

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M.Ing.

PAR
DANIEL LANGLOIS

ÉTUDE DU PHÉNOMÈNE D'AMORTISSEMENT DES STRUCTURES DANS LES
ASSEMBLAGES EN VUE DE RÉDUIRE LE RAYONNEMENT ACOUSTIQUE

MONTRÉAL, LE 27 JUILLET 2005

© Droits réservés de Daniel Langlois

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Frédéric Laville, directeur de mémoire

Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Zhaoheng Liu, professeur

Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Jacques Masounave, président du jury

Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

ELLE A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 21 JUIN 2005

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

ÉTUDE DU PHÉNOMÈNE D'AMORTISSEMENT DES STRUCTURES DANS LES ASSEMBLAGES EN VUE DE RÉDUIRE LE RAYONNEMENT ACOUSTIQUE

Daniel Langlois

RÉSUMÉ

Ce document consiste en une étude des bilans d'énergies associées au mouvement vibratoire. Elle compare différents modèles analytiques de perte. L'efficacité des différentes méthodes connues de mesure de l'amortissement global d'une structure est évaluée. Cette mesure d'amortissement permet d'évaluer l'importance de chacun des mécanismes de dissipation dans la perte totale d'énergie. Chacun de ces mécanismes de dissipation a sa mécanique propre qui fait varier son efficacité en fonction de différents paramètres : la fréquence d'excitation, les conditions aux limites, la géométrie de la structure, le matériau, etc.

La méthodologie de recherche expérimentale utilisée dans la présente étude permet de mettre en évidence la contribution qualitative et quantitative des mécanismes d'amortissement dans les assemblages boulonnés ou rivetés. Mieux comprendre les mécanismes de dissipation d'énergie vibratoire dans les assemblages boulonnés permettra dans le futur la conception de machines ou structures moins bruyantes.

ÉTUDE DU PHÉNOMÈNE D'AMORTISSEMENT DES STRUCTURES DANS LES ASSEMBLAGES EN VUE DE RÉDUIRE LE RAYONNEMENT ACOUSTIQUE

Daniel Langlois

SOMMAIRE

L'acousticien est constamment à la recherche des moyens de réduire le bruit rayonné par les structures dans le but d'améliorer les conditions de travail de millions de travailleurs exposé à des niveaux de bruit pouvant nuire à leur santé. Lors d'essais réalisés à l'ETS pour réduire le bruit de rivetage d'une pièce de fuselage d'avion, en collaboration avec Canadair (Deshaies 1996), un phénomène intéressant s'est produit. Les essais ont permis d'observer qu'il existait une pression de serrage optimale des mâchoires d'un encastrement menant à un faible rayonnement acoustique. À quoi cela est-il dû? Pour répondre à cette question, le présent document explore les mécanismes de dissipation d'énergie vibratoire dans les structures.

Ce document consiste en une étude des bilans d'énergies associées au mouvement vibratoire. Elle compare différents modèles analytiques de perte. L'efficacité des différentes méthodes connues de mesure de l'amortissement globale d'une structure est évaluée. Cette mesure d'amortissement permet d'évaluer l'importance de chacun des mécanismes de dissipation dans la perte totale d'énergie. Chacun de ces mécanismes de dissipation a sa mécanique propre qui fait varier son efficacité en fonction de différents paramètres : la fréquence d'excitation, les conditions aux limites, la géométrie de la structure, le matériau, etc.

La méthodologie de recherche expérimentale utilisée dans la présente étude permet de mettre en évidence la contribution qualitative et quantitative des mécanismes d'amortissement dans les assemblages boulonnés ou rivetés. Mieux comprendre les mécanismes de dissipation d'énergie vibratoire dans les assemblages boulonnés permettra dans le futur la conception de machines ou structures moins bruyantes.

L'utilisation de trois montages permettant d'obtenir trois conditions aux limites d'une plaque rectangulaire (suspendue, simplement appuyée et encastrée) a permis :

- de trouver une formulation de l'énergie dissipée par une plaque qui soit valide en dehors des résonances;
- d'évaluer le facteur de perte totale pour les quatre premiers modes d'une plaque d'aluminium en condition suspendue;
- d'évaluer le facteur de perte totale d'une plaque d'acier en condition simplement appuyée et d'une plaque d'aluminium en condition encastrée;

- d'évaluer le facteur de perte acoustique pour les quatre premiers modes d'une plaque d'aluminium en condition simplement appuyée;
- d'évaluer l'erreur sur la méthode classique d'évaluation de l'amortissement par de demi-puissance;
- d'évaluer le facteur de perte acoustique pour l'ensemble des fréquences, pour une plaque rectangulaire sur appuis simples;
- une analyse en bande d'octave de la pression acoustique rayonnée en fonction du serrage des mâchoires d'un encastrement.

Ce qui en ressort, c'est que :

- la participation du rayonnement acoustique dans la dissipation d'énergie vibratoire est importante et ne peut être négligée comme facteur contribuant à la dissipation (observé en condition simplement appuyée);
- l'amortissement d'une plaque suspendue est très sensible à l'excitation;
- l'erreur sur la méthode de demi-puissance peut être très grande lorsque le temps d'acquisition des signaux est court (l'erreur absolue sur le facteur de perte est de l'ordre de deux fois l'erreur relative sur la fréquence);
- il existe bien un phénomène qui permet d'obtenir le faible rayonnement acoustique d'une plaque encastrée pour une pression de serrage des mâchoires donnée, et dans le cas observé, il était dominant sur la bande de 8kHz.

REMERCIEMENTS

Le programme de maîtrