement classer ces sources en fonction du type de bruit qu'elles génèrent (cf. figure ??) :

Le bruit d'origine aérodynamique dû aux écoulements d'air : Ces écoulements sont principalement localisés sur les parois du train en mouvement (couche limite turbulente), autour des bogies et à la césure entre deux voitures. Ce bruit est prépondérant à grande vitesse.

Le bruit d'origine mécanique dû au contact roue-rail : Ce bruit provient des défauts de surface des rails et des roues, de l'apparition d'écrasements localisés à la surface des roues (créant une composante harmonique) et du phénomène de travelage (espacement régulier des traverses, modifiant ainsi périodiquement l'impédance mécanique du rail). Ce bruit est prépondérant à basse vitesse.

Le bruit d'origine électrique : Ce bruit provient des équipements techniques (climatisation, ventilateurs, ...) situés en bout de voiture (pour les TGV à un niveau) ou sous la salle voyageur (pour les TGV à deux niveaux). Certains sièges en salle peuvent donc être plus ou moins près de ces équipements et le spectre acoustique de cette source peut alors varier en fonction de la position dans la salle.



a. roue, rail et bogie



b. bogie



c. espace entre deux caisses

Figure I.5 – Quelques éléments d'un TGV Duplex participant à la génération du bruit intérieur.

I.2.2 Modélisations en basses fréquences du rayonnement acoustique intérieur d'un TGV

Létourneaux, lors de sa thèse [?], a réalisé une modélisation pour la prédiction du rayonnement acoustique en basses fréquences. Cette modélisation, nommée CAPHCA, est fondée sur le principe de superposition des contributions de chaque paroi vibrante au champ de pression intérieure. La comparaison des résultats obtenus avec l'expérience a validé la modélisation. La figure ?? présente ces résultats et on peut voir qu'ils concordent jusqu'à 130 Hz. Les principales différences avec l'expérience proviennent de la non prise en compte de toutes les sources, notamment de sources solidiennes provenant du contact roue-rail. En effet, les sources excitatrices des parois, intégrées au modèle, sont uniquement des sources

aéroacoustiques. Outre cette remarque, les auteurs indiquent que les conditions aux limites doivent aussi être mieux prises en compte afin d'améliorer la modélisation.

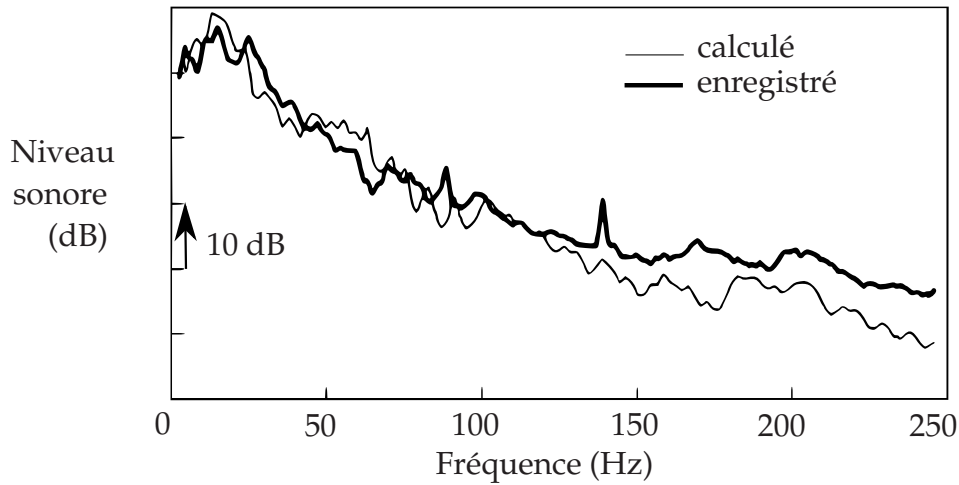


Figure I.6 – (D'après [?]). Comparaison entre le calcul et la mesure pour le bruit intérieur d'un TGV Duplex à 300 km/h, un point de la plate-forme supérieure.

La société **Vibratec** a réalisé une étude [?] utilisant la méthode des éléments finis. Cette étude montre que le champ acoustique à l'intérieur d'un TGV Duplex, c'est-à-dire à deux niveaux, est modal dans la bande de fréquences [0-250]Hz puis diffus en plus hautes fréquences. Les résultats de cette modélisation montrent notamment que les modes présents dans la zone [0-250]Hz sont ceux des différents volumes formés par l'architecture intérieure d'une voiture.

I.2.3 Perception du bruit à l'intérieur des trains

Les études présentées ici sont des études perceptives reliés à la perception du bruit intérieur de train et plus particulièrement le bruit provoqué par le rayonnement de la structure du train et non celui créé par l'ensemble d'autres sources additionnelles, comme la présence et les mouvements des passagers. Pour plus de précisions sur la perception de l'ambiance sonore à l'intérieur des TGV, le lecteur pourra se référer à [?].

Hardy dans [?], cherche un indicateur de gêne pour les bruits intérieurs de trains (anglais). À cet effet, des auditeurs ont participé à des tests perceptifs pour l'estimation de la gêne. Les signaux présentés sont des signaux longs enregistrés dans différents trains sous différentes conditions de roulement. Le choix de signaux longs provient du fait que le niveau global à l'intérieur d'une voiture de train évolue au cours du temps (tunnel, vitesse, composition du milieu extérieur, état des voies). D'un point de vue fréquentiel, Hardy insiste sur l'importance des basses fréquences (en dessous de 300 Hz) dans le jugement de la gêne. Comme la plupart des articles sur ce sujet, Hardy signale que le dB(A) n'est pas un indicateur suffisant pour estimer la gêne. La sonie et des indicateurs généralement utilisés en acoustique des salles se révèlent plus adéquats pour son étude. Le tableau ?? contient les coefficients de corrélation entre les indicateurs utilisés et l'estimation de la gêne. Les

lignes grises correspondent aux coefficients de corrélation les plus élevés. Les indicateurs utilisés sont des indicateurs "classiques" - les décibels avec les pondérations A, B, C et D; le dB linéaire; la sonie en phones - ou des indicateurs plus spécialisés en acoustique des salles - le PSIL (moyenne des niveaux dans les bandes par tiers d'octaves centrées sur 500, 1000 et 2000 Hz); le RC (Room Criteria, balance entre les basses et hautes fréquences); le Noise Criteria et le Noise Rating (comparaison du spectre par bande d'octaves avec des courbes normalisées correspondant à des niveaux dits tolérables par l'humain en fonction de la bande de fréquences et en fonction du type d'utilisation de la salle).

À partir de ce tableau, on peut noter l'importance des basses fréquences sur la gêne comme le montre le coefficient de corrélation du dépassement du RC en basses fréquences.

Indicateur	Corrélation avec la gêne
dB(A)	0,41
dB(B)	0,87
dB(C)	0,66
dB(D)	0,85
dB SPL	0,58
Preferred Speech Interference Level (PSIL) (dB)	-0,58
Dépassement du RC en basses fréquences (dB)	0,99
Dépassement du RC en hautes fréquences (dB)	0,42
Noise rating (NR) (dB)	0,78
Noise criteria (NC) (dB)	0,97
Sonie (phones)	0,92

Tableau I.1 – (D'après [?]). Coefficient de corrélation moyen entre chaque indicateur et la gêne ressentie à l'écoute de six signaux enregistrés à l'intérieur de train.

Letourneaux *et al.* dans [?], présentent une étude sur le confort acoustique intérieur des trains en cherchant à caractériser la partie du signal responsable de la gêne du voyageur. Pour cela, ils utilisent un test de préférence. Le niveau de la densité spectrale de puissance des signaux est présenté sur la figure ?? et les résultats sont brièvement résumés sur la figure ?. Le signal original utilisé présente 3 émergences à 139, 300 et 800 Hz et une zone de forte énergie en basses fréquences. Le test de préférence est focalisé sur l'influence de chacune de ces émergences et du niveau de chaque bande fréquentielle (basses, moyennes et hautes fréquences). Chacun des signaux présentés aux auditeurs lors de ce test ont donc été filtrés afin d'atténuer chacune de ces zones. La figure ?? montre notamment que le son jugé comme le plus plaisant est celui présentant une atténuation de 6 dB dans la zones des basses fréquences ([0-139]Hz). Une des conclusions de cette étude est que les auditeurs ont été principalement sensibles à la zone 0-1000 Hz (basses et moyennes fréquences). Cette étude valide aussi l'assertion selon laquelle la préférence varie en fonction de la position d'écoute à l'intérieur d'un train à un ou deux niveaux.

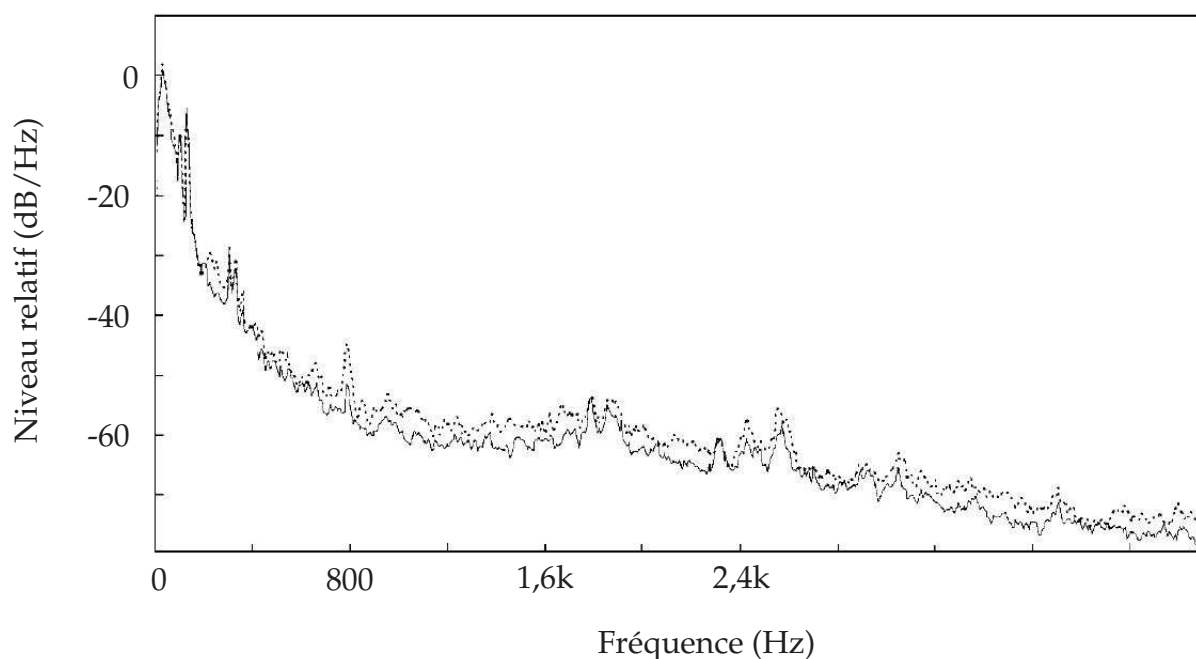


Figure I.7 – (D’après [?]). Niveau relatif de la densité spectrale de puissance sur les deux oreilles d’un mannequin posé sur un siège de TGV lors de l’expérience de [?]. La courbe pleine correspond à l’oreille droite et la courbe en pointillés correspond à l’oreille gauche.

Parizet *et al.* dans [?], présentent les résultats de deux tests perceptifs relatifs à la préférence entre signaux enregistrés à l’intérieur de plusieurs TGV Duplex (TGV à deux niveaux). Le premier test consiste à comparer par paire des signaux non-égalisés en sonie et le deuxième consiste à comparer par paire des signaux égalisés en sonie. Le but de ces tests est de quantifier l’influence sur la perception de trois paramètres : la vitesse du train (160, 220 et 300 km/h), la nature de la voiture (ancienne ou nouvelle rame) et la position à l’intérieur de la voiture.

Les résultats du premier test montrent que le dB(A) est un bon indicateur de la préférence, contrairement aux résultats des autres articles de la littérature sur le sujet. Cette contradiction peut s’expliquer ici par la grande dynamique des niveaux entre les signaux. En ce qui concerne l’influence de la vitesse sur la préférence, l’étude montre que l’ordre de préférence obtenu est (du moins préféré au plus préféré) : 300 km/h < 160 km/h < 220 km/h. Ainsi, la préférence n’est pas proportionnelle à la vitesse. Cet ordre de préférence est cependant proportionnel au niveau sonore des signaux correspondants. Ceci peut s’expliquer par le fait que la vitesse du train modifie la contribution de chaque source au bruit intérieur et en modifie ainsi le spectre et le niveau sonore.

Lors du deuxième test, les signaux sont présentés aux auditeurs sous deux formes : premièrement avec un casque et deuxièmement avec un casque et un caisson de basses afin de mieux représenter les basses fréquences. Cette précaution s’est cependant révélée inutile pour le TGV car les résultats sont sensiblement les mêmes pour les deux types de présen-

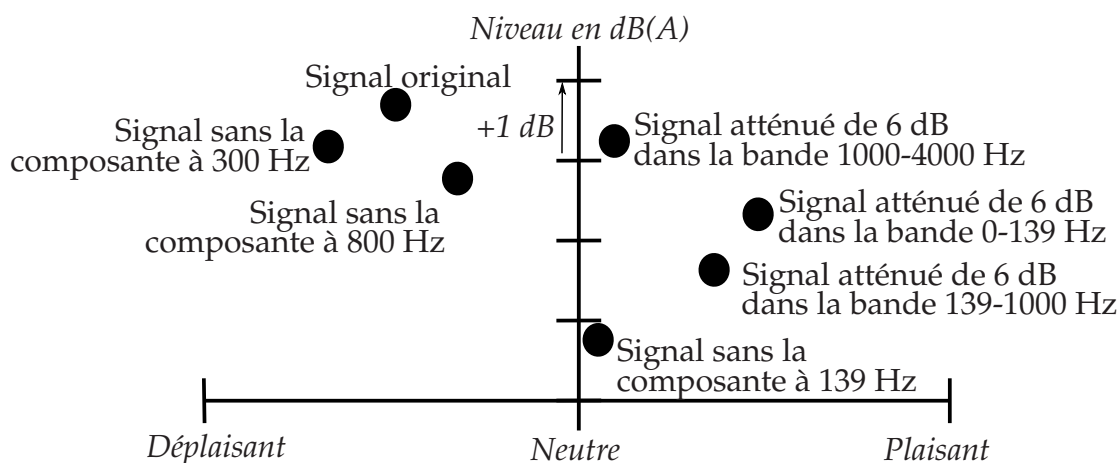


Figure I.8 – (D'après [?]). Représentation des signaux utilisés dans les tests de préférence de [?] en fonction du score de préférence et du niveau en dB(A).

tation. Les résultats montrent que deux groupes d'individus se distinguent : ceux préférant des signaux contenant plutôt des basses fréquences (70%) et ceux préférant des signaux contenant plutôt des hautes fréquences (30%). Ainsi, les auteurs ont proposé un nouvel indicateur de balance de sonie pour caractériser la préférence des auditeurs. Cet indicateur est le rapport entre la sonie spécifique à l'intérieur des bandes de Bark de 0 à 2 (0-200 Hz, donc en basses fréquences) et la sonie spécifique à l'intérieur des bandes de Bark de 13 à 18 (2000-4500 Hz, donc en hautes fréquences).

Ces études perceptives montrent majoritairement l'importance des basses fréquences ([0-200]Hz) dont l'énergie spectrale est prépondérante sur l'ensemble du spectre (comme le montre la modélisation) sur la perception.

I.3 Perception des bruits en basses fréquences

Dans notre étude, nous nous intéressons à la perception de bruit principalement en basses fréquences pour le TGV. Comme dit dans le paragraphe précédent, cette zone fréquentielle joue un rôle prépondérant sur la perception par rapport au reste du contenu spectral. Il est donc nécessaire d'appréhender la perception des basses fréquences par l'homme. L'intérêt actuel de l'étude de la perception des basses fréquences réside dans le fait que de nombreux bruits environnants, comme le bruit des transports ou le bruit industriel, sont la cause de plaintes de riverains. La particularité de ce type de bruits, comme le rappellent Berglund et Hassmén dans [?], est que ce sont des bruits en général de forte énergie, faiblement amortis par les obstacles et l'atténuation géométrique, mettant en vibration des objets (vitres, portes, sols, ...) et masquant les signaux de plus hautes fréquences.

Il faut noter que la bibliographie sur les indices psychoacoustiques liés à la perception des basses fréquences est assez mince. La plupart des articles sur le sujet date des années 1960 à 1980, laissant place par la suite à des articles principalement axés sur la gêne. On peut comprendre cette tendance car les tests psychoacoustiques correspondants sont généralement difficiles à mettre en œuvre compte-tenu de la bande fréquentielle étudiée. Certains des résultats présentés ici sont donc à prendre avec réserve car leur rigueur expérimentale est différente de celle demandée par les tests psychoacoustiques menés actuellement.

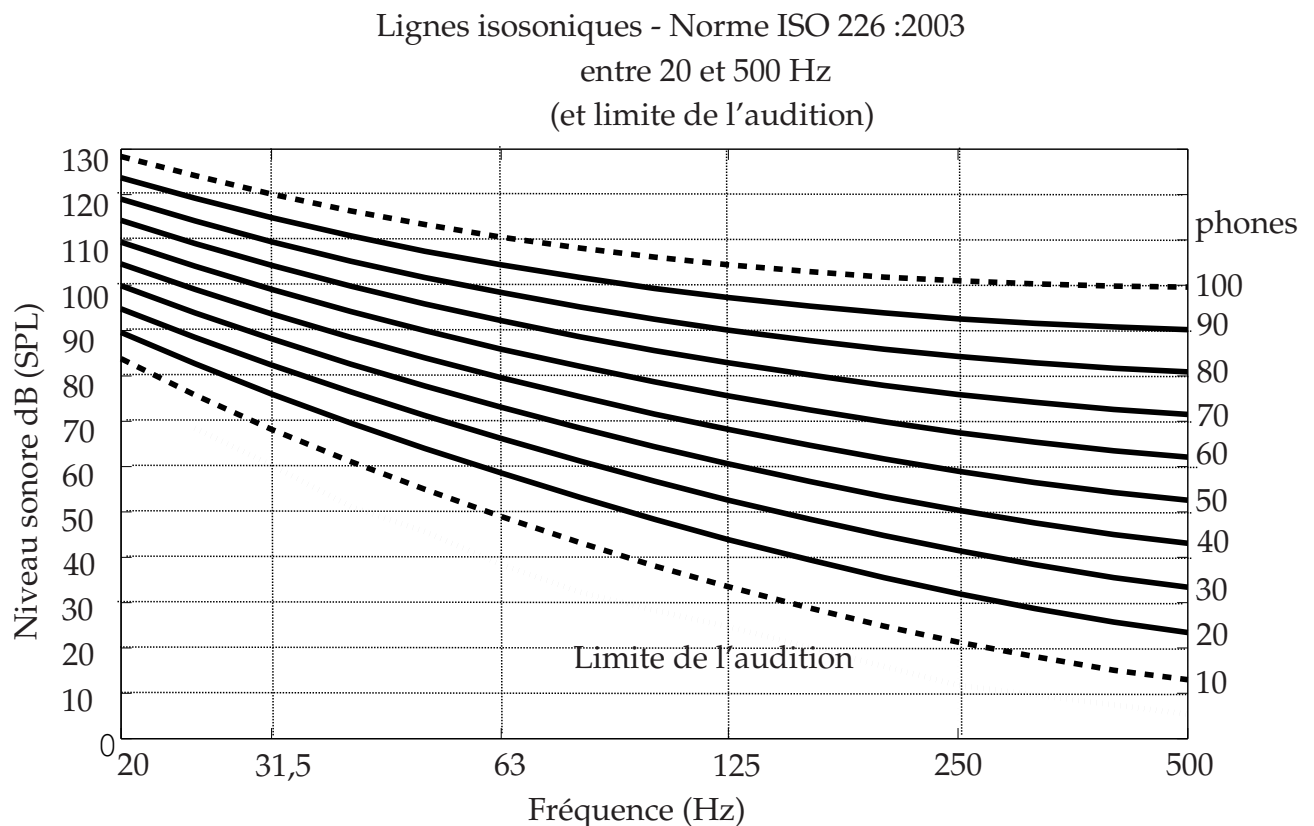


Figure I.9 – Lignes isosoniques entre 20 et 500 Hz, d'après la norme ISO 226 :2003 et la limite de l'audition d'après [?].

La plupart des auteurs d'études sur le thème des basses fréquences et de leur perception s'accordent à dire que la zone des basses fréquences se situe en dessous de 200 Hz et celle des très basses fréquences en dessous de 20 Hz. Whittle *et al.* dans [?] rappellent que les infrasons sont audibles (donc par l'oreille et pas forcément par vibration du corps) pour de très forts niveaux mais que la notion de hauteur n'a plus de sens pour ces fréquences.

Beaucoup d'auteurs se sont tout d'abord intéressés aux effets des basses fréquences (0-200Hz) sur l'homme. On a pu remarquer, outre les effets sur la santé, qu'une exposition prolongée à un bruit basses fréquences rendait l'exécution de tâches plus difficile et l'humeur des sujets plus exécrable par rapport à une exposition prolongée à un bruit avec de plus hautes fréquences (par exemple, voir [?]). Pour de plus amples détails sur les effets des basses fréquences, le lecteur pourra se référer à l'article de Broner [?]. Dans ces articles, un élément intéressant est que, d'un point de vue perceptif, les effets perceptifs de la bande 20-100 Hz sont d'une part aussi importants que des signaux de plus hautes fréquences et d'autre part prépondérants devant les effets des infrasons.

Afin de mieux appréhender la perception des basses fréquences par l'humain, on peut tout d'abord observer les lignes isosoniques mesurées pour les plus basses fréquences dites audibles. Elles sont représentées sur la figure ?? . Elles ont été obtenues à partir du document [?] et la limite de l'audition à partir de l'article [?]. Les lignes à 10 et 100 phons sont en pointillés car peu de laboratoires ont pu estimer ces valeurs à cause de problèmes de mise en place expérimentale. On peut remarquer tout d'abord que les lignes isosoniques se rapprochent en très basses fréquences. La différence, entre deux lignes isosoniques espacées de 10 phons, est proche de 5 dB à 20 Hz et proche de 10 dB à 500 Hz. Ainsi, en très basses fréquences, si la pression double, la sensation de niveau double. De plus, la pente des lignes isosoniques en basses fréquences est assez forte - de l'ordre de 20dB/octave - pour diminuer, à plus hautes fréquences, autour de 10 dB/octave à partir de 125 Hz. Cette remarque est aussi valable pour la courbe de la limite de l'audition. Pour qu'un signal en basses fréquences soit entendu, des niveaux élevés sont nécessaires mais, par exemple, un niveau de 40 dB est suffisant pour un signal pur à 63 Hz. Il faut noter que ces résultats ont été obtenus pour des écoutes binaurales (au casque) pour des signaux purs. La norme [?] signale aussi que ces résultats sont toujours valables pour des bruits par bande d'octave ou de tiers d'octave. Cependant, Yeowart *et al.* dans [?] montrent que pour des bruits en tiers d'octave, la limite de perception est plus faible en dessous de 125 Hz que pour des signaux purs. La différence est de l'ordre de 4 à 6 dB entre 4 et 16 Hz et entre 0 et 2 dB entre 32 et 125 Hz.

En ce qui concerne la limite de l'audition pour des signaux de fréquence plus basse, c'est-à-dire les infrasons, Yeowart (dans [?] et [?]) s'est intéressé à celle de signaux purs entre 1,5 et 100 Hz. Ce que l'on peut noter de l'ensemble de ses résultats est que le niveau nécessaire pour entendre un signal pur de 10 Hz est de l'ordre de 100 dB et pour un signal pur de 2Hz, un niveau entre 120 et 130 dB est nécessaire.

Comme souligné en introduction, les basses fréquences peuvent masquer les plus hautes fréquences. Nous présentons ici deux études pertinentes sur le masquage qu'effectuent les basses fréquences sur l'ensemble du spectre.

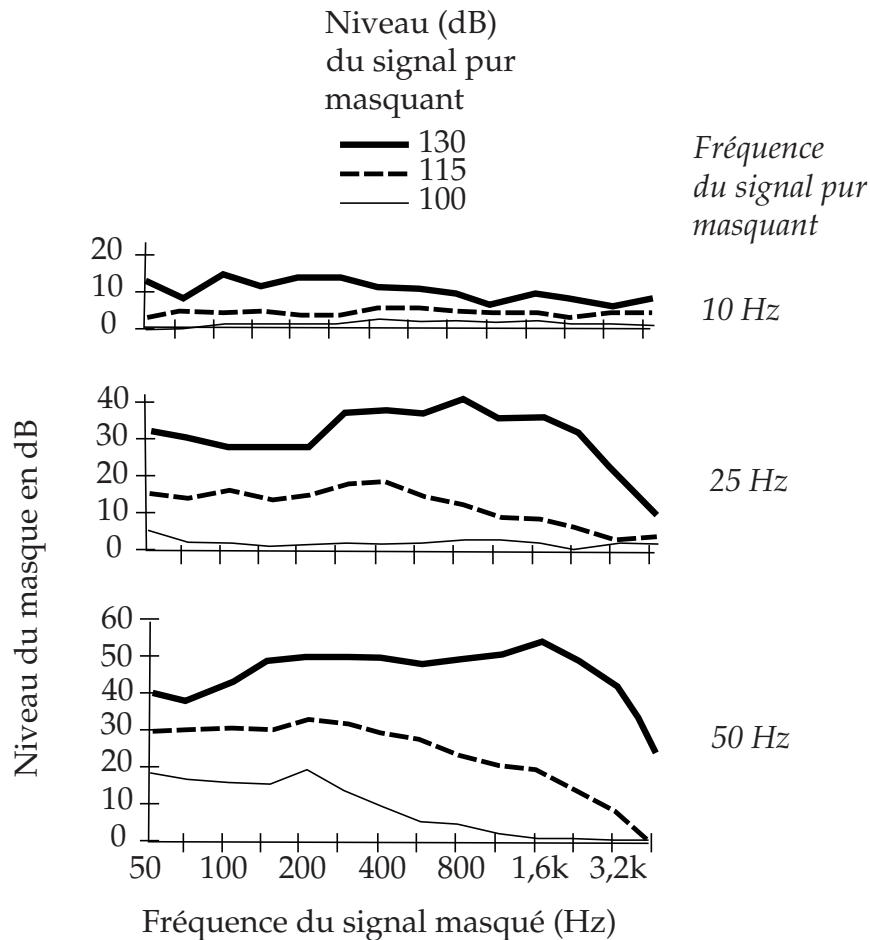


Figure I.10 – (D'après [?]) Courbes de masquages par des signaux basses fréquences (10 Hz, 25 Hz et 50 Hz). Le signal présenté aux auditeurs est un sweep entre 50 et 3,2kHz. Chacun des 3 graphiques présente le masque créé par un signal à une fréquence donnée ("Fréquence du signal pur masquant" : 10 Hz, 25 Hz et 50 Hz) pour trois niveaux sonores ("Niveau (dB) du signal pur masquant" : 130 dB, 115 dB et 110 dB).

Tout d'abord, **Finck** dans [?], a mesuré les phénomènes de masquage dus à des sons purs basses fréquences. Les signaux masqués sont des sons purs dont la fréquence varie de 50Hz à 3,2 kHz (sweep). La figure ?? présente les résultats obtenus pour des sons purs à 10, 25 et 50 Hz, respectivement pour des niveaux sonores de 100, 115 et 130 dB SPL. Ces courbes ont été obtenues avec cinq auditeurs. Les résultats montrent que le masquage est, bien évidemment, d'autant plus fort que le niveau sonore des sons purs est élevé. En comparant les masques, les courbes montrent que pour un même niveau sonore, le masquage est d'autant plus élevé que la fréquence du son pur est élevée. Cependant, l'augmentation du niveau du masque n'est pas linéaire en fonction de la fréquence et du niveau. Par exemple, pour un niveau sonore de 100 dB SPL, seuls le son de 50 Hz génère un masquage sensible, d'environ 20 dB jusqu'à 200 Hz. Pour des niveaux de masque plus élevés, 115 dB

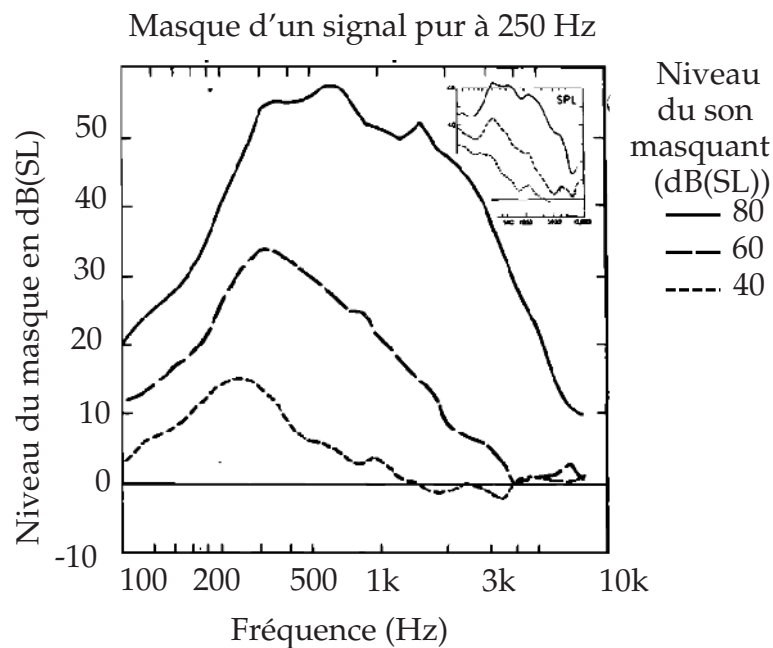


Figure I.11 – (D'après [?]). Courbe de masquage par un son pur de 250 Hz.

et 130 dB, le masquage est alors sensible, quelque soit la fréquence du signal pur masquant.

Ensuite, **Tobias** dans [?], présente les courbes de masquage, entre 75 Hz et 10 kHz, dues à des bruits à bande étroite centrés sur 150, 250, 350, 500 et 1000 Hz. La figure ?? présente les courbes de masquage d'un signal pur de 250 Hz sur des signaux de 100 à 10000 Hz. L'allure des courbes obtenues est la même que les courbes de masquage classiques à plus hautes fréquences. On peut cependant remarquer que le pic de la courbe de masquage sur la figure ?? n'est pas au niveau de la fréquence du masque mais à une fréquence légèrement plus élevée. Ce phénomène est aussi visible pour les courbes correspondant aux fréquences de masquage les plus basses, non présentées ici.

Pour le système plaque/cavité, ce chapitre a présenté des modélisations fondées sur la théorie modale qui ont été validées et sont la base de modélisations plus complexes. Les effets du couplage entre le fluide extérieur, la plaque vibrante et le fluide intérieur sont connus. La présence de la cavité entraîne un couplage entre les modes de plaque et une augmentation (par rapport au cas *in vacuo*) des fréquences modales de plaque pour les modes qui déplacent du volume, tout particulièrement pour le premier mode. Ce système possède l'avantage d'être aisément modifiable et expérimentable tout en maîtrisant les paramètres correspondants (type de source, type de plaque, dimensions de la cavité, ...). Des tests perceptifs sur le rayonnement de plaques vibrantes ont montré que des différences perceptives apparaissent lorsque les paramètres mécaniques de plaque sont modifiés ; un des paramètres les plus influents, outre la sonie des stimuli, est l'amortissement de la plaque.

A cause de la complexité de la structure et du nombre de sources vibroacoustiques, le comportement vibroacoustique d'une voiture de TGV n'est pas modélisable aisément. Les sources sont de natures diverses (aéroacoustique, solidienne ou d'origine électrique) et leur participation dépend de la vitesse du train. Un calcul par éléments finis montre que le comportement acoustique de la salle peut être considéré comme modal en basses fréquences (en dessous de 200 Hz), zone du spectre de plus forte énergie et la plus influente perceptivement. Ceci se comprend notamment lorsque l'on s'intéresse à la perception en général dans cette zone fréquentielle. Les études ont montré qu'un niveau sonore doit être important pour que les basses fréquences aient un réel impact sur le reste du spectre d'un son.

Chapitre II

Systeme plaque/cavité : modélisation et expérimentations

Bien qu'académique, l'intérêt de l'étude du système plaque/cavité est d'appréhender les phénomènes vibroacoustiques à l'intérieur de toute cavité à parois vibrantes, et plus particulièrement, d'un habitacle de véhicule. Le système plaque/cavité présente de plus l'avantage d'être relativement simple à modéliser mais aussi à expérimenter. Ainsi, l'étude de cette structure académique permet de comprendre des phénomènes dans des structures plus complexes.

Le but de l'étude présentée dans ce chapitre est de caractériser le comportement vibroacoustique de ce système. Ce chapitre présente la modélisation vibroacoustique qui a permis de synthétiser des sons de plaque vibrante couplée à une cavité. Les stimuli sonores obtenus sont utilisés lors de tests perceptifs afin de quantifier, d'une manière identique à celle exposée dans l'état de l'art, l'influence sur la perception de paramètres propres à la cavité.

Outre l'étude de ce système, le but de cette étude est de donner des indications et d'apporter une aide à la meilleure compréhension des phénomènes vibroacoustiques ainsi que de la perception à l'intérieur d'une voiture de TGV.

La première partie de ce chapitre présente la modélisation du système plaque/cavité, basée sur une théorie modale pour les vibrations de la plaque et sur une représentation de Green pour l'obtention de la pression intérieure et extérieure à la cavité. Cette modélisation tient compte du couplage entre trois entités : la plaque mince vibrante encastrée et bafflée, la cavité rigide dont les parois sont caractérisées par leur coefficient de réflexion et enfin le fluide environnant (air).

Les résultats obtenus sont comparés à l'expérience. La réalisation d'une maquette a nécessité des expériences préliminaires afin de déterminer les matériaux adéquats pour sa construction. La conception de cette maquette est présentée dans une deuxième partie.

L'expérimentation et la comparaison entre les résultats de la modélisation et de l'expérience sont enfin présentés dans une troisième partie. Les mesures de pressions à l'intérieur de la maquette et des accélérations sur la plaque vibrante, ont permis de valider les résultats de la modélisation.

II.1 Modélisation vibroacoustique

La modélisation du comportement vibroacoustique du système plaque/cavité présentée ici repose tout d'abord sur une méthode de décomposition en modes de résonances utilisée pour calculer le déplacement de la plaque. Après détermination du déplacement de la plaque, la pression à l'intérieur de la cavité est obtenue grâce à l'équation de Kirchhoff-Helmholtz. Cette dernière fait intervenir la fonction de Green de la cavité que nous calculons par une méthode d'images.

II.1.1 Méthode : mise en équation et résolution

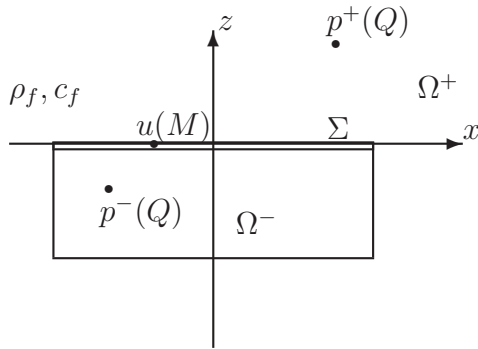


Figure II.1 – Schéma du problème couplé fluide/plaque/cavité

La modélisation du système plaque/cavité présentée ici reprend celle décrite dans [?], [?] et [?] pour une plaque mince vibrante bafflée et immergée dans un fluide. Nous présentons ici les grandes lignes de cette méthode. Pour plus de détails, le lecteur pourra se référer à l'annexe ??.

On considère une plaque Σ mince encastrée et bafflée (cf. figure ??). Cette plaque ferme une cavité rigide Ω^- . L'ensemble est immergé dans l'air. Le but de la modélisation est, connaissant la force excitatrice de la plaque, de déterminer le déplacement u en un point M de la plaque et de déterminer la pression acoustique p^- en un point Q à

l'intérieur de la cavité.

Dans le domaine fréquentiel (convention en $e^{-i\omega t}$), les équations de ce problème sont :

$$\left\{ \begin{array}{ll} (\Delta + k^2)p^\pm(Q) = S^\pm(Q, \omega) \text{ dans } \Omega^\pm & \text{Equation d'Helmholtz} \\ & \text{pour la pression intérieure et extérieure} \\ \frac{\partial p^+}{\partial \bar{n}_1} \Big|_{M \in \bar{\Sigma}}(M) = \frac{\partial p^+}{\partial z} \Big|_{z=0}(M) = 0 \text{ sur } \bar{\Sigma} & \text{Condition de Neumann} \\ & \text{pour la pression extérieure sur le baffle} \\ \frac{\partial p^-}{\partial \bar{n}_1}(M) + \frac{ik}{\xi} p^-(M) = 0 & \text{Condition d'impédance} \\ & \text{sur les parois intérieures de la cavité } \partial\Omega^- \\ \text{Condition de Sommerfeld à l'infini} & \\ \text{pour la pression à l'extérieur} & \\ u(M) = 0 \text{ et } \frac{\partial u}{\partial \bar{n}_2}(M) = 0 \text{ sur } \partial\Sigma & \text{Condition d'encastrement} \\ \frac{\partial p^\pm}{\partial \bar{n}_1}(M) = \frac{\partial p^\pm}{\partial z}(M) = \omega^2 \rho_f u(M) \text{ sur } \Sigma & \text{Continuité de la vitesse} \\ & \text{sur la plaque vibrante} \\ (D\Delta^2 - \rho h \omega^2)u(M) = F(M) - P(M) & \text{Equation du mouvement de la plaque} \\ \text{avec } P(M) = \lim_{\epsilon \rightarrow 0^+} (p_\epsilon^+(Q) - p_\epsilon^-(Q)) & \text{Saut de pression} \end{array} \right.$$

en notant respectivement :

ω, c, k	la pulsation, la célérité des ondes dans le fluide, le nombre d'onde
$p^\pm, p_\epsilon(Q)$	la pression dans Ω^\pm , la pression $p(Q)$ lorsque $z(Q) = \epsilon$
u	le déplacement de la plaque (positif dans le sens des z positifs)
$\Sigma, \bar{\Sigma}$	la plaque, le baffle plan
$\partial\Sigma, \partial\Omega^-$	les limites de la plaque, les parois de la cavité
M, Q	un point de la structure, un point de Ω^\pm
ξ	l'impédance des parois de la cavité
\vec{n}_1, \vec{n}_2	vecteur sortant et normal à la structure ($\Sigma \cup \partial\Omega^-$), vecteur normal à $\partial\Sigma$
ρ_f, ρ	masse volumique du fluide, de la plaque
h, E, ν	l'épaisseur, le module d'Young, le coefficient de Poisson de la plaque
$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$	le coefficient de rigidité de la plaque
Δ	l'opérateur Laplacien
$F(M, \omega)$	la force extérieure de contact sur la plaque
$S^\pm(Q, \omega)$	les sources acoustiques présentes dans Ω^+ et/ou Ω^-

L'équation du mouvement de la plaque est l'élément central du système d'équations précédent. Elle établit le couplage entre le déplacement de la plaque u et la pression p . En effet, les forces s'appliquant sur la plaque sont d'une part une éventuelle force excitatrice extérieure (force vibratoire ou acoustique) et d'autre part le saut de pression entre les deux faces de la plaque.

La méthode consiste à découpler cette équation et obtenir une équation dont la seule inconnue est le déplacement. Le déplacement est ensuite cherché sous la forme d'une série modale, les modes utilisés étant des modes dits de résonance. Une fois le déplacement calculé, la pression est obtenue par la relation de Kirchhoff-Helmholtz. Quelques détails de la modélisation sont présentés dans les paragraphes suivants.

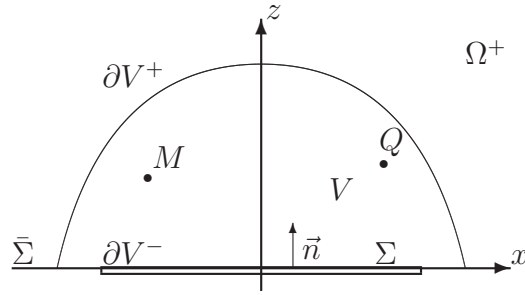
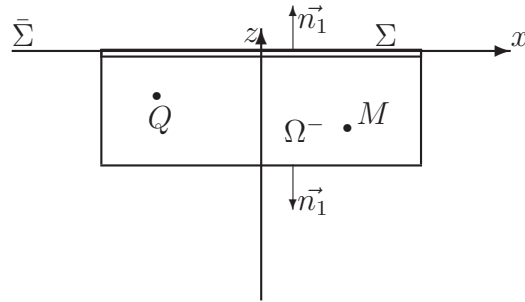
Le saut de pression présent dans l'équation du mouvement de la plaque est la différence entre la pression extérieure et la pression intérieure. Afin de découpler cette équation du mouvement, il suffit d'exprimer la pression p en fonction du déplacement u . Cette relation est donnée par l'intégrale de Kirchhoff-Helmholtz. Cette dernière fait intervenir, d'une part, la fonction de Green du milieu extérieur pour p^+ et d'autre part, la fonction de Green du milieu intérieur pour p^- . Analytiquement, la fonction de Green du milieu extérieur est constituée d'un seul terme exponentiel contrairement à la fonction de Green du milieu intérieur qui est une somme infinie d'exponentielles pondérées. Cette dernière est obtenue par méthode d'images et la pondération de chaque exponentielle est alors un coefficient dépendant des coefficients de réflexion des parois de la cavité.

Voici une présentation rapide de la méthode de calcul des termes p^+ et p^- :

Si l'on considère (cf. figure ??) deux points M et Q de l'espace Ω^+ . Soit V , un volume englobant ces deux points et $\partial V^+ (= V \cap \Omega^+)$ sa frontière supérieure et $\partial V^- (= V \cap (\Sigma \cup \bar{\Sigma}))$ sa frontière inférieure. On définit ∂V par $\partial V = \partial V^+ \cup \partial V^-$. Soit \vec{n} la normale intérieure à V .

Le théorème de Green appliqué au volume V permet d'obtenir la relation suivante :

$$p^+(M) = \omega^2 \rho_f \int_{\Sigma} G_1(Q, M) \cdot u(Q) d\Sigma(Q)$$


 Figure II.2 – Schéma pour le calcul de p^+

 Figure II.3 – Schéma pour le calcul de p^-

avec G_1 la fonction de Green telle que :

$$\begin{cases} (\Delta + k^2)G_1(Q, M) = \delta_M(Q) \text{ dans } \Omega^+ \\ \frac{\partial G_1}{\partial \vec{n}}(Q, M) = \frac{\partial G_1}{\partial z}(Q, M) = 0 \text{ sur } \bar{\Sigma} \cup \Sigma \\ \text{Condition de Sommerfeld en } +\infty \end{cases}$$

On considère maintenant (cf. figure ??) deux points M et Q de l'espace Ω^- . La frontière de ce dernier, privée de Σ , est notée $\partial\Omega^-$. Soit \vec{n}_1 la normale extérieure à Ω^- . Chacune des 5 parois ($\partial\Omega^-$) est caractérisée par un coefficient de réflexion indépendant de la fréquence, $\beta_{\alpha j}$, $\alpha \in \{x, y, z\}$ et $j \in \{1, 2\}$. Le théorème de Green appliqué au volume Ω^- permet d'obtenir la relation suivante :

$$p^-(M) = -\omega^2 \rho_f \int_{\Sigma} G_2(Q, M) \cdot u(Q) d\Sigma(Q)$$

avec G_2 la fonction de Green telle que :

$$\begin{cases} (\Delta + k^2)G_2(Q, M) = \delta_M(Q) \text{ dans } \Omega^- \\ \frac{\partial G_2}{\partial \vec{n}_1}(Q, M) = \frac{\partial G_2}{\partial z}(Q, M) = 0 \text{ sur } \bar{\Sigma} \\ \frac{\partial G_2}{\partial \vec{n}_1}(Q, M) + \frac{ik}{\xi} G_2(Q, M) = 0 \text{ sur } \partial\Omega^- \\ \text{Condition de Sommerfeld en } +\infty \end{cases}$$

On suppose que la cavité est de dimension $2Lx \times 2Ly \times Lz$. En cherchant la fonction de Green G_2 par la méthode d'images (cf. [?]), on obtient :

$$G_2(Q, M) = - \sum_{n,l,m=1}^{\infty} \sum_{q,j,k=0}^1 \beta_{x1}^{|n|} \beta_{x2}^{|n+q|} \beta_{y1}^{|l|} \beta_{y2}^{|l+j|} \beta_{z1}^{|m|} \beta_{z2}^{|m+k|} \frac{e^{ikR(Q, S_{nlmqjk})}}{4\pi R(M, S_{nlmqjk})}$$

avec les S_{nlmqjk} , images de la source S^- , de coordonnées :

$$\begin{cases} (4n+1)Lx + (2q-1)(Lx-x') \\ (4l+1)Ly + (2j-1)(Ly-y') \\ 2mLz + (2k-1)z' \end{cases}$$

Pour des raisons numériques, il est bien sûr nécessaire de tronquer ces sommes infinies. La valeur de la troncature, la même pour chacune des sommes, N est ce que l'on appellera "l'ordre d'images". Ainsi, l'expression de G_2 implémentée est :

$$G_2 = - \sum_{n,l,m=-N}^N \sum_{q,j,k=0}^1 \gamma_{nlmqjk} \frac{e^{ikR_{nlmqjk}}}{4\pi R_{nlmqjk}}$$

avec $\gamma_{nlmqjk} = \beta_{x1}^{|n|} \beta_{x2}^{|n+q|} \beta_{y1}^{|l|} \beta_{y2}^{|l+j|} \beta_{z1}^{|m|} \beta_{z2}^{|m+k|}$.

À un ordre N d'images, on a donc $8 * (2N + 1)^3$ images.

L'effet de cette troncature sur la perception est notamment étudié dans le chapitre ??.

En remplaçant les expressions de p^+ et p^- dans l'équation du mouvement de la plaque, on obtient une équation intégral-différentielle en u . Cette expression est alors transformée en une forme variationnelle traduisant le bilan d'énergie suivant :

$$\begin{aligned} &\text{énergie potentielle élastique} + \text{énergie cinétique} + \text{énergie perdue par couplage} \\ &= \\ &\text{énergie extérieure fournie au système} \end{aligned}$$

Le déplacement de la plaque est cherché sous la forme d'une somme pondérée de modes de résonance, définis à partir de la forme variationnelle. L'avantage de ces modes de résonance par rapport à des modes propres classiques est qu'ils ne dépendent pas de la fréquence (cf. [?], [?], [?] et annexe ??). Cette décomposition permet d'obtenir le déplacement de la plaque autant dans le domaine temporel que fréquentiel. La pression est ensuite déduite par l'équation de Kirchhoff-Helmholtz.

La modélisation permet ainsi de synthétiser des sons correspondant au système plaque/cavité. Les sources excitatrices définies en entrée de la modélisation sont soit une source ponctuelle correspondant à un impact (de type marteau à choc), une vibration entretenue (de type pot vibrant) soit encore une source acoustique (de type haut-parleur) sous forme d'ondes sphériques. L'ensemble de l'implémentation est réalisée en Fortran 90 et le code obtenu est nommé Caprice (Calcul de Pression à l'Intérieur d'une Cavité).

II.1.2 Premiers résultats et comparaisons avec l'état de l'art

Deux comparaisons entre l'état de l'art et les résultats de la modélisation sont présentées ici. La première valide le calcul de la fonction de Green de la cavité par méthode d'images et la deuxième présente des résultats correspondant à l'influence de la cavité sur la plaque vibrante. Ces derniers corroborent ceux présentés dans le chapitre précédent.

a) Calcul de la fonction de Green de la cavité

Les calculs de la fonction de Green de la cavité donnée par la méthode d'images ont été comparés à ceux de Gensane [?] dans sa thèse portant sur la validité de la méthode d'images en acoustique des salles.

La figure ?? montre les résultats issus du calcul de la pression pour la bande de fréquences [200-1100]Hz pour une cavité de dimension $0.419 \times 0.561 \times 0.393 \text{ m}^3$. Une source acoustique impulsionnelle est placée au point (0.035, 0.035, 0.03) et un microphone est placé au point (0.39, 0.54, 0.36) (expérience de [?]). Les parois de la cavité ont toutes un coefficient de réflexion de 0.989. L'ordre d'images N est égal à 30 (1815848 images). On peut remarquer sur la figure ?? que contrairement à la courbe expérimentale de Gensane, la courbe obtenue par la méthode d'images présente des pics moins prononcés, plus particulièrement en basses fréquences. Ceci corrobore le résultat bien connu que la méthode d'images est une méthode hautes fréquences. Cependant, les deux courbes de Gensane (expérimentale et théorique) et celle obtenue par méthode d'images sont concordantes. Afin d'obtenir de meilleurs résultats en basses fréquences, il faut augmenter l'ordre d'images. Cependant, cette augmentation se fait au détriment du temps de calcul de la fonction de Green tout autant que du temps de calcul de la modélisation tout entière qui contient des intégrales faisant intervenir cette fonction de Green.

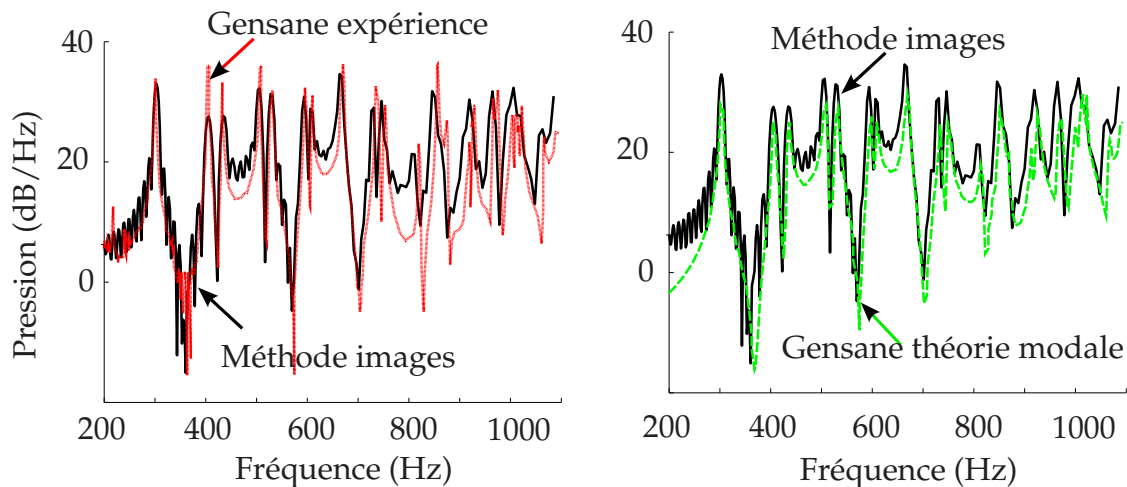


Figure II.4 – Résultats obtenus avec Caprice (courbe noire traits pleins) et ceux obtenus par Marc Gensane (expérimentaux, courbe rouge pointillés fins ; théoriques, courbe verte pointillés)

b) Effet de la cavité sur la plaque vibrante

Nous nous sommes intéressés à l'évolution des fréquences modales d'une plaque vibrante en aluminium (de dimensions $0,610 \text{ m} \times 0,420 \text{ m} \times 2,5 \text{ mm}$; $E= 69\,000 \text{ MPa}$; $h=2,5\text{mm}$; $\nu=0,33$; $\rho= 2\,700 \text{ kg/m}^3$) dans trois configurations : *in vacuo*, dans l'air et enfin couplée avec la cavité (de dimension $0.610 \text{ m} \times 0.420 \text{ m} \times 0.490 \text{ m}$) toutes deux immergées dans l'air. Le tableau ?? contient les fréquences de résonance de la plaque pour chacun des cas énumérés

ci-dessus. Les résultats obtenus correspondent à ceux de l'état de l'art : plus la fréquence modale de la plaque augmente et plus l'effet du couplage est faible. On peut tout d'abord remarquer que le couplage avec l'air induit un effet de masse et baisse ainsi les fréquences modales. Seul le premier mode de plaque est réellement touché par l'influence de la cavité. Comme décrit dans la bibliographie, ce phénomène peut être expliqué par un effet de raidisseur de la cavité sur le mode piston de la plaque, qui est un mode qui "déplace du volume" d'air.

Fréquence de la plaque	Premier mode	Deuxième mode	Troisième mode	Quatrième mode
<i>In vacuo</i>	93,49 Hz	147,67 Hz	226,68 Hz	238,52 Hz
Dans l'air <i>variation de la fréquence modale in vacuo par rapport au cas in vacuo</i>	90,48 Hz -3,2%	145,06 Hz -1,8%	223,33 Hz -1,5%	235,62 Hz -1,2%
Couplée avec la cavité <i>variation de la fréquence modale par rapport au cas in vacuo</i>	96,50 Hz +3,2%	145,39 Hz -0,2%	223,36 Hz -1,5%	235,33 Hz -1,4%
<i>variation de la fréquence modale par rapport au cas dans l'air</i>	+6,6%	+0,2%	+0,01%	-0,1%

Tableau II.1 – Effet de l'air et de la cavité sur la plaque vibrante pour les 4 premiers modes de plaque

On peut aussi comparer ces résultats avec la formule empirique de Dowell :

$$K^2 \cong K_{in\ vacuo}^2 + C\lambda \frac{a}{d}$$

(cf. paragraphe I.1.1). Ici, $K_{in\ vacuo}^2 + C\lambda \frac{a}{d} \approx 3343.49$, ce qui donne pour la fréquence modale de la plaque couplée à la cavité $f_{Dow} \approx 95.58$ Hz. L'erreur est donc de 1% par rapport à la formule empirique de Dowell, ce qui confirme les résultats trouvés avec la modélisation.

II.2 Conception du système plaque/cavité expérimental

Cette partie est consacrée à la conception et la réalisation d'une maquette d'un système plaque/cavité expérimental. La conception du système expérimental présente plusieurs contraintes de réalisation liées principalement aux hypothèses de la modélisation. Ces contraintes à respecter sont :

- les parois de la cavité doivent être rigides (sans vibrations) et réfléchissantes, afin de respecter la condition de Neumann homogène sur ces parois ;
- la plaque vibrante doit être encastrée ;
- l'ensemble du système doit être assez léger pour pouvoir être déplacé sans trop de difficultés.

En ce qui concerne les dimensions de la cavité, une première idée fut de prendre une cavité à l'échelle d'une voiture de TGV. Cependant, une réduction à l'échelle d'une voiture de TGV aboutit à une cavité difficile à instrumenter. En effet, la cavité serait proche d'un long tube de faible section dans lequel la présence d'un microphone risquerait de perturber les mesures.

Les dimensions finalement choisies sont : 0.610 m x 0.420 m x 0.490 m avec une plaque de dimension 0.610 m x 0.420 m. L'épaisseur de la plaque dépend du type de matériau utilisé au cours des expérimentations sur le système expérimental. Ces dimensions résultent d'un compromis entre sa masse, la possibilité d'en instrumenter l'intérieur et une étude théorique rapide de la répartition des modes acoustiques et vibratoires du système.

Des expériences sur des cavités rigides ont déjà été décrites dans la littérature. Ce sont des cavités, par exemple, avec des parois en béton [?], en plexiglass [?], en bois peint [?], [?], en panneaux de résine acrylique [?], en acier [?], [?] ou encore en structures multicouches [?]. Notre choix s'est porté sur une structure multicouches qui permet d'obtenir une cavité légère aux parois peu vibrantes.

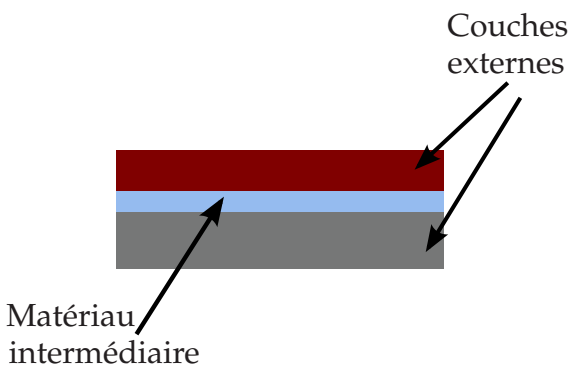


Figure II.5 – Exemple de structure sandwich

Une structure multicouches ou encore appelée structure "sandwich" (cf. figure ??) comporte un matériau viscoélastique inséré entre deux plaques : le matériau viscoélastique travaille en cisaillement et réduit ainsi les vibrations en plus hautes fréquences et les deux autres plaques, constituées d'un matériau lourd, réduisent le niveau des vibrations en basses fréquences. Nous avons testé différentes structures "sandwich", soumises à une excitation acoustique afin de déterminer la plus adaptée à nos contraintes. Afin de déterminer

la structure adéquate, nous avons comparé le niveau de vibrations de chaque structure candidate avec celui d'une plaque mince en aluminium, représentative de la plaque vibrante du système plaque/cavité.

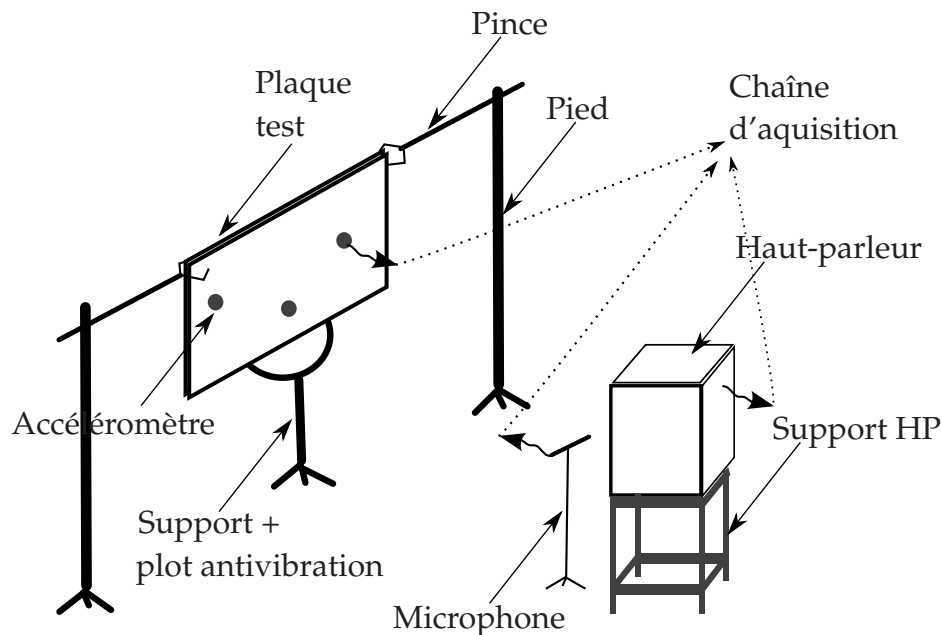


Figure II.6 – Schéma de l'expérience pour la détermination des parois de la cavité.

II.2.1 Détermination des parois de la cavité

Cette étude a pour but de comparer les vibrations en flexion d'une plaque d'aluminium (destinée à être la plaque vibrante du système plaque/cavité expérimental) et celles d'une plaque test. Cette étude est un préambule à la conception de la cavité expérimentale. Le but de cette comparaison est de déterminer le matériau à utiliser pour les parois de la cavité rigide expérimentale. Nous avons cherché une plaque dont le niveau des vibrations est inférieur d'environ 20 dB à celui d'une plaque fine en aluminium dans la zone [0-1000]Hz. L'expérience menée est représentée sur les figures ?? et ??.

Cette expérience consiste à poser une plaque placée verticalement sur un plot anti-vibration et fixée par deux pincettes aux extrémités supérieures. Cette plaque est située à 88 cm du sol. Trois accéléromètres B& K sont placés sur une face de la plaque. Cette dernière est alors excitée par un haut-parleur, placé devant la plaque à 1 mètre et à 70 cm du sol, dont le signal acoustique de sortie est enregistré par un microphone, placé à 20 cm devant le haut parleur. Toutes ces entrées/sorties sont en liaison avec une chaîne d'acquisition (HP Paragon).

La chaîne d'acquisition envoie un signal électrique de type bruit blanc au haut-parleur. Trois mesures de pression et d'accélération sont réalisées sur trois bandes de fréquences : 0-200 Hz, 200-1000 Hz et 1000-2600 Hz.

La plaque d'aluminium utilisée est soit une plaque d'aluminium de 1 mm soit une plaque de 2,5 mm. Il est nécessaire de remarquer que la différence de niveau de vibration entre une plaque (de surface infinie) d'épaisseur h et une plaque de mêmes caractéristiques mais d'épaisseur $2h$ est de 3 dB. Cette variation est minime en comparaison avec la différence de niveau de vibrations voulu (environ 20 dB).

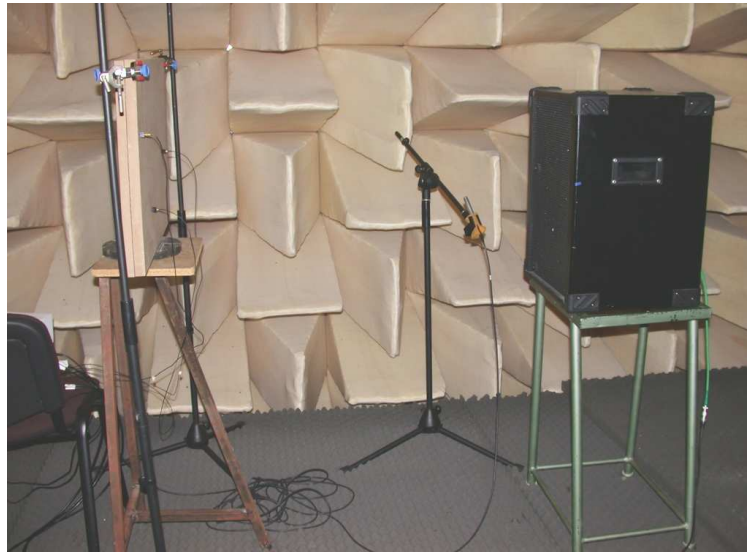


Figure II.7 – Photographie de l'expérience pour la détermination des parois de la cavité.

a) Description des tests et résultats

Une première expérience comporte deux séries de tests pour lesquelles on enregistre l'accélération en plusieurs points de la plaque en aluminium (1 mm) et des plaques test (différente pour chaque série). Lorsque l'un des enregistrements est mené sur plusieurs jours, les accélérations de la plaque d'aluminium sont réenregistrées afin de prendre en compte les variations de pression et température.

Les mesures collectées correspondent aux fonctions de transfert entre chaque point de mesure d'accélération sur la plaque vibrante et une référence. Cette référence est soit le signal mesuré par le microphone 1/2" placé devant le haut-parleur, soit le signal électrique envoyé au haut-parleur.

En plus de ces fonctions de transfert, on enregistre aussi la cohérence entre la puissance d'entrée du haut-parleur et la puissance du signal d'accélération enregistré.

Sur toutes les figures présentées dans la suite de cette partie, il y a deux graphiques. Le premier graphique contient deux courbes : (a) la fonction de transfert entre le point de mesure d'accélération sur la plaque d'aluminium et le signal de référence (courbe pointillée rouge) et (b) la fonction de transfert entre le même point de mesure d'accélération sur la plaque test et le signal de référence (courbe pleine noire). Sur le deuxième graphique, la courbe pleine en bleu correspond à la différence entre les deux précédentes fonctions de transfert. Le trait noir pointillé, appelé "rapport des accélérations", correspond à la moyenne de la courbe bleue sur chaque bande de fréquences suivantes : 0-200 Hz ; 200-1000 Hz et 1000-2600 Hz. Les abscisses représentent les fréquences (de 50 à 2600 Hz) et les ordonnées, les amplitudes en dB. Afin d'avoir une paroi jugée rigide, nous souhaitons trouver la plaque dont le rapport des accélérations soit d'environ 20 dB sur chacune de ces bandes fréquentielles.

Remarque : les graphiques ne montrent que les fréquences supérieures à 50 Hz car la cohérence entre les entrées et sorties ne devient acceptable qu'aux environs de 50 Hz. En

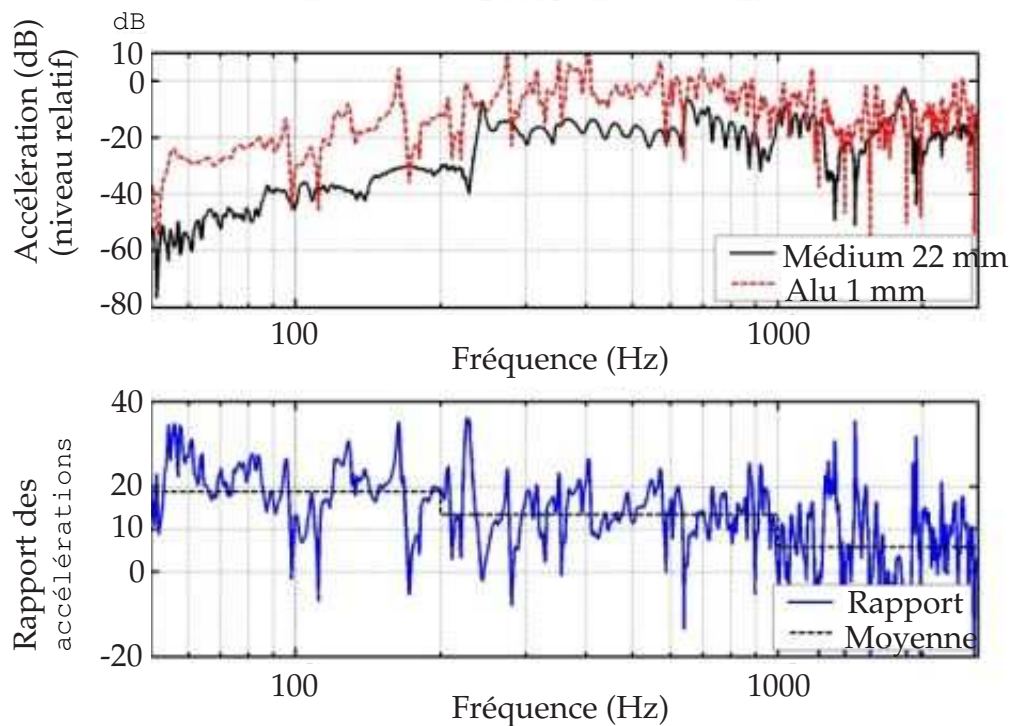


Figure II.8 – Résultats obtenus avec une plaque d'aluminium de 1mm d'épaisseur et une plaque de médium de 22mm.

effet, le haut-parleur utilisé n'est pas assez puissant pour être réellement utilisé pour des fréquences plus faibles.)

Première série de mesures : médium versus aluminium A titre d'exemple, la figure ?? présente les résultats obtenus avec une plaque d'aluminium 1 mm et et une plaque de médium 22 mm (le médium est un agglomérat dense et lourd composé de fibres de bois avec de la colle) pour une position d'accéléromètre. La courbe rouge pointillée est la fonction de transfert entre un accéléromètre et le haut parleur (source) pour la plaque d'aluminium, la courbe noire celle pour la plaque de médium et la courbe bleue la différence entre ces deux courbes. La courbe noire pointillée indique la moyenne de la courbe bleue sur chacune de ces trois bandes de fréquence : 0-200 Hz, 200-1000 Hz, 1000-2600 Hz.

L'examen de cette figure montre que la différence entre les courbes avoisine les 20 dB uniquement dans la zone des plus basses fréquences. L'utilisation du médium seul pour les parois de la cavité ne suffit donc pas. Nous nous sommes donc orienté vers une structure multicouches.

Deuxième série de mesures : plaques multicouches versus aluminium Comme précédemment, nous avons comparé les vibrations d'une plaque d'aluminium avec celle de plusieurs plaques multicouches.

Les plaques multicouches testées sont :

- Médium 19 mm - Feutrine 6mm - Médium 19 mm (nommé MFM)

- Triply 8 mm - Triply 15mm - Feutrine 6 mm - Contre-plaqué 9mm (nommé TTFCP)
- Medium 22 mm - linoléum 2 mm - Contre-plaqué 9 mm (nommé MLCP)
- Medium 22 mm - Bitume 2 mm - Agglo 19 mm (nommé MBA)
- Medium 22 mm - Smactane 1 mm - Medium 19 mm (nommé MSM, le Smactane est un produit de la société SMAC ([?]))

La "feutrine" est la feutrine utilisée sous les parquets flottants afin de réduire les bruits d'impacts. Le "triply", comme le médium, est un agglomérat de bois (en lamelles) et de colle. Les dimensions de toutes les plaques sont de 654mm x 464 mm et les parois constituant les structures sandwich sont collées entre elles par de la colle néoprène.

Les niveaux absolus de pression d'excitation obtenus sur le microphone proche du haut-parleur (calculés à partir de la DSP du signal enregistré par le microphone) sont :

- Bande 0-200 Hz : 89,3 dB
- Bande 200-1000 Hz : 90,5 dB
- Bande 1000-2600 Hz : 88,8 dB

Les résultats obtenus sont présentés sur les figures ?? à ??.

Le rapport des accélérations (figures ?? et ??) pour le TTFCP et le MLCP est satisfaisant en basses fréquences (entre 10 et 20 dB pour la zone [50-200]Hz). Cependant, il est proche de 10 dB ou inférieur à partir de 200 Hz. Ces deux matériaux n'ont donc pas été retenus.

Le rapport des accélérations (figures ??, ?? et ??) pour le MFM, MBA et MSM est satisfaisant entre 50 et 1200 Hz car il est proche de 20 dB. Les matériaux MBA et MSM sont cependant ceux présentant un rapport des accélérations le plus élevé en plus hautes fréquences. Comme le MSM est plus léger que le MBA, nous avons choisi le MSM comme matériau pour la construction de la cavité.

Après avoir construit la cavité avec ce type de paroi, nous avons comparé le niveau des vibrations d'une plaque mince vibrante en aluminium de 2.5 mm d'épaisseur à celui de la paroi de cavité opposée (plaque MSM). D'après la figure ??, ce rapport est globalement satisfaisant (20 dB en moyenne) sauf dans la zone 150-200 Hz et autour de 1000 Hz correspondant à des antirésonances de la plaque vibrante. Afin d'améliorer le rapport dans ces zones, des raidisseurs pourraient être installés sur les parois de la cavité.

II.2.2 Détermination du coefficient de réflexion de la plaque MSM

Pour compléter cette étude sur le comportement vibratoire de la paroi MSM, nous avons mesuré son coefficient de réflexion au tube de Kundt. Ce coefficient de réflexion servira aussi comme paramètre d'entrée à la modélisation du système plaque/cavité lors de comparaison avec les résultats expérimentaux. Cette mesure est réalisée sur un échantillon circulaire de dix centimètres de diamètre dans un tube de Kundt d'un mètre de long par la mesure des minima et maxima de pression. La figure ?? expose les résultats obtenus. La courbe du coefficient de réflexion est globalement constante autour de la valeur moyenne de 0,97 ($\pm 2\%$). Nous pouvons donc considérer que la structure MSM est acoustiquement réfléchissante.

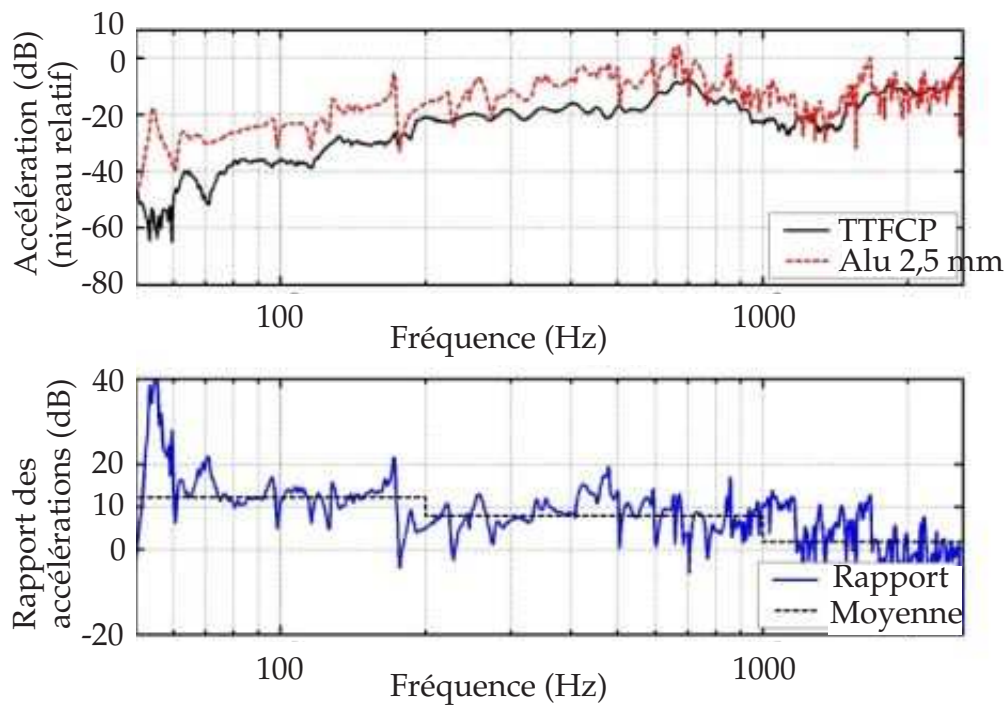


Figure II.9 – Résultats obtenus avec une plaque d'aluminium de 2,5 mm d'épaisseur et une plaque de TTFCP.

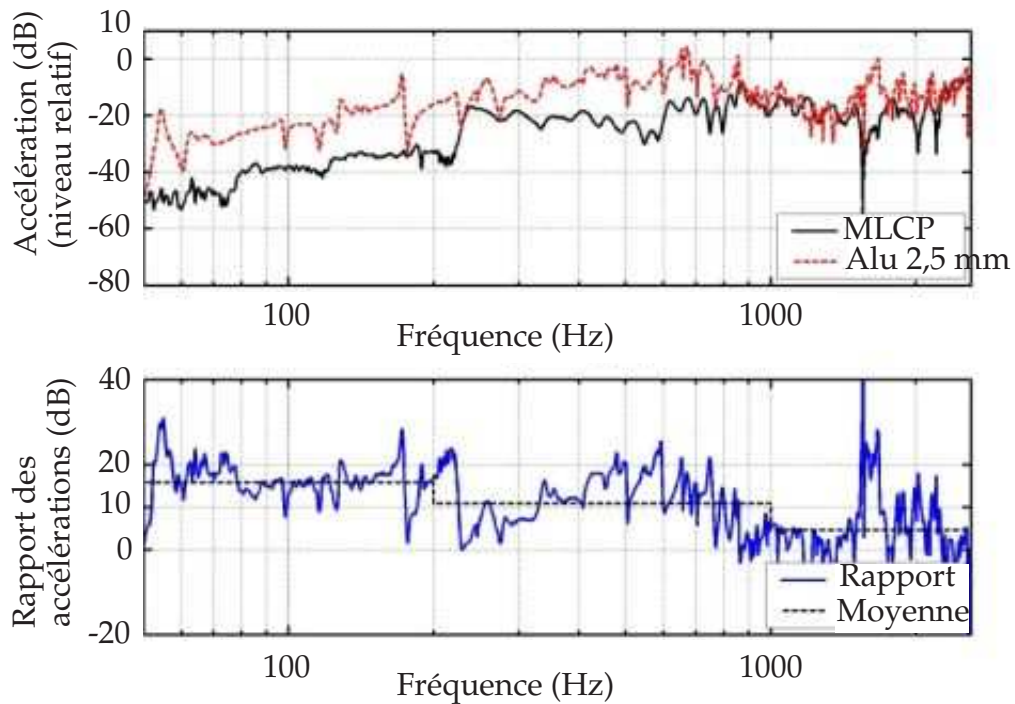


Figure II.10 – Résultats obtenus avec une plaque d'aluminium de 2,5 mm d'épaisseur et une plaque de MLCP.

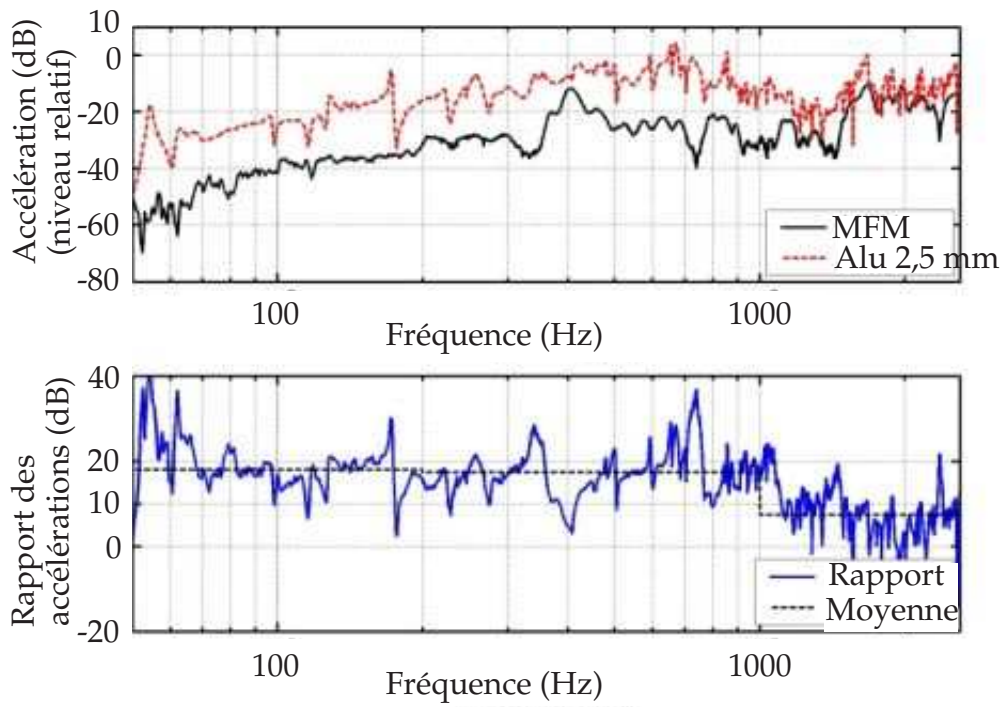


Figure II.11 – Résultats obtenus avec une plaque d'aluminium de 2,5 mm d'épaisseur et une plaque de MFM.

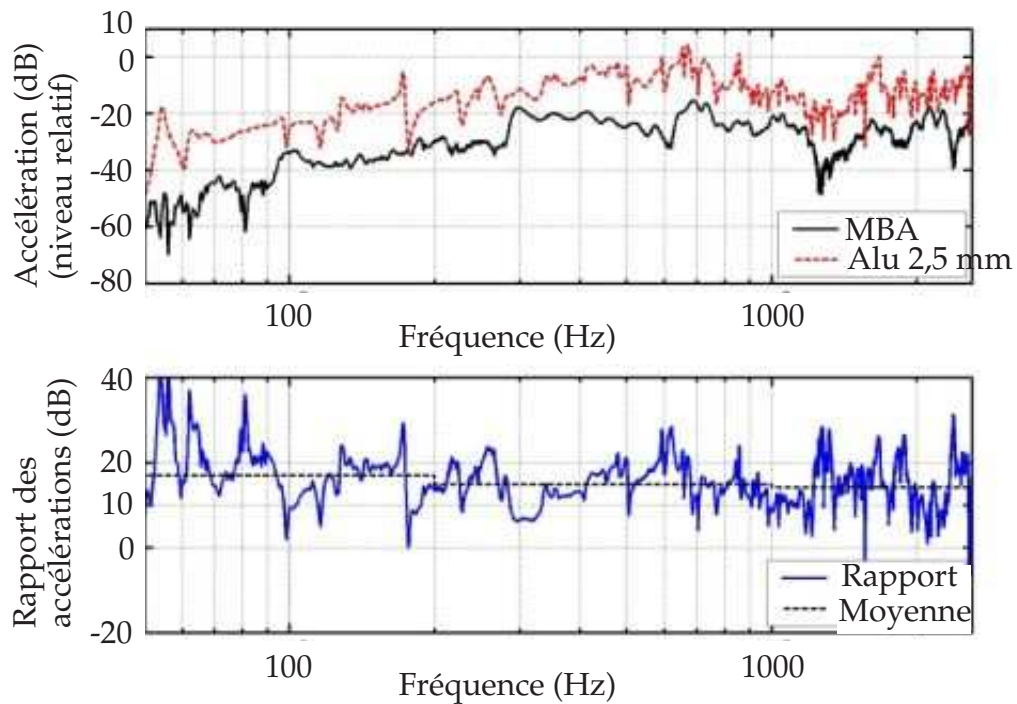


Figure II.12 – Résultats obtenus avec une plaque d'aluminium de 2,5 mm d'épaisseur et une plaque de MBA.

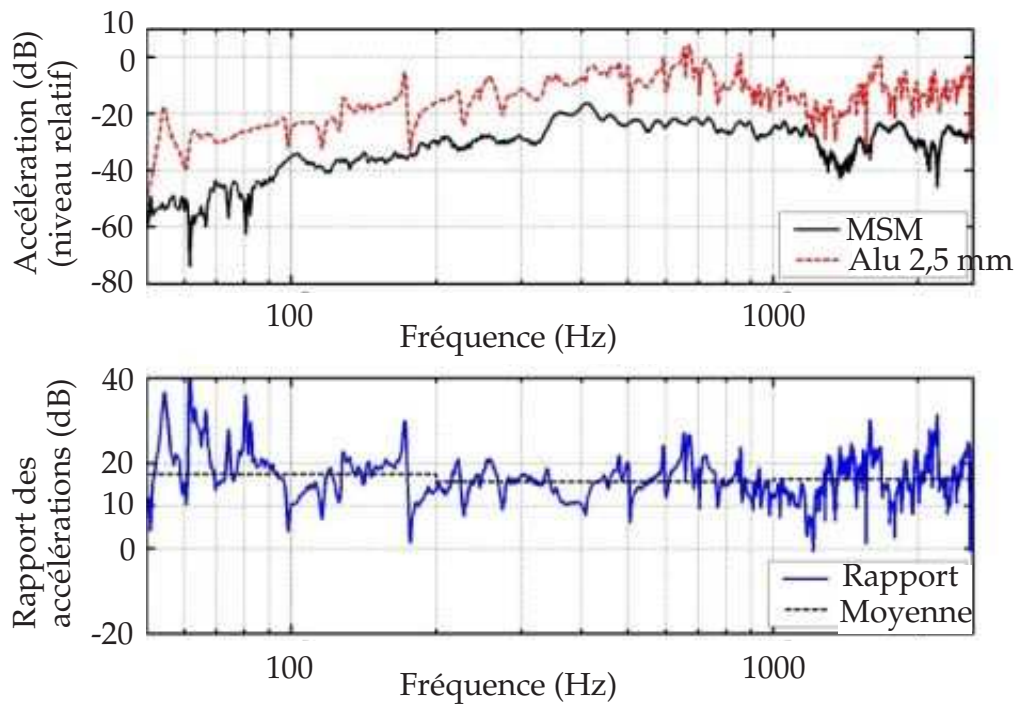


Figure II.13 – Résultats obtenus avec une plaque d'aluminium de 2,5 mm d'épaisseur et une plaque de MSM.

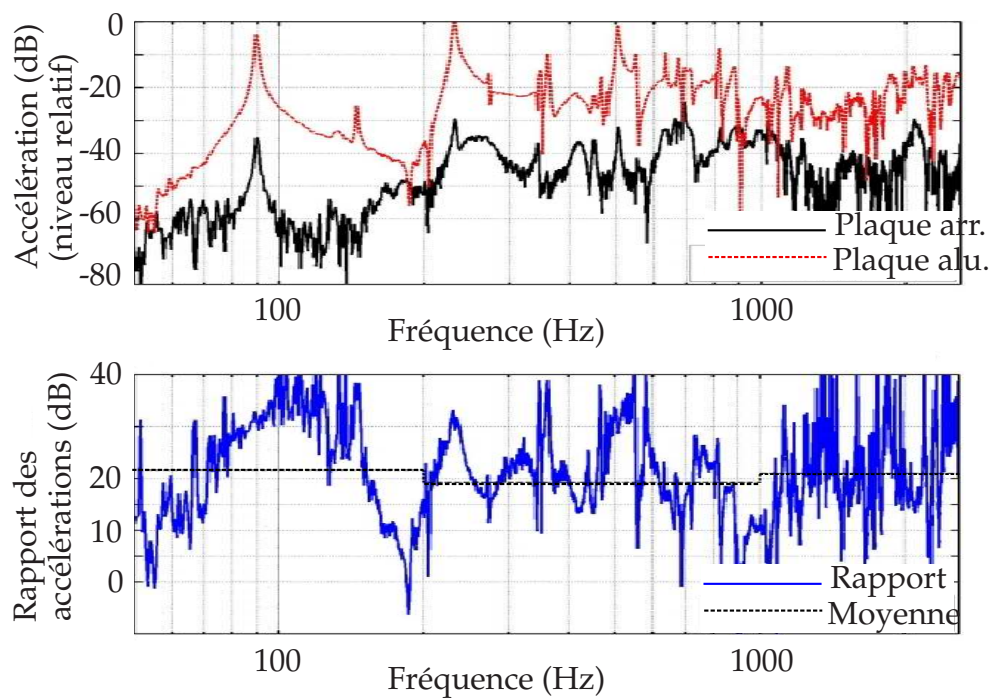


Figure II.14 – Comparaison MSM et aluminium 2,5 mm

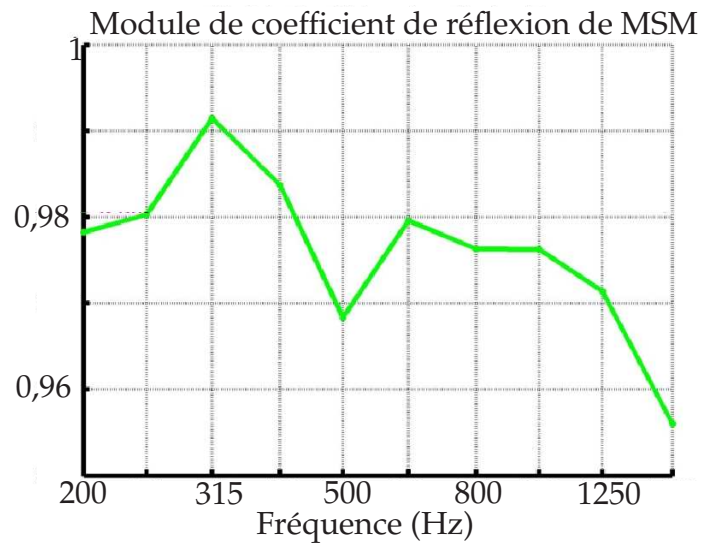


Figure II.15 – Mesure au tube de Kundt du coefficient de réflexion d'un échantillon de plaque MSM

II.2.3 Réalisation de l'encastrement

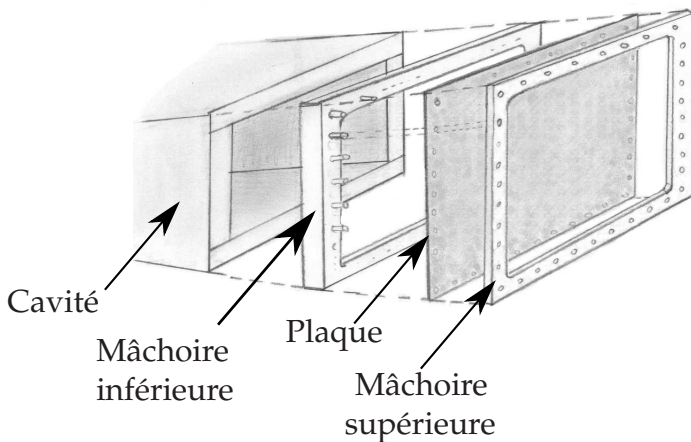


Figure II.16 – Encastrement de la plaque vibrante aux bords de la cavité.

L'encastrement est réalisé classiquement en enserrant la plaque vibrante en aluminium entre deux mâchoires (la force de serrage est de 2,5 N.m). Cet assemblage peut être visualisé sur la figure ???. La première mâchoire, fixée aux bords de la cavité par serrage, est en aluminium de 15 mm d'épaisseur. Des goujons vissés dans cette mâchoire permettent de placer la plaque vibrante dont le pourtour est percé d'un ensemble de 48 trous. Le placement de la deuxième mâchoire d'une épaisseur de 8 mm, percée du même

nombre de trous et faite en acier, permet alors de serrer l'ensemble.

II.3 Expérimentations vibroacoustiques

Afin de valider les résultats obtenus avec la modélisation présentée au début de ce chapitre, nous avons mesuré la pression à l'intérieur d'un système plaque/cavité expérimental ainsi que l'accélération sur la plaque vibrante correspondante. Ces enregistrements ont aussi été utilisés comme signaux d'écoute lors de tests perceptifs présentés dans le chapitre suivant.

Deux expériences sont réalisées à l'intérieur de la maquette du système plaque/cavité. La première est une série de mesures de la pression à l'intérieur de la cavité et de l'accélération sur une plaque vibrante en aluminium. Cela permet de comparer les résultats de ces mesures avec ceux de la modélisation. La deuxième expérience est une série de mesures de la pression à l'intérieur de la cavité tout en changeant le matériau de la plaque vibrante et en ajoutant un revêtement sur les faces intérieures des parois de la cavité. Cela permet de collecter des sons pour les tests perceptifs décrits dans la section suivante.

a) Première expérience : Vibrations d'une plaque en aluminium couplée à une cavité réfléchissante

Mise en place de la maquette et des instruments de mesure : En chambre sourde, la maquette, placée sur un support, est située à 2 mètres d'un haut-parleur lui faisant face (cf. figure ??). En plus de l'accélération mesurée sur la plaque, la pression à l'intérieur de la cavité a été mesurée grâce à un microphone 1/4" (microphone ICP GRASS) le long de trois axes :

- un axe (a) perpendiculaire à la plaque vibrante (axe bleu sur la figure ??),
- un axe (b) parallèle à la plaque et proche de la plaque (axe noir sur la figure ??),
- un axe (c) parallèle à la plaque plus éloigné de la plaque que l'axe précédent (axe rouge sur la figure ??).

Ces axes ont été choisis afin de mesurer la pression proche de la plaque vibrante (axe (b) noir) et plus éloignée (axe (c) rouge) ainsi qu'en fonction de la profondeur de la cavité (axe (a) bleu). Afin de mesurer la pression le long de ces axes, le microphone est fixé à l'embouchure d'un tube creux en plastique guidé par des ouvertures faites à travers les parois de la cavité. Le tube est gradué pour ajuster le placement du microphone à l'intérieur de la maquette. Afin d'éviter les fuites acoustiques, de la pâte adhésive fait le joint entre le microphone et le tube creux ainsi que le joint entre le tube et le perçage de la paroi de la cavité. En plus du microphone à l'intérieur de la cavité, deux microphones (1/2") de contrôle sont placés respectivement devant le haut-parleur et devant la plaque vibrante pour mesurer le niveau sonore.

L'ensemble des résultats a été enregistré dans la bande [50-4096]Hz à l'aide de la chaîne d'acquisition Paragon. Cette dernière est aussi utilisée pour envoyer un signal électrique de type bruit blanc filtré dans la même zone fréquentielle. L'ensemble des signaux est échantillonné à 8192 Hz.

Résultats et comparaisons avec la modélisation La figure ?? présente les spectres de pression obtenus en un point de la cavité avec Caprice (courbe rouge - trait continu gras), avec

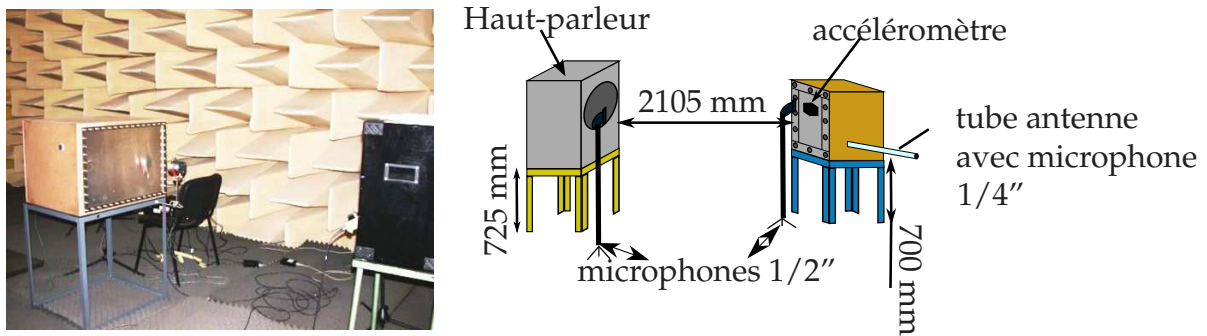


Figure II.17 – Photographie et schéma global de la mise en oeuvre expérimentale

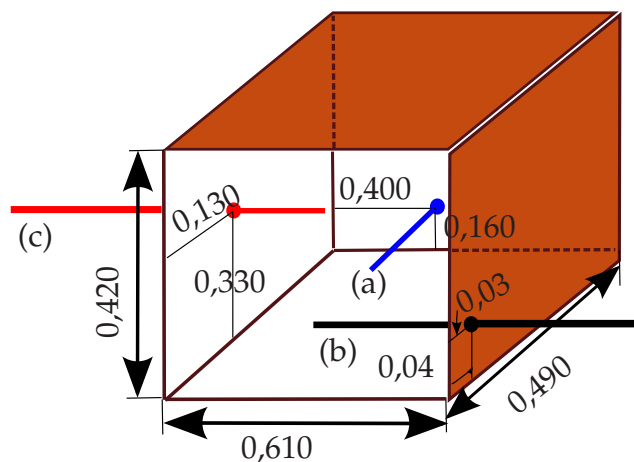


Figure II.18 – Axes de mesure à l'intérieur de la cavité (les dimensions sont en millimètres).

une méthode couplée FE/BE développée par Stephan Schneider [?] (courbe bleue - trait continu fin) et avec l'expérimentation (courbe verte - trait pointillés). La méthode de Schneider est une méthode couplée FE-FMBE (Finite Elements - Fast Multipole Boundary Element) implémentée pour calculer, plus rapidement qu'une méthode couplée FE-BE classique, le comportement vibroacoustique d'un système composé d'un milieu fluide fini ou infini couplé à une structure vibrante et un milieu poreux. Le fluide est modélisé par des éléments de frontière, la structure vibrante par des éléments finis et le milieu poreux par la méthode de Biot.

Sur la figure ??, on peut remarquer que la tendance globale est respectée. Cependant, la première fréquence de résonance expérimentale de la plaque ne semble pas aussi élevée que les calculs (Caprice et méthode FE-BE) le prédisent. Ce phénomène peut s'expliquer par les fuites acoustiques provoquées par les conditions aux limites expérimentales de la plaque. De plus, quelques oscillations sont présentes sur la courbe du calcul obtenu avec Caprice. Ceci peut s'expliquer par la méthode de calcul de la fonction de Green par méthode d'images. En effet, cette méthode produit ce type d'erreurs numériques en basses fréquences pour un coefficient de réflexion proche de 1. Ces erreurs peuvent être supprimés en ajoutant un nombre suffisant d'images au détriment du temps de calcul.

La figure ?? présente les spectres de pression le long de l'axe noir (b) obtenus avec Ca-

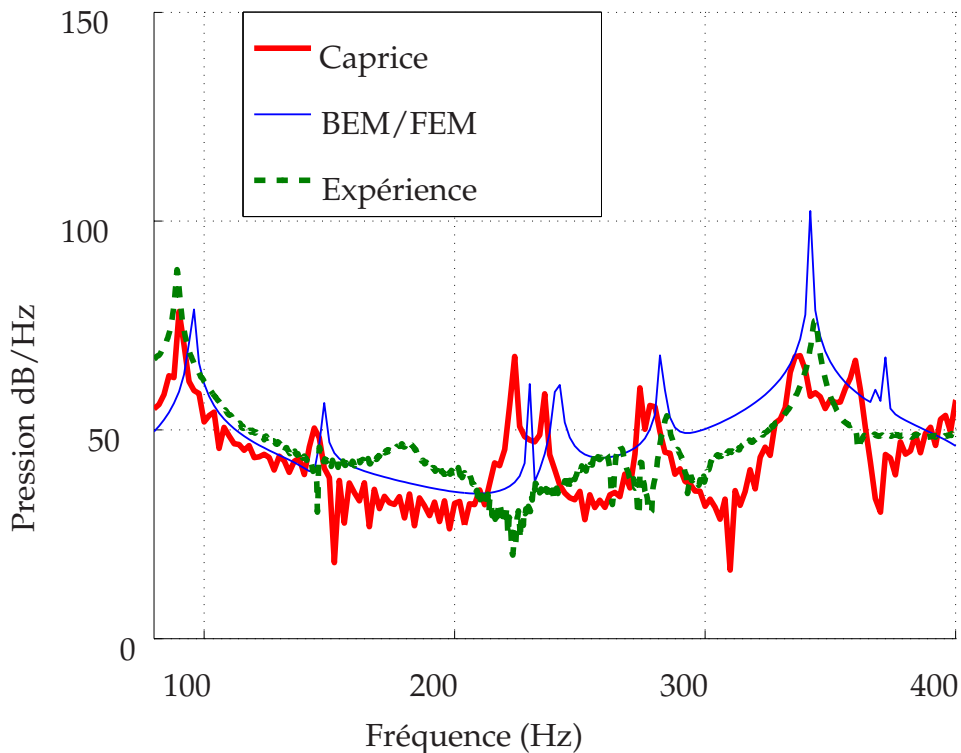


Figure II.19 – Spectres de pression obtenus avec Caprice (courbe rouge trait gras), avec une méthode couplée FE/BE (courbe bleue trait fin) et avec l’expérimentation (courbe verte trait pointillé) en un point à l’intérieur de la cavité (axe noir (b)). Les modes de plaque dans la bande fréquentielle présentée sont : 96 Hz, 145 Hz, 223 Hz, 235 Hz, 326 Hz, et 379 Hz. Les modes de cavité dans la bande fréquentielle présentée sont : 280 Hz et 350 Hz

price et l’expérience. Sur ces graphiques, l’abscisse représente la fréquence et l’ordonnée représente la position selon l’axe de mesure. Ici aussi, on peut remarquer que la première fréquence de résonance expérimentale n’est pas aussi élevée que le prédit la modélisation. On peut voir de plus que l’étalement des pics modaux est plus élevé dans l’expérience. Cette différence pourrait être atténuée par une meilleure prise en compte de l’amortissement de la plaque et de la cavité. En effet, l’amortissement structural de la plaque est simplement implémenté par une partie imaginaire du module d’Young et l’amortissement des parois de la cavité par le coefficient de réflexion réel mesuré au tube de Kundt.

b) Deuxième expérience : Plaques vibrantes et cavité amortie

La deuxième expérience, dont les conditions expérimentales sont identiques à l’expérience précédente, a permis d’enregistrer des sons à l’intérieur de la maquette pour les tests perceptifs dont l’objet est présenté dans le prochain chapitre de ce manuscrit. Le but de ces tests est de déterminer l’influence sur la perception, du matériau de la plaque vibrante et du coefficient de réflexion des parois. Nous avons donc réalisé des enregistrements à l’intérieur de la cavité pour différentes plaques vibrantes, différents revêtements et différentes

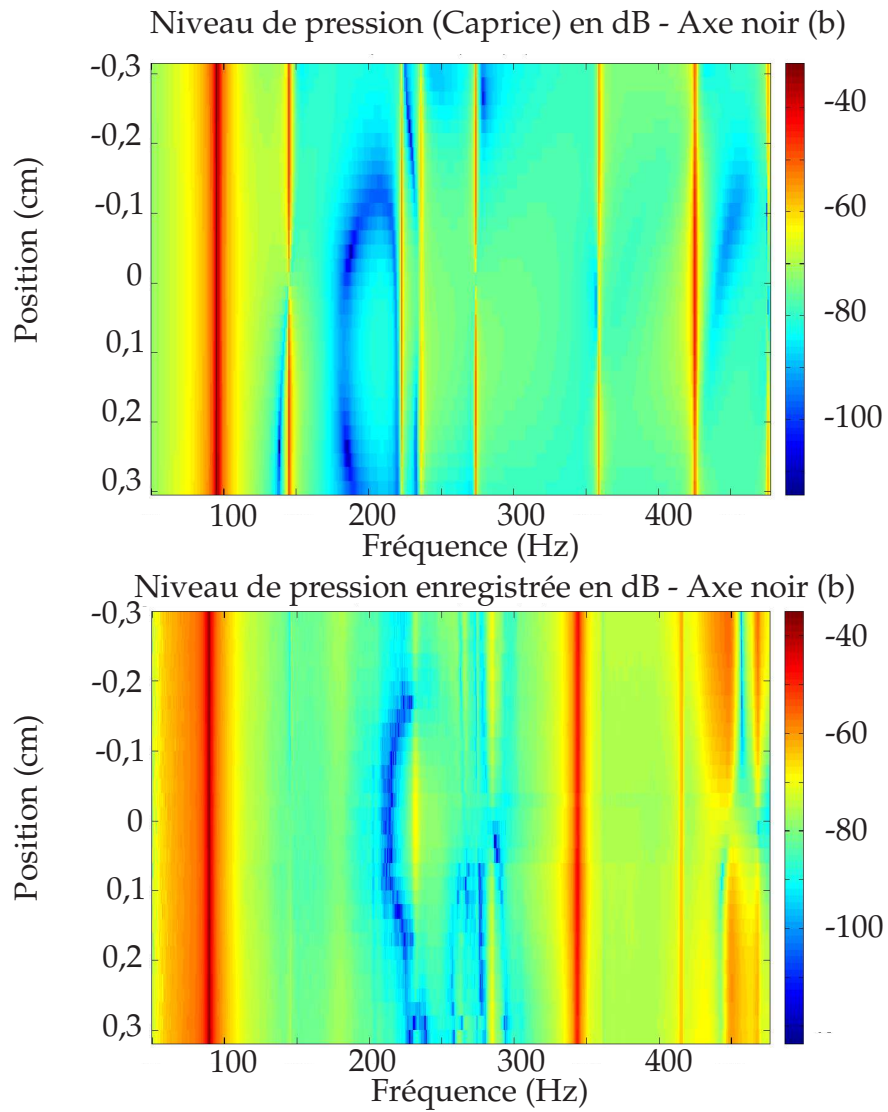


Figure II.20 – Comparaison entre la modélisation (figure du haut) et l’expérience (figure du bas) sur l’axe noir (b)

positions de revêtement.

Pour chaque revêtement, plusieurs enregistrements ont été réalisés en fonction du nombre de parois recouvertes. Faute de temps, les résultats n'ont pu être comparés à la modélisation car la prise en compte de la dépendance fréquentielle des coefficients de réflexion nécessite une légère modification de la modélisation qui n'a pas été implémentée.

Pour la plaque vibrante, notre choix s'est porté sur des matériaux dont les comportements vibroacoustiques sont supposés a priori différents les uns des autres :

- une plaque en aluminium utilisée lors de la première expérience ;
- une plaque en matériau composite pour tester l'influence de ces nouveaux matériaux dont le comportement vibratoire est notamment étudié au LMA ;
- une plaque en polycarbonate, proche du plastique ;
- une plaque en styroglass, très proche du polycarbonate mais plus léger et fragile, ces deux dernières plaques étant proches des matériaux utilisés pour la réalisation de fenêtres d'habitacles de véhicules ;
- une plaque fine de médium, supposée avoir des résonances moins marquées et plus amorties que les précédentes.

Pour les revêtements des parois de la cavité, notre choix s'est porté sur :

- la laine de roche de 4 cm d'épaisseur, caractérisée par un amortissement élevé,
- la mousse alvéolée, utilisée pour isoler des locaux comme des studios d'enregistrements, qui a un amortissement moyen et est généralement utilisée pour isoler des pièces ou des habitacles,
- la moquette de TGV, pour se rapprocher du deuxième système de notre étude,
- aucun revêtement, afin de comparer aux cas précédents.

Des mesures de vibrations de plaques ont tout d'abord été réalisées pour les plaques seules libres en chambre anéchoïque. Nous avons comparé les accélérations mesurées sur chacune des plaques afin d'observer leur comportement vibroacoustique. Cette expérience nous montre quelles plaques ont un comportement similaire ou en quoi elles diffèrent. Ces résultats sont une aide à la compréhension des résultats des tests perceptifs.

En chambre sourde, chaque plaque, à la dimension de la maquette, est placée verticalement sur un support antivibratoire et maintenue aux deux extrémités supérieures par des pinces. Trois accéléromètres mesurent l'accélération de la plaque excitée par un haut-parleur située à 1,50 m, face à la plaque. La figure ?? présente les spectres des accélérations de chaque plaque citée précédemment. La plaque d'aluminium possède le plus de raies marquées par rapport à l'ensemble des autres plaques. On peut aussi remarquer que la plaque d'aluminium et la plaque composite ont des spectres et des niveaux semblables sauf en plus hautes fréquences ; elles présentent toutes deux des pics bien marqués en basses fréquences. En plus hautes fréquences, la plaque d'aluminium possède un niveau de vibrations plus prononcé. La plaque de médium possède un niveau global équivalent à celui de la plaque d'aluminium mais les émergences fréquentielles sont plus amorties. Enfin, les plaques de styroglass et de polycarbonate possèdent des spectres semblables mais le niveau de vibration du styroglass est plus élevé que celui du polycarbonate. Ceci s'explique par la masse plus faible de la plaque de styroglass.

Nous avons ensuite déterminé les coefficients de réflexion des revêtements au tube de Kundt. La mesure du coefficient de réflexion a été réalisée grâce à la méthode des minima et maxima sur un échantillon de revêtement collé sur un échantillon de la paroi de la maquette. Les résultats obtenus sont présentés sur la figure ??.

Sur cette figure, en plus des coefficients de réflexion des revêtements cités plus haut, les résultats obtenus sont indiqués pour de la mélamine d'épaisseur 3 cm, pour de la moquette classique, pour l'échantillon de la paroi de la cavité nue et pour le fond du tube de Kundt (en aluminium supposé parfaitement réfléchissant). Les courbes indiquent que les coefficients correspondants à ces trois derniers échantillons sont quasi-identiques, nous n'avons donc pas enregistré de signaux correspondant à la moquette classique. La courbe supplémentaire correspond au coefficient de réflexion de la mélamine et montre que ses performances sont semblables à celle de la mousse alvéolée. Nous avons donc décidé de ne pas étudier la mélamine au profit de la mousse alvéolée car l'utilisation et le maintien de cette dernière est plus aisée.

À partir de la figure ??, nous pouvons classer les revêtements respectivement par performance. Ainsi, la laine de roche possède le plus fort amortissement sur la bande de fréquence considérée, suivie par la mousse alvéolée. La moquette de TGV possède un faible amortissement, légèrement plus élevé cependant que celui des parois nues de la cavité.

Quelques spectres de pression obtenus en un point de la cavité (axe noir, proche plaque) sont présentés sur les figures ?? et ?. La figure ?? présente les densités spectrales de puissance pour un même revêtement (moquette TGV) placé sur les cinq parois de la cavité pour trois plaques différentes (aluminium, polycarbonate et composite). Ces densités spectrales sont présentées sur la bande [50-1400]Hz. On peut tout d'abord remarquer sur les courbes de la figure ?? que les plaques modifient le contenu spectral principalement en basses fréquences. Le premier pic de chaque courbe, correspondant au pic de plus forte énergie sur l'ensemble du spectre et correspondant à la première fréquence modale de la plaque vibrante, est décalé en fonction du type de plaque. Les pics pour lesquels les courbes sont très proches correspondent, bien évidemment, aux fréquences propres de la cavité. Sur la figure ??, on peut apprécier la différence entre les types de revêtement. Cette différence n'est pas sensible sur le premier pic de la densité spectrale de puissance mais sur les autres pics. Les pics les plus touchés sont, comme on pouvait s'y attendre, ceux correspondant aux modes de cavité : plus le nombre de paroi recouvert est important, plus le mode de cavité est amorti.

Ces signaux enregistrés sont les signaux utilisés dans le deuxième test perceptif présenté dans le prochain chapitre. Nous verrons notamment l'influence de l'amortissement qui modifie le niveau des spectres et l'influence de la plaque qui modifie la répartition spectrale des pics.

L'étude présentée dans ce chapitre a mis en lumière certains aspects vibroacoustiques du système plaque/cavité. En effet, nous avons pu voir comment le modéliser et les problèmes numériques que cela soulève, l'effet de la cavité sur les vibrations de la plaque ainsi que la validation de la modélisation par l'expérimentation.

Une expérimentation préliminaire a permis la conception d'une maquette expérimentale avec le choix d'un matériau adéquat répondant aux contraintes expérimentales que nous nous étions imposées et aux hypothèses de la modélisation, comme celle de parois de cavité sans vibrations. Les résultats montrent que les parois de la cavité peuvent être considérées comme rigides par rapport à la plaque vibrante et acoustiquement réfléchissantes.

La modélisation donne des résultats cohérents avec ceux de la première expérimentation à l'intérieur de la maquette. Cependant, la comparaison de ces résultats a soulevé des problèmes numériques (comme des erreurs numériques en basses fréquences liées à la méthode d'images pour le calcul de la fonction de Green), des problèmes de précision sur les paramètres d'entrée (comme l'amortissement dont la modélisation est à améliorer) ou encore des problèmes expérimentaux (comme les fuites acoustiques certainement en cause dans le décalage de la première fréquence modale expérimentale de la plaque par rapport aux résultats de plusieurs modélisations). Les signaux synthétisés par notre méthode pourront donc être exploités dans des tests perceptifs relatifs au système plaque/cavité.

La deuxième expérimentation à l'intérieur de la maquette a permis de collecter des signaux enregistrés dans la même maquette avec différents revêtements sur les parois intérieures de la cavité et différentes plaques vibrantes. L'influence de la plaque est de modifier le contenu fréquentiel et celui du revêtement modifie l'amortissement des pics spectraux, principalement ceux relatifs aux modes de la cavité. Le chapitre suivant présente un test perceptif sur ces signaux enregistrés et l'influence de la plaque et du revêtement sur la perception.

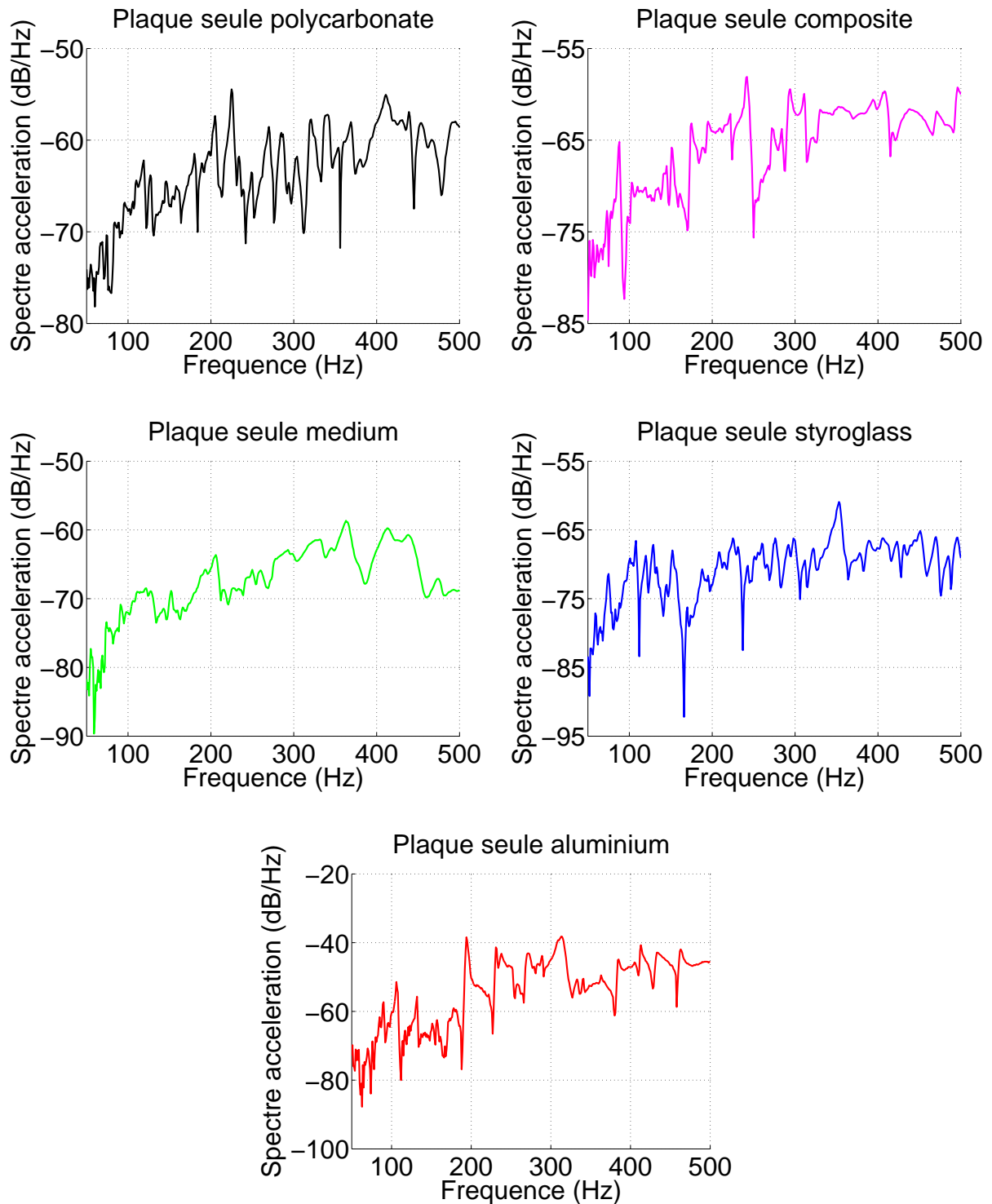


Figure II.21 – Comparaison de l'accélération en un point de la plaque pour différentes plaques.

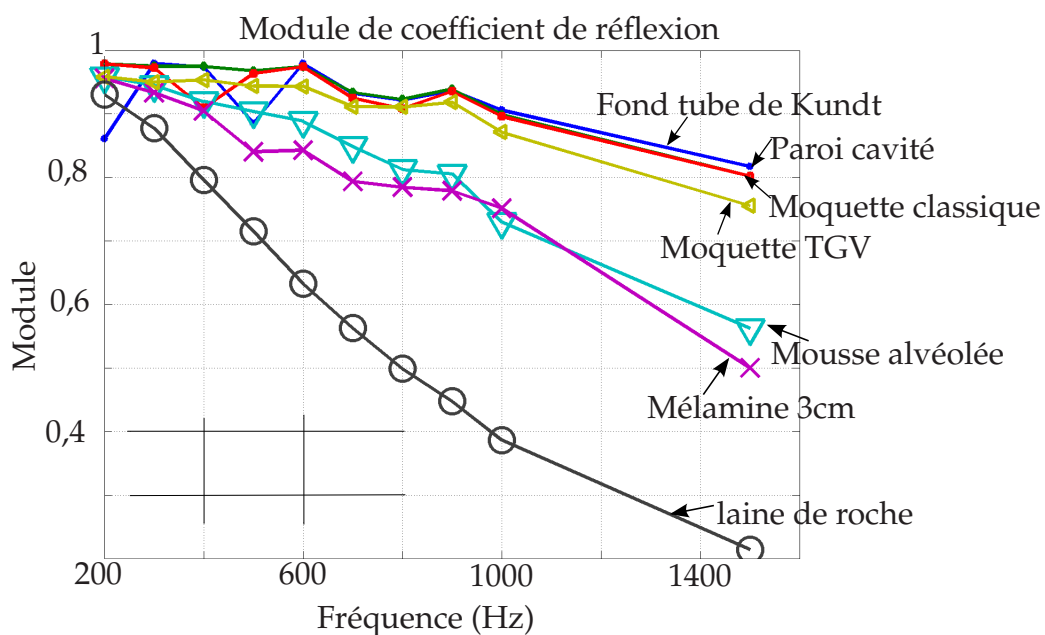


Figure II.22 – Module du coefficient de réflexion pour chaque type de revêtement.

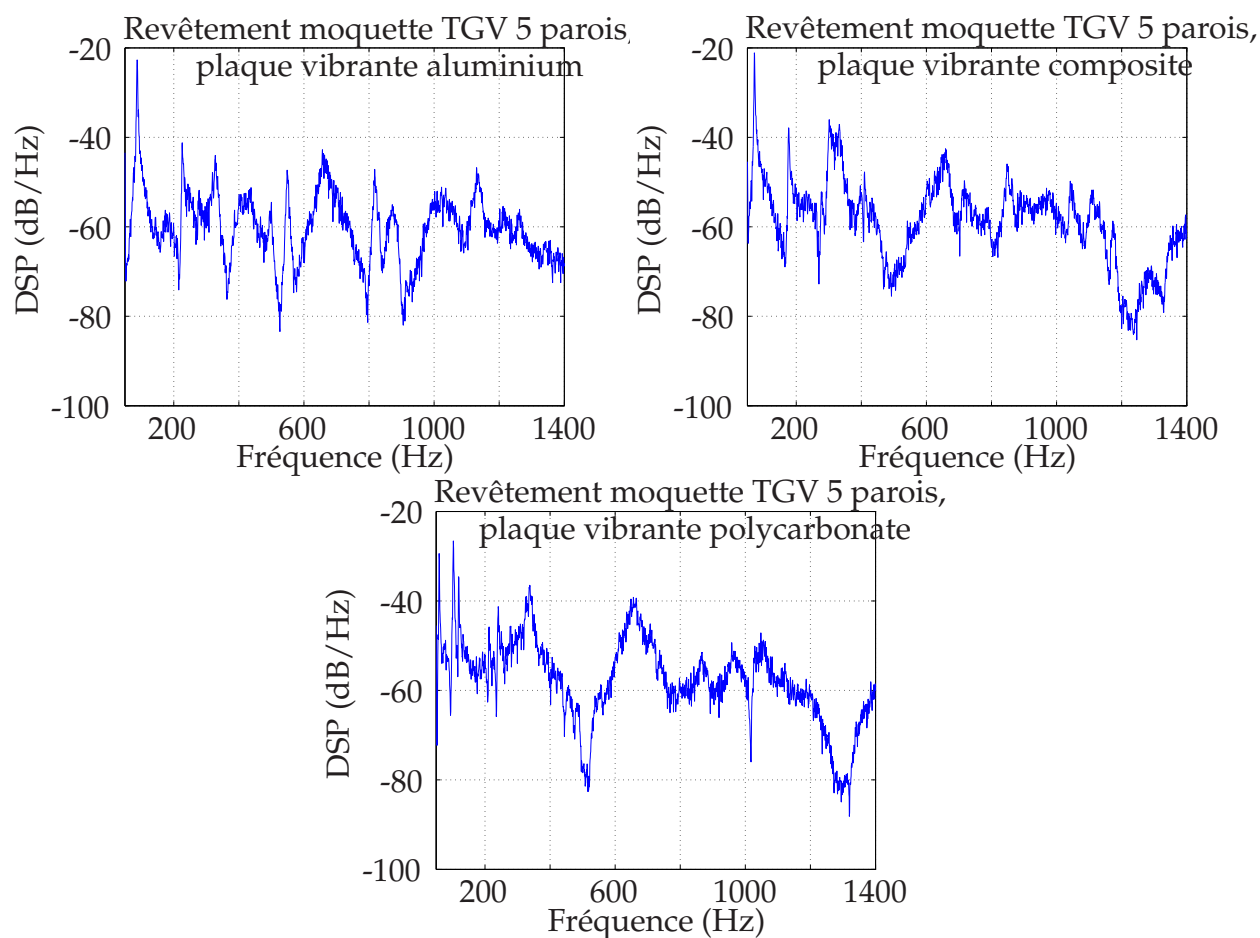


Figure II.23 – Densité spectrale de puissance pour trois plaques (aluminium, polycarbonate et composite) et un seul revêtement (moquette TGV) disposé sur les cinq parois de la cavité.

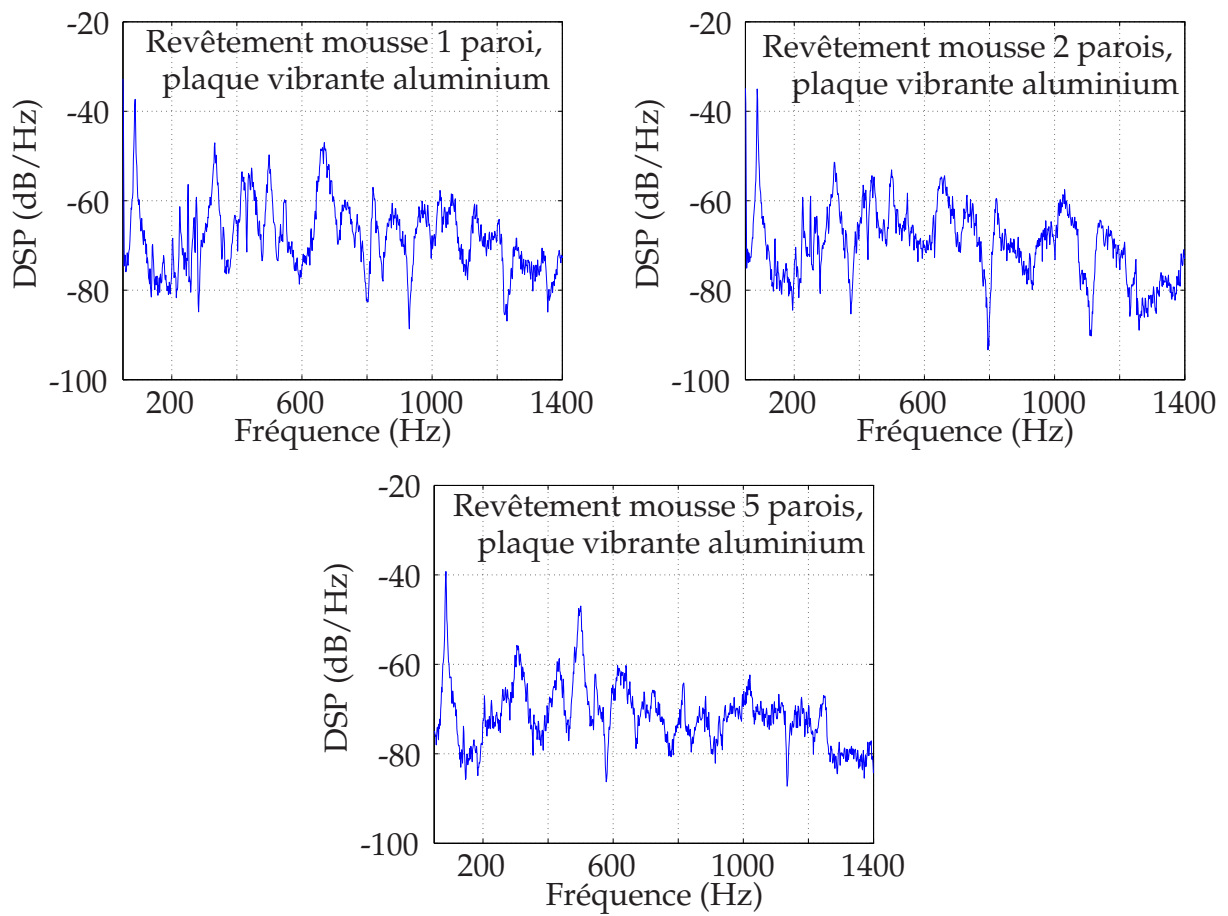


Figure II.24 – Densité spectrale de puissance pour trois positions de revêtement (mousse alvéolée sur 1, 2 (face à face) et 5 parois) et une seule plaque (aluminium).

Chapitre III

Système plaque/cavité : tests perceptifs

Ce chapitre est consacré aux tests perceptifs réalisés sur les signaux de synthèse obtenus à partir de la modélisation et sur des signaux enregistrés dans la maquette de l'expérimentation (voir chapitre précédent). Le but des tests perceptifs est de caractériser l'influence de l'amortissement des parois, des paramètres de modélisation et de la position d'écoute à l'intérieur de la cavité.

Ce chapitre présente deux tests de dissemblance relatifs au système plaque/cavité.

Le premier test est un test de dissemblance entre des signaux de synthèse correspondant à un impact sur la plaque. Lors du test, les paramètres qui varient sont : la position du point d'impact sur la plaque, la position d'écoute à l'intérieur de la cavité, le coefficient de réflexion des parois et le nombre d'images dans le calcul de la fonction de Green de la cavité. Le deuxième test est un test de dissemblance entre des signaux stationnaires enregistrés à l'intérieur de la cavité comme précisés dans l'expérience décrite dans le chapitre précédent (partie II.3.b). Lors du test, les paramètres qui varient sont : le matériau de la plaque, le revêtement intérieur de la cavité et le nombre de parois recouvertes par ce revêtement.

Afin de mieux comprendre certains des termes psychoacoustiques employés ici, le lecteur pourra se référer à l'annexe ??.

III.1 Méthode des tests de dissemblance par paire

À partir d'un ensemble de N signaux, la méthode la plus courante (le but ici n'est pas de comparer les méthodes) est de présenter à un ensemble de n auditeurs ces signaux par paires. Pour éviter les doublons, $N(N - 1)/2$ paires sont donc jugées par chaque auditeur.

Pour chaque paire écoutée, l'auditeur juge la dissemblance grâce au curseur placé sur une échelle horizontale continue allant de "très semblables" à "très dissemblables" (cf. figure ??). À la position du curseur correspond alors un nombre entre 0 (très semblables) et 6 (très dissemblables). La figure ?? montre que les signes "+ + + 0 - -" sont placés au-dessus de l'échelle horizontale. Ces signes ont été placés seulement dans le but d'aider les auditeurs à mieux placer leur curseur et n'ont en aucun cas pour but de créer 5 catégories de réponses.

L'ensemble de ces nombres, pour chaque auditeur, est entré dans une matrice, appelée matrice de dissemblance dont le coefficient (i, j) correspond au jugement entre le signal i et le signal j . En faisant la moyenne des n matrices de dissemblance, on obtient une ma-

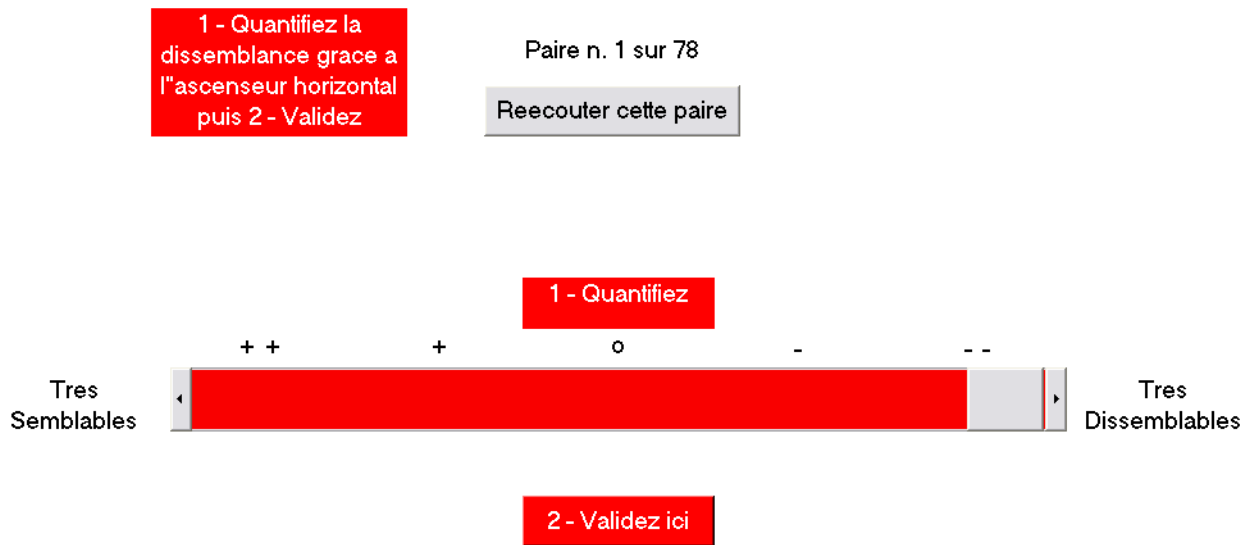


Figure III.1 – Interface graphique pour les tests de dissemblance

trice dite "de distance". À partir d'une analyse statistique de cette dernière matrice, on peut placer les signaux dans un espace dit "espace perceptif". Cette analyse est appelée analyse multidimensionnelle ou MDS (Multi-Dimensional Scaling). Pour plus de précision sur le procédé, le lecteur pourra se référer à [?]. Dans cet espace perceptif de dimension m , chaque signal est représenté par un point repéré par ses m coordonnées et la distance $d(i, j)$ entre chaque point doit correspondre au mieux au coefficient (i, j) de la matrice de distance. Par processus de minimisation d'erreur, on obtient ainsi un espace repéré par m axes. Il faut enfin noter que les valeurs absolues des coordonnées de chaque point dans l'espace perceptif n'ont aucune signification réelle, seules les distances relatives entre chaque point sont intéressantes à noter ; plus un point sera distant d'un autre et plus les deux signaux correspondants auront été jugés dissemblables.

Il reste alors à déterminer la signification perceptive de chaque axe. Pour cela, il est nécessaire d'écouter les signaux ordonnés selon leur coordonnée pour chaque axe a afin de déterminer la grandeur perceptive le caractérisant. Par la suite, on peut essayer de trouver à quels paramètres physiques cette dernière est corrélée. Il s'agit ainsi de comprendre comment les sujets ont classé les signaux sonores et de déterminer les paramètres perceptifs et vibroacoustiques auxquels l'auditeur est ou n'est pas sensible.

Les paragraphes suivants présentent les résultats obtenus par analyse multidimensionnelle des matrices de dissemblance. L'analyse multidimensionnelle utilisée est celle de Torgerson [?], un des premiers algorithmes de MDS métrique utilisés pour ce type d'analyse.

La dimension m de l'espace n'est pas donnée directement par l'analyse multidimensionnelle car c'est un paramètre d'entrée de l'algorithme de Torgerson. Pour déterminer m , nous calculons la courbe de l'indicateur appelé "contrainte" (voir par exemple la figure ??) en fonction du nombre de dimensions donné en entrée. Cette "contrainte" est un indicateur

de différence entre les valeurs de la matrice de distances et les distances entre les signaux dans l'espace perceptif. Plus la contrainte sera faible, plus cette différence sera minime. La dimension de l'espace perceptif est donc trouvée lorsque cette contrainte est minimale sans pour autant qu'il y ait d'information redondante. Le choix de la dimension est alors fait lorsque la courbe de la contrainte présente un coude.

III.2 Test 1 : Test perceptif sur des signaux synthétisés

La première étude perceptive est un test de dissemblance par paires entre quinze signaux. Ces quinze signaux sont générés par la modélisation présentée précédemment et correspondent à la pression rayonnée par une plaque vibrante en aluminium fermant une cavité aux parois rigides. La plaque est excitée par l'impact d'un marteau en caoutchouc. Le but de ce test est de déterminer les facteurs vibroacoustiques et perceptifs auxquels est sensible l'auditeur pour ce type de signaux sonores.

Les signaux choisis sont décrits dans le tableau ?? . Les paramètres dont l'impact sur la perception est étudié sont le coefficient de réflexion des parois de la cavité, le nombre d'images dans le calcul de la fonction de Green de la cavité, le point d'impact du marteau et le point d'écoute à l'intérieur de la cavité.

A priori, nous savons que ces deux derniers paramètres vont jouer sur le nombre de modes excités et perçus. Nous avons donc choisi 2 points d'impact : le premier est situé au centre de la plaque (I_{ce}) et le deuxième est situé plus arbitrairement dans un coin de la plaque pour exciter le maximum de modes (I_{ar}). Nous avons choisi 3 points d'écoute : le premier est situé au centre de la cavité (Q_{ce}), le deuxième dans un coin au fond de la cavité (Q_{co}) et le troisième est placé en Q_{ar} (haut de la cavité et proche de la plaque, à l'opposé du point d'impact I_{ar}).

On peut remarquer sur ce même tableau ??, que l'ordre d'images (cf. paragraphe ??) ne dépasse pas 5. En effet, pour les coefficients de réflexion petits (inférieurs à 0,5), le calcul montre que pour $N > 1$, la contribution de nouvelles images est négligeable devant celle des toutes premières. Cette remarque n'est toutefois plus valable pour les coefficients de réflexion supérieurs à 0,5. Nous nous sommes cependant limités, à ce moment, à des ordres d'images relativement bas pour éviter des temps de calcul longs. Des optimisations ultérieures de Caprice ont permis de réduire le temps de calcul afin de pouvoir utiliser des ordres d'images plus grands et donc représenter au mieux l'effet de la cavité pour des coefficients de réflexion élevés et proches de 1.

La durée de chaque signal monophonique est de deux secondes et la fréquence d'échantillonnage est 44100 Hz. Le nombre de signaux (15) a été choisi afin que le test de dissemblance ne soit pas trop long (environ une demi-heure). De plus, afin de mieux caractériser les dimensions, les signaux sont tous égalisés en sonie, par une écoute au préalable de quelques personnes. Les signaux synthétisés ont tous une forte densité d'énergie acoustique en basses fréquences (0-1000 Hz).

Quinze sujets ont participé au test de dissemblance, âgés de 20 à 60 ans. Le test est décomposé en deux parties. La première partie correspond à l'écoute simple de tous les signaux les uns à la suite des autres et la deuxième partie au test de dissemblance en lui-

Signal	Point d'impact	Point d'écoute	Coefficient réflexion β_{α_j}	Ordre d'images
1	Q_{ar}	I_{ar}	0,3	1
2	Q_{ar}	I_{ar}	0,3	3
3	Q_{ar}	I_{ar}	0,1	1
4	Q_{ar}	I_{ar}	0,5	3
5	Q_{ar}	I_{ar}	0,5	5
6	Q_{ar}	I_{ar}	0,7	1
7	Q_{ar}	I_{ar}	0,9	3
8	Q_{ce}	I_{ar}	0,3	1
9	Q_{ce}	I_{ar}	0,9	1
10	Q_{ar}	I_{ce}	0,3	1
11	Q_{ar}	I_{ce}	0,7	1
12	Q_{co}	I_{ar}	0,3	1
13	Q_{co}	I_{ar}	0,9	1
14	Q_{ar}	I_{ar}	0,9	1
15	Q_{ar}	I_{ar}	0	0

Tableau III.1 – Test 1 : Caractérisation des signaux utilisés. β_{α_j} correspond au coefficient de réflexion de chacune des parois. Par exemple, le signal numéro 10 correspond à une cavité dont les parois ont toutes un coefficient de réflexion de 0,3, un ordre d'image égal à 1 (nombre d'images égal à 216), au point d'impact I_{ce} et au point d'écoute Q_{ar} . Note : le signal 15 correspond à une plaque seule (sans cavité).

même. Le sujet est placé à l'intérieur d'une cabine audiométrique et l'écoute se fait par casque en diotique (le signal est identique sur les deux oreilles).

La figure ?? montre l'évolution de la "contrainte" en fonction de la dimension de l'espace perceptif obtenu. La dimension de l'espace retenue pour l'exploitation de ce test de dissemblance est celle correspondant au 2^e coude que forme la courbe de la figure ?. Choisir une dimension de l'espace supérieure à celle indiquée par le coude n'améliore que très peu la valeur de la contrainte ; cela ajouterait aussi une dimension dans l'espace perceptif sur laquelle les signaux auraient globalement la même coordonnée. Ici, le nombre de dimensions le plus adéquat est donc 3.

La figure ?? montre la disposition des signaux dans l'espace perceptif obtenu respectivement selon les dimensions 1 et 2 et selon les dimensions 2 et 3.

Si l'on s'intéresse au plan dimension 1/dimension 2 et à la répartition spatiale des signaux en fonction des paramètres étudiés, on peut remarquer que quatre groupes de signaux se forment en fonction des couples de point d'écoute et d'excitation. Ceci correspond aux modes de la plaque présents dans le signal acoustique. Ces groupes sont (cf. figure ??) :

- groupe 1 : les signaux 8 et 9 correspondent aux points d'impact I_{ar} et d'écoute Q_{ce} ;
- groupe 2 : les signaux 11 et 10 correspondent aux points d'impact I_{ce} et d'écoute Q_{ar} ;
- groupe 3 : les signaux 12 et 13 correspondent aux points d'impact I_{ar} et d'écoute Q_{co} ;
- groupe 4 : tous les autres signaux (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 14, 15) correspondent au point

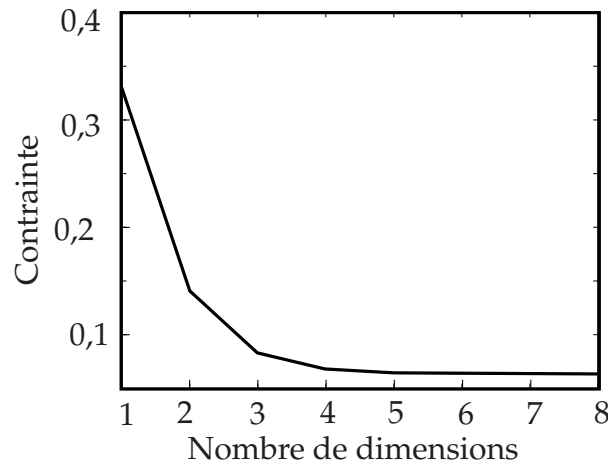


Figure III.2 – Test 1 : Contrainte entre la matrice de distances et l'espace perceptif pour différentes dimensions

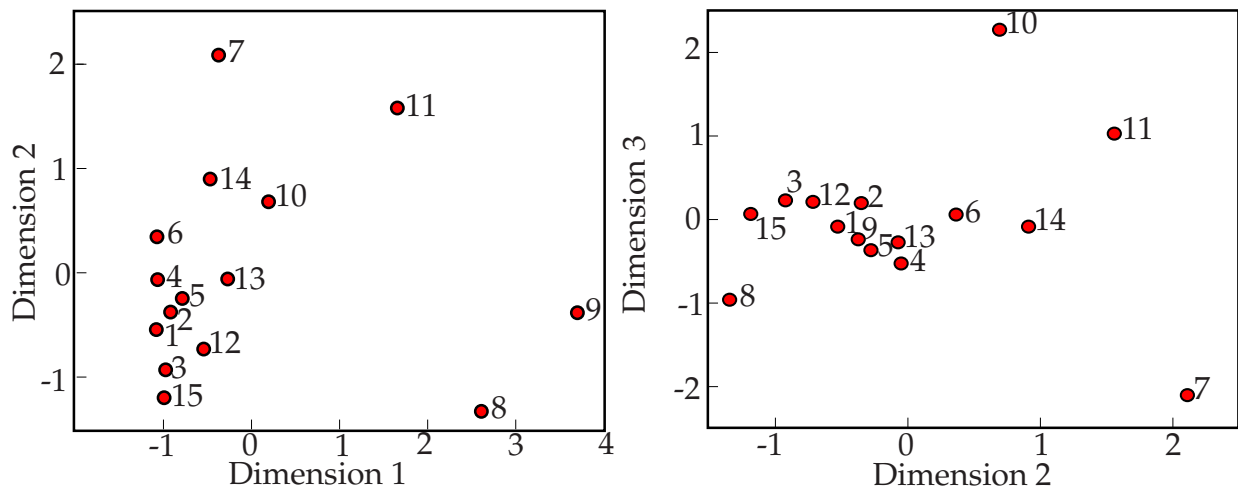


Figure III.3 – Test 1 : Espace perceptif selon les 3 dimensions

d'impact I_{ar} et au point d'écoute Q_{ar} ;

De plus, à l'intérieur de chacun de ces groupes, les signaux sont ordonnés selon la dimension 2 en fonction du coefficient de réflexion des parois de la cavité. Par exemple, pour le groupe 4, les points représentatifs des signaux s'échelonnent selon la dimension 2 : le signal 15 correspond à un coefficient de réflexion $\beta_{\alpha_j} = 0$, pour le signal 4 $\beta_{\alpha_j} = 0,5$ et pour le signal 7 $\beta_{\alpha_j} = 0,9$.

Dans un même groupe, on peut remarquer que la distinction entre deux signaux correspondant à un même coefficient de réflexion se fait selon l'ordre d'images. Cependant, si l'on examine la répartition plus en détail, cette distinction est très faible pour des coefficients de réflexion inférieurs à 0.5. En effet, comme on pouvait s'y attendre, la distinction entre les signaux 4 et 5 ($\beta_{\alpha_j} = 0,5$, $N = 3$ (signal 4) et $N = 5$ (signal 5)) est beaucoup plus faible qu'entre les signaux 14 et 7 ($\beta_{\alpha_j} = 0,9$, $N = 1$ (signal 14) et $N = 3$ (signal 7)).

La disposition des signaux dans cet espace perceptif indique donc que l'oreille est sen-

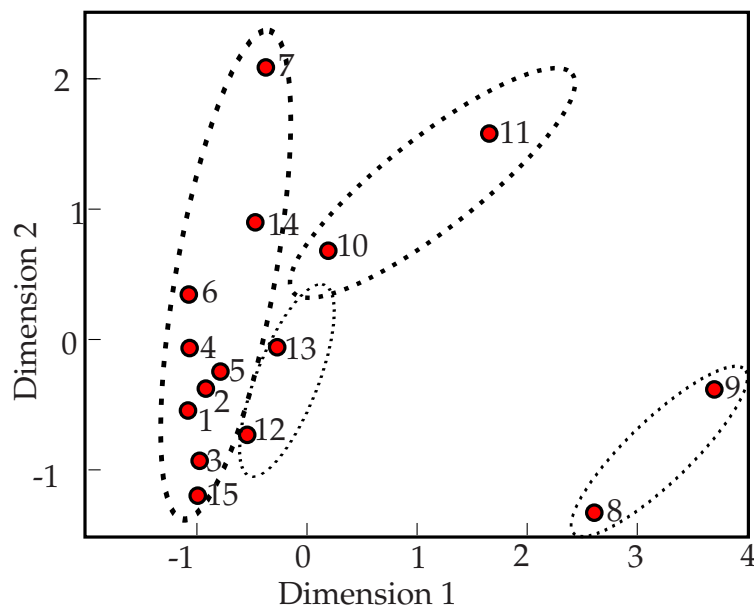


Figure III.4 – Test 1 : Répartition spatiale en groupes dans le plan dimension 1/dimension 2.

sible, en premier lieu, aux positions d'écoute et d'excitation, et ensuite au coefficient de réflexion des parois de la cavité. La distinction selon le nombre d'images arrive en troisième position, principalement pour les signaux correspondant aux coefficients de réflexion élevés.

Ces premiers résultats confirment ce que l'on pouvait supposer : plus le coefficient de réflexion est élevé, plus l'influence de la cavité est marquée. Dans ce cas, il est alors nécessaire de prendre en compte un nombre d'images dans le calcul de la fonction de Green de la cavité. Cela sous-entend aussi que la valeur du coefficient de réflexion doit être affinée lorsqu'il est proche de la valeur limite 1.

De plus, ces résultats indiquent et confirment le fait qu'un ordre élevé d'images est inutile pour une cavité peu ou moyennement réfléchissante.

Après l'obtention de l'espace perceptif par analyse multidimensionnelle, en écoutant les signaux ordonnés selon chaque dimension, il ressort que :

- **La dimension 1** est liée aux spectres des signaux. On remarque en effet que les signaux ont un caractère tonal de plus en plus marqué (c'est-à-dire que le signal semble devenir de plus en plus harmonique) lorsque leur coordonnée selon le premier axe augmente. L'écoute de ces signaux, ordonnés selon la dimension 1, donne l'impression d'aller d'un signal bruité à un signal proche d'un signal harmonique. Ceci se caractérise aussi par un spectre de moins en moins riche en basses fréquences, une densité spectrale faible et l'émergence de pics spectraux. La figure ?? présente les spectres des signaux 9, 11 et 5 étayant cette hypothèse. En effet, le spectre du signal 9 présente des émergences vers 350 Hz et 500 Hz et peu d'émergences en plus basses fréquences. Le spectre du signal 11 possède moins d'émergences spectrales en plus hautes fréquences et plus de composantes basses fréquences de haut niveau sonore, masquant ainsi les

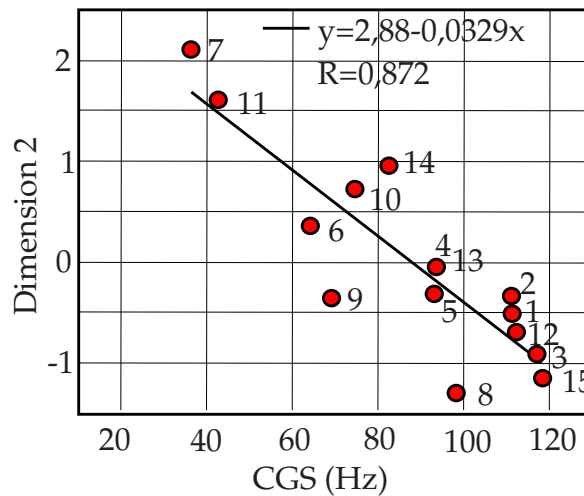


Figure III.5 – Test 1 : CGS en fonction de la dimension 2

plus hautes fréquences. Le spectre du signal 5 montre que ce signal est très riche en basses fréquences. Tous ces indices montrent donc que cette première dimension est reliée à la richesse spectrale et à la hauteur tonale perçue.

- **La dimension 2** est aussi une dimension spectrale. La figure ?? montre qu'elle est corrélée au centre de gravité spectral (cf. annexe ?? pour une définition de ce terme) ; le coefficient de corrélation par régression linéaire étant égal à 0,87. Ce résultat indique donc que les auditeurs ont été sensibles à la brillance et l'acuité des signaux. Plus la position du signal est élevée sur la dimension 2 et plus le signal est jugé brillant.
- **La dimension 3** est plus difficile à déterminer et pourrait correspondre à une dimension temporelle. À l'écoute des sons, on peut se rendre compte que le long de la dimension 3, les signaux comportent des battements de plus en plus perceptibles et rapides. La figure ?? montre l'allure temporelle des signaux n 7, 14 et 10 pouvant étayer cette hypothèse.

L'analyse de ce test de dissemblance montre ainsi que l'auditeur est principalement sensible pour ce type de signaux à des aspects fréquentiels tels que le contenu spectral, la hauteur tonale ou la brillance. La relation entre les paramètres physiques du modèle vibroacoustique et les dimensions n'a pu être établie que pour la première et la deuxième dimension. La première dimension est reliée au couple point d'écoute/point d'impact qui va jouer sur le nombre de modes excités et donc le caractère plus ou moins tonal des signaux. La deuxième dimension est reliée au coefficient de réflexion de la cavité et au nombre d'images dans le calcul de la fonction de Green. La présence de la cavité, plus ou moins marquée par le coefficient de réflexion des parois, va augmenter le niveau sonore de certaines émergences et jouer alors sur la brillance des signaux.

III.3 Test 2 : Test perceptif sur des signaux enregistrés

Le deuxième test de dissemblance a été réalisé sur 13 signaux enregistrés à l'intérieur de la maquette. Pour chacun des sons, les paramètres qui varient entre chaque signal sont le

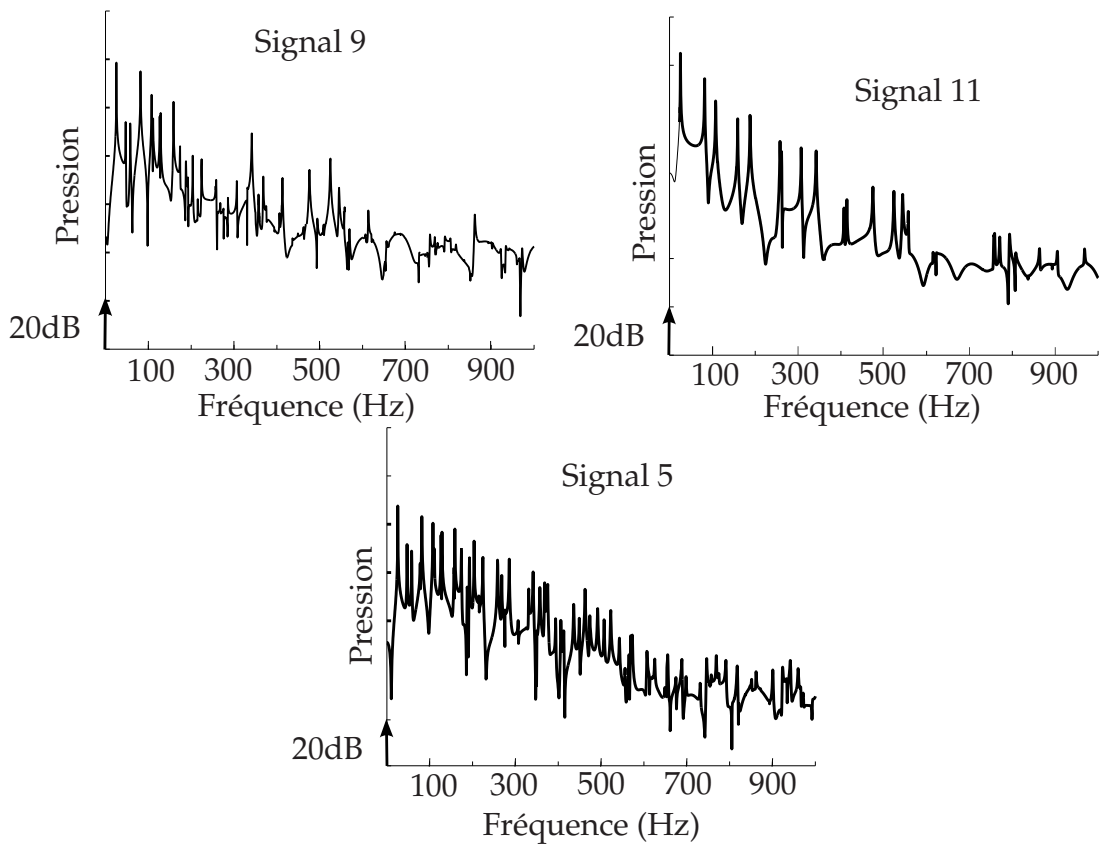


Figure III.6 – Test 1 : Spectre des signaux 9, 11 et 5

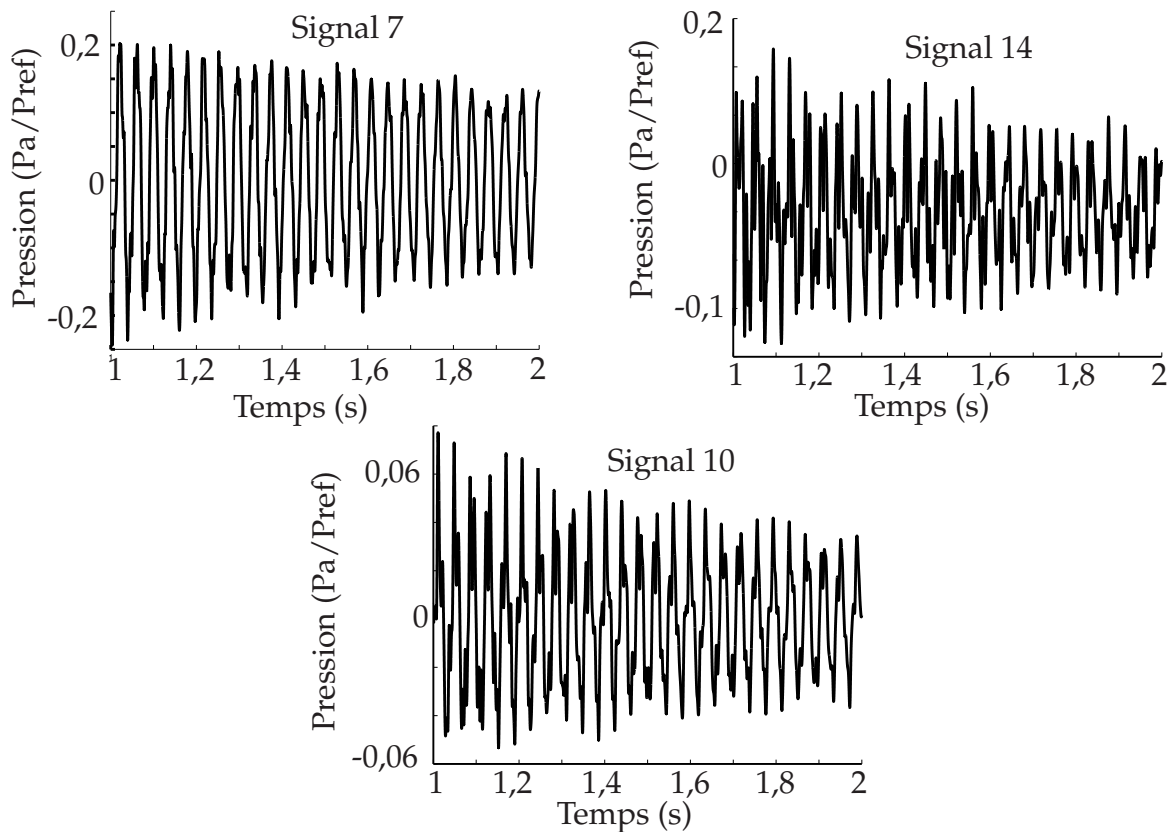


Figure III.7 – Test 1 : Allure temporelle des signaux 7, 14 et 10

Signal	Type de revêtement	Position du revêtement	Matériau de la plaque
1	moquette TGV	deux parois (haut et bas)	aluminium
2	moquette TGV	cavité entière	aluminium
3	moquette TGV	cavité entière	composite
4	moquette TGV	cavité entière	polycarbonate
5	laine de roche	une paroi (bas)	polycarbonate
6	laine de roche	cavité entière	aluminium
7	laine de roche	cavité entière	composite
8	aucun		aluminium
9	aucun		polycarbonate
10	mousse alvéolée	une paroi (bas)	composite
11	mousse alvéolée	cavité entière	composite
12	mousse alvéolée	cavité entière	médium
13	mousse alvéolée	cavité entière	polycarbonate

Tableau III.2 – Test 2 : Description des signaux utilisés.

matériau de la plaque, le revêtement intérieur de la cavité et le nombre de parois revêtues. Le point d'enregistrement est identique pour chacun des signaux (axe noir sur la figure ??). Le tableau ?? présente les signaux utilisés pour ce test ainsi que les paramètres correspondants.

Douze sujets, âgés de 20 à 30 ans, ont participé à ce test réalisé en chambre sourde. Afin d'analyser seulement la perception des plus basses fréquences, nous avons appliqué sur les signaux, d'une durée de 2 secondes, échantillonnés à 8192 Hz, un filtre passe-bas de fréquence de coupure de 1500 Hz et égalisés en sonie après filtrage. Comme pour le test précédent, l'écoute a été réalisée au casque et l'algorithme de MDS est identique.

La figure ?? présente la mise en œuvre du test. L'auditeur est placé en chambre sourde face à un écran où est présentée l'interface graphique du test de dissemblance. Il interagit avec cette interface via une souris. Les mouvements de la souris et donc les réponses données par l'auditeur sont enregistrés sur un ordinateur placé dans une salle de contrôle. L'écoute se fait au casque et une carte son, reliée à ce même ordinateur, permet d'envoyer les signaux à l'auditeur.

L'analyse multidimensionnelle aboutit à un espace perceptif à 2 dimensions. La figure ?? présente les signaux placés dans cet espace. La figure ?? présente l'évolution de la contrainte en fonction du nombre de dimensions. Nous avons hésité entre 2 et 3 dimensions. Cependant, en traçant l'espace perceptif correspondant à un espace à trois dimensions (non présenté ici), on peut se rendre compte que la dimension 3 n'apporte pas plus d'information que les deux précédentes.

On remarque sur ce graphique que les signaux correspondant au même revêtement intérieur de cavité se regroupent dans l'espace perceptif. Notre première idée était cependant que les signaux allaient se regrouper par type de matériau de plaque car cette dernière est l'élément rayonnant dans le système, mais ce type de regroupement n'apparaît pas claire-

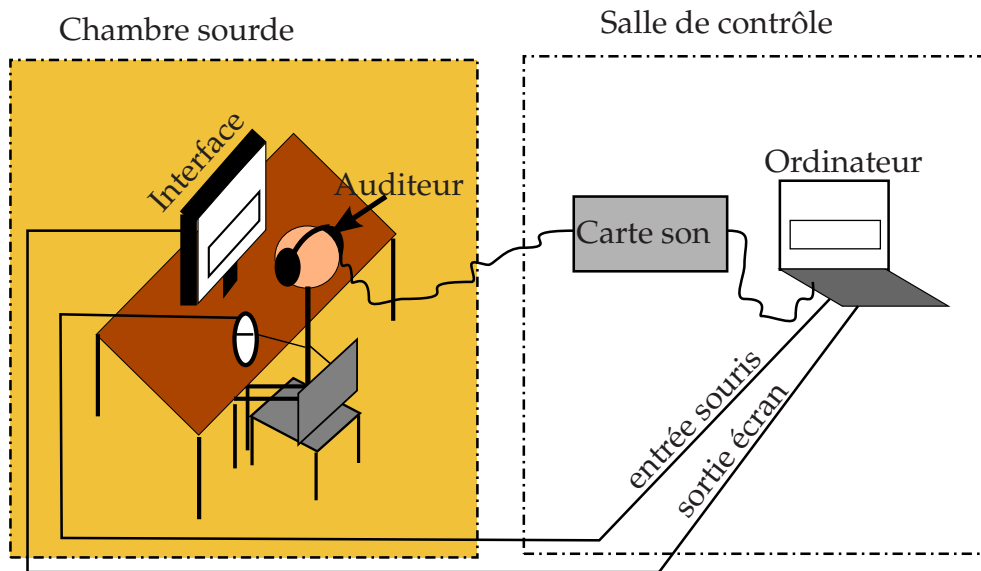


Figure III.8 – Test 2 : Schéma de la mise en œuvre.

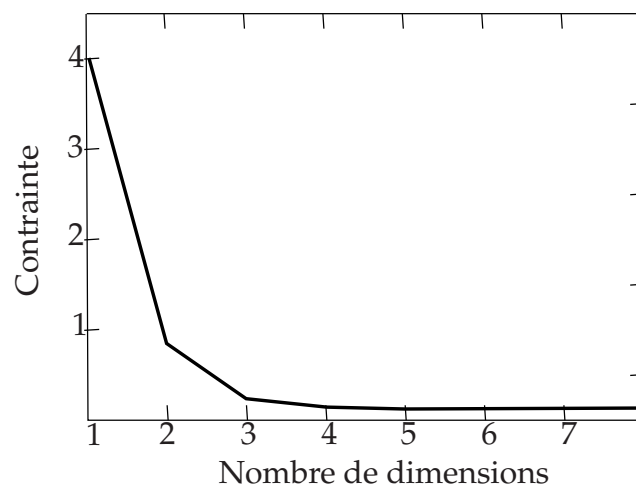


Figure III.9 – Test 2 : Contrainte.

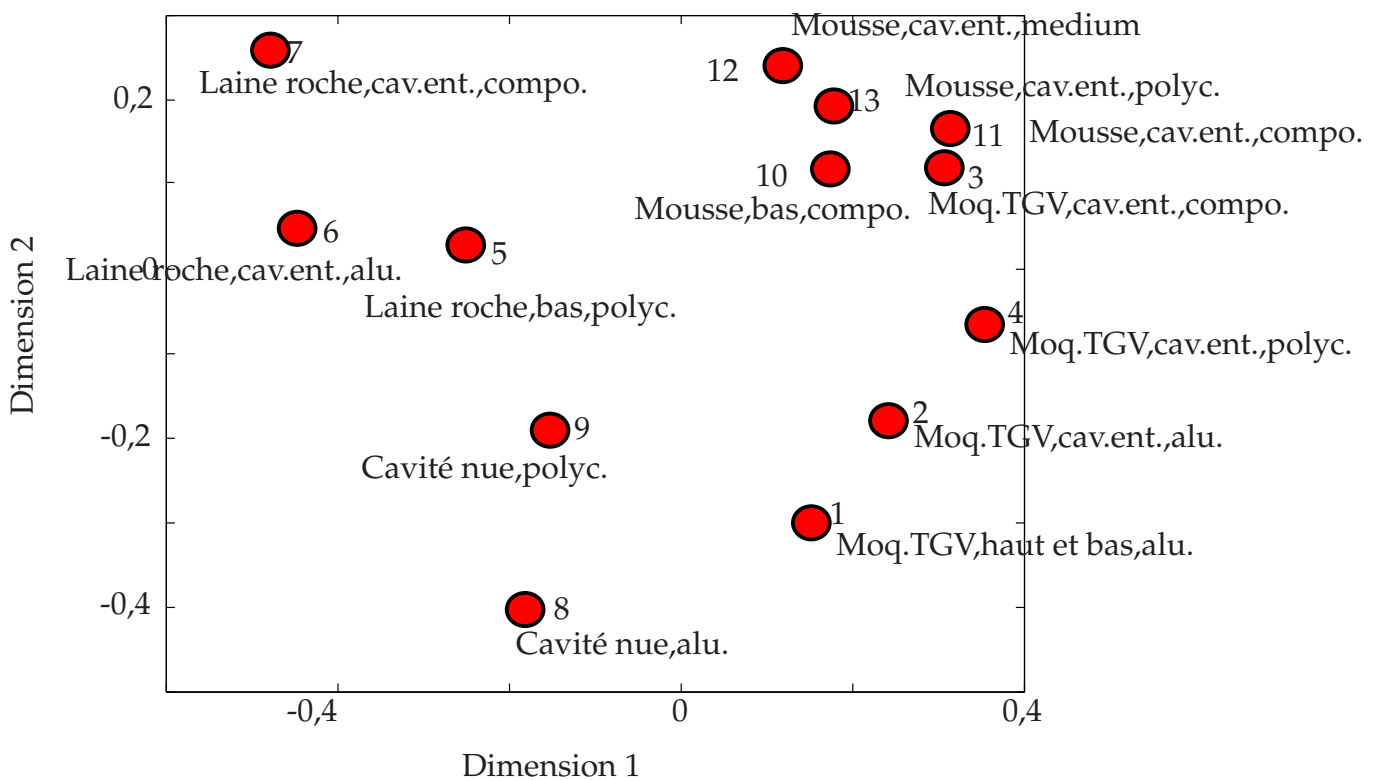


Figure III.10 – Test 2 : Espace perceptif. Chaque point correspond à un signal repéré par son numéro et une brève description correspondant au revêtement (laine de roche ("Laine roche"), mousse alvéolée ("Mousse"), moquette de TGV ("Moq.TGV") ou cavité nue ("Cavité nue")), au positionnement du revêtement (cavité entière ("cav.ent."), une paroi en haut de la cavité ("haut"), une paroi en bas de la cavité ("bas")) et au matériau de la plaque (composite ("compo."), aluminium ("alu."), polycarbonate ("polyc.") et médium ("médium")).

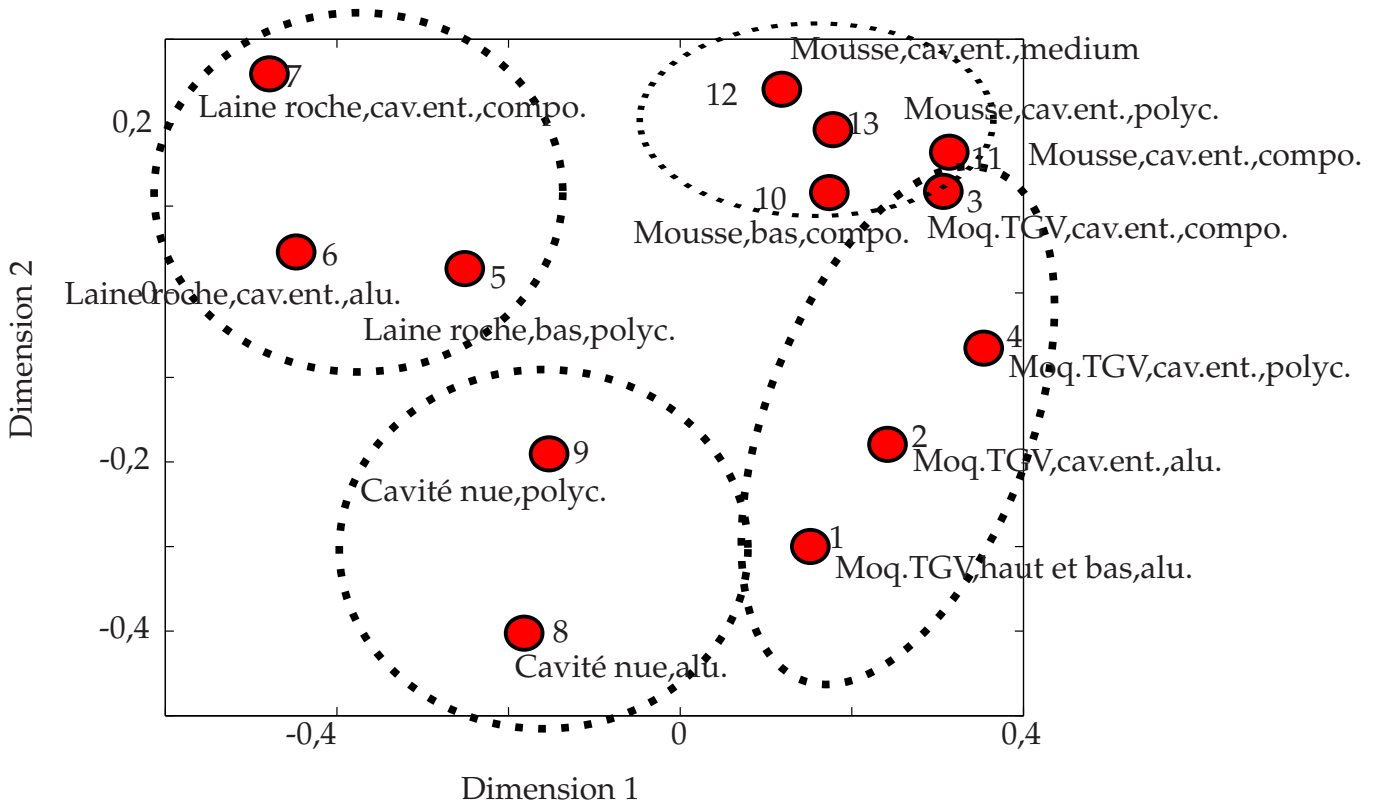


Figure III.11 – Test 2 : Répartition spatiale en groupe selon le revêtement intérieur de la cavité.

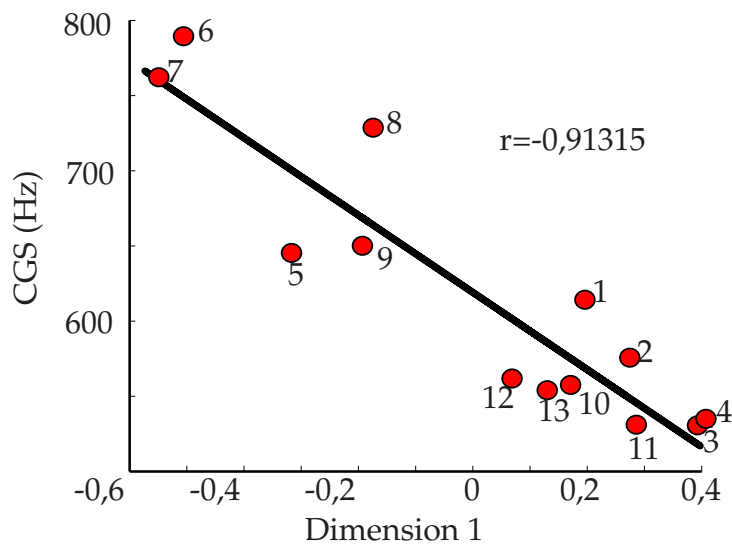


Figure III.12 – Test 2 : Régression linéaire entre le centre de gravité spectral et la dimension 1.

ment. Les groupes en fonction du type de revêtement sont (cf. figure ??) :

- le groupe "Moquette TGV" : signaux 1, 2, 3, 4, situés plutôt sur la droite de l'espace ;
- le groupe "Laine de roche" : signaux 5, 6, 7, situés plutôt dans le coin haut gauche de l'espace ;
- le groupe "Cavité nue" : signaux 8, 9, situés plutôt dans le bas, au centre de l'espace ;
- le groupe "Mousse alvéolée" : signaux 10, 11, 12, 13 situés plutôt dans le coin haut droit de l'espace.

Contrairement au test précédent, il est difficile de conclure au vu de la disposition des signaux à l'intérieur de ces groupes. Il semble que les signaux soient cependant ordonnés dans chaque groupe selon la dimension 2 en fonction du nombre de parois recouvertes de matériau absorbant. Par exemple, dans le groupe "Laine de roche", le signal 5 (correspondant à un revêtement uniquement collé sur une paroi de la cavité) possède une coordonnée plus basse que celles des signaux 6 et 7 (correspondant à un revêtement collé sur l'ensemble des parois de la cavité). On peut faire le même raisonnement pour le groupe "Moquette TGV". Cette hypothèse devrait cependant être vérifiée avec un test de dissemblance en prenant plus de signaux avec une plus grande variété dans la position du revêtement. On peut aussi remarquer que les coordonnées de chaque signal sont très rapprochées les unes des autres. Même si la valeur des coordonnées n'est pas significative en soi contrairement aux distances, cette dernière remarque n'est pas surprenante car les sons sont tous perceptivement très proches.

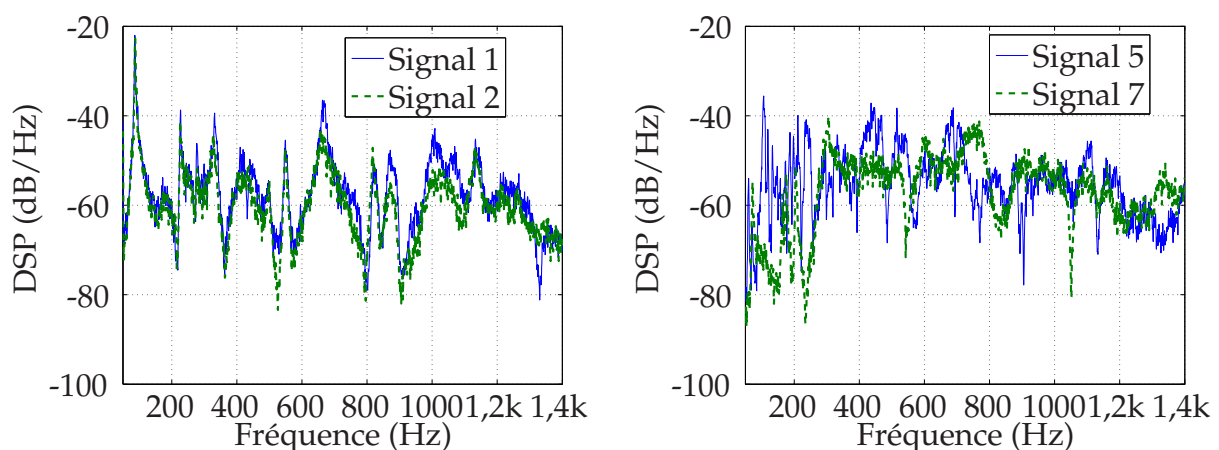


Figure III.13 – Densité spectrale de puissance des signaux 1, 2, 5 et 7.

Après obtention de l'espace perceptif par analyse multidimensionnelle, en écoutant les signaux ordonnés selon chaque dimension, il ressort que :

- **La dimension 1** est une dimension spectrale. Elle est reliée au timbre des signaux et plus particulièrement à leur brillance. Plus précisément, la figure ?? montre que la première dimension est très fortement corrélée au centre de gravité spectral. Le coefficient de corrélation de la regression linéaire est en effet -0,91.

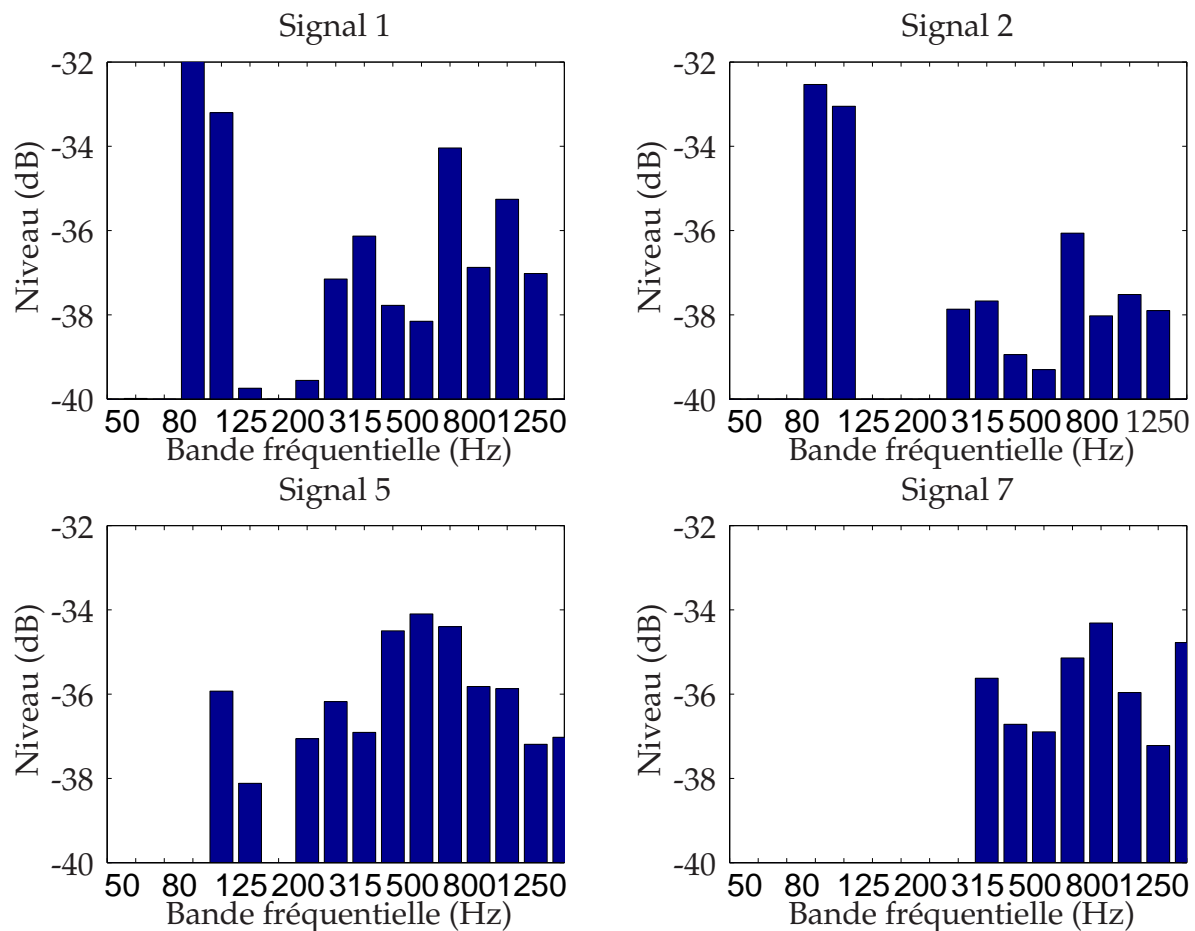


Figure III.14 – Spectre en tiers d'octave des signaux 1, 2, 5 et 7.

Ainsi, les groupes "Laine de roche" et "Cavité nue" sont des signaux plutôt brillants (la laine de roche donnant des signaux cependant plus brillants), contrairement aux groupes "Moquette TGV" et "Mousse alvéolée" qui sont des signaux jugés "mats".

- **La dimension 2** est aussi une dimension spectrale. Elle est reliée à la balance spectrale des signaux. Les figures ?? et ?? présentent les densités spectrales et les niveaux sonores par tiers d'octave des signaux 1, 2, 5 et 7. On peut remarquer que les signaux 1 et 2 présentent des pics plus marqués et des niveaux plus élevés en basses fréquences que les signaux 5 et 7. De plus, on peut remarquer que la présence et le niveau des plus hautes fréquences augmentent selon la deuxième dimension. Cette dimension est donc reliée d'une part au type de plaque qui conditionne le nombre et le niveau des fréquences modales et d'autre part à la performance du revêtement des parois de la cavité qui amortit plus ou moins les résonances en basses fréquences. De plus, en considérant uniquement le revêtement des parois, on peut remarquer que le positionnement des signaux selon la deuxième dimension correspond aux performances des matériaux amortissants (cf. figure ??). Ainsi, la position d'un signal selon cette dimension va dépendre de la valeur de l'amortissement des parois et la bande de fréquences amortie. On peut aussi noter que les signaux correspondant à la laine de roche et la mousse alvéolée occupent la même zone sur cette dimension bien que les

performances de la laine de roche soient plus élevées que celles de la mousse alvéolée. La distinction entre ces deux matériaux est donc perçue selon la première dimension reliée au caractère brillant ou mat des signaux.

Comme pour le test 1, les résultats montrent que les auditeurs ont principalement été sensibles à la dimension spectrale des signaux et plus particulièrement à la répartition spectrale et au niveau sonore des pics présents dans le spectre. La relation entre paramètres physique et dimensions est plus difficile à déterminer. Cependant, il ressort de cette étude que la deuxième dimension est reliée à la performance des matériaux utilisés pour le revêtement des parois.

D'un point de vue perceptif, on peut se rendre compte que la plaque vibrante joue bien évidemment un grand rôle sur la perception des auditeurs. La plaque est en effet la source du bruit intérieur et est donc responsable des pics présents dans le spectre de rayonnement. La présence de la cavité va modifier le timbre des signaux, d'une part en modifiant principalement la première fréquence de résonance et d'autre part en amortissant plus ou moins les résonances. L'amortissement des parois va ainsi modifier la répartition d'énergie du spectre en privilégiant des zones fréquentielles. Plus particulièrement, le niveau des basses fréquences va être relevé par rapport à un cas de cavité sans amortissement car la plupart des traitements amortissants ont des performances faibles dans cette zone.

Ce chapitre a présenté deux tests de dissemblance. Ces deux séries de tests ont été réalisées au casque, soit en cabine audiométrique, soit en chambre sourde et sur des signaux de synthèses ou enregistrés à l'intérieur d'un système plaque/cavité.

Le premier test, réalisé sur des signaux de synthèse correspondant à un impact sur la plaque, a montré que la répartition fréquentielle des signaux a une influence marquée sur la perception. L'évolution temporelle des signaux influence moins la perception. Les auditeurs ont été principalement sensibles au nombre et à la répartition des modes dans le spectre des signaux. Ces deux caractéristiques sont déterminées par le point d'impact sur la plaque et le point d'écoute à l'intérieur de la cavité. Ce premier test montre aussi une technique pour juger, d'un point de vue perceptif, s'il est nécessaire d'affiner un paramètre de calcul dans la modélisation comme la troncature de la somme des images dans le calcul de la fonction de Green de la cavité.

Le deuxième test, réalisé sur des signaux stationnaires enregistrés à l'intérieur de la maquette du système plaque/cavité, a fait ressortir des dimensions spectrales reliées à la répartition modale mais aussi au niveau sonore des émergences. Ce dernier critère est relié au type de plaque mais surtout aux performances globales d'amortissement des matériaux. Il sera intéressant à l'avenir de réaliser d'une part des tests perceptifs de dissemblance sur plus de signaux afin de caractériser notamment plus finement l'influence du matériau de la plaque et d'autre part des tests perceptifs de préférence afin de caractériser l'influence de l'amortissement dans ce type de système sur la préférence. Ces tests permettraient alors d'orienter la conception d'habitacles afin de choisir les matériaux adéquats pour obtenir des signaux plus ou moins brillants ou des signaux avec une balance spectrale bien choisie.

Chapitre IV

Le Train à Grande Vitesse

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à la caractérisation vibroacoustique de l'acoustique intérieure d'un Train à Grande Vitesse (TGV). L'étude perceptive de l'acoustique intérieure d'un TGV nécessite en effet la connaissance au préalable des paramètres mécaniques et vibratoires du système. Cela permet de relier les caractéristiques du signal acoustique aux caractéristiques physiques (par exemple les dimensions ou encore les modes acoustiques ou vibratoires) du système vibrant. Pour cela, une première idée était de modéliser la voiture de TGV par modèle physique. Cependant, ce type de modélisation d'un TGV peut s'avérer longue et complexe. En effet, de nombreux couplages existent entre les parois vibrantes d'un TGV et la caractérisation des sources vibratoires excitant ces parois n'est pas complètement connue. De plus, un code informatique existe déjà (CAPHCA, [?], présenté dans le chapitre ??). La méthode employée dans ce code consiste à superposer les contributions des vibrations de plaques au champ acoustique intérieur ; les sources mettant en vibrations chacune de ces parois sont des sources aéroacoustiques. Nous avons donc décidé de ne pas refaire une modélisation complète mais de caractériser expérimentalement les phénomènes acoustiques intérieurs à une voiture de train sans nous soucier de la modélisation propre aux sources.

Afin de caractériser le comportement vibroacoustique d'un TGV, nous avons privilégié une approche expérimentale appelée analyse modale opérationnelle. Contrairement à une analyse modale classique qui détermine l'ensemble des modes, excités ou non en conditions réelles, l'analyse modale opérationnelle d'une structure vibrante consiste à déterminer, sans connaissance a priori des sources excitatrices, les paramètres modaux (fréquence, amortissement et déformée) lorsque cette structure est en condition de fonctionnement normal. Par exemple, pour un train, une analyse modale opérationnelle est réalisée à partir de signaux enregistrés lorsque le train roule. En étudiant les signaux enregistrés par des capteurs placés sur ou à proximité de la structure vibrante, cette analyse détermine seulement les modes excités en condition de fonctionnement. En général, l'analyse modale opérationnelle s'effectue sur des structures de grande taille pour un suivi des éventuels défauts mécaniques. Les méthodes d'analyse modale opérationnelle utilisées dans cette étude sont la méthode LSCE (Least Square Exponential Method), la méthode ARMA (Auto Regressive - Moving Average) et la méthode SSI (Stochastic Subspace Identification). Ce type d'analyse modale permet aussi la synthèse de sons. Par exemple, parmi un nombre n de modes identifiés, on peut sélectionner m modes et synthétiser le son correspondant. Par comparaison, on peut

alors quantifier l'influence d'un mode ou groupe de modes sur la perception.

La connaissance de modes non excités est inutile car nous ne cherchons pour le moment qu'à quantifier l'influence perceptive des modes présents. Il faut cependant garder à l'esprit que si l'on souhaite diminuer l'influence d'un mode en modifiant la structure, cette action peut exciter (ou créer) d'autres modes jusqu'alors non identifiés.

Ce chapitre est décomposé en deux parties. Dans la première partie, les techniques d'analyse modale opérationnelles utilisées sont rapidement présentées et validées sur des signaux de simulation et des signaux enregistrés à l'intérieur du système plaque/cavité expérimental. La deuxième partie présente les résultats obtenus grâce à l'analyse modale opérationnelle réalisée sur des sons enregistrés à l'intérieur d'un TGV Réseau (1 niveau).

IV.1 Un outil : l'analyse modale opérationnelle

Afin d'obtenir les caractéristiques modales (fréquences, amortissements et déformées) d'une structure, la technique généralement utilisée est l'analyse modale expérimentale. L'analyse modale expérimentale classique, menée en laboratoire, correspond à étudier la réponse d'une structure excitée en un ou plusieurs points par une source dont le spectre est connu. La structure ainsi étudiée doit être manipulable en laboratoire. Cependant, pour des grandes structures encombrantes, comme par exemple un pont, un avion ou un train, il est difficile de faire un tel type d'analyse.

L'analyse modale opérationnelle est utilisée dans ce type de cas. C'est une analyse modale expérimentale où la structure est étudiée *in situ* et/ou en fonctionnement habituel. Ainsi, pour un pont, on pourra déterminer les modes du pont excités par le vent et/ou par le passage de véhicules sur le tablier. L'analyse modale opérationnelle permet alors de déterminer des paramètres modaux d'une structure à partir de sa réponse à l'excitation à laquelle cette structure est habituellement soumise. Le spectre de l'excitation n'est en général pas connu et pour s'affranchir de la non connaissance de celui-ci, l'hypothèse principale en analyse modale opérationnelle est que les sources sont des bruits blancs stationnaires. Malgré cette hypothèse forte, les algorithmes d'analyse modale opérationnelle permettent d'étudier des structures lorsque le spectre d'excitation est relativement plat ou variant faiblement au cours du temps.

IV.1.1 Théorie et méthodes de l'analyse modale opérationnelle

Cette partie présente les méthodes utilisées dans cette étude ainsi que les équations principales de ces méthodes. Pour plus de détails, le lecteur pourra consulter les documents [?], [?], [?] et [?] à l'aide desquels cette partie a été rédigée.

a) Rappels sur les fonctions de transfert de systèmes à n degrés de liberté

Considérons un système académique à un degré de liberté constitué d'une masse m couplée à un ressort de raideur k et à un amortisseur de coefficient d'amortissement c . L'équation du mouvement $y(t)$ de la masse soumise à une excitation $x(t)$ s'écrit sous la forme $m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c \frac{\partial y}{\partial t} + ky = x$. On obtient une fonction de transfert dans le domaine de Laplace $H(p) = \frac{y(p)}{x(p)}$:

$$H(p) = \frac{1}{mp^2 + cp + k} = \frac{1}{m(p - \lambda)(p - \bar{\lambda})} = \frac{r}{p - \lambda} + \frac{\bar{r}}{p - \bar{\lambda}}.$$

En résolvant l'équation aux valeurs propres $mp^2 + cp + k = 0$, on peut déterminer les expressions de r (résidu) et λ (pôle).

En notant :

$$c_c^2 = 4km \text{ l'amortissement critique,}$$

$$\epsilon = \frac{c}{c_c} \text{ le pourcentage d'amortissement,}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ la pulsation propre non amortie,}$$

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \epsilon^2} \text{ la pulsation propre amortie,}$$

$\sigma = \epsilon\omega_0$ le facteur d'amortissement, on trouve $\lambda = -\sigma + j\omega_d$ et $r = \frac{1}{2jm\omega_d}$. De plus, en repassant dans le domaine temporel, on obtient la réponse impulsionnelle

$$h(t) = r \exp \lambda t + \bar{r} \exp \bar{\lambda} t.$$

Considérons maintenant un système à n degrés de liberté, de matrice de masse \mathbf{M} (symétrique, définie positive), de raideur \mathbf{K} (symétrique, semi-définie positive) et d'amortissement \mathbf{C} . L'équation du mouvement du vecteur des degrés de liberté $y(t)$ lorsque le système est soumis à une excitation $x(t)$ s'écrit sous la forme $\mathbf{M} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mathbf{C} \frac{\partial y}{\partial t} + \mathbf{K} y = x$. Le vecteur y des déplacements est cherché sous la forme $y(t) = \phi \exp(\lambda t)$.

Le problème aux valeurs propres devient alors

$$(\mathbf{M}\lambda^2 + \mathbf{C}\lambda + \mathbf{K})\phi = 0.$$

Les solutions de cette équation sont trouvées en résolvant le système

$$\det(\mathbf{M}\lambda^2 + \mathbf{C}\lambda + \mathbf{K}) = 0.$$

Compte-tenu des hypothèses sur \mathbf{M} et \mathbf{K} , le calcul montre que l'on trouve $2n$ valeurs propres conjuguées deux à deux λ_l et $\bar{\lambda}_l$ et $2n$ vecteurs propres complexes conjugués deux à deux ϕ_l et $\bar{\phi}_l$. Comme pour le cas à un degré de liberté, les λ_l peuvent s'écrire $\lambda_l = -\sigma_l + j\omega_{dl}$ avec σ_l le facteur d'amortissement du mode l et ω_{dl} la pulsation amortie du mode l .

L'équation d'état classique s'obtient en écrivant le système d'équations matricielles :

$$\begin{cases} \mathbf{M} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \mathbf{C} \frac{\partial y}{\partial t} + \mathbf{K} y = x \\ \mathbf{M} \frac{\partial y}{\partial t} - \mathbf{M} \frac{\partial y}{\partial t} = 0 \end{cases}$$

sous la forme

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \tilde{\mathbf{A}}v + \mathbf{B}\tilde{x}$$

$$\text{avec } \tilde{\mathbf{A}} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{pmatrix}, \mathbf{B} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \end{pmatrix}, v = \begin{pmatrix} y \\ \frac{\partial y}{\partial t} \end{pmatrix} \text{ et } \tilde{x} = \begin{pmatrix} x \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Cette équation d'état, permet de trouver l'expression de la matrice des fonctions de transfert $\mathbf{H}(p)$ dans le domaine de Laplace (voir par exemple [?]), dont la coordonnée $H_{ij}(p)$ correspondant à la fonction de transfert entre la i^e coordonnée de y et la j^e coordonnée de x :

$$H_{ij}(p) = \sum_{l=1}^{l=n} \left(\frac{\mathbf{R}_{ijl}}{p - \lambda_l} + \frac{\bar{\mathbf{R}}_{ijl}}{p - \bar{\lambda}_l} \right)$$

avec \mathbf{R}_{ijl} le coefficient (i, j) de la matrice \mathbf{R}_l telle que $\mathbf{R}_l = \frac{\phi_l \phi_l^T}{\gamma_l}$ (le symbole T correspondant à la transposée); γ_l , le facteur de participation, est un coefficient dont l'expression dépend

du type d'amortissement (proportionnel ou non) de la structure. La matrice \mathbf{H} est la matrice des fonctions de transfert

Dans le domaine temporel, posons $h_{ij}(t)$ la réponse impulsionnelle entre la i^{e} coordonnée de y et la j^{e} coordonnée de x telle que

$$y_i(t) = \sum_{j=1}^n h_{ij}(t) * x_j(t) \text{ avec } * \text{ le produit de convolution.} \quad (\text{IV.1})$$

Les relations précédentes font que cette fonction de transfert s'écrit sous la forme

$$h_{ij}(t) = \sum_{l=1}^{l=n} (\mathbf{R}_{ijl} \exp(\lambda_l t) + \bar{\mathbf{R}}_{ijl} \exp(\bar{\lambda}_l t)) \quad (\text{IV.2})$$

avec \mathbf{R}_{ijl} le coefficient (i, j) de la matrice \mathbf{R}_l .

À partir de la connaissance de la fonction de transfert ou de la réponse impulsionnelle d'un système, l'analyse modale permet d'identifier les paramètres de cette fonction et ainsi déterminer les paramètres modaux du système.

b) Formulations équivalentes au problème aux valeurs propres

L'analyse modale est effectuée sur un système à n degrés de liberté de matrice de masse \mathbf{M} , d'amortissement \mathbf{C} et de raideur \mathbf{K} . Les notations utilisées ici sont identiques à celles utilisées dans le paragraphe précédent. Le but de l'analyse modale est de déterminer la fonction de transfert (ou la réponse impulsionnelle) et ainsi les paramètres modaux du système, à partir de signaux échantillonnés enregistrés. Plus spécifiquement, le but de l'analyse modale est de trouver les valeurs propres λ_l et vecteurs propres ϕ_l du système qui sont les solutions du problème aux valeurs propres :

$$\begin{cases} \det(\mathbf{M}\lambda^2 + \mathbf{C}\lambda + \mathbf{K}) = 0 \\ (\mathbf{M}\lambda_l^2 + \mathbf{C}\lambda_l + \mathbf{K})\phi_l = 0 \end{cases}$$

ou les solutions de formulations équivalentes. Dans le cas de l'analyse modale opérationnelle, on fait l'hypothèse que l'excitation x est un bruit blanc stationnaire de moyenne nulle.

Nous allons présenter ici deux formulations équivalentes du problème aux valeurs propres que nous allons utiliser directement. La première est une formulation à partir de l'équation d'état ; la seconde est de type modèle autorégressif. On rappelle que l'excitation est représentée par le vecteur $x = (x_1, \dots, x_i, \dots, x_n)^T$. L'ensemble des déplacements des degrés de liberté est représenté par le vecteur $y = (y_1, \dots, y_i, \dots, y_n)^T$. Pour plus de simplicité, nous supposons que ce vecteur y correspond au vecteur des degrés de liberté enregistrés (ou dits "enregistrés").

Les relations précédentes sont valables pour le temps t continu. Comme les signaux observés sont échantillonnés, il est nécessaire de réécrire ces équations en temps discret,

c'est-à-dire pour les différents instants $t = kTe$ avec Te la période d'échantillonnage. On arrive alors à une représentation d'état à temps discret :

$$\begin{cases} v(k+1) &= \mathbf{A}v(k) + \mathbf{X}(k) \\ y(k) &= \mathbf{L}v(k) \end{cases} \quad (\text{IV.3})$$

avec $\mathbf{A} = \exp(\tilde{\mathbf{A}}Te)$ et $\mathbf{X}(k) = \int_0^{Te} \exp(\tilde{\mathbf{A}}s)\mathbf{B}x((k+1)Te - s)ds$.

Beaucoup d'auteurs utilisent aussi autre formulation de la dynamique du système sous une forme récursive en temps discret

$$y(k) + \mathbf{A}_1y(k-1) + \dots + \mathbf{A}_py(k-p) = x(k) + \mathbf{B}_1x(k-1) + \dots + \mathbf{B}_sx(k-s), \quad (\text{IV.4})$$

où les matrices \mathbf{A}_i et \mathbf{B}_i sont des matrices carrées d'ordre n . On peut montrer (voir par exemple [?]) que cette formulation est équivalente à la représentation d'état présentée précédemment.

Cette représentation est nommée modèle autorégressif à moyenne mobile, p étant l'ordre de la partie autorégressive (membre gauche de l'équation ??) et s l'ordre de la partie à moyenne mobile (membre droit de l'équation ??).

c) Méthode LSCE (monoréférence)

La méthode Least Square Complex Exponential est la méthode décrite dans [?] et repose sur les équations ?? et ??. Il est tout d'abord nécessaire d'établir le lien entre les fonctions de transfert $h_{ij}(t)$ et les paramètres modaux.

Notons $\mathcal{R}_{ij}(t) = \int_0^\infty y_i(\tau)y_j(t+\tau)d\tau$ l'intercorrélacion entre les signaux y_i et y_j . Dans le cas d'une excitation x sous la forme d'un bruit blanc stationnaire, en utilisant les relations ?? et ??, cette intercorrélacion s'écrit sous la forme (voir par exemple [?]) :

$$\mathcal{R}_{ij}(t) = \sum_{l=1}^n (C_{ijl} \exp(\lambda_l t) + \bar{C}_{ijl} \exp(\bar{\lambda}_l t))$$

avec C_{ijl} un coefficient dépendant des paramètres modaux et du niveau d'excitation du bruit blanc. En simplifiant l'écriture et en passant dans le domaine à temps discret, on obtient :

$$\mathcal{R}_{ij}(k) = \sum_{l=1}^{2n} C'_{ijl} \exp(\lambda_l kTe)$$

avec les λ_l conjugués deux à deux. Le but de la méthode LSCE est donc de déterminer les $\exp(\lambda_l kTe)$ à partir de cette représentation.

La méthode de Prony est alors utilisée pour calculer les $\exp(\lambda_l kTe)$. Cette méthode montre qu'ils sont les racines du polynôme en X de la forme s

$$\gamma_0 + \gamma_1 X + \gamma_2 X^2 + \dots + \gamma_{2n-1} X^{2n-1} + X^{2n} = 0$$

où les γ_k sont des coefficients à déterminer. Pour obtenir un système d'équations pour les γ_k , on remarque que :

$$\begin{aligned} \sum_{k=0}^{2n} \gamma_k \exp(\lambda_l kTe) &= 0 \text{ (avec } \gamma_{2n} = 1) \\ \text{et par conséquent,} \\ \sum_{k=0}^{2n} \gamma_k \mathcal{R}_{ij}(k) &= 0 \end{aligned}$$

Si l'on réécrit cette dernière équation $2n$ fois en la débutant à des instants décalés d'une période d'échantillonnage, on obtient le système suivant :

$$\sum_{k=0}^{2n-1} \gamma_k \mathcal{R}_{ij}(k+m) = -\mathcal{R}_{ij}(2n+m) \text{ pour } m = 0, \dots, 2n-1$$

Les \mathcal{R}_{ij} étant connus (car ils sont calculés à partir des signaux d'observation), on obtient un système linéaire en γ_k que l'on peut surdéterminer en faisant varier m entre 0 et $M > 2n-1$.

Une fois les γ_k connus, on peut alors chercher les $\exp(\lambda_l T e)$, racines de l'équation de Prony. On peut alors calculer les λ_l et ainsi les pulsations et amortissements modaux, ω_l et ϵ_l .

Le calcul des γ_k revient à la résolution d'un système linéaire de la forme

$$[\mathcal{R}]\{\Gamma\} = -\{\mathcal{R}'\}$$

où $[\mathcal{R}]$ est une matrice de dimension $M \times 2n$ dont chacune des lignes correspond à une suite de $2n$ échantillons successifs de l'intercorrélacion. Le vecteur $\{\Gamma\}$ (de dimension $2n$) contient les γ_k et le vecteur $\{\mathcal{R}'\}$ contient M échantillons successifs de l'intercorrélacion. Ce système d'équations surdéterminé est résolu avec la méthode des moindres carrés (algorithme utilisé sous le logiciel Matlab).

Jusqu'à présent, cette procédure n'a été présentée que pour l'intercorrélacion entre deux signaux y_i et y_j . Elle reste cependant valable pour toute autre combinaison de signaux car les γ_k ne dépendent que des modes de la structure et non des signaux étudiés.

Plus particulièrement, la méthode LSCE monoréférence consiste à choisir un capteur j dit "de référence" puis à calculer les matrices d'intercorrélacion $[\mathcal{R}]_p$ (p variant de 1 à n_c , le nombre de capteurs) entre chaque signal enregistré sur le capteur p et celui du capteur j . On obtient alors un système de la forme :

$$\begin{bmatrix} [\mathcal{R}]_1 \\ [\mathcal{R}]_2 \\ \vdots \\ [\mathcal{R}]_{n_c} \end{bmatrix} \{\Gamma\} = - \begin{bmatrix} \{\mathcal{R}'\}_1 \\ \{\mathcal{R}'\}_2 \\ \vdots \\ \{\mathcal{R}'\}_{n_c} \end{bmatrix}$$

En pratique, le choix du signal de référence est fait par l'utilisateur mais il est d'usage de prendre un signal représentatif a priori de celui de la source excitatrice du système.

Le schéma-bloc présenté sur la figure ?? indique les grandes étapes de l'algorithme LSCE monoréférence que nous avons implémenté sous Matlab.

Variante de la méthode LSCE : méthode de la variable instrumentale Afin d'éliminer le bruit de mesure, nous avons voulu tester une variante de la méthode LSCE sur la base de la méthode de la variable instrumentale. Pour le calcul des γ_k , on n'utilise les intercorrélacions qu'à partir d'un certain décalage temporel dTe avec $d \geq 2n+1$. On obtient alors un système d'équations linéaires similaire au précédent :

$$\gamma_0 \mathcal{R}(m) + \gamma_1 \mathcal{R}(m+1) + \gamma_2 \mathcal{R}(m+2) + \dots + \gamma_{2n-1} \mathcal{R}(m+2n-1) = -\mathcal{R}(m+2n) \text{ pour } m = d, \dots, d+M.$$

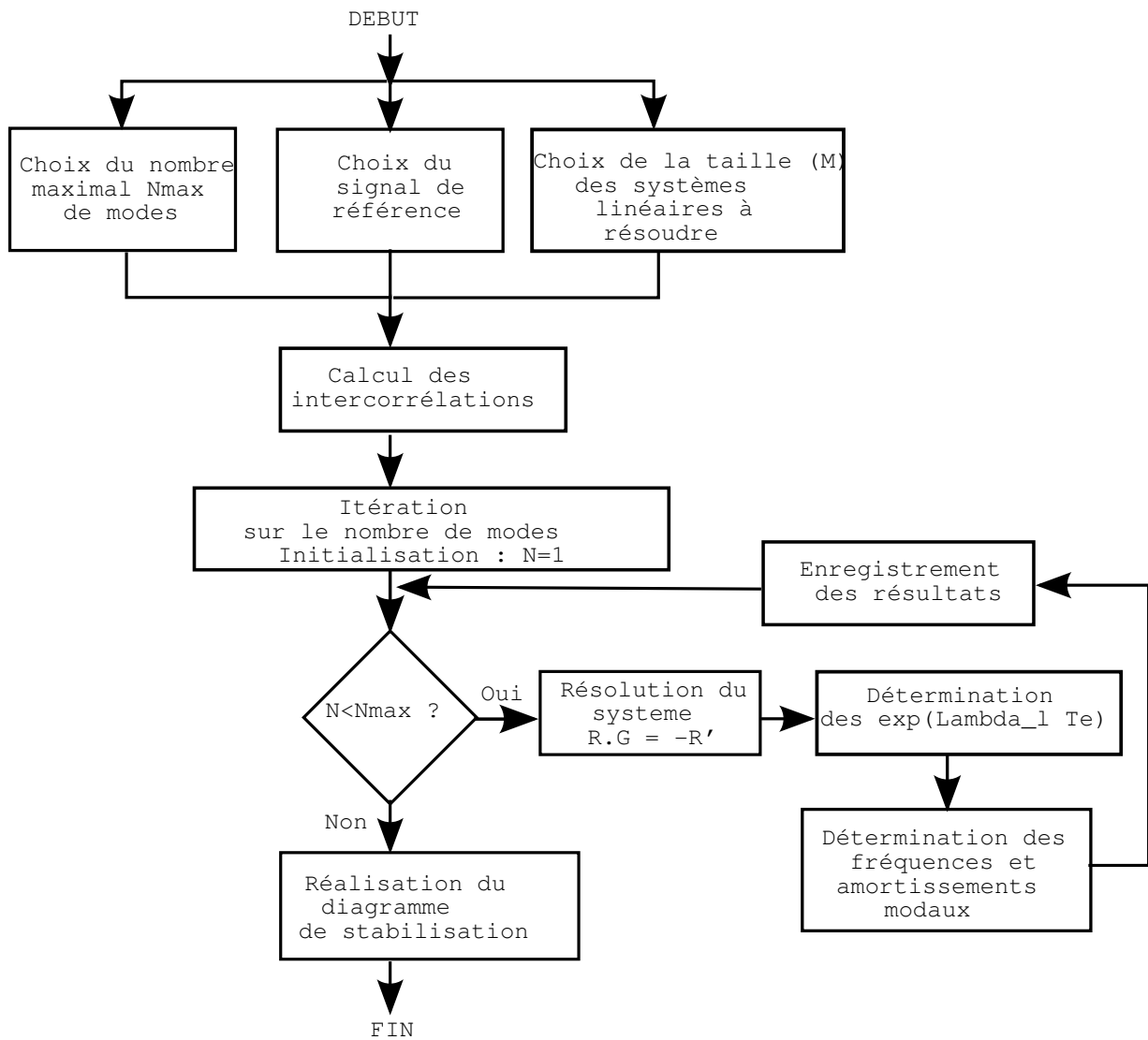


Figure IV.1 – Schéma-bloc de l’algorithme LSCE.

Bien sûr, ce décalage temporel d doit être bien choisi afin d'éliminer le maximum de bruit tout en gardant le maximum d'informations. Cette méthode sera appelée ici "LSCd".

L'algorithme correspondant est pratiquement identique à l'algorithme de la méthode LSCE. La seule différence réside dans le choix préliminaire du décalage d et du calcul de la fonction d'intercorrélation. Une étude sur l'influence des paramètres des algorithmes utilisés ici ([?]) a montré que ce décalage donne des résultats convenables pour un d entre les valeurs N_{max} (nombre de modes maximal recherché) et $10N_{max}$.

d) La méthode AR (MultiInput-MultiOutput)

La méthode AR repose sur la formulation ???. En réécrivant cette formulation pour une excitation de type bruit blanc e , on obtient :

$$y(k) + \mathbf{A}_1 y(k-1) + \dots + \mathbf{A}_p y(k-p) = e(k). \quad (\text{IV.5})$$

Le problème aux valeurs propres revient à déterminer les valeurs et vecteurs propres de la matrice compagnon :

$$\hat{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} -\mathbf{A}_1 & -\mathbf{A}_2 & \dots & -\mathbf{A}_{p-1} & -\mathbf{A}_p \\ \mathbf{I} & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} & \dots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix}.$$

Les $2n$ valeurs propres obtenues sont conjuguées deux à deux et sont de la forme $\exp(\lambda_i T e)$. Il est donc nécessaire de déterminer les matrices \mathbf{A}_i afin de déterminer les λ_i et ainsi les pulsations et amortissements modaux. Pour cela, on écrit l'équation réursive () pour k variant entre l'indice $p+1$ et un indice M :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} y(p+1)^T \\ y(p+2)^T \\ \vdots \\ y(M)^T \end{bmatrix}}_{\mathbf{U}} = \underbrace{\begin{bmatrix} y(p)^T & y(p-1)^T & \dots & y(1)^T \\ y(p+1)^T & y(p)^T & \dots & y(2)^T \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ y(M-1)^T & y(M-2)^T & \dots & y(M-p)^T \end{bmatrix}}_{\mathbf{V}} \times \underbrace{\begin{bmatrix} -\mathbf{A}_1^T \\ -\mathbf{A}_2^T \\ \vdots \\ -\mathbf{A}_p^T \end{bmatrix}}_{\mathbf{W}} + \underbrace{\begin{bmatrix} e(p+1)^T \\ e(p+2)^T \\ \vdots \\ e(M)^t \end{bmatrix}}_{\mathbf{E}}$$

En multipliant cette équation par \mathbf{V}^T , on obtient

$$\mathbf{V}^T \mathbf{U} = \mathbf{V}^T \mathbf{V} \mathbf{W} + \mathbf{V}^T \mathbf{E}.$$

Or pour un M très grand, on a $\mathbf{V}^T \mathbf{E} = \mathbf{0}$ car chaque ligne i ($i = 1..p$) de $\mathbf{V}^T \mathbf{E}$ s'écrit $\sum_{k=p-i+1}^{M-i} \underbrace{y(k)}_{\text{present}} \underbrace{e(k+1)}_{\text{futur}}$ et les échantillons $y(k)$ "présents" sont a priori décorrélés des $e(k)$ des échantillons "futurs". Comme \mathbf{U} et \mathbf{V} sont connues, on obtient un système linéaire classique du type $\mathbf{A} \mathbf{W} = \mathbf{B}$ qui peut être résolu par la méthode des moindres carrés.

Comme on vient de le voir, l'indice M doit être suffisamment grand. Une autre condition nécessaire est que le système linéaire doit être surdéterminé. Pour cela, on rappelle que le

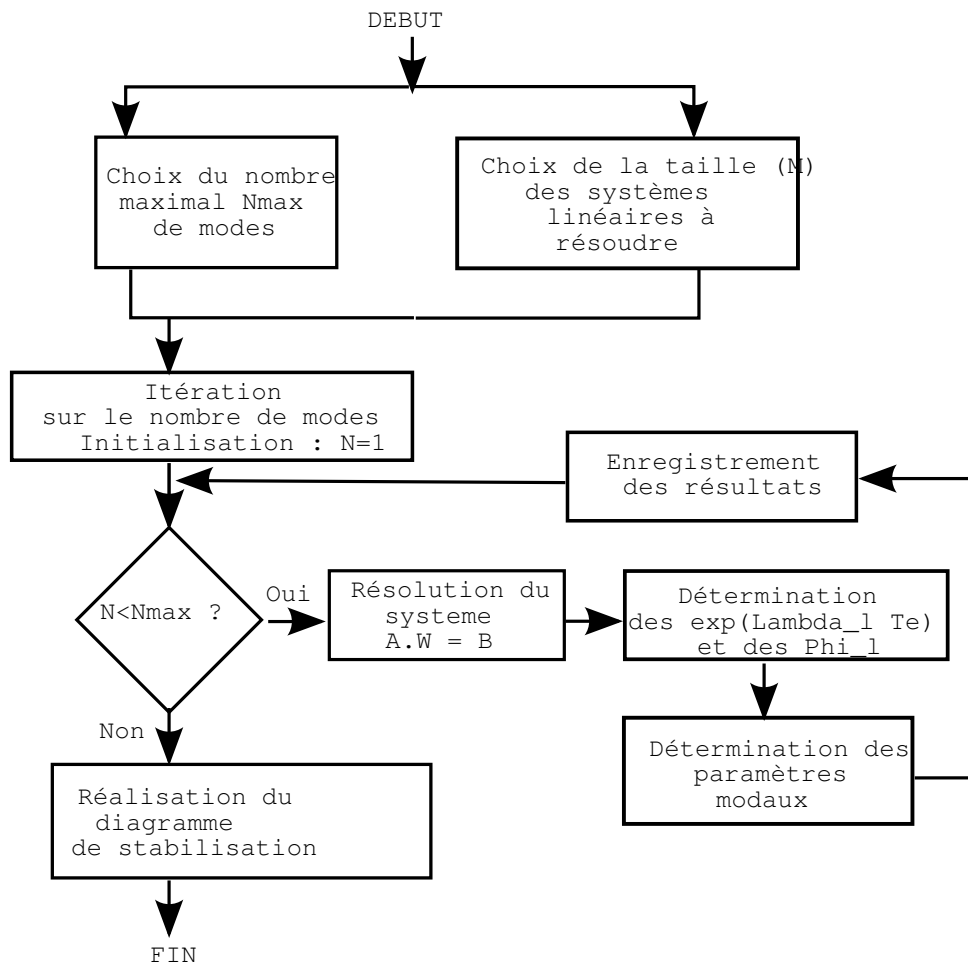


Figure IV.2 – Schéma-bloc de l'algorithme AR.

vecteur $y(k)$ est de dimension n_c (le nombre de capteurs) et que les matrices $[A_i]$ sont carrées de dimension n_c . U est donc de dimension $(M-p) \times n_c$, V est de dimension $(M-p) \times pn_c$ et W de dimension $pn_c \times n_c$. Pour avoir surdétermination, il faut donc que $M-p > pn_c$. Aussi, pour déterminer n modes, la matrice \hat{A} doit être de dimension $2n$ (les valeurs propres sont complexes conjuguées deux à deux). L'indice p doit donc être égal à $p = \frac{2n}{n_c}$.

Le déroulement de l'algorithme AR (cf. ??) ressemble donc à celui de la méthode LSCE. En entrée, l'utilisateur entre le nombre maximal de modes n_{max} et l'indice M qui détermine la taille du système linéaire puis l'itération sur le nombre de modes commence.

e) La méthode SSI

La méthode présentée ici est celle proposée dans [?] et dans [?]. Nous ne détaillerons pas le raisonnement sur lequel est fondée la partie théorique mais seulement les grandes lignes de l'algorithme. Sa compréhension est plus longue que les méthodes précédentes.

La méthode SSI (Stochastic Subspace Identification) utilise la représentation en espace d'état de l'évolution temporelle du système ???. Le but de la méthode SSI est de déterminer les valeurs propres de la matrice A , appelée matrice d'état. Les valeurs propres de cette matrice sont les $e^{\lambda_i T_e}$ définis comme dans les paragraphes précédents.

Si l'on cherche n modes, voici les grandes lignes de la méthode :

- À partir des enregistrements temporels $y_k = y(kT_e), k \in \mathbb{N}$, on construit la matrice \mathbf{Y} dite matrice de Hankel des sorties (la dénomination "Hankel" vient de la disposition des coefficients : les coefficients antidiagonaux sont identiques) :

$$\mathbf{Y} = \frac{1}{\sqrt{L-2i+1}} \begin{bmatrix} y_0 & y_1 & \cdots & y_{L-2i} \\ y_1 & y_2 & \cdots & y_{L-2i+1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \cdots \\ y_{i-1} & y_i & \cdots & y_{L-i-1} \\ y_i & y_{i+1} & \cdots & y_{L-i} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ y_{2i-1} & y_{2i} & \cdots & y_{L-1} \end{bmatrix}$$

avec L le nombre total d'échantillons choisis pour faire l'analyse, i un indice choisi par l'utilisateur tel que $N < i < L/2$.

- On découpe \mathbf{Y} en deux matrices \mathbf{Y}_p et \mathbf{Y}_f appelées respectivement "matrice du passé" (pour les instants k avec $k < i$) et "matrice du futur" (pour les instants k avec $k > i$). Plus particulièrement, \mathbf{Y}_p est la matrice des échantillons du signal y antérieurs à l'instant iT_e et \mathbf{Y}_f la matrice des échantillons du signal y postérieurs à l'instant iT_e .

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} y_0 & y_1 & \cdots & y_{N-2i} \\ y_1 & y_2 & \cdots & y_{N-2i+1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \cdots \\ y_{i-1} & y_i & \cdots & y_{N-i-1} \\ \hline y_i & y_{i+1} & \cdots & y_{N-i} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ y_{2i-1} & y_{2i} & \cdots & y_{N-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Y}_p \\ \mathbf{Y}_f \end{bmatrix}$$

La théorie montre que le nombre de valeurs propres de la matrice \mathbf{A} est le nombre de valeurs singulières de la matrice \mathbf{P} , matrice de projection orthogonale de $\text{Vect}(\mathbf{Y}_f)$ sur $\text{Vect}(\mathbf{Y}_p)$. Pour obtenir cette matrice de projection, on décompose la matrice \mathbf{Y} avec une décomposition de type QR.

- On cherche alors à décomposer $\mathbf{Y} = \mathbf{T}\mathbf{Q}^T$ avec \mathbf{T} une matrice triangulaire inférieure et \mathbf{Q}^T une matrice orthonormale :

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} \mathbf{T}_{11} & 0 & 0 \\ \mathbf{T}_{21} & \mathbf{T}_{22} & 0 \\ \mathbf{T}_{31} & \mathbf{T}_{32} & \mathbf{T}_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_1^T \\ \mathbf{Q}_2^T \\ \mathbf{Q}_3^T \end{bmatrix}$$

- À partir de \mathbf{T} et \mathbf{Q} , on peut obtenir l'expression de la matrice \mathbf{P} . En rangeant ses valeurs singulières par ordre décroissant (en module), on peut tracer la valeur du module en fonction du numéro de la valeur singulière. Pour des systèmes expérimentaux simples, on peut voir un changement (brusque) de pente. L'ordre du système (c'est-à-dire le nombre de modes) correspond alors à l'indice où le changement de pente apparaît. Pour des systèmes expérimentaux plus complexes, ce changement de pente est plus difficile à déceler.

- La théorie montre que la matrice P peut être décomposée en un produit de deux matrices : $P = O\hat{X}$. O est la matrice dite d'observabilité. \hat{X} est la matrice des estimées optimales des états X issue de la théorie du filtrage de Kalman. Cette théorie correspond à estimer récursivement l'état d'un système à partir d'un ensemble d'observations connues. D'après la théorie du filtrage de Kalman, on peut déduire de X la matrice A qui contient les informations modales.

Comme pour les méthodes précédentes, le déroulement de l'algorithme implémenté en Matlab est présenté sur la figure ??.

Le diagramme de stabilisation : Un paramètre d'entrée commun à chaque méthode est le nombre de modes de la structure à identifier. Comme ce nombre n n'est pas connu a priori, il est nécessaire d'itérer la méthode pour $n = 1, \dots, N$ avec N un nombre maximal de modes choisi par l'utilisateur et supposé plus grand que le nombre de modes réels de la structure. Pour chaque itération n , la méthode donne n modes. Les résultats (pour $n = 1, \dots, N$) sont alors collectés et analysés. Cette analyse est réalisée à l'aide d'un diagramme appelé diagramme de stabilisation (voir par exemple la figure ??). Grâce à ce diagramme, on peut déterminer dans un premier temps les fréquences modales d'une structure et dans un second temps les amortissements modaux correspondants. Sur ce diagramme, on place deux axes : le premier axe (abscisses) correspond à celui des fréquences et le deuxième axe (ordonnées) correspond à celui des itérations selon n . Si à l'itération n , on trouve n fréquences modales $f_1^{(n)}, f_2^{(n)}, \dots, f_n^{(n)}$; on place alors sur le diagramme de stabilisation n points de coordonnées respectives $(f_1^{(n)}, n), (f_2^{(n)}, n), \dots, (f_n^{(n)}, n)$. On réitère ce processus de construction pour $n = 1, \dots, N$. Si un mode est réellement présent dans la structure, on pourra alors le détecter sur le diagramme ainsi construit, par une ligne verticale de points correspondant à la fréquence modale correspondante.

L'inconvénient de cette procédure est que si n est trop petit, la méthode ne donne pas tous les modes et si n est trop grand, la méthode génère des modes supplémentaires purement numériques. Le diagramme de stabilisation peut donc devenir rapidement illisible. Pour remédier à ce problème, une technique consiste à n'afficher que les fréquences modales obtenues dans au moins deux itérations successives. En pratique, si à l'itération n on trouve une fréquence modale $f_i^{(n)}$, on vérifie qu'à l'itération $n+1$, on retrouve une fréquence modale $f_k^{(n+1)}$ "proche" de $f_i^{(n)}$. Le critère de proximité entre deux fréquences a été choisie telle que $f_k^{(n+1)}$ est dite proche de $f_i^{(n)}$ si $|f_k^{(n+1)} - f_i^{(n)}| \leq e_f$. L'erreur e_f est choisie par l'utilisateur. Si cette condition est validée, on affiche sur le diagramme de stabilisation les deux points de coordonnées $(f_i^{(n)}, n)$ et $(f_k^{(n+1)}, n+1)$. Si un mode est réellement présent dans les signaux étudiés, une ligne sensiblement verticale de points apparaît alors sur le diagramme de stabilisation. Une deuxième condition de proximité peut être ajoutée. Comme pour la fréquence modale, cette condition s'applique sur l'amortissement modal obtenu. Si à l'itération n , on trouve un mode de fréquence $f_i^{(n)}$ et d'amortissement $\zeta_i^{(n)}$, on vérifie que l'on retrouve à l'itération $n+1$ un mode de fréquence $f_k^{(n+1)} = f_i^{(n)} \pm e_f$ et d'amortissement $\zeta_k^{(n+1)} = \zeta_i^{(n)} \pm e_\zeta$. L'erreur e_ζ est choisie par l'utilisateur.

Sur les diagrammes de stabilisation présentés dans la suite de ce document, chaque

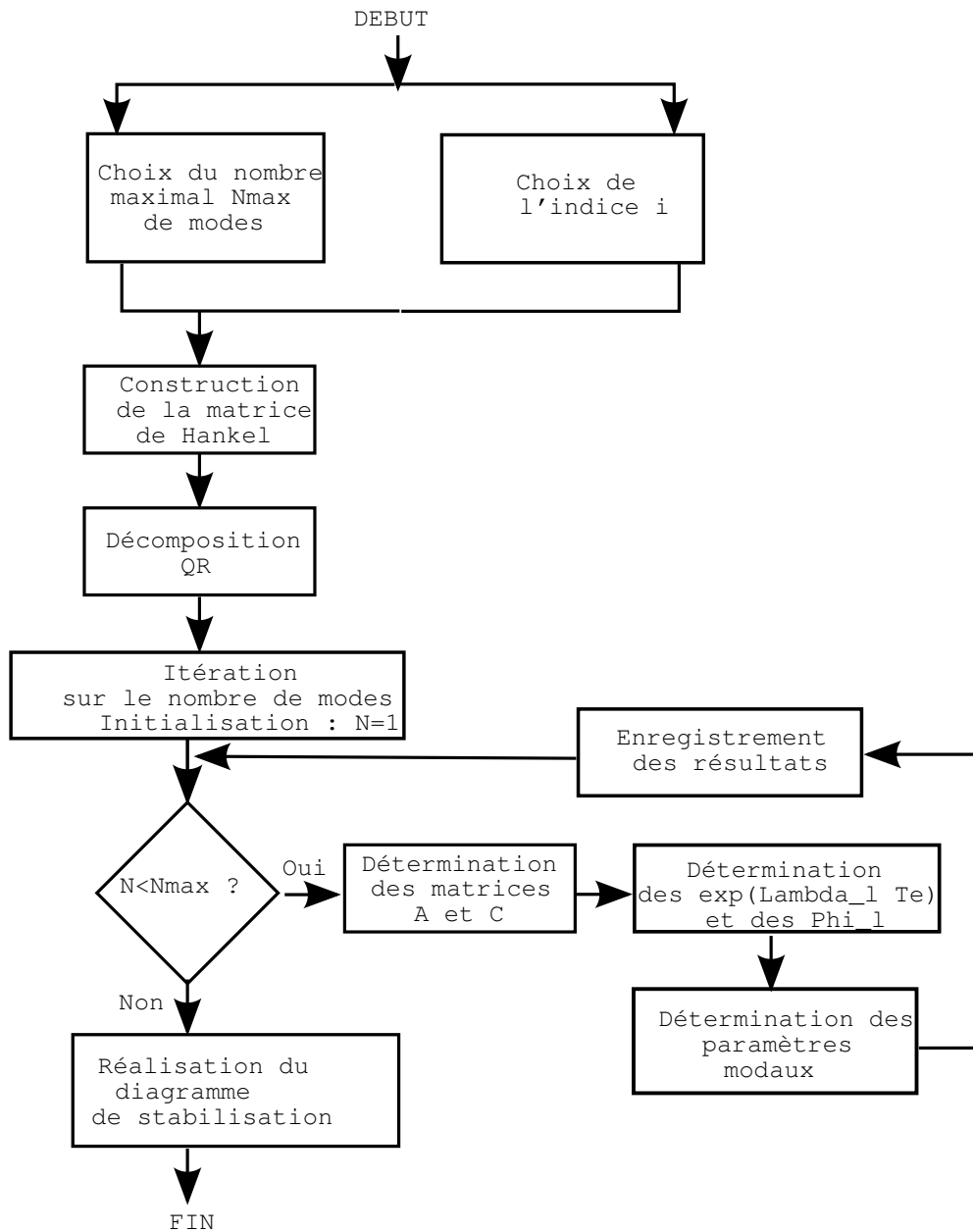


Figure IV.3 – Schéma-bloc de l’algorithme SSI.

résultat obtenu par les méthodes d'analyse modale est représenté par un disque grisé, la nuance de gris indiquant la valeur de l'amortissement trouvé par l'algorithme : un amortissement de 0 % sera représenté par un disque blanc et un amortissement de 10 % sera représenté par un disque noir. Les amortissements supérieurs à 10% sont représentés par un disque dans lequel est placée une étoile. En plus de ces disques, la densité spectrale de puissance moyenne des signaux observés est affichée sur le diagramme. Cela permet de comparer les modes trouvés par l'algorithme et les pics présents sur la courbe.

IV.1.2 Validation sur des signaux de simulation

Afin de valider les algorithmes et leur implémentation, nous les avons testés sur des signaux de synthèse. Ce travail a été réalisé en collaboration avec Adrien Merer lors de son stage de Master 1^{re} année [?]. Ce type de tests permet de plus de comprendre l'influence des paramètres en entrée des algorithmes ou encore la précision des résultats que l'on peut attendre sur les fréquences et amortissements modaux.

a) Construction de signaux de simulation

Pour tester chacune des méthodes, nous avons créé des signaux de simulation correspondant à des structures virtuelles définies à partir de leurs fréquences et amortissements modaux. Les signaux de simulation sont construits sur la base d'une représentation d'état de la structure virtuelle :

- On choisit le nombre n de modes que l'on souhaite identifier ainsi que f_{max} , fréquence déterminant la bande de fréquences d'étude $[0, f_{max}]$.
- Dans cette bande fréquentielle, on choisit d'une part n valeurs correspondant aux n fréquences modales f_r et d'autre part les valeurs des n amortissements modaux ζ_r correspondants.
- Il faut alors choisir les matrices modales de masse, de raideur et d'amortissement de la structure virtuelle. Pour cela on crée trois matrices diagonales M^d , C^d et K^d . Si on note x_{ij} le coefficient de la i^e ligne de la j^e colonne de la matrice X , ces matrices sont construites de telle sorte que :
 - M^d est la matrice identité : $m_{ii} = 1$ (et $m_{ij} = 0$ si $j \neq i$),
 - C^d telle que $k_{ii} = \omega_i^2 \times m_{ii}$ et
 - K^d telle que $c_{ii} = \zeta_i \times 2\sqrt{m_{ii} \times k_{ii}}$

Ces trois matrices M^d , C^d et K^d sont alors les matrices modales de masse, de raideur et d'amortissement de la structure virtuelle.

- Nous créons ensuite un ensemble de n vecteurs aléatoires, chacun de dimension n . Ces vecteurs colonnes sont rassemblés dans une matrice V (en veillant à ce que le rang de V soit égal à n). Ces vecteurs sont supposés être les vecteurs propres de la structure de simulation.
- Les matrices de masse M , de raideur K et d'amortissement C sont alors obtenues à partir des relations : $M = VM^dV^{-1}$, $K = VK^dV^{-1}$ et $C = VC^dV^{-1}$.
- Dans la formulation des espaces d'état, la matrice d'état A du système s'écrit directement en fonction de ces matrices. Après avoir obtenu la matrice A et en supposant

que l'excitation est un bruit blanc, on utilise la représentation en espace d'état pour obtenir une série d'échantillons d'observations de la structure.

Pour les tests de simulation, nous avons utilisé un même signal de simulation échantillonné à 400 Hz, composé de 7 modes respectivement à 20, 50, 80, 90, 110, 160 et 190 Hz et tous avec le même amortissement (1%). Cette bande fréquentielle correspond à celle étudiée pour le TGV. Pour le diagramme de stabilisation, nous avons fixé e_f à 1% et le e_ζ à 10%. Les diagrammes de stabilisation sont présentés sur la figure ??.

Sur la figure ??, on peut voir que toutes les méthodes trouvent les fréquences modales du modèle. En effet, les principales lignes verticales correspondent à chacune des fréquences modales présentes dans le signal. Cependant, on peut constater que le nombre de modes à demander en entrée de chaque algorithme afin d'obtenir au minimum l'ensemble de toutes les fréquences présentes dans le signal est d'environ $N = 15$, soit environ le double du nombre de fréquences initialement présentes. On peut aussi voir tous les artefacts numériques apparaissant lorsque le nombre de modes demandé devient trop grand ($N \gtrsim 35$) ce qui peut induire en erreur dans une recherche sans connaissance a priori des fréquences présentes. Toujours sur cette même figure, on peut remarquer que les méthodes fondées sur l'intercorrélation (LSCE, LSCd ou ARMA) donnent un même type de diagramme avec des lignes de points verticales supplémentaires placées entre chaque fréquence modale. Pour la méthode SSI, les points du diagramme de stabilisation se concentrent autour des fréquences modales contrairement aux autres méthodes qui "rajoutent" des modes à des fréquences plus éloignées. Entre la méthode LSCE et LSCd, le diagramme de stabilisation ne semble pas montrer d'avantages pour l'une ou l'autre des deux méthodes.

Le tableau ?? présente les valeurs des fréquences et amortissements trouvés pour $N = 15$ pour chacune des méthodes. Les méthodes donnent les valeurs correctes des fréquences. Cependant, les erreurs sur les amortissements sont plus grandes que celles sur les fréquences et ce plus particulièrement pour la méthode SSI.

Les graphiques de la figure ?? et le tableau ?? présentent les résultats obtenus avec les méthodes d'analyse modale pour des signaux de simulation contenant 7 fréquences modales (20, 50, 80, 90, 110, 160, 190 Hz) avec des amortissements respectifs de : 20%, 10%, 2%, 1%, 0.2%, 0.1% et 0% (signal harmonique).

Ces graphiques montrent que, comme on peut s'y attendre, plus l'amortissement est élevé, plus les méthodes ont des difficultés à identifier un mode. Les différentes méthodes ne semblent pas gênées par un mode avec un amortissement nul (assimilé à une excitation harmonique). Les valeurs des fréquences et amortissements obtenus sont présentées dans le tableau ?. Les valeurs écrites en italique sont des valeurs obtenues à partir du diagramme de stabilisation avec des lignes verticales comportant peu de points, ces valeurs sont donc écrites à titre indicatif. Sur ce même tableau, on peut noter que les erreurs sur les fréquences sont relativement faibles par rapport à celles sur l'amortissement. Ces erreurs sont d'autant plus fortes que l'amortissement est grand. On peut noter que les résultats des méthodes LSCE et LSCd présentent des erreurs plus faibles que les deux autres méthodes. Ceci est un avantage de plus pour ces deux méthodes car elles sont aussi plus rapides que les méthodes ARMA et SSI. Cependant, entre la méthode LSCE et la méthode LSCd, les résultats sont ici semblables. Ceci est cohérent car ces tests sont réalisés sur des signaux de simulation sans

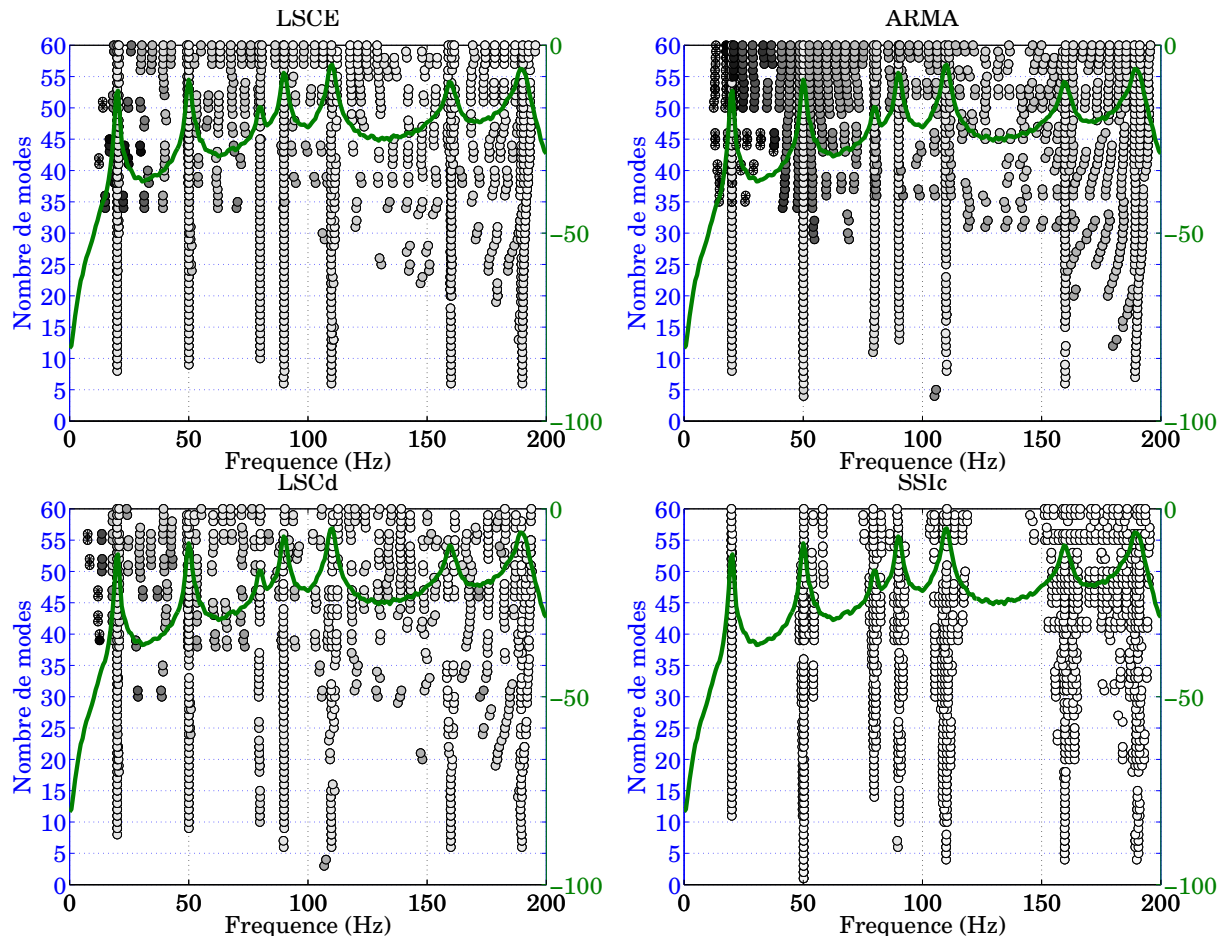


Figure IV.4 – Diagrammes de stabilisation obtenus avec les méthodes LSCE, LSCd, ARMA et SSI pour un signal de simulation composé de 7 fréquences modales (20, 50, 80, 90, 110, 160, 190 Hz) avec le même amortissement (1%). Pour les méthodes LSCE, LSCd, ARMA, $L = 500$. Pour la méthode LSCd, le paramètre de retard $d = 4 * n + 1$ (avec n le nombre de modes demandé à chaque itération). Pour la méthode SSI, le paramètre $i = 3n$.

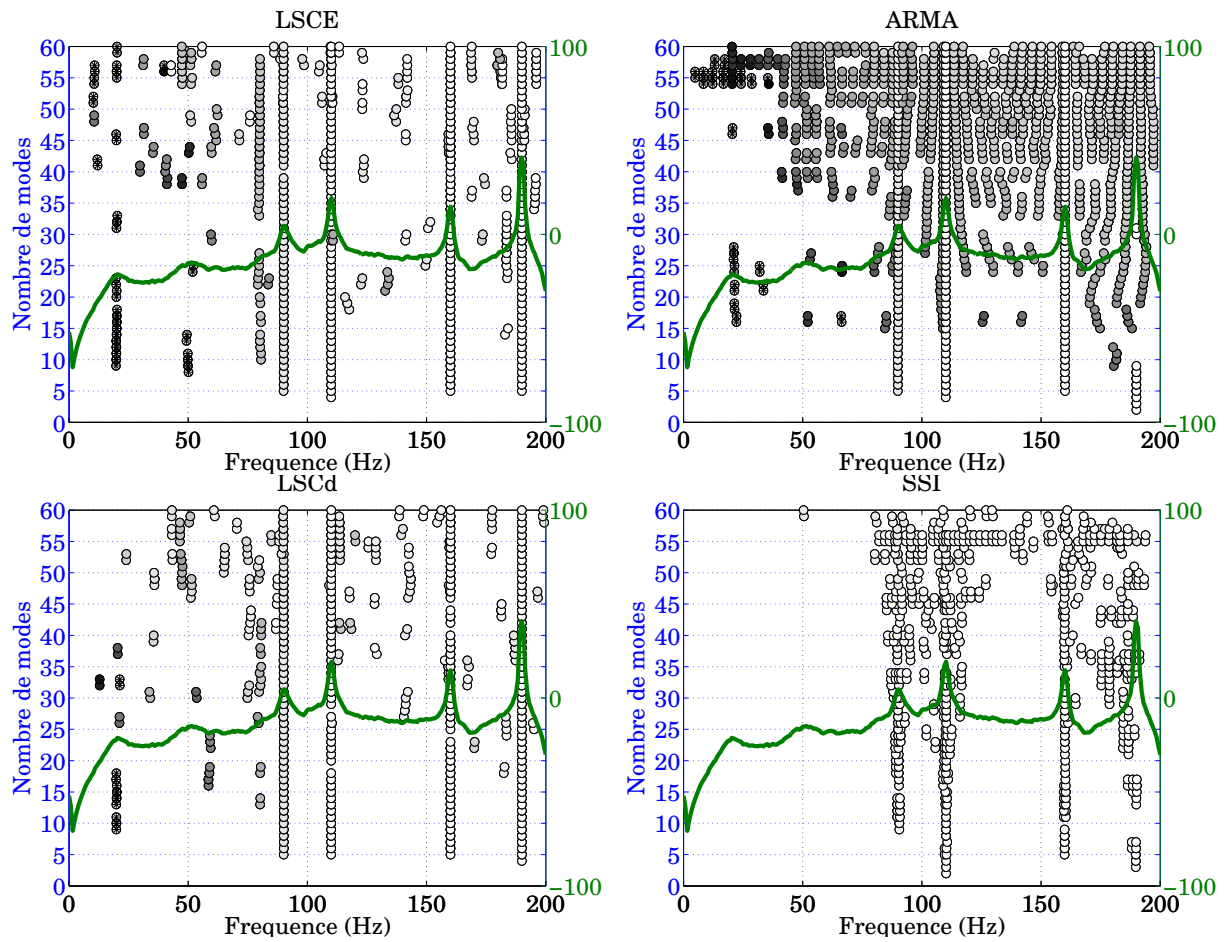


Figure IV.5 – Diagrammes de stabilisation obtenus avec les méthodes LSCE, LSCd, ARMA et SSI pour des signaux de simulation contenant 7 fréquences modales (20, 50, 80, 90, 110, 160, 190 Hz) 20%, 10%, 2%, 1%, 0.2%, 0.1% et 0% (signal harmonique). Pour les méthodes LSCE, LSCd, le paramètre L est égal à $2N$, pour la méthode ARMA, il est égal à 500. Pour la méthode LSCd, le paramètre de retard $d = N$. Pour la méthode SSI, le paramètre $i = 3N$.

Freq. (Hz) et amort. (%)	LSCE	LSCd	ARMA	SSI
20 Hz Amort. 1%	20,00 Hz 0,97%	20,00 Hz 0,96%	20,01 Hz 0,88%	20,02 Hz 0,49%
50 Hz Amort. 1%	50,02 Hz 0,86%	50,05 Hz 0,79%	50,04 Hz 0,89%	50,31 Hz 1,63%
80 Hz Amort. 1%	79,95 Hz 0,90%	79,86 Hz 1,09%	79,90 Hz 1,07%	79,78 Hz 2,85%
90 Hz Amort. 1%	90,00 Hz 0,90%	89,96 Hz 0,87%	90,28 Hz 0,97%	90,17 Hz 2,95%
110 Hz Amort. 1%	109,86 Hz 1,03%	109,72 Hz 0,81%	109,95 Hz 1,10%	108,46 Hz 1,77%
160 Hz Amort. 1%	160,00 Hz 0,99%	159,85 Hz 0,66%	159,88 Hz 0,82%	159,79 Hz 3,00%
190 Hz Amort. 1%	190,06 Hz 1,09%	189,62 Hz 1,11 0%	190,05 Hz 0,74%	190,24 Hz 2,68%

Tableau IV.1 – Fréquences et amortissements modaux obtenus pour $N = 15$ pour les signaux présentés sur les graphiques de la figure ???. Les fréquences (f) sont en Hz et les amortissements (ζ) sont en %.

ajout d'un bruit représentatif d'un éventuel bruit de mesure.

IV.1.3 Validation sur des signaux expérimentaux du système plaque/cavité

Cette première expérimentation a pour but de valider les algorithmes d'analyse modale opérationnelle implémentés et d'analyser rapidement leur performances sur un système expérimental comptant plus de bruit de mesure que des signaux de simulation.

Les enregistrements ont été réalisés dans les conditions présentées dans la section consacrée aux expérimentations du chapitre ???. Pour chaque série, on enregistre 6 signaux mesurés de façon synchrone :

1. le signal électrique envoyé à la source (un haut-parleur ou un pot-vibrant),
2. la pression en face du haut-parleur (si la source est le haut-parleur) ou l'accélération de la plaque à côté du pot vibrant (si la source est le pot vibrant),
3. la pression affleurant la plaque mesurée avec un microphone 1/2" B& K,
4. l'accélération en un point de la plaque,
5. la pression en un point de la cavité mesurée avec un microphone 1/4" GRASS,
6. l'accélération en un point du support du système plaque/cavité ou sur la cavité rigide.

En ne considérant respectivement que le signal d'accélération sur la plaque et que le signal de pression à l'intérieur de la cavité (axe parallèle à la plaque, proche plaque)(avec le signal électrique en signal de référence pour la méthode LSCE), nous obtenons les résultats

Freq. (Hz) et amort. (%)	LSCE	LSCd	ARMA	SSI
20 Hz Amort. 20%	19,97 Hz 15,6%	20,32 Hz 12,4%	21,62 Hz 12,6%	<i>non trouv.</i> <i>non trouv.</i>
50 Hz Amort. 10%	49,31 Hz 2,1%	48,73 Hz 2,5%	51,97 Hz 4,5%	50,37 Hz 0,85%
80 Hz Amort. 2%	79,64 Hz 2,2%	80,00 Hz 2,5%	86,21 Hz 2,6%	82,43 Hz 0,54%
90 Hz Amort. 1%	89,62 Hz 0,9%	90,05 Hz 0,9%	89,71 Hz 2,3%	89,82 Hz 0,33%
110 Hz Amort. 0,2%	110,00 Hz 0,2%	110,01 Hz 0,2%	110,14 Hz 1,8%	110,08 Hz 0,14%
160 Hz Amort. 0,1%	160,04 Hz 0,09%	160,04 Hz 0,1%	160,06 Hz 0,1%	159,9 Hz 0,080%
190 Hz Amort. 0%	189,99 Hz 0,00%	190,00 Hz 0,0 0%	190,00 Hz 0,0 0%	190,00 Hz 0,01%

Tableau IV.2 – Fréquences et des amortissements trouvés pour les signaux de simulation. Les résultats de la méthode LSCd ne sont pas présentés car ils sont très proches de la méthode LSCE.

présentés respectivement sur la figure ?? et ?. Les tableaux ?? et ?? présentent les fréquences et amortissements obtenus avec l'analyse modale.

D'après les graphiques des figures ?? et ??, on peut voir que la détermination des modes est plus aisée en basses qu'en hautes fréquences. En effet, les lignes verticales des diagrammes de stabilisation se distinguent clairement en basses fréquences. Par contre, pour les fréquences plus élevées, on peut observer un bruit dans les résultats qui ne permet pas de déterminer les fréquences modales de la structure avec certitude. On peut notamment voir le phénomène, classique en analyse modale opérationnelle, de "doublement de fréquence". Lorsque le nombre de modes demandé devient trop grand, l'algorithme ajoute une fréquence juste à côté d'une autre fréquence trouvée précédemment. Cela donne donc l'illusion d'un mode se divisant en deux branches sur le diagramme de stabilisation. Sans connaissance a priori des fréquences modales de la structure, il est donc difficile de distinguer le cas où deux fréquences proches sont réellement contenues dans le signal du cas où ce phénomène est un artéfact numérique.

Les artéfacts numériques dus au phénomène de "doublement de fréquence" sont très visibles sur les diagrammes de stabilisation de la méthode ARMA. Les diagrammes de stabilisation de la méthode SSI montrent que cette méthode trouve moins de modes que les autres méthodes. Cependant, on peut noter que cette méthode semble se concentrer sur les fréquences modales de plus haute énergie et donne moins de points dus aux artéfacts numériques. On peut enfin noter que les diagrammes des méthodes LSCE et LSCd sont semblables.

Les tableaux ?? et ?? montrent également que les fréquences obtenues à partir des signaux d'accélération puis des signaux de pression sont assez proches ou très proches. Ce jugement est plus mitigé en ce qui concerne les résultats les amortissements qui présentent des valeurs très différentes en fonction des méthodes. Comme on pouvait s'y attendre, les résultats des méthodes LSCE et LSCd sont cependant semblables.

La figure ?? présente un histogramme permettant de comparer les fréquences théoriques obtenues par Caprice, auxquelles nous avons ajouté les fréquences théoriques de la cavité rigide, et les fréquences obtenues par la méthode LSCE. On peut noter sur cette figure que la plupart des fréquences théoriques sont retrouvées par l'analyse modale. Cependant, les 4^e et 9^e fréquences théoriques ne sont pas trouvées. Cela est dû à la présence de fréquences modales théoriques (la 3^e et la 8^e) très proches qui sont cependant trouvées par l'analyse modale. La théorie n'indique pas de fréquences à 200 Hz (2^e fréquence sur la figure). Cette fréquence est trouvée avec la méthode LSCE mais on peut se rendre compte par comparaison avec les diagrammes de stabilisation des autres méthodes que cette fréquence ne semble pas être une fréquence modale car les lignes verticales pour la méthode ARMA et SSI sont moins prononcées et ce plus particulièrement pour les résultats en pression. De plus, on peut noter les erreurs sur les fréquences entre la théorie et l'analyse modale pour les plus hautes fréquences. Ces erreurs proviennent en partie du fait que les diagrammes de stabilisation sont plus difficiles à interpréter pour ces plus hautes fréquences comme dit précédemment.

Les méthodes d'analyse modale opérationnelle présentées ici ont été testées sur des signaux de simulations et des signaux expérimentaux. Parmi les quatre méthodes utilisées, nous pouvons citer la méthode LSCE qui permet d'obtenir des résultats calculés rapidement et avec une erreur relativement faible sur les fréquences et l'amortissement (principalement pour les signaux de simulation). Nous pouvons aussi citer la méthode SSI, méthode de calcul plus longue que la méthode LSCE, qui donne des résultats plus aisés à lire sur le diagramme de stabilisation mais avec une très grande erreur sur l'amortissement, même pour des signaux de simulation.

Les tests sur les signaux enregistrés à l'intérieur du système plaque/cavité expérimental montrent toutefois qu'il est nécessaire de recouper les résultats afin de s'assurer de leur véracité.

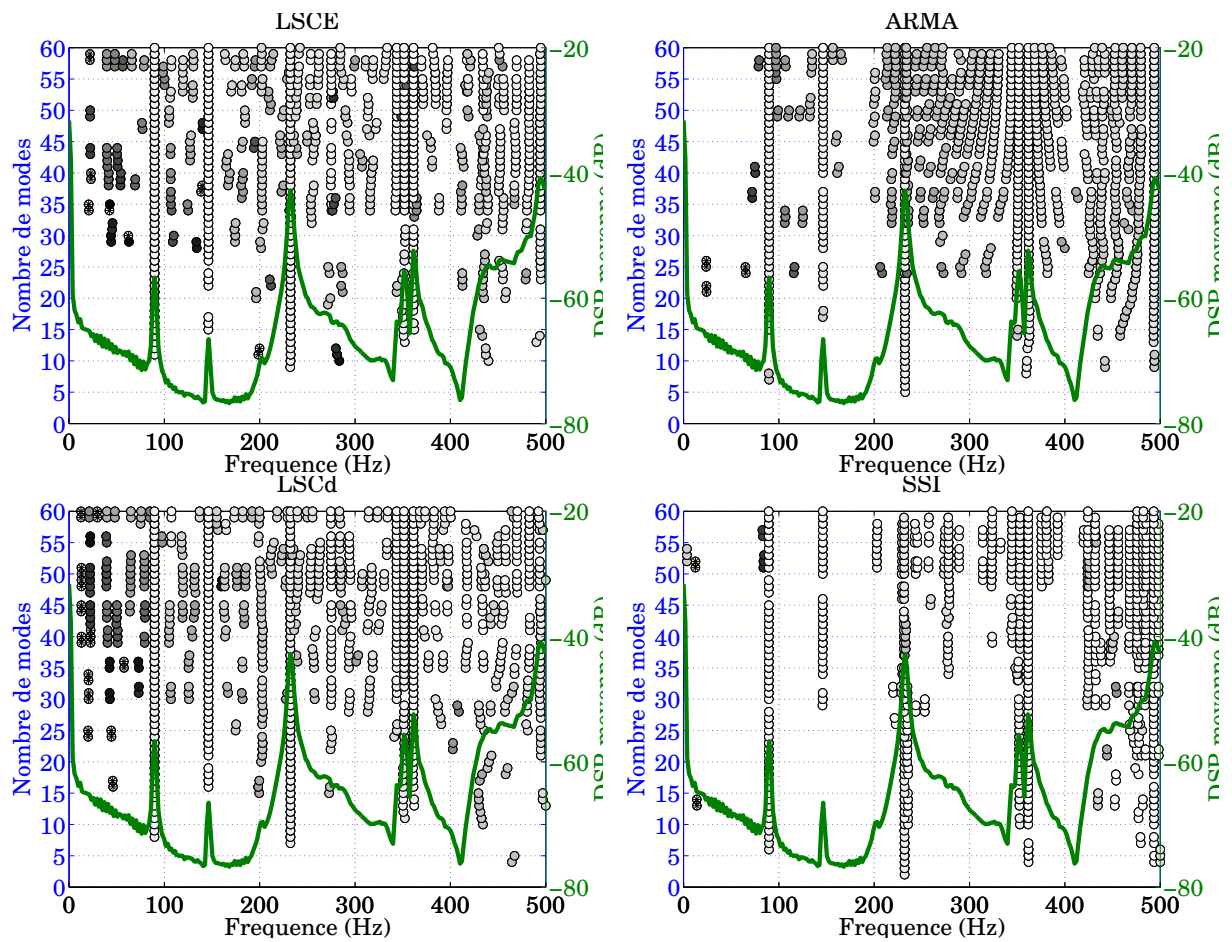


Figure IV.6 – Diagrammes de stabilisation obtenus avec les méthodes LSCE, LSCd, ARMA et SSI pour un signal d'accélération sur la plaque. Pour les méthodes LSCE, LSCd et ARMA, le paramètre L est égal à 500. Pour la méthode LSCd, le paramètre de retard $d = N$. Pour la méthode SSI, le paramètre $i = 3N$.

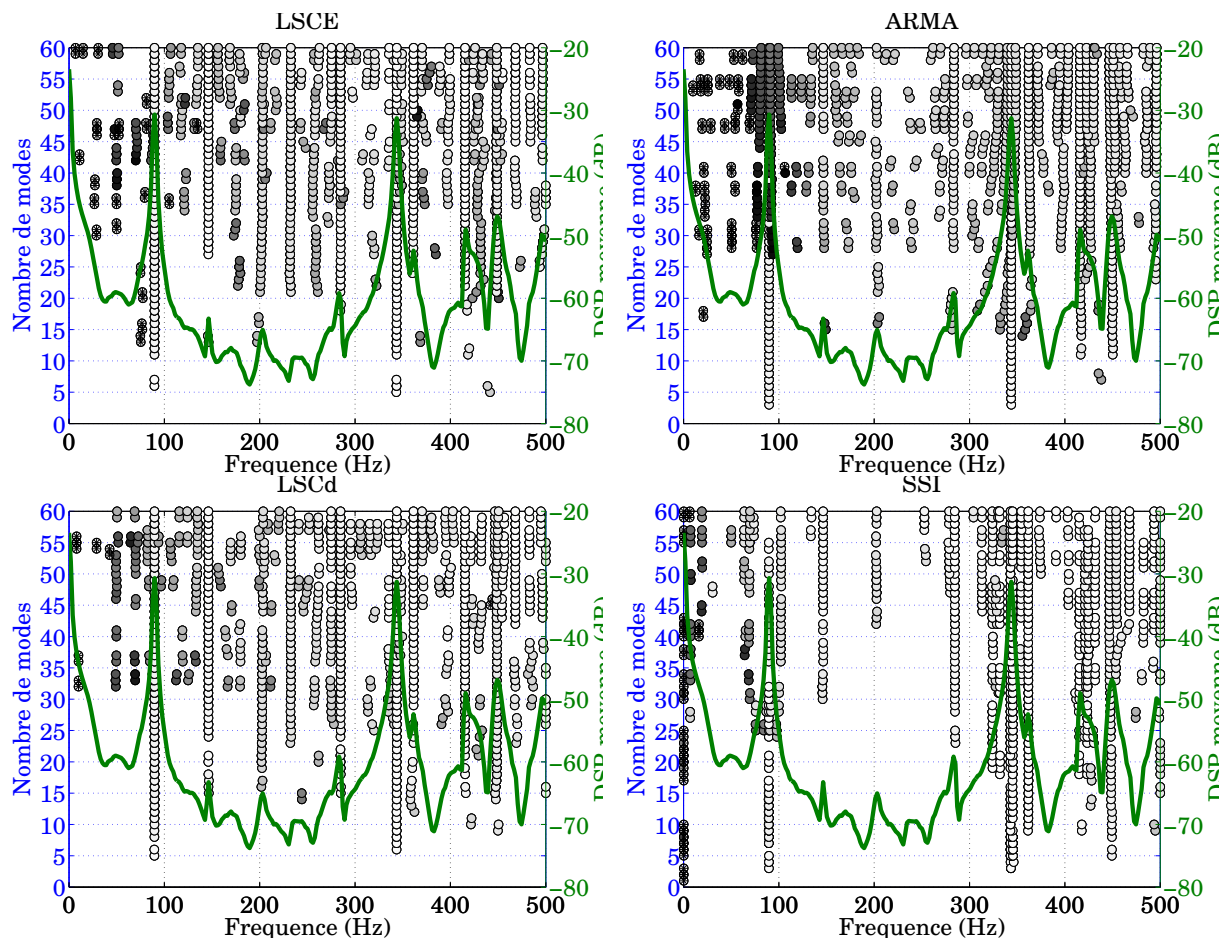


Figure IV.7 – Diagrammes de stabilisation obtenus avec les méthodes LSCE, LSCd, ARMA et SSI pour un signal de pression à l’intérieur de la cavité (axe parallèle à la plaque, proche de la plaque). Les paramètres sont identiques à ceux des diagrammes présentés sur la figure ??.

LSCE (f_r, ξ_r)	LSCd (f_r, ξ_r)	ARMA (f_r, ξ_r)	SSI (f_r, ξ_r)
89,70 Hz 0,5%	89,71 Hz 0,5%	90,64 Hz 1,2%	90,01 Hz 0,6%
146,24 Hz 0,2%	146,20 Hz 0,2%	145,20 Hz 1,0%	146,17 Hz 0,2%
195,68 Hz 2,8%	201,11 Hz 2,4%		202,95 Hz 0,6%
232,28 Hz 0,6%	232,19 Hz 1,7%	230,61 Hz 2,0%	233,51 Hz 0,4%
	278,88 Hz 0,9%		275,24 Hz 0,4%
346,24 Hz 1,1%	344,24 Hz 0,6%	350,62 Hz 0,5%	346,33 Hz 0,4%
353,81 Hz 1,0%	355,91 Hz 0,5%	0,5%	355,75 Hz 0,2%
359,55 Hz 0,5%	365,54 Hz 0,5%	359,75 Hz 0,5%	362,19 Hz 0,3%
433,48 Hz 1,8%			
496,84 Hz 3,2%	495,21 Hz 2,6%	492,66 Hz 0,9%	490,2 Hz 0,2%

Tableau IV.3 – Fréquences et amortissements obtenus avec l'analyse modale opérationnelle des signaux d'accélération mesurés sur le système plaque/cavité.

LSCE (f_r, ξ_r)	LSCd (f_r, ξ_r)	ARMA (f_r, ξ_r)	SSI (f_r, ξ_r)
89,70 Hz 0,5%	89,69 Hz 0,5%	90,16 Hz 2,7%	90,01 Hz 0,1%
146,22 Hz 0,3%	146,20 Hz 0,2%	146,77 Hz 1,3%	145,50 Hz 0,4%
198,42 Hz 2,8%	203,81 Hz 1,8%	202,02 Hz 1,3%	202,20 Hz 1,1%
232,58 Hz 0,8%	228,34 Hz 1,4%		233,51 Hz 0,4%
272,18 Hz 1,4%			
282,04 Hz 0,7%	284,59 Hz 1,0%	283,52 Hz 1,4%	283,29 Hz 0,3%
342,58 Hz 0,9%	344,24 Hz 0,6%	341,75 Hz 0,8%	343,88 Hz 0,3%
362,07 Hz 1,4%	355,24 Hz 0,7%	357,53 Hz 0,6%	361,57 Hz 0,2%
415,02 Hz 0,5%	416,3 Hz 0,7%		413,05 Hz 0,3%
445,54 Hz 2,4%	446,0 Hz 0,8%	432,91 Hz 0,9%	446,80 Hz 0,4%
492,00 Hz 1,0%		488,43 Hz 0,8%	499,0 Hz 0,6%

Tableau IV.4 – Fréquences et amortissements obtenus avec l’analyse modale opérationnelle des signaux de pression mesurés dans le système plaque/cavité.

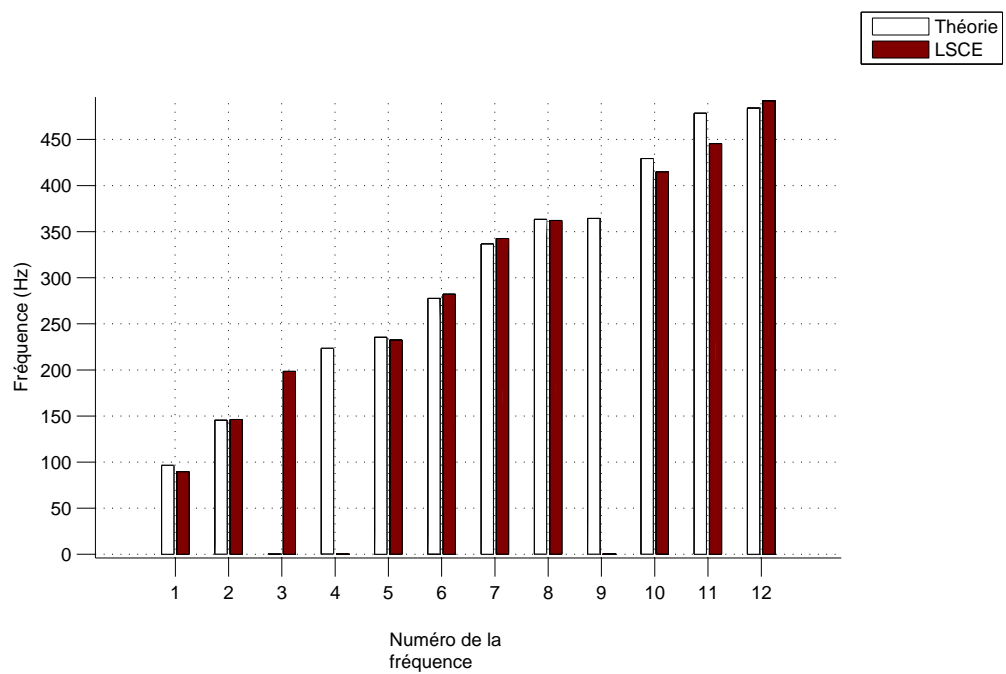


Figure IV.8 – Comparaison entre les 12 premières fréquences théoriques du système plaque/cavité obtenues avec Caprice et les fréquences obtenues avec l'analyse modale opérationnelle (méthode LSCE) avec les signaux de pression.

IV.2 Analyse modale opérationnelle sur un TGV

Après avoir validé les méthodes d'analyse modale opérationnelle, nous avons réalisé une analyse modale opérationnelle sur des signaux synchrones de pression et d'accélération enregistrés à l'intérieur d'un TGV Réseau. Cette partie présente dans un premier temps l'expérimentation que nous avons réalisée et dans un deuxième temps les résultats de l'analyse modale opérationnelle.

IV.2.1 Enregistrements de signaux à l'intérieur d'un TGV

L'expérimentation consiste à enregistrer des pressions et accélérations à l'intérieur d'une voiture de première classe de TGV Réseau (à un niveau). Le TGV utilisé est un train de la SNCF, nommé Mélusine, destiné à réaliser des mesures d'état des voies. C'est un train d'expérimentation cependant semblable, dans sa configuration, à un train commercial auquel est ajoutée une voiture de mesure derrière une des motrices. Les voitures sont donc vides de passagers hormis les expérimentateurs.

L'acquisition se fait grâce à un système PAK de Müller-BBM sur lequel sont connectés sept microphones 1/4" ICP 40PR de GRASS, un microphone Ambisonic (4 voies) et cinq accéléromètres. Les mesures de pression utilisées dans cette étude sont celles réalisées avec les sept microphones de mesure. Quatre accéléromètres sont monoaxes et le cinquième est un accéléromètre triaxe. Ceci donne donc sept mesures d'accélération. Les mesures de pression sont échantillonnées à 48000 Hz et les mesures d'accélération à 3000 Hz.

Les enregistrements sont réalisés sur la ligne à grande vitesse entre Paris et Le Mans. Le trajet s'est déroulé en plusieurs étapes présentées sur la figure ?? et le tableau ?. Ce tableau donne les détails de chaque arrêt de Melusine ainsi que les conditions expérimentales de chaque session de mesure. L'aller Paris-Le Mans a permis de faire des enregistrements dans une première configuration de capteurs, le retour une deuxième configuration.



Figure IV.9 – Carte des lignes ferroviaires empruntées pour le trajet avec Melusine : Paris, Dangeau, Villeperdue, Dangeau, Le Mans, Dangeau, Paris.

	Ville	Horaire	Vitesse	Conf.	Remarques
Dpart	Paris	08h10			
Arrêt	Villeperdue	09h13			
Mesure		09h15	0 km/h	1	enregistrement 5 minutes avec et sans climatisation
Départ	Villeperdue	09h39			
Mesure		09h54	285 km/h	1	enregistrement 5 minutes avec deux croisements de trains
Arrêt	Dangeau	10h16			
Départ	Dangeau	10h45			
Mesure		11h01	300 km/h	1	enregistrement 2 min.
Mesure		11h03	300 km/h->0 km/h	1	enregistrement 5 minutes en freinage
Arrêt	Le Mans	11h10			
Départ	Le Mans	12h20			
Mesure		12h48	300 km/h	2	enregistrement 5 minutes avec croisement d'un train
Mesure		13h03	300 km/h + freinages	2	enregistrement 5 minutes et passage dans 3 tunnels
Arrêt	Paris	13h15			

Tableau IV.5 – Arrêts et mesures sur le trajet de Melusine. L'abréviation Conf. correspond aux deux configurations de capteurs décrites dans les paragraphes "Première configuration" et "Deuxième configuration"

Dans la première configuration, il y a deux groupes de capteurs. Un groupe se situe au milieu de la voiture (siège 51, cf. figure ??) et l'autre groupe se situe près de l'intercirculation (espace entre deux voitures) (sièges 82-83).

Le premier groupe est constitué de :

- deux accéléromètres monoaxes placés respectivement sur la fenêtre correspondant au siège 51 et sous l'accoudoir (côté couloir) du siège 51 ;
- un accéléromètre triaxial placé au pied de la table entre les sièges 52-53-55-56 ;
- trois microphones de mesure situés sur le repose-tête du siège 51. Ces trois microphones sont fixés à un tube en composite sanglé au siège. Un microphone est proche de la fenêtre, un microphone est placé au centre du siège (niveau de la tête d'un passager) et le dernier microphone est placé dans le couloir ;
- un microphone Ambisonic, face au siège 51.

Le deuxième groupe est constitué de :

- deux accéléromètres monoaxes placés respectivement sur la fenêtre correspondante au siège 83, sous l'accoudoir entre les sièges 82 et 83 ;
- quatre microphones de mesure situés sur le repose-tête des sièges 82-83. Ces quatre microphones sont fixés à un tube en composite sanglé aux sièges. Un microphone est

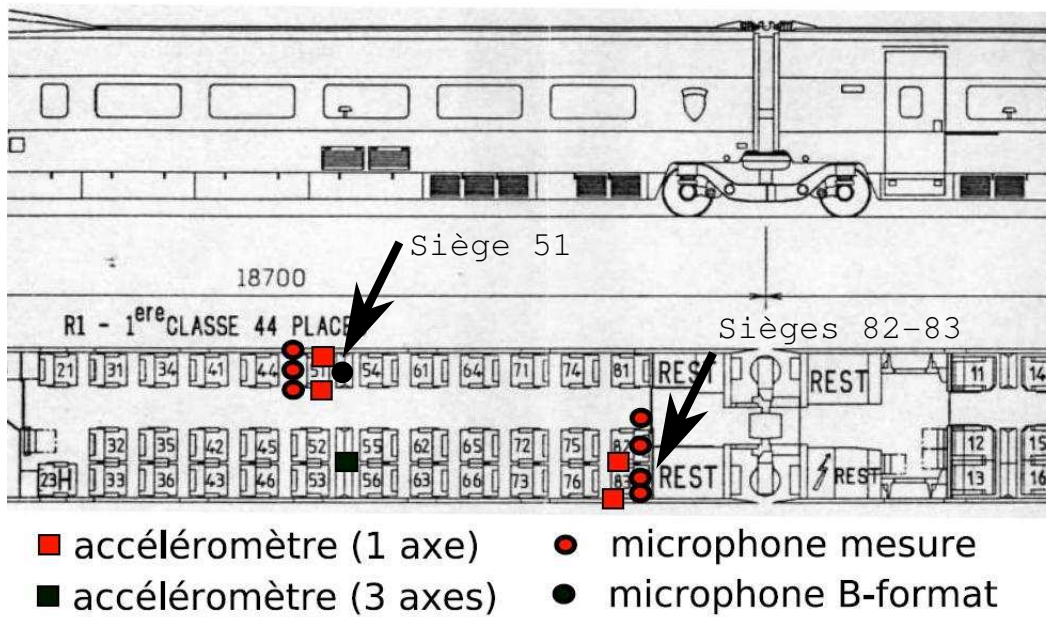


Figure IV.10 – Position des capteurs dans la première configuration (sens Paris -> Le Mans) à l'intérieur de Mélusine

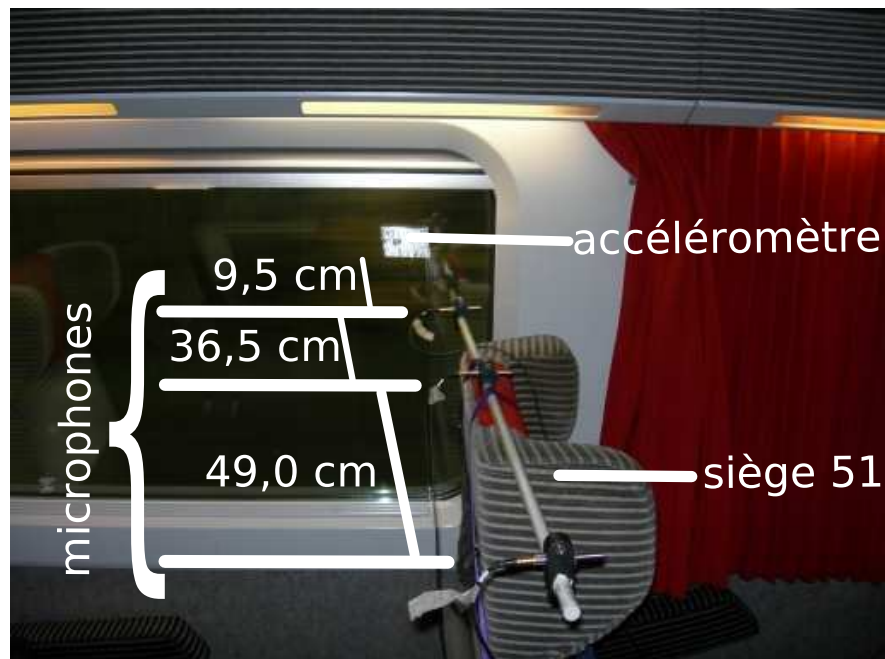


Figure IV.11 – Position des microphones de mesure et de l'accéléromètre sur la vitre pour le premier groupe dans la première configuration

proche de la fenêtre, deux microphones sont placés au centre du siège 82 et du siège 83 (niveau de la tête d'un passager) et le dernier microphone est placé dans le couloir.

Dans la deuxième configuration, il y a également deux groupes de capteurs. Un groupe se situe dans l'intercirculation entre les deux voitures et l'autre groupe se situe près de l'intercirculation (siges 12-13) dans la voiture adjacente (cf. figure ??).

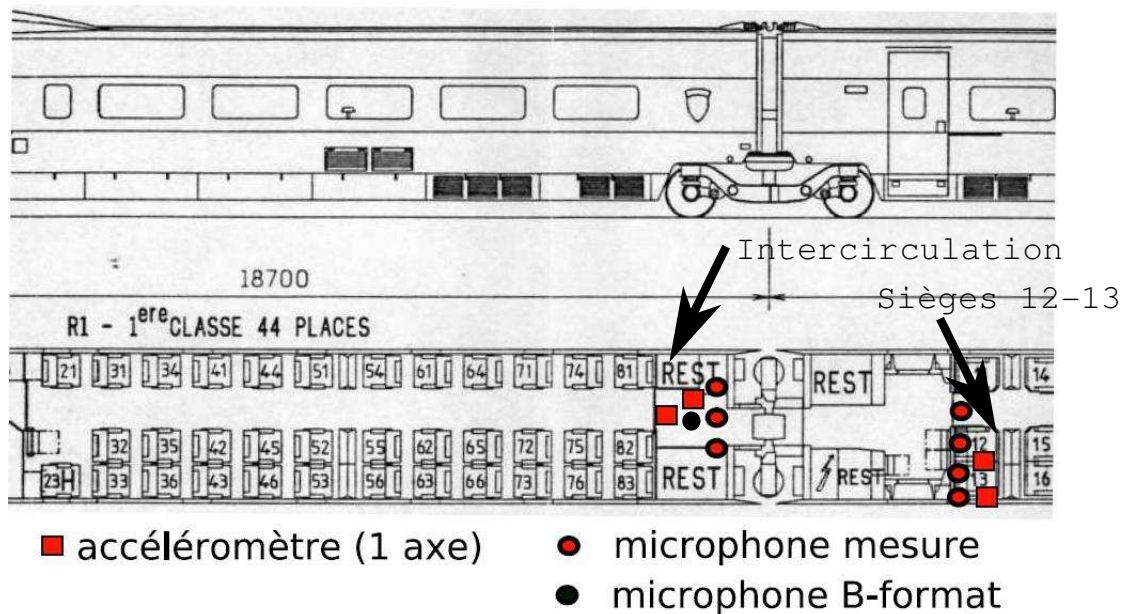


Figure IV.12 – Position des capteurs dans la deuxième configuration (sens Le Mans -> Paris) à l'intérieur de Mélusine

Le premier groupe est constitué de :

- un accéléromètre monoaxe placé dans l'intercirculation, situé au dessus de la porte ;
- un accéléromètre triaxial placé au sol dans l'intercirculation ;
- trois microphones de mesure situés au milieu de l'intercirculation ;
- un microphone B-format, placé au milieu de l'intercirculation.

Le deuxième groupe est constitué de :

- deux accéléromètres monoaxes placés respectivement sur la fenêtre correspondante au siège 13, sous l'accoudoir entre les sièges 12 et 13 ;
- quatre microphones de mesure situés sur le repose tête des sièges 12-13. Ces quatre microphones sont fixés à un tube en composite sanglé aux sièges. Un microphone est proche de la fenêtre, deux microphones sont placés au centre du siège 12 et du siège 13 (niveau de la tête d'un passager) et le dernier microphone est placé dans le couloir.

IV.2.2 Résultats

Nous avons réalisé une analyse modale sur les signaux de pression et d'accélération enregistrés. Pour plus de lisibilité, seuls les résultats de la méthode LSCE sont présentés. À partir des résultats, nous avons essayé d'identifier les comportements vibratoires de la structure en fonction de la vitesse et de la position à l'intérieur du train.

Résultats en fonction de la vitesse du train Les graphiques des figures ?? et ?? présentent les diagrammes de stabilisation obtenus pour la méthode LSCE pour trois vitesses (0, 285 et 300 km/h) respectivement pour les signaux d'accélération et de pression en entrée. À l'arrêt (0 km/h), les signaux utilisés contiennent l'enregistrement des pressions et accélérations lorsque l'équipement électrique du TGV (principalement la climatisation) est en marche.

Sur les graphiques de la figure ??, qui correspondent aux signaux d'accélération, on peut tout d'abord noter les différences entre les densités spectrales de puissance (DSP) moyennes des signaux :

1. Comme on peut s'y attendre, le niveau à l'arrêt est plus faible que celui à 285 et 300 km/h. Le niveau global à 285 km/h est légèrement inférieur à celui à 300 km/h.
2. La DSP à l'arrêt présente des pics très marqués correspondant aux vibrations induites par l'équipement électrique du train. Ces pics ne semblent pas être présents dans les DSP correspondant aux vitesses 285 et 300 km/h.
3. Entre ces deux dernières DSP, on peut noter que les pics les plus prononcés en très basses fréquences sont communs. Par contre, l'influence de la vitesse peut être visible sur les deux pics autour de 80 et 130 Hz pour la DSP à 285 km/h qui semblent s'être décalés autour de 90 et 140 Hz à 300 km/h.

On peut faire le même type de remarque à propos des graphiques de la figure ?? qui correspondent aux signaux de pression :

1. Les DSP des signaux de pression présentent des pics moins marqués que celles des signaux d'accélération.
2. Comme on peut aussi s'y attendre, le niveau à l'arrêt est plus faible que celui à 285 et 300 km/h. Le niveau global à 285 km/h est équivalent à celui à 300 km/h.
3. Les remarques 2 et 3 faites pour les DSP des signaux d'accélération s'appliquent aussi pour les DSP des signaux de pression.

Les résultats de l'analyse modale opérationnelle sont présentés dans les tableaux ?? et ?? respectivement pour les signaux d'accélération et de pression. D'un point de vue général, les résultats pour les signaux d'accélération ont été obtenus plus facilement que ceux pour les signaux de pression. En effet, comme noté plus haut, les pics des DSP des signaux pressions sont moins accentués que ceux des signaux d'accélération. Ceci indique que peu de fréquences ont une forte densité d'énergie et donc les algorithmes d'analyse modale opérationnelle détectent difficilement les modes correspondants. Parmi les résultats obtenus avec les signaux de pression, la difficulté principale s'est présentée pour le signal à 285 km/h à partir de 100 Hz. Pour les signaux à 300 km/h, certains pics sont plus accentués et les résultats sont alors plus précis.

Les résultats présentés dans les tableaux ?? et ?? montrent que :

1. Pour chaque vitesse, pour les signaux d'accélération et de pression, le nombre de modes trouvé par l'analyse modale est autour de 20.
2. Entre les résultats à l'arrêt et les résultats à vitesse non nulle, on peut remarquer que les fréquences communes sont principalement les multiples du 50 Hz (à 50, 100, 150 et 200 Hz). Les autres fréquences communes sont autour de 12 Hz et 75 Hz. Cependant, l'amortissement correspondant est toujours plus fort à vitesse non nulle.

-
3. Entre les résultats obtenus à l'arrêt pour la pression et ceux pour l'accélération, les fréquences et amortissements obtenus sont cohérents. Les fréquences obtenues sont en effet très proches. Cette remarque est moins fondée pour les amortissements où des écarts peuvent apparaître, comme par exemple pour la première fréquence à 2-3 Hz où l'amortissement est de 9,03% pour l'accélération et de 47,53% pour la pression. Cette différence s'explique par le fait que les accéléromètres, contrairement aux microphones, sont placés sur les parois de la voiture de TGV et sont donc en contact direct avec les sources excitatrices.
 4. Dans les deux tableaux, on peut distinguer l'influence de la vitesse sur certaines fréquences. Ainsi, la fréquence autour de 28 Hz semble se déplacer à 30 Hz, idem pour les fréquences autour de 65 Hz (se déplace à 69 Hz), autour de 85 Hz (se déplace à 93 Hz), autour de 136 Hz (se déplace à 140 Hz) et autour de 180 Hz (se déplace à 186 Hz). Les "modes" ainsi obtenus par l'analyse modale correspondent plus à des raies provenant de l'excitation roue-rail. On peut aussi noter que les amortissements correspondant sont généralement faibles (inférieurs à 1%).
 5. Outre les raies dues à l'équipement électrique et à l'excitation roue-rail, on peut noter que certaines fréquences sont communes entre les résultats obtenus pour les signaux à 285 km/h et à 300 km/h. Pour les signaux d'accélération, ces fréquences sont principalement 1 Hz, 8 Hz, 114 Hz, 129 Hz. Pour les signaux de pression, ces fréquences sont principalement 29 Hz, 39 Hz, 63 Hz, 106 Hz, 170 Hz et 181 Hz. Ces fréquences correspondent à deux fréquences proches trouvées à 285 km/h et 300 km/h. Le nombre réduit de ces fréquences modales communes montrent que l'énergie des raies dues à l'équipement électrique et à l'excitation roue-rail est prépondérante sur l'ensemble des modes présents.

Résultats en fonction de la position à l'intérieur du train Les graphiques des figures ?? et ?? présentent les diagrammes de stabilisation obtenus pour la méthode LSCE pour deux positions de la première configuration (siège 51 - milieu de salle et sièges 82-84 - côté porteur) à deux vitesses (285 et 300 km/h) respectivement pour les signaux d'accélération et de pression en entrée.

Sur les graphiques de la figure ?? on peut tout d'abord noter les différences des densités spectrales de puissance (DSP) moyennes entre les signaux d'accélération. Pour une même vitesse, la différence entre les positions est visible principalement par le changement de niveau des vibrations en basses fréquences. En comparant les DSP pour une même position mais à deux vitesses différentes, on obtient la même remarque qui s'applique aussi aux signaux de pression.

Pour les signaux de pression (graphiques de la figure ??) on peut de plus noter que contrairement à l'accélération, les DSP des signaux de pression ont un niveau qui change peu en fonction de la position dans la voiture.

Seuls les résultats obtenus à la vitesse de 300 km/h sont présentés dans les tableaux ?? et ?. Ces résultats ont été obtenus en étudiant d'une part les signaux d'accélération et d'autre part les signaux de pression. Globalement, on peut voir que pour les accélérations comme pour la pression, les fréquences et amortissements modaux sont les mêmes pour chacune

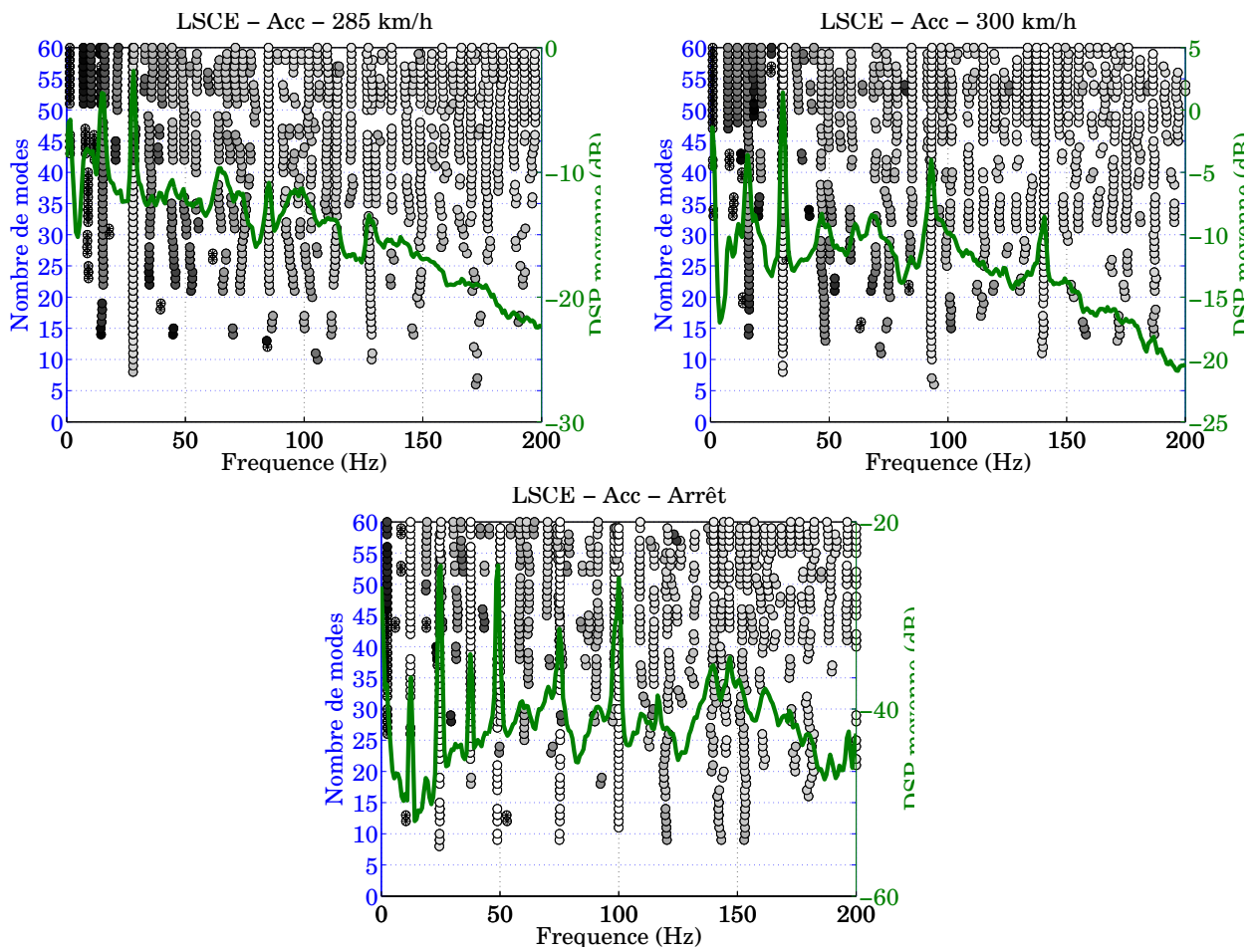


Figure IV.13 – Diagrammes de stabilisation de l’analyse modale (méthode LSCE) des signaux d’accélération enregistrés à 285 km/h, 300 km/h et à l’arrêt (avec climatisation)

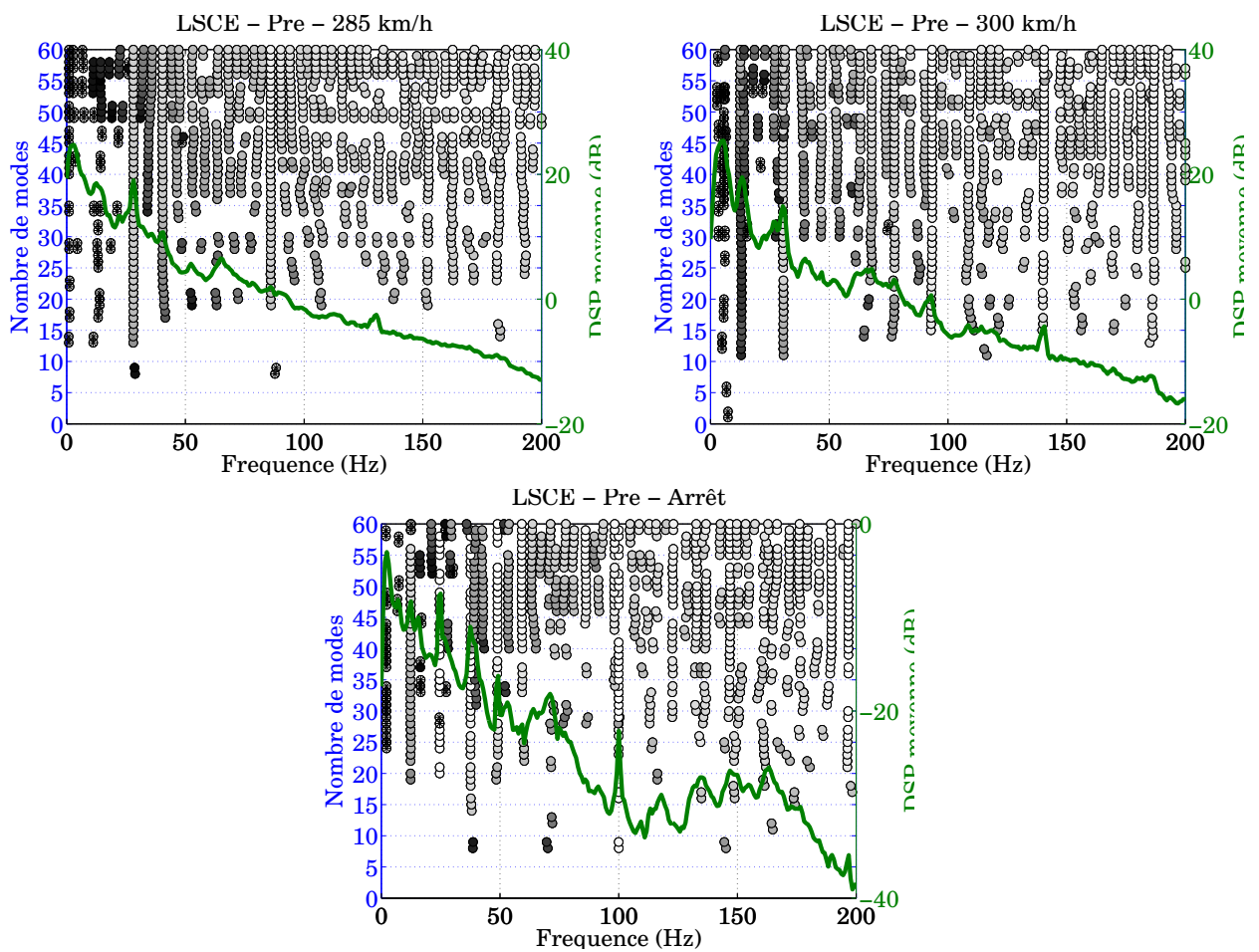


Figure IV.14 – Diagrammes de stabilisation de l’analyse modale (méthode LSCE) des signaux de pression enregistrés à 285 km/h, 300 km/h et à l’arrêt (avec climatisation)

285 km/h Freq. (Hz)	amort. (%)	300 km/h Freq. (Hz)	amort. (%)	Arrêt Freq. (Hz)	amort. (%)
1,30	23,19	0,91	13,7		
				2,47	9,03
8,78	9,28	7,35	5,45		
		11,27	4,92	12,30	0,06
15,22	7,00	16,21	5,23		
21,43	5,48			19,11	2,75
				24,60	0,02
27,96	1,16				
		30,36	0,88	32,30	3,80
34,79	4,02				
				37,64	0,06
40,25	4,20				
44,63	2,37				
51,63	2,69	48,25	2,17	49,99	0,15
		59,27	2,06	60,62	2,56
65,87	2,72				
		69,73	2,57		
74,71	2,47	76,72	1,86	75,28	0,04
85,06	0,79	84,71	1,56		
		93,04	0,76	91,22	1,78
97,57	2,06	99,67	1,71	100,00	0,00
109,99	1,38				
113,90	1,44	115,95	1,23		
119,89	1,18			119,88	1,66
128,01	1,21	131,20	1,10		
136,94	0,92				
		140,64	0,31	143,10	1,06
146,15	1,29				
		150,90	1,08	152,47	1,21
156,37	1,15				
				160,90	1,09
171,16	1,21			172,30	1,06
		175,34	1,03		
179,58	1,13			179,53	1,09
		186,56	0,75		
				189,22	1,14
192,73	0,90	194,04	1,13	196,26	0,59

Tableau IV.6 – Fréquences et amortissements obtenus avec l'analyse modale (méthode LSCE) des signaux d'accélération enregistrés à 285 km/h, 300 km/h et à l'arrêt (avec climatisation).

285 km/h Freq. (Hz)	amort. (%)	300 km/h Freq. (Hz)	amort. (%)	Arrêt Freq. (Hz)	amort. (%)
0,97	58,53	4,94	26,41	2,10	47,53
13,23	10,24	12,45	4,69	12,40	3,43
				24,60	0,07
28,14	1,86	30,48	1,87		
35,53	4,36	38,44	2,68	37,63	0,16
40,36	1,72			40,90	3,69
45,98	2,99	46,69	1,49	48,95	0,13
55,23	2,53	53,01	3,09		
				59,16	0,34
63,52	2,28	62,43	2,50		
		67,81	1,39	65,22	2,07
75,08	2,14	73,79	1,85	75,91	1,81
85,90	0,76	86,10	2,20	86,06	0,51
		93,27	0,35	91,54	2,29
		100,98	2,12	100,00	0,01
105,30	1,64	108,99	1,07		
				111,69	1,55
		117,46	1,41		
				122,66	0,72
135,71	1,32			133,12	1,03
		140,43	0,73		
				146,86	0,39
152,13	0,90	150,98	1,25	152,64	1,30
162,80	0,92	162,18	1,38	163,82	1,01
171,93	1,12	169,98	0,61		
		174,93	0,96	175,63	0,81
182,89	0,96	181,19	0,94		
		186,58	0,74	189,57	0,32
191,49	0,90	194,34	0,99	196,75	0,04

Tableau IV.7 – Fréquences et amortissements obtenus avec l'analyse modale (méthode LSCE) des signaux de pression enregistrés à 285 km/h, 300 km/h et à l'arrêt (avec climatisation).

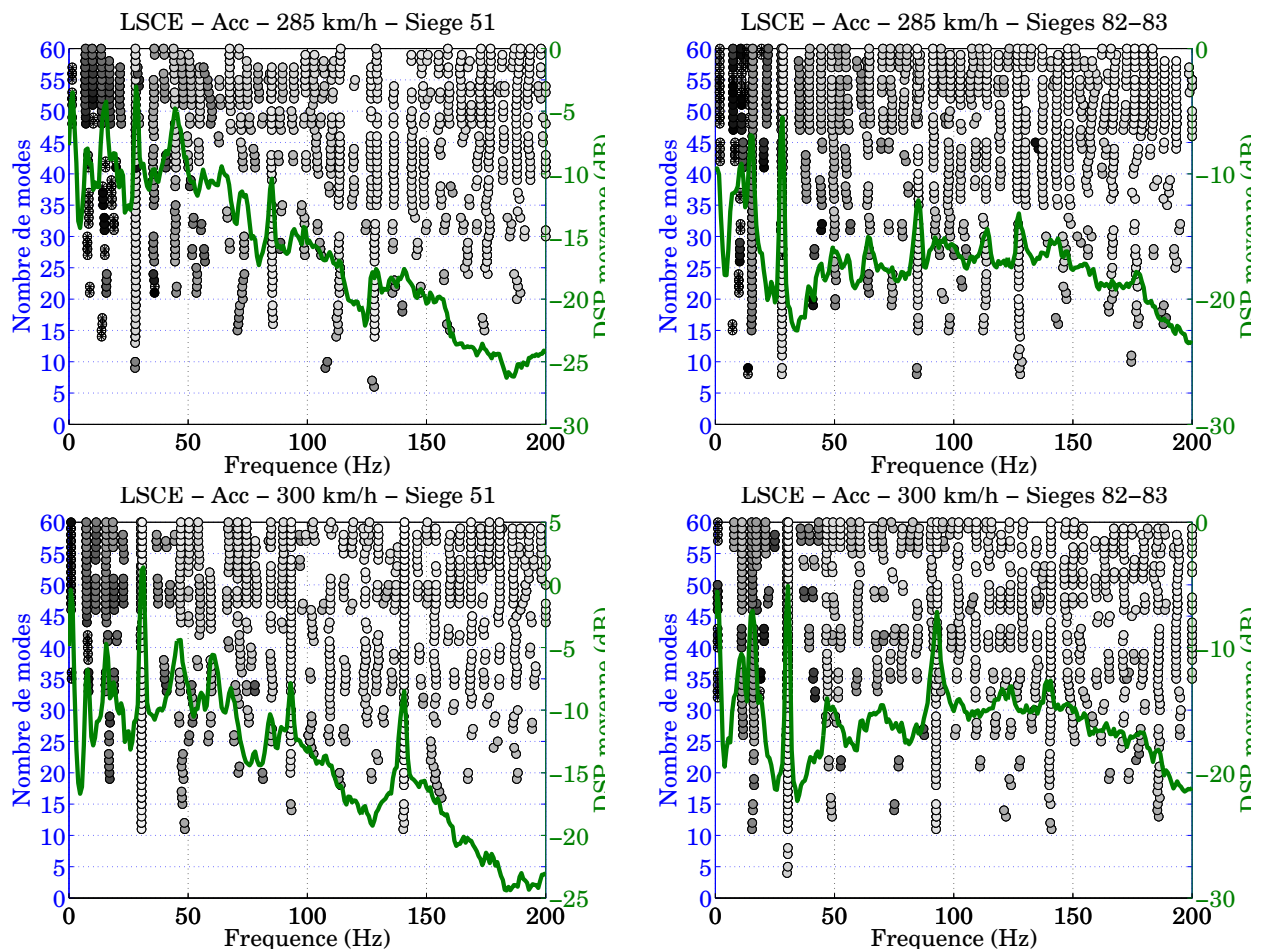


Figure IV.15 – Diagrammes de stabilisation de l’analyse modale (méthode LSCE) des signaux d’accélération enregistrés à 285 km/h et à 300 km/h pour la première configuration : siège 51 (milieu salle) et sièges 82-83 (côté porteur)

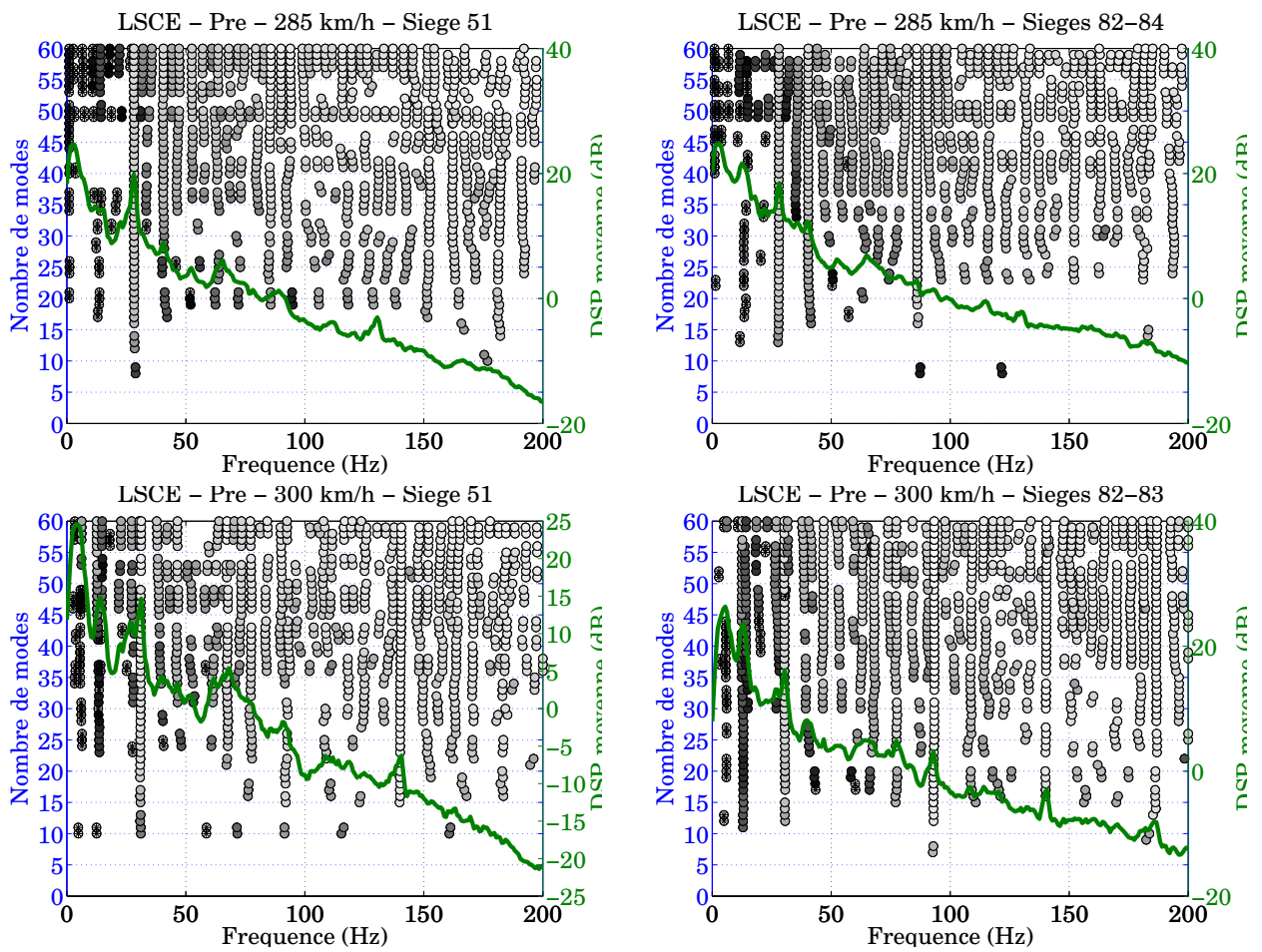


Figure IV.16 – Diagrammes de stabilisation de l’analyse modale (méthode LSCE) des signaux de pression enregistrés à 285 km/h et à 300 km/h pour la première configuration : siège 51 (milieu salle) et sièges 82-83 (côté porteur)

siège Freq. (Hz)	51 amort. (%)	sièges Freq. (Hz)	82-83 amort. (%)
0,90	10,34	0,99	10,86
9,11	5,59	11,16	3,26
18,66	4,93	17,17	4,60
30,43	0,84	30,32	0,62
39,76	4,09		
		45,06	2,69
50,47	1,52		
59,42	1,27	59,19	1,99
72,61	1,38	70,05	2,03
		81,65	1,96
84,64	1,26		
92,80	1,33	93,11	0,93
109,28	1,24	108,60	1,44
116,86	1,10	119,17	1,03
124,66	1,02		
129,84	1,02	131,35	1,13
140,63	0,30	140,24	0,63
150,48	0,90	150,43	0,92
161,97	0,86	163,76	0,97
168,77	0,49	171,97	0,80
179,00	1,10		
		185,18	1,14
189,58	0,90	193,77	0,79

Tableau IV.8 – Fréquences et amortissements obtenus avec l’analyse modale (méthode LSCE) des signaux d’accélération enregistrés à 300 km/h pour deux positions (première configuration : siège 51 et sièges 82-83)

siège Freq. (Hz)	51 amort. (%)	sièges Freq. (Hz)	82-83 amort. (%)
3,02	29,48	3,20	44,99
6,09	13,93	5,53	20,88
14,85	7,58	13,22	4,68
		20,01	8,49
25,89	5,20	26,79	4,80
31,19	0,72	30,70	2,59
40,15	5,58	39,99	2,73
46,16	2,98	46,62	1,49
52,82	1,90	52,94	2,33
61,22	1,85	59,04	3,72
65,02	1,13	64,42	1,61
68,74	1,80		
72,11	1,21	71,77	1,94
76,66	1,58	77,41	2,01
83,77	1,29	82,47	1,62
92,00	1,66	93,14	0,46
101,81	1,48	102,48	1,09
109,28	1,31	108,04	1,06
114,11	0,59	113,20	1,50
121,50	1,13	121,44	1,59
128,99	1,33		
		132,64	1,00
140,54	0,53	140,54	0,47
146,44	0,96		
		149,30	1,28
154,85	1,30		
162,45	0,95	161,16	1,25
168,80	0,91	171,90	0,98
174,59	0,99		
180,18	1,04	180,66	1,09
186,65	0,99	186,05	0,80
194,56	0,83	192,38	0,94

Tableau IV.9 – Fréquences et amortissements obtenus avec l'analyse modale (méthode LSCE) des signaux de pression enregistrés à 300 km/h pour deux positions (première configuration : siège 51 et sièges 82-83).

des positions. L'analyse modale ne détecte donc pas la différence de position à l'intérieur de la voiture de TGV.

IV.2.3 Synthèse de signaux

À partir des résultats de l'analyse modale, nous avons essayé de resynthétiser les signaux enregistrés ou des signaux dont on aurait enlevé un mode vibroacoustique caractéristique trouvé par l'analyse modale. Ces signaux synthétisés peuvent servir à l'analyse perceptive des signaux. En effet, un test de dissemblance réalisé sur un échantillon de signaux se distinguant sur le nombre de modes présents ou l'amortissement plus ou moins élevé d'un mode ou d'un groupe de modes, permettrait de connaître l'influence sur la perception de certains modes ou groupes de modes. Ce test de dissemblance n'a malheureusement pas été réalisé, faute de temps.

La resynthèse présentée ici repose sur la méthode LSCE : on reconstruit $\sigma_i(t)$, signal rayonné par une structure, à partir d'un signal de référence $\sigma_j(t)$ supposé connu.

1. On suppose que l'intercorrélation entre ces deux signaux s'écrit :

$$\mathcal{R}_{ij}(t) = \sum_{l=1}^{2N} C_l^{ij} \exp(s_l t) \quad (\text{IV.6})$$

où N est le nombre de modes de la structure et les coefficients s_l contiennent les informations (fréquences et amortissements) des modes de la structure. On suppose connus N , les s_l , $l = 1..2N$, et les valeurs de l'intercorrélation $\mathcal{R}_{ij}(kT_e)$ pour $t = kT_e$, $k = 1..K$, avec T_e la période d'échantillonnage et K un entier naturel "suffisamment" grand.

L'équation ?? écrite en $t = kT_e$ fournit alors un système linéaire dont les inconnues sont les coefficients C_l^{ij} . Si l'analyse modale a été faite avec une méthode LSCE, on peut sauter l'étape de calcul de ces coefficients car ils sont déjà calculés au cours de la méthode.

2. On utilise les relations entre les densités spectrales et fonctions de transfert. Soit H_{ij} la fonction de transfert entre les signaux σ_i et σ_j ; S_{ii} et S_{jj} les densités spectrales de σ_i et σ_j et S_{ij} la densité interspectrale de σ_i et σ_j . Alors, d'après [?] :

$$S_{ii} = |H_{i/j}|^2 S_{jj}, \quad S_{ij} = H_{i/j} S_{jj}.$$

De plus, S_{ij} est la transformée de Fourier de $\mathcal{R}_{ij}(t)$.

D'où :

$$S_{ii} = \frac{|S_{ij}|^2}{|S_{jj}|^2} \quad \text{et} \quad S_{jj} = \frac{|\mathcal{F}(\mathcal{R}_{ij})|^2}{|S_{jj}|^2} S_{jj}. \quad (\text{IV.7})$$

À partir de la représentation ?? et d'un signal $\sigma_j(t)$ connu, on déduit donc la densité spectrale de $\sigma_i(t)$.

3. L'étape suivante consiste à choisir le signal de référence σ_j . Il y a deux choix possibles : soit σ_j est approché par un bruit blanc, soit σ_j est une donnée d'entrée.

À partir d'une estimation de S_{jj} et de la relation ??, on obtient une synthèse de la densité S_{ii} , notée \tilde{S}_{ii} . On note $\tilde{\sigma}_i(t)$ la synthèse du signal $\sigma_i(t)$.

4. Enfin, pour obtenir une représentation du signal $\sigma_i(t)$, on introduit une phase aléatoire ϕ entre 0 et 2π . La transformée de Fourier de $\tilde{\sigma}_i$, $\mathcal{F}(\tilde{\sigma}_i)$, est approchée par :

$$\mathcal{F}(\tilde{\sigma}_i) = \sqrt{\tilde{S}_{ii}} \times e^{i\phi}.$$

On obtient finalement $\tilde{\sigma}_i(t)$ par transformée de Fourier inverse.

Un premier exemple de résultat d'une telle resynthèse est présenté sur la figure ?? . Cette figure compare les spectres de deux signaux à l'intérieur du système plaque/cavité : un signal enregistré et le signal reconstruit à partir de l'analyse modale opérationnelle. On peut noter que les deux spectres se superposent sauf dans une zone fréquentielle autour de 200 Hz où le signal reconstruit surestime le niveau du spectre. À plus haute fréquence, les pics du spectre du signal reconstruit sont plus élevés que ceux du signal enregistré. Ces défauts peuvent s'expliquer par le manque de précision sur l'amortissement des modes de l'analyse modale opérationnelle.

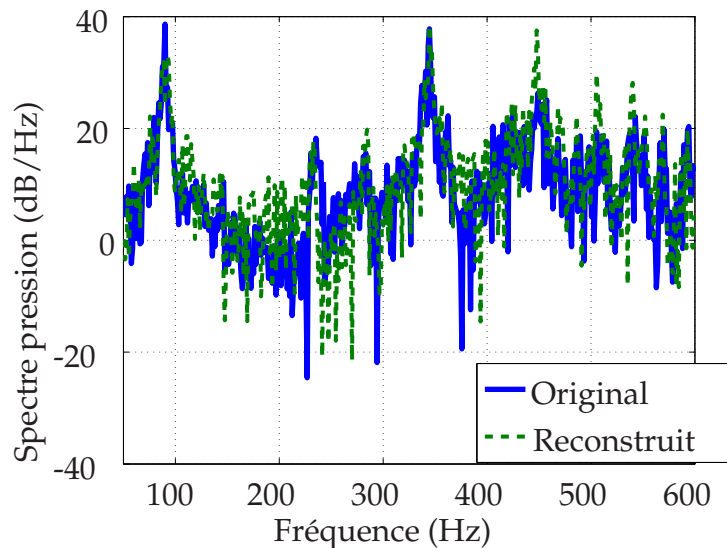


Figure IV.17 – Comparaison entre le spectre d'un signal enregistré à l'intérieur du système plaque cavité et celui du signal correspondant reconstruit à partir de l'analyse modale opérationnelle.

Un deuxième exemple de résultat est présenté sur la figure ?? . Cette figure présente les spectres de deux signaux à l'intérieur du TGV : un signal enregistré et le signal reconstruit à partir de l'analyse modale opérationnelle. On peut noter que les deux spectres se superposent principalement pour les plus basses fréquences. À plus haute fréquence, le niveau spectral du signal reconstruit est plus élevé que celui du signal enregistré. Ce défaut s'explique ici aussi par le manque de précision sur l'amortissement des modes de l'analyse modale opérationnelle.

Cette technique peut être utilisée pour la synthèse de signaux sonores correspondant au TGV. Outre reconstruire les signaux enregistrés, elle permet de synthétiser des signaux dont un mode détecté par l'analyse modale peut être modifié. Par exemple, on peut réduire ou

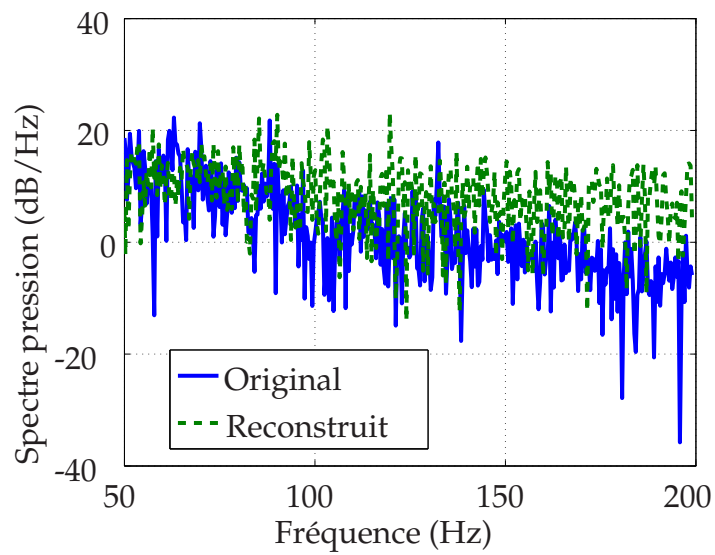


Figure IV.18 – Comparaison entre le spectre d'un signal enregistré à l'intérieur du TGV et celui du signal correspondant reconstruit à partir de l'analyse modale opérationnelle.

augmenter l'amortissement des modes en basses fréquences ou encore déplacer la valeur de la fréquence de la raie de travelage. Les signaux ainsi obtenus peuvent alors être étudiés lors de tests perceptifs pour apprécier l'influence d'un mode ou d'une raie particulière.

Ce chapitre a présenté les résultats de l'analyse modale opérationnelle réalisée sur des signaux d'accélération et de pression enregistrés à l'intérieur d'une voiture de TGV à 1 niveau (TGV Réseau). Les résultats obtenus montrent que les raies dues à l'équipement électrique et à l'excitation roue-rail sont prépondérantes sur l'ensemble du spectre entre 0 et 200 Hz. L'augmentation de la vitesse fait notamment ressortir l'ensemble de ces raies sur l'ensemble des signaux.

L'analyse modale sur des signaux de pression a cependant montré les limites des algorithmes utilisés. Les diagrammes de stabilité sont en effet difficiles à utiliser et à commenter afin de trouver les modes détectés. Ceci est dû aux faibles émergences fréquentielles sur l'ensemble du spectre. Des émergences sont cependant plus marquées sur les signaux d'accélération. L'analyse modale opérationnelle dans ce cas fut donc plus aisée.

À partir des résultats de l'analyse modale, nous avons aussi montré qu'il était possible de synthétiser des signaux utilisables pour des tests perceptifs. Cette méthode fonctionne relativement bien pour la resynthèse de signaux enregistrés à l'intérieur de la maquette du système plaque/cavité. Cette méthode génère cependant plus d'erreurs pour la resynthèse de signaux enregistrés à l'intérieur du TGV. Les signaux utilisés sont effet plus bruités et les erreurs sur les fréquences et surtout sur les amortissements obtenus sont plus grandes.

Chapitre V

TGV : Test perceptif

Pour étudier la perception à l'intérieur d'un TGV, nous avons décidé de réaliser deux tests de dissemblance, le premier sur des signaux enregistrés et le deuxième sur des signaux de synthèse (synthétisés avec les résultats de l'analyse modale). Cependant, seul le premier test a pu être mis en œuvre, faute de temps.

Les signaux de ce test sont des signaux enregistrés à l'intérieur d'un train à un niveau et d'un train à deux niveaux. Ce test montre l'influence de la vitesse du train, de la position à l'intérieur de la voiture mais aussi les différences perceptives entre ces deux types de train. Le but du deuxième test était de comprendre l'influence sur la perception de modes ou émergences caractéristiques du spectre basse fréquences, comme par exemple la fréquence de travelage, ou tout autre paramètre vibratoire mis en exergue par le premier test.

V.1 Mise en œuvre expérimentale

L'ensemble des signaux utilisés pour ce test sont des signaux enregistrés par l'Agence d'Essai Ferroviaire de la SNCF puis filtrés entre 30 et 200 Hz. Les signaux ont été enregistrés en différents points à bord d'une voiture d'un TGV Réseau (1 niveau) et d'un TGV Duplex (2 niveaux) roulant à différentes vitesses respectivement sur la même portion de ligne.

Les signaux choisis sont décrits dans le tableau ???. Toutes les combinaisons possibles entre le type de train, la vitesse du train et le point d'enregistrement (position du microphone) ne sont pas toutes représentées. Nous avons en effet décidé de ne retenir qu'un ensemble de 13 signaux afin d'obtenir un temps raisonnable pour la réalisation du test perceptif.

Les figures ??, ?? et ?? présentent respectivement les densités spectrales des signaux 1, 2, 3 ; 6, 7, 8 et 11, 12, 13. On peut remarquer sur ces figures que les densités spectrales présentent une raie de travelage marquée pour le TGV Duplex (figures ?? et ??) et ce pour les vitesses les plus élevées. Cependant, cette émergence est moins marquée pour le TGV Réseau (figure ??).

Chaque signal dure 2 secondes et comporte un temps de montée et un temps de descente de chacun 10 millisecondes. Les signaux ont été choisis de telle sorte qu'ils soient chacun le plus stationnaire possible en temps et en niveau, c'est-à-dire sans apparition de cliquetis ou autre phénomène transitoire. Les signaux ont été égalisés en sonie à l'écoute avec le

Type de train	Position du microphone	Vitesse du train	Numéro du signal
TGV Duplex	milieu voiture salle haute	200 km/h	1
		300 km/h	2
		350 km/h	3
	côté porteur salle haute	300 km/h	4
		350 km/h	5
	milieu voiture salle basse	200 km/h	6
		300 km/h	7
		350 km/h	8
	côté porteur salle basse	300 km/h	9
		350 km/h	10
TGV Réseau	milieu voiture	300 km/h	11
		330 km/h	12
		350 km/h	13

Tableau V.1 – Description des signaux utilisés pour le test perceptif sur des signaux enregistrés à l’intérieur de trains.

dispositif final de reproduction décrit plus loin dans ce chapitre. Vingt-deux sujets, âgés de 25 à 50 ans, ont participé au test de dissemblance.

Comme pour le test sur des signaux enregistrés à l’intérieur du système plaque/cavité, chaque auditeur est placé devant un écran comportant une interface graphique lui permettant :

- dans une première étape, d’écouter chaque signal séparément et ainsi de se familiariser avec les signaux et leur dissemblance,
- dans une deuxième étape, de répondre au test perceptif proprement dit.

Ce test, tout comme les précédents, est un test de dissemblance avec présentation par paire. L’interface graphique et la méthode d’analyse des résultats (analyse multidimensionnelle) sont identiques à celles utilisées pour les précédents tests sur le système plaque/cavité.

Lors du test perceptif, les auditeurs écoutent les signaux diffusés sur haut-parleurs et en chambre sourde. La figure ?? présente la disposition de l’équipement utilisé : quatre enceintes pour la reproduction des basses fréquences (chacun comportant 2 haut-parleurs en push-pull) disposés deux à deux à 30 degrés par rapport à l’axe de l’auditeur assis sur une chaise. Un haut-parleur Génélec, placé dans l’axe de l’auditeur, est utilisé pour la retransmission des plus hautes fréquences. Le choix d’une telle disposition découle de la présence prépondérante de très basses fréquences dans les signaux présentés aux auditeurs. C’est pourquoi nous avons privilégié une diffusion par haut-parleurs par rapport à une écoute au casque (utilisée pour les tests perceptifs relatifs au système plaque/cavité). De plus, le test se déroule à l’intérieur d’une chambre sourde afin d’éviter d’éventuelles excitations de modes acoustiques de salle.

Le système de reproduction global est constitué de trois entités :

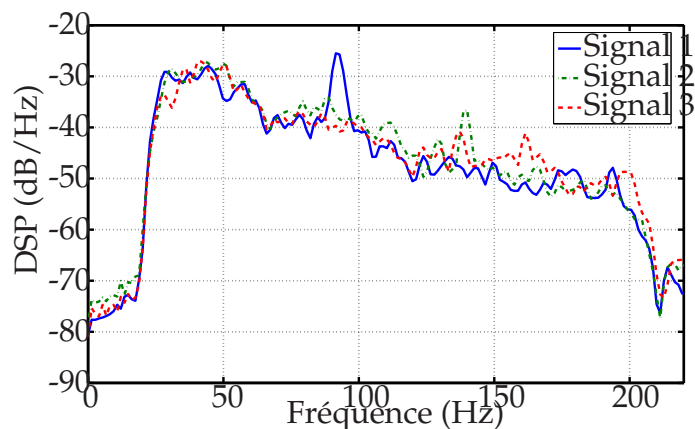


Figure V.1 – Densité spectrale de puissance des signaux 1, 2 et 3

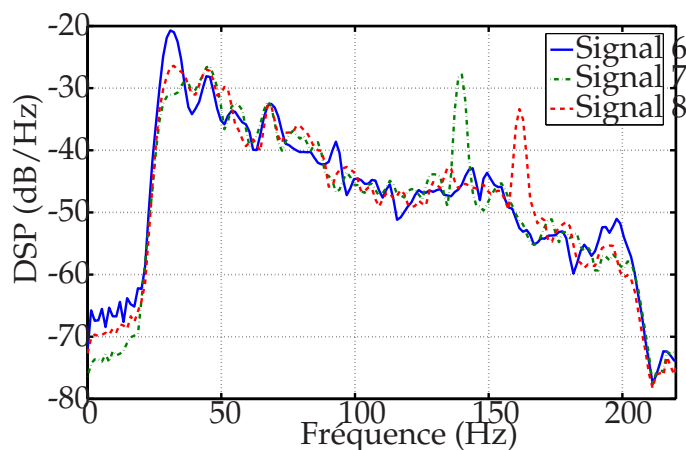


Figure V.2 – Densité spectrale de puissance des signaux 6, 7 et 8

- un ordinateur situé à l’extérieur de la chambre sourde gérant l’interface avec l’utilisateur et envoyant le signal source,
- une carte son recevant les signaux de l’ordinateur et les transmettant aux haut-parleurs,
- les cinq haut-parleurs décrits précédemment.

Ce système de reproduction sur haut-parleurs pose deux problèmes principaux. Tout d’abord, il faut que le signal entendu à la place de l’auditeur soit réellement celui envoyé à l’ensemble du système de reproduction. Ensuite, il faut utiliser des haut-parleurs capables de reproduire des basses fréquences et à un niveau suffisant.

Pour régler le premier problème, un premier réglage a consisté à mesurer la fonction de transfert entre un signal électrique de type bruit blanc envoyé au système de reproduction et le signal acoustique enregistré à l’aide d’un microphone placé au niveau de la tête de l’auditeur. Cette fonction de transfert est alors utilisée pour corriger les signaux utilisés lors des tests.

À l’aide d’un sonomètre, nous avons mesuré le niveau sonore obtenu lorsque les signaux sont envoyés. Le niveau maximal obtenu sans saturation du système de reproduction est

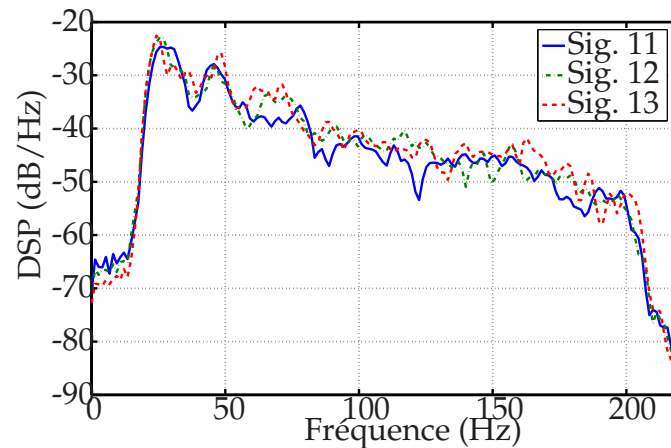


Figure V.3 – Densité spectrale de puissance des signaux 11, 12 et 13

de 90 dB. Bien qu'élevé, ce niveau est nécessaire afin que des signaux basses fréquences puissent être écoutés et comparés.

V.2 Résultats

La figure ?? présente l'évolution de la contrainte en fonction du nombre de dimensions. Nous avons testé les résultats en deux et trois dimensions. L'écoute des signaux selon la troisième dimension n'a pas permis de déterminer la caractéristique perceptive associée. Nous nous sommes donc principalement intéressés à la détermination des deux premières dimensions. La figure ?? présente les signaux placés dans cet espace.

La répartition des signaux dans l'espace perceptif montre que :

1. La distinction entre TGV Réseau (signaux 11, 12 et 13) et TGV Duplex (tous les autres signaux) est marquée principalement selon la deuxième dimension. En effet, les signaux correspondants au TGV Réseau sont situés au bas de la deuxième dimension.
2. Pour les signaux correspondant au TGV Duplex, il ne se forme pas deux groupes séparés entre signaux en salle basse (signaux 6 à 10) ou salle haute (signaux 1 à 5).
3. Pour les signaux correspondant au TGV Duplex et lorsque l'on regarde les signaux par groupe correspondant à la position de microphone (milieu salle haute, côté porteur salle haute, milieu salle basse et côté porteur salle basse), on peut remarquer que la position des signaux évolue selon la première dimension en fonction de la vitesse. Par exemple, les signaux 1 (200 km/h), 2 (300 km/h) et 3 (350 km/h) sont placés dans cet ordre selon la première dimension. Selon la deuxième dimension, la même tendance semble aussi présente. Cependant, le groupe de signaux 4 et 5 ne confirme pas cette affirmation.
4. Pour l'ensemble des signaux, la tendance globale est que plus la vitesse correspondante d'un signal est élevée, plus sa coordonnée selon la première dimension est élevée.



Figure V.4 – Positionnement des haut-parleurs et de l’interface utilisateur pour le test perceptif de dissemblance pour des signaux de TGV enregistrés.

5. Le signal 5 semble être éloigné de l’ensemble des autres signaux. À l’écoute de ce signal, on peut se rendre compte que ce signal se distingue de l’ensemble des signaux par la présence de battements.

L’écoute des signaux selon la première dimension a mis en avant l’influence de la raie de travelage. En effet, les signaux sont ordonnés selon la première dimension en fonction de la fréquence et le niveau de la raie de travelage. Ainsi, plus cette émergence sera dans les hautes fréquences et de fort niveau, plus la coordonnée du signal correspondant sera élevée selon la première dimension.

La figure ?? illustre cette constatation pour les signaux 7, 8, 9 et 10. La fréquence de travelage des signaux 7 et 9 (300 km/h) est située autour de 140 Hz et celle des signaux 8 et 10 (350 km/h) autour de 165 Hz. Selon la première dimension, ces signaux sont ordonnés dans cet ordre : 9, 10, 7 et 8. On peut remarquer sur cette même figure que le niveau de la raie de travelage est moins élevé pour le signal 9 que pour le signal 7, de même pour le niveau du signal 10 par rapport au signal 8. Cette augmentation de niveau peut s’expliquer par le fait que les signaux 9 et 10 correspondent à un placement du microphone du côté porteur contrairement aux signaux 7 et 8 qui correspondent à un placement du microphone au milieu de la voiture. La première dimension est donc reliée à la vitesse du TGV qui conditionne la fréquence de la raie de travelage et à la position à l’intérieur de la voiture qui conditionne le niveau de la raie de travelage.

L’écoute des signaux selon la deuxième dimension a mis en évidence l’influence des basses fréquences sur la perception. La coordonnée en dimension 2 d’un signal sera d’autant plus élevée que le niveau du signal en basses fréquences sera élevé. À l’écoute des signaux, on peut se rendre compte que la présence des basses fréquences se remarque par une rugosité de plus en plus marquée en basses fréquences. Nous n’avons malheureusement pas pu trouver d’algorithme adéquat afin de quantifier cette rugosité en très basses

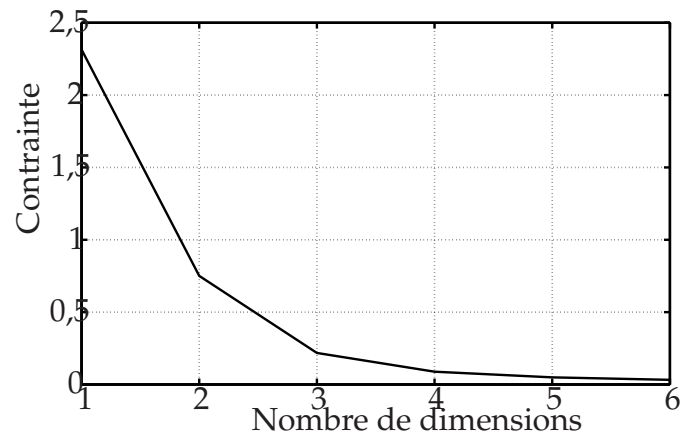


Figure V.5 – Contrainte entre la matrice de distances et l'espace perceptif pour différentes dimensions.

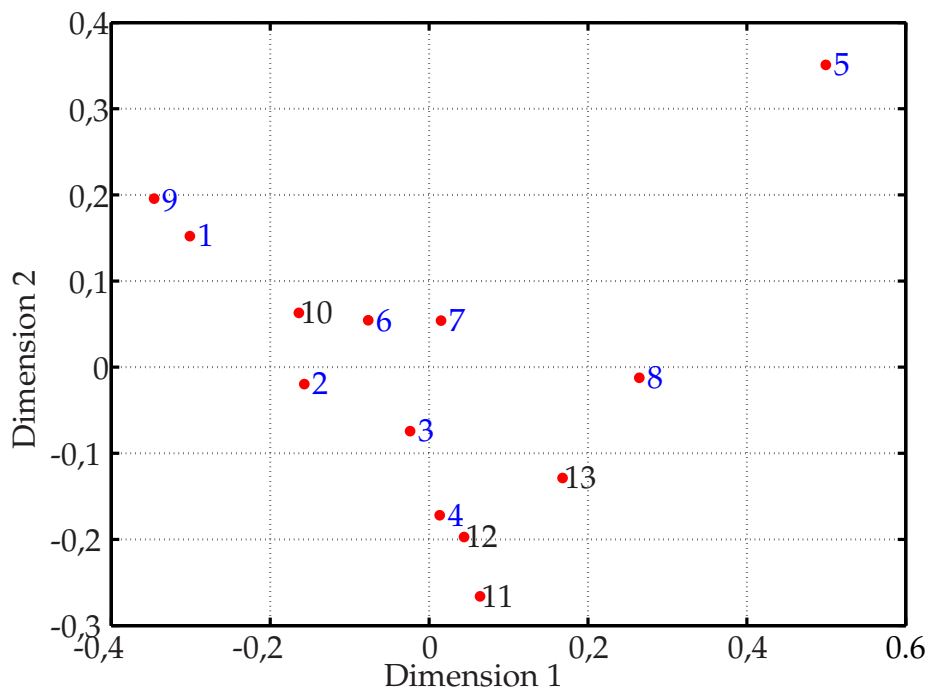


Figure V.6 – Espace perceptif obtenu pour les tests de dissemblance sur des signaux enregistrés à l'intérieur de TGV.

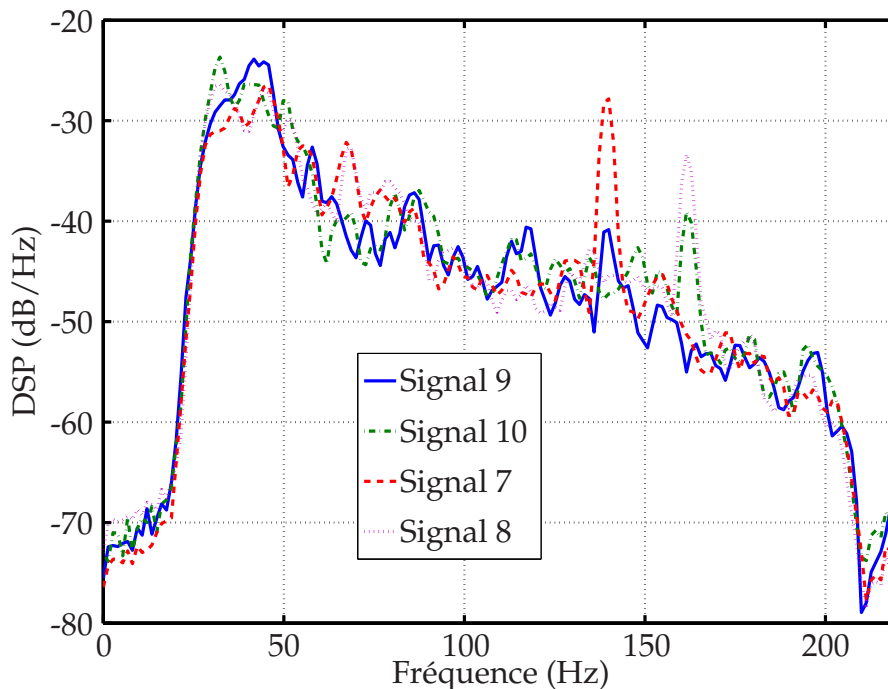


Figure V.7 – Densité spectrale de puissance des signaux 7, 8, 9 et 10. Ces signaux sont ordonnés selon la première dimension dans l'ordre suivant : 9, 10, 7 et 8.

fréquences. Les algorithmes actuels de calcul de rugosité fonctionnent plus aisément sur des signaux de synthèse où la rugosité est très prononcée.

Afin d'étayer notre hypothèse, nous avons cependant tracer les diagrammes d'excitation (sonie de Moore) de signaux. La figure ?? présente ces diagrammes pour les signaux 1, 7 et 11. Ces signaux sont ordonnés selon la deuxième dimension dans l'ordre suivant : 11, 7 et 1. On peut remarquer sur la figure ?? que la densité de sonie dans les plus basses fréquences (30-100 Hz) augmente en fonction de la coordonnée de ces signaux selon la deuxième dimension. Ainsi, la deuxième dimension est reliée à la présence plus ou moins marquée des basses fréquences. Comme les signaux correspondants au TGV Réseau ont les coordonnées les plus faibles selon la seconde dimension, cela signifie que la présence des basses fréquences est la moins marquée pour ce type de train, du moins, pour les signaux placés en milieu de voiture.

Ce test perceptif relatif au TGV a montré d'une part la difficulté à mettre en œuvre ce type de test pour des signaux basses fréquences. Un niveau sonore suffisant est nécessaire afin que les dissemblances entre les signaux soient perceptibles par l'ensemble des auditeurs. D'autre part, les résultats de l'analyse multidimensionnelle montrent que dans la zone fréquentielle 0-200 Hz, les paramètres physiques et acoustiques des signaux les plus influents sur la perception sont :

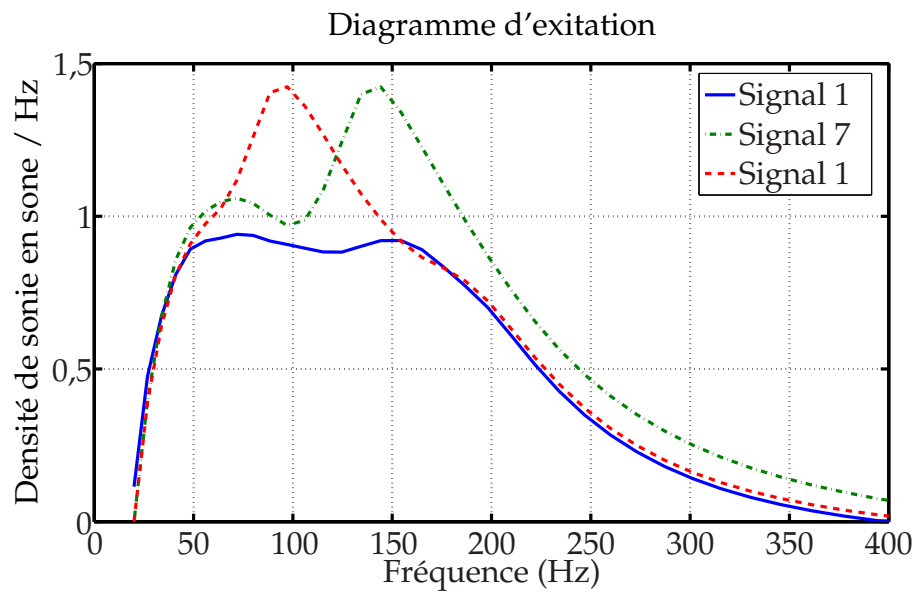


Figure V.8 – Densité spectrale de puissance des signaux 1, 7 et 11. Ces signaux sont ordonnés selon la deuxième dimension dans l'ordre suivant : 1, 7 et 11.

- la vitesse du train, conditionnant la valeur fréquentielle de la raie de travelage ;
- la position dans le train, conditionnant le niveau de la raie de travelage ;
- le niveau sonore dans les très basses fréquences 30-100 Hz.

Conclusion

Ce travail a présenté l'étude vibroacoustique et perceptive de deux structures : d'une part le système plaque/cavité, système académique constitué d'une plaque vibrante couplée à une cavité rigide, et d'autre part le TGV, système complexe constitué de plusieurs plaques vibrantes.

L'état de l'art en vibroacoustique nous a montré les différentes modélisations existantes, notamment les modélisations modales. Nous avons utilisé ce type de modélisation pour les deux structures étudiées : une modélisation analytique pour le système plaque/cavité et une modélisation par analyse modale expérimentale pour le TGV.

La modélisation du système plaque/cavité a été validée par l'expérience mais des améliorations peuvent être apportées. Par exemple, une meilleure prise en compte de l'amortissement de la plaque vibrante et des parois de la cavité permettrait de se rapprocher des conditions réelles. Pour cela, on pourrait notamment utiliser les résultats de [?] ou de [?] pour un modèle plus complexe de l'amortissement de la plaque vibrante et utiliser par exemple un modèle de Biot pour l'amortissement des parois rigides de la cavité. D'un point de vue numérique, il serait aussi intéressant d'optimiser le temps de calcul de Caprice pour la synthèse de sons correspondant à un coefficient de réflexion des parois proche de 1. Ce cas nécessite un grand ordre d'images dans le calcul de la fonction de Green pour éviter des erreurs numériques et consomme ainsi beaucoup de ressources informatiques. Pour s'approcher de structures réelles, la modélisation pourrait aussi évoluer vers celle d'un système plaque/cavité dont l'espace intérieur serait subdivisé en plusieurs étages, comme l'est par exemple un TGV Duplex.

L'analyse modale opérationnelle du TGV a principalement permis de faire ressortir les fréquences et amortissement modaux de la structure. Il serait intéressant de poursuivre cette étude en faisant une deuxième série de mesure avec un nombre de capteurs plus important. Cela permettrait d'extraire les déformées modales avec une plus grande précision et de mieux visualiser ainsi les zones de la structure responsables des modes obtenus. Il faut aussi garder à l'esprit que l'analyse modale opérationnelle effectuée dans cette étude montre que l'identification devient difficile à partir de 150 Hz et qu'une modélisation de type "hautes fréquences" semble plus adaptée à partir de cette fréquence. L'amélioration de la détermination de l'amortissement avec précision avec l'analyse modale opérationnelle est aussi à envisager car ce paramètre apparaît comme influençant la perception.

L'état de l'art dans le domaine de la psychomécanique, et plus généralement dans le domaine de la perception auditive, nous a montré que les tests perceptifs de dissemblance

sont généralement utilisés pour déterminer l'influence sur la perception d'un paramètre mécanique, géométrique ou acoustique. Nous avons donc utilisé cet outil pour les deux structures étudiées.

Les tests perceptifs relatifs au système plaque/cavité, autant sur des signaux de synthèse que des signaux enregistrés à l'intérieur d'une maquette, montrent l'influence prépondérante des aspects fréquentiels des signaux, notamment la répartition spectrale et énergétique des modes du système. Le premier test réalisé a aussi montré l'influence de la perception sur l'optimisation du code de calcul de la modélisation du système plaque/cavité. Il serait intéressant d'utiliser aussi ce type de test sur les sujets abordés plus haut dans cette conclusion, comme l'amortissement de la plaque vibrante et celui des parois de la cavité ou l'encombrement intérieur.

Le test perceptif relatif au TGV a montré d'une part l'influence sur la perception de la géométrie de la voiture. En effet, les signaux du TGV Duplex et du TGV Atlantique sont ressentis différemment principalement sur la participation des plus basses fréquences, fréquences de plus forte énergie sur l'ensemble du spectre dans la bande fréquentielle [0-200]Hz. La vitesse est un deuxième paramètre important car elle conditionne le niveau et la fréquence de la raie de travelage qui ressort de l'allure moyenne du spectre. Pour la suite, il serait intéressant de réaliser le test perceptif initialement prévu sur des signaux de synthèse obtenus à partir de l'analyse modale et étudier plus particulièrement l'influence des modes ou raies spectrales identifiées.

Pour compléter cette étude perceptive sur le système plaque/cavité et le TGV, une des suites possible de ce travail serait de réaliser des tests d'agrément afin d'identifier tout d'abord les qualités spectrales de signaux qui minimisent la gêne. Ainsi, à partir de ces résultats et ceux obtenus pour le système plaque/cavité, il est possible d'optimiser les revêtements des parois ou encore le type de matériaux des parois d'un TGV afin d'améliorer le confort acoustique des voyageurs.

Bibliographie

- [ALL79] ALLEN J.B., BERKLEY D.A. *Image method for efficiently simulating small-room acoustics* Journal of Acoustical Society of America, Vol. 65(4), 1979, 943-950
- [BEN04a] BENGTTSSON J., PERSSON WAYE K., KJELLBERG A. *Evaluations of effets due to low-frequency in a low demanding work situation* Journal of Sound and Vibration, vol. 278, 2004, 83-99.
- [BEN04b] BENGTTSSON J., PERSSON WAYE K., KJELLBERG A. *Sound Characteristics in Low Frequency Noise and their Relevance for the Perception of Pleasantness* Acta Acustica united with Acustica, vol. 90, 2004, 171-180.
- [BER96] BERGLUND B., HASSMEN P. *Sources and effects of low-frequency noise* Journal of the Acoustical Society of America, vol. 99(5), 1996, pp. 2985-3002.
- [BEN80] BENDAT J., PIERSOL A. *Engineering applications of correlation and spectral analysis* John Wiley & Sons, 1980.
- [BHA69] BHATTACHARYA M.C., CROCKER M.J. *Forced vibration of a panel and radiation of sound into a room* Acustica, vol.22, 1969-1970, pp. 275-294.
- [BHA71] BHATTACHARYA M.C., GUY R.W., CROCKER M.J. *Coincidence effect with sound waves in a finite wave* Journal of Sound and Vibration, vol. 18(2), 1971, pp. 157-169.
- [BHA73] BHATTACHARYA M.C., GUY R.W. *The transmission of sound through a cavity-backed finite plate* Journal of Sound and Vibration, vol. 27(2), 1973, pp. 207-223.
- [BRO78] BRONER N. *The effects of low frequency noise on people - a review* Journal of Sound and Vibrantion, vol.58(4), 1978, pp. 483 - 500.
- [CAN04] CANÉVET G., HABAUT D., MEUNIER S., DEMIRDJIAN F. *Auditory perception of sounds radiated by a fluid-loaded vibrating plate excited by a transient point force* Acta Acustica, vol. 90, 2004, pp. 181-193.
- [CRA71] CRAGGS A. *Computation of the response of coupled plate-acoustic systems using plate finite elements and acoustic volume-displacement theory* Journal of Sound and Vibration, vol.18(2), 1971, pp.235-245.
- [DUH05] DUHAMEL D. *Identification et validation expérimentale d'un modèle stochastique des incertitudes en vibroacoustique d'un panneau composite* 17^e Congrès Français de Mécanique, Troyes, 2005.
- [DAV03] DAVID J.-M., MENELLE M. *Validation of a medium-frequency computational method for the coupling between a plate and a water-filled cavity* Journal of Sound and Vibration vol. 265, 2003, pp. 841-861.

- [DEM05] DEMIRDJIAN F., HABAUT D., MEUNIER S., CANVET G. *Etude perceptive du rayonnement acoustique des structures* 17^e Congrès Français de Mécanique, Troyes, 2005.
- [DEM06] DEMIRDJIAN F. *Psychomécanique des sons transitoires rayonnés par des plaques* Thèse de doctorat, Université d'Aix-Marseille II, 2006.
- [DOW63] DOWELL E.H., VOSS H.M. *The effect of a cavity on panel vibration* American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, vol. 1(2), 1963, pp.476-477.
- [DOW65] DOWELL E.H., VOSS H.M. *Theoretical and experimental panel flutter studies in the Mach number range 1.0 to 5.0* American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, vol. 3(12), 1965, pp. 2292-2304.
- [DOW77] DOWELL E.H., GORDMAN G.F., SMITH D.A. *Acoustoelasticity : General theory, acoustic natural modes and forced response to sinusoidal excitation, including comparisons with experiment* Journal of Sound and Vibration, vol. 52(4), 1977, pp. 519-542.
- [DUB06] DUBOIS F. *Détection de bruits harmoniques non voulus dans des bruits de transports - Evaluation psychoacoustique* Rapport de Master II d'acoustique, Centrale Marseille, 2006.
- [FAU05] FAURE J., MARQUIS-FAVRE C. *Perceptual Assessment of the Influence of Structural Parameters of a Radiating Plate* Acta Acustica united with Acustica, vol. 91, 2005, pp.77-90.
- [FIN61] FINCK A. *Low-Frequency Pure Tone Masking* Journal of Acoustical Society of America, vol. 33(8), 1961, pp. 1140-1141.
- [GEN78] GENSANE M. *Validité de la méthode des images en acoustique des salles* Rapport de thèse, Université de Provence, 1978.
- [HAB98] HABAUT D., FILIPPI P.J.T. *Light fluid approximation for sound radiation and diffraction by thin elastic plates* Journal of Sound and Vibration, vol. 213(2), 1998, pp. 333-374.
- [HAB03] HABAUT D., FILIPPI P.J.T. *On the transient response of a fluid-loaded structure represented by a series of resonance modes* Journal of Sound and Vibration, vol. 259(5), 2003, pp. 1269-1275.
- [HAB04] HABAUT D., FILIPPI P.J.T. *A numerical method for the computation of the resonance frequencies and modes of a fluid-loaded plate : application to the transient response of the system* Journal of Sound and Vibration, vol. 270, 2004, pp. 207-231.
- [HAM02] HAMZAOU N., SANDIER C., PARIZET E., WETTA P., BESSEYRIAS C. *Subjective assessments of the acoustic radiation from steel structures ; some effects of a few parametric variations* Forum Acusticum, Séville, 2002.
- [HAR00] HARDY A.E.J. *Measurement and assessment of noise within passenger trains* Journal of Sound and Vibration, vol. 231(3), 2000, pp. 819-829.
- [HOU03] HOUIX O. *Catégorisation auditive de sources sonores* Thèse de doctorat de l'université du Maine, 2003.
- [ISO03] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION *Acoustics - Normal equal-loudness-level contours*, Genève, 2003.
- [JEA99] JEAN P. *Coupling integral and geometrical representations for vibro-acoustical problems* Journal of Sound and Vibration, vol. 224(3), 1999, pp. 475-487.

-
- [JEA01] JEAN P., ROLAND J. *Application of the Green Ray Integral Method (GRIM) to Sound Transmission Problems* Journal of Building Acoustics, vol. 8(2), 2001, pp. 139-156.
- [KHI67] KHILMAN T. *Sound radiation into a rectangular room. Application to airborne Sound Transmission in buildings* Acustica, vol. 18, 1967, pp.11-20.
- [KIM01] KIM S.-M., KIM Y.-H. *Structural-acoustic coupling in a partially opened plate-cavity system : Experimental observation by using nearfield acoustic holography* Journal of Acoustical Society of America, vol. 109(1), 2001, pp. 65-74.
- [LAC98] LACOUR O. *Réduction du bruit par contrôle actif d'impédance. Application à des problèmes vibroacoustiques internes* Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 1998.
- [LAM97] LAMBOURG C. *Modèle temporel pour la simulation numérique des plaques vibrantes - Application à la synthèse sonore*, Thèse de doctorat, Université du Maine, 1997.
- [LEP02] LEPPINGTON F.G., BROADBENT E.G. *Acoustic radiation properties of an elastic plate with an infinite baffle and cavity* Quaterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, vol. 55(4), 2002, 495-510.
- [LET96] LETOURNEAUX F. *Comportement vibroacoustique de systèmes de grandes dimensions excités par des sources aéroacoustiques : application aux trains grandes vitesses* Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1996.
- [LET00] LETOURNEAUX F., GUERRAND S., POISSON F. *Assessment of the acoustical comfort in high-speed trains at the SNCF : integration of subjective parameters* Journal of Sound And Vibration, vol. 231(3), 2000, pp. 839-846.
- [LMS04] LMS *Analyse modale expérimentale* Séminaire de traitement numérique du signal à l'ENS Cachan, Notes de cours, 2004.
- [LUT97] LUTFI R., OH E. *Auditory discrimination of material changes in a struck clamped bar* Journal of Acoustical Society of America, Vol.102(6), 1997, pp. 3647-3656
- [LYD97] LYDOLF M., MØLLER H. *New measurements of the threshold of hearing and equal-loudness contours at low frequencies* Proceedings of the 8th International meeting on low frequency noise & vibration, Gothenburg, 1997, pp. 76-83.
- [LYO63] LYON R. *Noise reduction of rectangular enclosures with one flexible wall* Journal of Acoustical Society of America, vol. 35(11), 1963, pp. 1791-1797.
- [MAR05] MARQUIS-FAVRE C., FAURE J., HAMZAOUI N. *Auditory evaluation of sounds generated in a cavity covered with absorbing layers* Proceedings of the 12th International Congress on Sound and Vibration, Lisbonne, 2005.
- [MEN05] MENDOUME MINKO I.D., BERNARD P., FOGLI M. *Identification de paramètres modaux de structures sous excitations dynamiques ambiantes* Evaluation dynamique des ouvrages, 2005, pp. 43-85.
- [MER06] MERER A. *Rapport de stage de Master Iere année*, Université de la Méditerranée, 2006.
- [MEU01] MEUNIER S., HABAUT D., CANÉVET G. *Auditory evaluation of sound signals radiated by a vibrating surface* Journal of Sound and Vibration, vol. 247(5), 2001, pp. 897-915.

- [MIS96] MISSAOUI J., CHENG L. *A combined integro-modal approach for predicting properties of irregular-shaped cavities* Journal of Acoustical Society of America, vol. 101(6), 1997, pp. 3313-3321.
- [MOH04] MOHANTY P., RIXEN D.J. *Operational modal analysis in the presence of harmonic excitation* Journal of Sound and Vibration, vol 270, 2004, pp. 93-109.
- [MZA02] MZALI M. *Perception de l'ambiance sonore et évaluation du confort acoustique dans les trains*, Thèse de l'Université Pierre et Marie Curie - Paris VI, 2002.
- [PAR02] PARIZET E., HAMZAOUI N., JACQUEMOUD J. *Noise assessment in a high-speed train* Applied Acoustics, vol. 63, 2002, pp. 1109-1124.
- [PAN90] PAN J. ET BIES D.A. *The effect of fluid-structural coupling on sound waves in an enclosure Experimental part* Journal of Acoustical Society of America, vol. 87(2), 1990, pp. 708-717.
- [PEE99] PEETERS B. ET DE ROECK G. *Reference-based stochastic subspace identification for output-only modal analysis* Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 13(6), 1999, pp. 855-878.
- [PER88] PERSSON K., BJORKMAN M. *Annoyance due to low frequency noise and the use of the dB(A) scale* Journal of Sound and Vibration, vol. 127(3), 1988, pp. 491-497.
- [PER97] PERSSON WAYE K., RYLANDER R., BENTON S., LEVENTHALL H.G. *Effects on performance and work quality due to low frequency ventilation noise* Journal of Sound and Vibration, vol. 205(4), 1997, pp. 467-474.
- [POI03] POISSON F. *Bruit en salle TGV ETAT DE L'ART Rapport de projet Capconfac*, Unité physique du Système Ferroviaire et Confort, 2003.
- [PRE65] PRETLOVE A.J. *Free vibrations of a rectangular panel backed by a closed rectangular cavity* Journal of Sound and Vibration, vol. 2(3), 1965, pp.197-209.
- [PRE70] PRETLOVE A.J., CRAGGS A. *A simple approach to coupled panel-cavity vibrations* Journal of Sound and Vibration, vol. 11(2), 1970, pp.207-215.
- [ROU99] ROUSSARIE V. *Analyse perceptive de structures vibrantes simulées par modèle physique* Thèse de doctorat de l'université du Maine, 1999.
- [SAP90] SAPORTA G. *Probabilités Analyse de Données et Statistique* Editions Technip, 1990.
- [SCH07] SCHNEIDER S. *Numerische Simulation von Fluid-Struktur-Kopplung mittels FE-BE-Kopplung unter Verwendung schneller Randelemente-Verfahren* Rapport final d'activités de recherche, Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique, Université de Dresde, 2007.
- [SMA] SOCIÉTÉ SMAC *Site internet* <http://www.smac.fr>
- [TOB77] TOBIAS J. *Low-frequency masking patterns* Journal of the Acoustical Society of America, vol. 61(2), 1977, pp. 571-575.
- [TOU00] TOURNOUR M., ATALLA N. *Pseudostatic corrections for the forced vibroacoustic response of a structure-cavity system* Journal of the Acoustical Society of America, vol.107(5), 2000, pp. 2379-2386.
- [TOR58] TORGERSON, W. S. *Theory & Methods of Scaling* New York : Wiley, 1958.

-
- [TRO07] TROLLÉ A., HAMZAOUI N., MARQUIS-FAVRE C. *Auditory evaluation of sounds radiated from a vibrating plate inside a damped cavity : adjustment of the computational efforts in frequency* Proceedings of the 19th International Congress on Acoustics, Madrid, 2007.
- [VIB00] *Projet Etude des phénomènes basses fréquences à l'origine d'une gêne pour le voyageur - Phase 3.1 Caractérisation par éléments finis du comportement acoustique basses fréquences de la salle basse du TGV Duplex* Rapport Vibratec 205.044.RA.01.A, 27/01/2000.
- [YAM83] YAMADA S., IKUJI M., FUJIKATA S., WATANABE T., KOSAKA T. *Body Sensation of Low Frequency Noise of Ordinary Persons and Profoundly Deaf Persons* Journal of Low Frequency Noise & Vibration, vol. 2(3), 1983, pp. 32-36.
- [YAM86] YAMADA S., WATANABE T., KOSAKA T., NEGISHI H., WATANABE H. *Physiological Effects of Low Frequency Noise* Journal of Low Frequency Noise and Vibration, vol. 5(1), 1986, pp. 14-25.
- [YAM91] YAMADA S., SUEKI M., HAGIWARA S., WATANABE T., KOSAKA T. *Psychological combined effects of low frequency and vibration* Proceedings of the 6th International conference on low frequency noise & vibration, Leiden, 1991, pp. 119-124.
- [YEO69] YEOWART N.S., BRYAN M.E., TEMPEST W. *Low-frequency noise thresholds* Journal of Sound and Vibration, vol. 9(3), 1969, pp. 447-453.
- [YEO74] YEOWART N.S., EVANS M.J. *Thresholds of audibility for very low-frequency pure tones* Journal of the Acoustical Society of America, vol. 55(4), 1974, pp. 814-818.
- [YEO76] YEOWART N.S. *Thresholds of hearing and loudness for very low frequencies*, issu de *Infrasound and Low Frequency Vibration*, édité par W. Tempest (Academic Press, London), 1976, pp. 37-64.
- [WAT91] WATANABE T., MØLLER H. *Hearing Thresholds and Equal Loudness Contours in Free Field at Frequencies Below 1 kHz* Journal of Low Frequency Noise and Vibration, vol. 9(4), 1990, pp. 135-148.
- [WHI72] WHITTLE L.S., COLLINS S.J., ROBINSON D.W. *The audibility of low-frequency sounds* Journal of Sound and Vibration, vol. 21(4), 1972, pp. 431-448.
- [ZOG06] ZOGHAIB L. *Optimisation acoustique de plaques sandwich viscoélastiques*. Thèse de doctorat, Université de la Méditerranée, 2006.

Annexe A

Rappels de psychoacoustique

A.1 Tests psychoacoustiques de dissemblance

Chaque auditeur participant à un test de dissemblance écoute une paire de signaux sonores et doit alors juger la dissemblance entre eux. Pour cela, il chiffre cette dissemblance par un chiffre généralement situé entre 0 et 6 : 0 pour indiquer que les deux signaux sont fortement semblables et 6 pour indiquer que les deux signaux sont fortement dissemblables. Afin de comparer chaque signaux à l'ensemble des N signaux, $N(N - 1)/2$ paires sont donc présentées à chacun des n auditeurs. Les résultats sont alors collectés dans n matrices, appelées matrices de dissemblances. Pour chacune de ces matrices, le coefficient (i, j) correspond au degré de dissemblance entre le signal i et le signal j . On calcule alors la matrice des distances en faisant la moyenne de ces n matrices. Le coefficient (i, j) de cette matrice est donc le jugement moyen de dissemblance entre le signal i et le signal j .

Si l'on considère ce jugement moyen comme une distance entre les N signaux, une analyse statistique permet de construire un espace dit perceptif, dont la dimension est à déterminer. La distance dans cet espace entre chacun des signaux est alors représentative de leur dissemblance. Après détermination de cet espace perceptif, il est nécessaire de déterminer la signification psychoacoustique de chaque axe. Pour cela, on écoute les signaux ordonnés selon leur a^e coordonnée pour chaque axe a , afin d'en déterminer son caractère perceptif. Par la suite, on essaye alors de déterminer à quels paramètres du modèle est corrélé chaque axe.

A.2 Quelques paramètres perceptifs

Plusieurs paramètres sont récurrents dans les analyses de tests perceptifs. Nous les présentons ici brièvement.

La sonie La sonie est par définition le niveau perceptif de l'intensité sonore. Cette grandeur dépend du niveau de l'intensité sonore mais aussi du contenu fréquentiel et de la durée du signal considéré. L'unité de la sonie la plus utilisée est le phone ; une autre unité moins utilisée est le sone. Par convention, la sonie d'un signal sera de n phones s'il est perçu par un auditeur comme aussi fort qu'un signal pur à 1000 Hz de n dB(SPL). Pour

des signaux complexes, la sonie ne peut généralement pas être calculée directement. Cependant, la sonie de sons purs est bien connue ; elle a été mesurée et est représentée sur la figure ?? . Si l'on souhaite déterminer la sonie de signaux complexes, il est nécessaire de réaliser des tests psychoacoustiques où il est demandé à des auditeurs de donner un jugement chiffré du niveau sonore des signaux qui leur sont présentés. Ces signaux sont les signaux complexes considérés et des sons purs dont la sonie est connue préalablement.

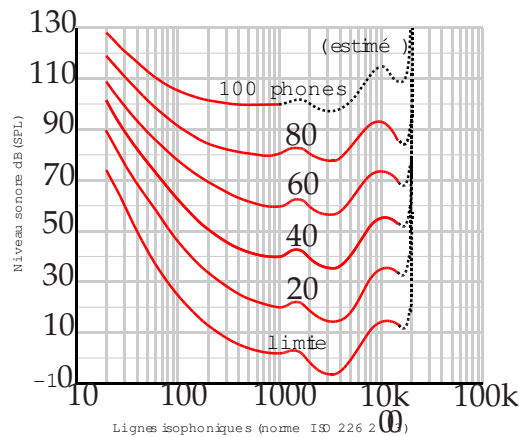


Figure A.1 – Lignes isophoniques (norme ISO 226 : 2003).

La hauteur tonale La hauteur tonale caractérise la perception de la hauteur fréquentielle d'un signal. Elle se représente généralement comme une fonction de deux variables : la hauteur brute, qui mesure le caractère grave ou aigu d'un signal, et le chroma, qui mesure la note de musique à laquelle le signal se rapproche. A titre d'exemple, deux do (un do4 et un do5 par exemple) joués sur un instrument de musique auront le même chroma car elles correspondent toutes deux à un do mais n'auront pas la même hauteur brute, le do5 étant plus aigu que le do4. Pour un son pur ou un signal harmonique, la hauteur tonale est directement corrélée à la fréquence fondamentale. Par contre, pour les signaux complexes non harmoniques, la hauteur tonale est plus difficile à déterminer. Dans ce dernier cas, la hauteur tonale est souvent corrélée à la fréquence de plus forte énergie.

Le timbre Le timbre est un des paramètres psychoacoustiques les plus difficiles à définir car il est vu comme l'indice perceptif qui permet de distinguer deux signaux en dehors de considérations sur la durée, la sonie et la hauteur tonale. Le timbre peut correspondre à la richesse du contenu sonore qui permet de distinguer par exemple le bruit d'un impact sur une plaque en bois d'un bruit d'un même impact sur une plaque en aluminium de même dimension. Nous pouvons aussi citer l'exemple de deux pianos jouant la même note pendant le même temps et avec la même intensité sonore. Dans ce cas, les deux pianos n'étant pas rigoureusement identiques, le seul paramètre les distinguant sera alors le timbre.

Le centre de gravité spectral Le centre de gravité spectral (C.G.S.) est un paramètre analytique permettant de caractériser la brillance d'un signal et est donc corrélée au timbre et à

l'acuité (caractère mat ou brillant d'un signal sonore). Il est défini par la relation :

$$C.G.S. = \frac{\sum_{k=1}^N k A_k}{\sum_{k=1}^N A_k}$$

où A_k est l'amplitude de la composante numéro k du spectre et N le nombre de composantes dans le spectre.

Les bandes de Bark et la sonie spécifique Zwicker a montré que l'oreille fonctionne comme un banc de filtres et traite de la même façon les excitations sonores toutes proches d'une même fréquence déterminée. La bande passante de chacun de ces filtres est appelée bande critique ou bande de Bark. L'ouïe humaine est composée de 24 bandes de Bark dont les limites en Hertz sont les suivantes : 20, 100, 200, 300, 400, 510, 630, 770, 920, 1080, 1270, 1480, 1720, 2000, 2320, 2700, 3150, 3700, 4400, 5300, 6400, 7700, 9500, 12000, 15500.

La sonie spécifique indique la répartition de la sonie sur chacune de ces bandes de Bark. La sonie globale est alors obtenue par intégration de la sonie spécifique de chaque bande de Bark.

Annexe B

Modélisation du système plaque/cavité

B.1 Schéma et équations du problème

Une plaque Σ (cf. figure ??) est encastrée dans un baffle $\bar{\Sigma}$ parfaitement rigide. Cette plaque est une des 6 parois d'une cavité Ω^- remplie d'air. Chacune des 5 autres parois ($\partial\Omega^-$) est caractérisée par un coefficient de réflexion $\beta_{\alpha j}$, $\alpha \in \{x, y, z\}$ et $j \in \{1, 2\}$ (ce coefficient ne dépend pas de la fréquence). L'ensemble de ce système est immergé dans l'air de masse volumique ρ_f et de célérité des ondes acoustiques c_f . L'origine O du repère de l'espace (O, x, y, z) se trouve au centre de gravité de la plaque, cette dernière étant dans le plan (xOy) . La plaque est excitée par une force ponctuelle F .

Les inconnues du problème sont :

- la pression $p^+(Q)$ l'extérieur de la cavité (Ω^+) en un point Q ,
- la pression $p^-(Q)$ l'intérieur de la cavité (Ω^-) en un point Q ,
- le déplacement $u(M)$ de la plaque en un point M .

En notant respectivement :

ω, c, k	la pulsation, la célérité des ondes dans le fluide, le nombre d'onde
$p^\pm, p_\epsilon(Q)$	la pression dans Ω^\pm , la pression $p(Q)$ lorsque $z_Q = \epsilon$
u	le déplacement de la plaque (positif dans le sens des z positifs)
$\Sigma, \bar{\Sigma}$	la plaque, le baffle plan
$\partial\Sigma, \partial\Omega^-$	les limites de la plaque, les parois de la cavité
M, Q	un point de la structure, un point de Ω^\pm
ξ	l'impédance des parois de la cavité
\vec{n}_1, \vec{n}_2	vecteur sortant et normal à la structure ($\Sigma \cup \partial\Omega^-$), vecteur normal à $\partial\Sigma$
ρ_f, ρ	masse volumique du fluide, de la plaque
h, E, ν	l'épaisseur, le module d'Young, le coefficient de Poisson de la plaque
$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$	le coefficient de rigidité de la plaque
Δ	l'opérateur Laplacien
$F(M, \omega)$	la force extérieure de contact sur la plaque
$S^\pm(Q, \omega)$	les sources acoustiques présentes dans Ω^+ et/ou Ω^-

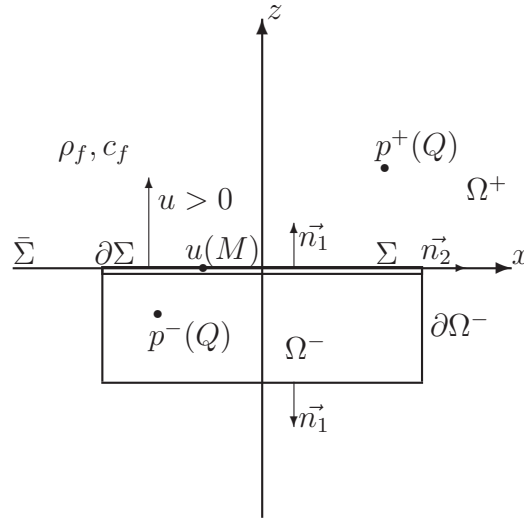


Figure B.1 – Schéma du problème fluide/plaque/cavité

dans le domaine fréquentiel (convention en $e^{-i\omega t}$), les équations de ce problème sont alors :

$$\left\{ \begin{array}{ll}
 (\Delta + k^2)p^\pm(Q) = S^\pm(Q, \omega) \text{ dans } \Omega^\pm & \text{Equation d'Helmholtz} \\
 \text{Condition de Sommerfeld pour } p^+ & \\
 \frac{\partial p^+}{\partial \vec{n}_1} \Big|_{M \in \bar{\Sigma}}(M) = \frac{\partial p^+}{\partial z} \Big|_{z=0}(M) = 0 \text{ sur } \bar{\Sigma} & \text{Condition de Neumann} \\
 \frac{\partial p^-}{\partial \vec{n}_1}(M) + \frac{ik}{\xi} p^-(M) = 0 & \text{Condition d'impédance sur } \partial\Omega^- \\
 u(M) = 0 \text{ et } \frac{\partial u}{\partial \vec{n}_2}(M) = 0 \text{ sur } \partial\Sigma & \text{Condition d'encastrement} \\
 \frac{\partial p^\pm}{\partial \vec{n}_1}(M) = \frac{\partial p^\pm}{\partial z}(M) = \omega^2 \rho_f u(M) \text{ sur } \Sigma & \text{Continuité de la vitesse} \\
 (D\Delta^2 - \rho h \omega^2)u(M) = F(M) - P(M) & \text{Equation des plaques} \\
 \text{avec } P(M) = \lim_{\epsilon \rightarrow 0^+} (p_\epsilon^+(Q) - p_\epsilon^-(Q)) & \text{Saut de pression}
 \end{array} \right.$$

B.2 Résolution

La résolution est fondée sur le calcul des modes de résonance de la plaque vibrante. Ces modes de résonance ne dépendent pas de la fréquence et sont les solutions d'une formulation variationnelle sur le déplacement. Ces modes de résonance tiennent compte de l'interaction fluide/structure entre la plaque et l'air environnant. Les modes de résonance sont calculés à partir des modes propres de la plaque par une méthode de perturbation résultant de l'approximation fluide léger.

Le déplacement de la plaque est développé en une série de ces modes de résonance. La pression est alors déduite du déplacement par l'intégrale de Kirchhoff-Helmholtz. Cette intégrale nécessite l'introduction de la fonction de Green de la cavité calculée par une méthode d'images.

Une formule variationnelle pour le déplacement est obtenue à partir de l'équation des plaques. Cette équation est une équation couplée entre pression et déplacement. Elle fait

en effet intervenir directement le déplacement u et indirectement la pression par le saut de pression entre les deux faces de la plaque ($P(M) = \lim_{Q \rightarrow M \in \Sigma} [p^+(Q) - p^-(Q)]$).

Comme nous souhaitons une formule ne dépendant que du déplacement de la plaque, il faut tout d'abord relier la pression au déplacement.

Les relations entre p^+ et u d'une part et entre p^- et u d'autre part, s'obtiennent avec le théorème de Green faisant intervenir deux fonctions de Green décrites dans les deux paragraphes suivants.

1. Relation entre p^+ et u : Soient Q et S deux points de Ω^+ et G^+ la fonction de Green telle que :

$$\begin{cases} (\Delta + k^2)G^+(Q, S) = \delta_Q(S) & \text{dans } \Omega^+ \\ \frac{\partial G^+}{\partial \vec{n}_1}(Q, M) = 0 & \text{sur } \Sigma \cup \bar{\Sigma} \\ \text{La condition de Sommerfeld} & \text{l'infini} \end{cases}$$

Prenons un volume V , correspondant à une demi-boule au-dessus de la plaque et dont le volume tend vers l'infini. Le théorème de Green permet alors d'écrire :

$$\boxed{p^+(Q) = p_0^+(Q) + \omega^2 \rho_f \int_{\Sigma} G^+(M', Q) u(M') d\Sigma(M')} \quad (\text{B.1})$$

avec $p_0^+(Q)$ la pression définie par $\int_{\Omega^+} G^+(Q, \Theta) S^+(\Theta) dV(\Theta)$.

La fonction de Green G^+ est calculée par une méthode d'images :

$$G^+(Q, S) = -\frac{e^{ikd(Q,S)}}{2\pi d(Q, S)}$$

avec $d(Q, S)$ la distance entre les deux points Q et S .

Si la source $S^+(Q, \omega)$ est un monopole situé en un point s^+ , la pression $p_0^+(Q)$ s'écrit :

$$p_0^+(Q) = -\frac{e^{ikd(Q,s^+)}}{2\pi d(Q, s^+)}$$

2. Relation entre p^- et u : Soient Q et S deux points de Ω^- et G^- la fonction de Green telle que :

$$\begin{cases} (\Delta + k^2)G^-(Q, S) = \delta_Q(S) & \text{dans } \Omega^- \\ \frac{\partial G^-}{\partial \vec{n}_1}(Q, M) = 0 & \text{sur } \Sigma \\ \frac{\partial G^-}{\partial \vec{n}_1}(Q, S) + \frac{ik}{\xi} G^-(Q, S) = 0 & \text{sur } \partial\Omega^- \end{cases}$$

Prenons le volume Ω^- correspondant au volume de la cavité. Le théorème de Green permet alors d'écrire (cf. annexe ??) :

$$\boxed{p^-(Q) = p_0^-(Q) - \omega^2 \rho_f \int_{\Sigma} G^-(M', Q) u(M') d\Sigma(M')} \quad (\text{B.2})$$

avec $p_0^-(Q)$ la pression définie par $\int_{\Omega^-} G^-(Q, \Theta) S^+(\Theta) dV(\Theta)$.

Ici aussi, la fonction de Green G^- est calculée par une méthode d'images. En supposant que :

- la cavité est parallélépipédique,

- les dimensions de la cavité sont $2L_x, 2L_y$ et L_z ,
- les parois de la cavité ont des coefficients de réflexion β_{x_1} (en $x = -L_x$), β_{x_2} (en $x = +L_x$), β_{y_1} (en $y = -L_y$), β_{y_2} (en $y = +L_y$), β_{z_1} (en $z = -L_z$) et β_{z_2} (en $z = 0$), la fonction de Green G^- s'écrit alors (cf. annexe ??) :

$$G^-(Q, S) = - \sum_{n,l,m=-\infty}^{+\infty} \sum_{q,j,k=0}^1 \beta_{x_1}^{|n|} \beta_{x_2}^{|n+q|} \beta_{y_1}^{|l|} \beta_{y_2}^{|l+j|} \beta_{z_1}^{|m|} \beta_{z_2}^{|m+k|} \frac{e^{ikd(Q, S_{nlmqjk})}}{4\pi d(Q, S_{nlmqjk})}$$

avec

$$Q \begin{array}{|l} x \\ y \\ z \end{array} \quad S \begin{array}{|l} x' \\ y' \\ z' \end{array} \quad S_{nlmqjk} \begin{array}{|l} 2(n+q)L_x + x' - 2qx' \\ 2(l+j)L_y + y' - 2jy' \\ 2mL_z - z' + 2kz' \end{array}$$

Si la source $S^-(Q, \omega)$ est un monopole situé en un point s^- , la pression $p_0^+(Q)$ s'écrit :

$$p_0^+(Q) = - \sum_{n,l,m=-\infty}^{+\infty} \sum_{q,j,k=0}^1 \beta_{x_1}^{|n|} \beta_{x_2}^{|n+q|} \beta_{y_1}^{|l|} \beta_{y_2}^{|l+j|} \beta_{z_1}^{|m|} \beta_{z_2}^{|m+k|} \frac{e^{ikd(Q, s_{nlmqjk}^-)}}{4\pi d(Q, s_{nlmqjk}^-)}$$

avec s_{nlmqjk}^- les images de s^-

3. Calcul du saut de pression $P(M)$: A partir des équations ?? et ??, on obtient le saut de pression en fonction du déplacement :

$$\begin{aligned} P(M) &= \lim_{Q \rightarrow M \in \Sigma} [p^+(Q) - p^-(Q)] \\ &= P_0(M) + \omega^2 \rho_f \int_{\Sigma} [G^+(M', M) + G^-(M', M)] u(M') d\Sigma(M') \end{aligned}$$

$$P(M) = P_0(M) + \omega^2 \rho_f \int_{\Sigma} G(M', M) u(M') d\Sigma(M')$$

avec $G(M', M) = G^+(M', M) + G^-(M', M)$ et $P_0(M) = p_0^+(M) - p_0^-(M)$.

D'après le résultat précédent, l'équation des plaques devient :

$$(D\Delta^2 - \rho h \omega^2) u(M) + \omega^2 \rho_f \int_{\Sigma} G(M', M) u(M') d\Sigma(M') = F(M) - P_0(M) \quad (\text{B.3})$$

Soit $v(M)$ une fonction du même espace de fonctions $\mathbf{F}(\Sigma)$ que $u(M)$ et vérifiant les mêmes conditions aux limites. En multipliant ?? par $v^*(M)$, en décomposant $F(M) = f(M)\phi(\omega)$ et en prenant l'intégrale de l'expression sur Σ on obtient :

$$a(u, v) - \rho h \omega^2 \left\{ \langle u, v \rangle - \frac{\rho_f}{\rho h} \beta_{\omega}(u, v) \right\} = \langle F - P_0, v \rangle \quad (\text{B.4})$$

avec :

$$\begin{aligned} a(u, v) &= \int_{\Sigma} D\Delta^2 u(M) v^*(M) d\Sigma(M) && \text{L'énergie potentielle de la plaque} \\ \langle u, v \rangle &= \int_{\Sigma} u(M) v^*(M) d\Sigma(M) && \text{L'énergie cinétique de la plaque} \\ \beta_{\omega}(u, v) &= \int_{\Sigma} \int_{\Sigma} v^*(M) G(M', M) u(M') d\Sigma(M') d\Sigma(M) && \text{L'énergie perdue par couplage avec} \\ &&& \text{le fluide extérieur et la cavité} \\ &&& \beta_{\omega} = 0 \text{ si on est dans le vide} \\ \langle F - P_0, v \rangle &= \int_{\Sigma} f(M) v^*(M) d\Sigma(M) && \text{L'énergie fournie au système} \end{aligned}$$

$u(M)$ est par la suite cherché sous la forme :

$$u(M, \omega) = \sum_{n=1}^{+\infty} \alpha_n(\omega) U_n(M, \omega)$$

avec $U_n(M, \omega)$, le n^e mode propre et $\Lambda_n(\omega)$ la valeur propre (que l'on suppose unique) associée.

La suite du raisonnement peut être lu dans [?], [?] et [?].

Annexe C

Construction de la cavité

C.1 Construction de la cavité en trois étapes

1. Une cavité à cinq parois en médium est réalisée avec du médium d'épaisseur 22 mm.
2. Le smactane est collé à la colle néoprène sur toutes les faces extérieure de la cavité. La figure ?? est une photographie de cette étape. On pourra remarquer que les bords de la cavité sont recouverts d'une mousse fine. Cette mousse réalise un joint entre la cavité et la mâchoire servant pour l'encastrement de la plaque vibrante (cf. paragraphe suivant).
3. Cinq planches de médium d'épaisseur 19 mm sont collées et vissées (vissage effectué aux bords de chaque plaque) à l'ensemble.

C.2 Réalisation de l'encastrement

L'encastrement entre la plaque vibrante et la cavité est réalisé en :

- enserrant une plaque vibrante entre deux mâchoires,
- ces deux mâchoires sont vissées entre elles,
- une mâchoire est solidaire de la cavité.

Une fine mousse est collée aux bords de la cavité pour réaliser un joint étanche entre la cavité et la mâchoire qui va s'y fixer (cf. figure ??).

Une première mâchoire en aluminium de 15 mm d'épaisseur est ensuite vissée sur les bords de la cavité. Cette mâchoire comporte des 48 taraudages répartis uniformément sur le rectangle formé par cette mâchoire. Ces taraudages servent à l'introduction de goujons ou vis. La figure ?? est une photographie de cette étape.

Des gonjons sont alors placés dans les taraudages décrits précédemment. La plaque vibrante est percée de 48 trous dont le placement correspond à ces mêmes taraudages. La cavité peut être ainsi placée contre la mâchoire en aluminium en la glissant le long des goujons.

Une deuxième mâchoire en acier de 8 mm d'épaisseur percé de 48 trous est ensuite boulonnée grâce aux goujons. C'est la dernière étape qui serre l'ensemble. Le moment de serrage est vérifié (avec une clé de serrage) et est uniforme. Le serrage est effectué de façon circulaire en commençant par les goujons situés au milieu de chaque côté puis en s'en éloignant. La figure ?? est une photographie illustrant cette étape.



Figure C.1 – Deuxième étape de la construction de la cavité : la cavité en médium est recouverte de Smactane.



Figure C.2 – Placement de la cavité vibrante.



Figure C.3 – Détails de l'ensemble serré.

C.3 Châssis de la cavité

Un châssis en acier a aussi été construit aux dimensions de la cavité afin de la supporter en chambre sourde. 4 plots antivibrations ont été collés aux 4 extrémités supérieures afin de limiter la transmission des vibrations entre la cavité, le châssis et le sol. La figure ?? présente ce châssis.



Figure C.4 – Châssis de la cavité.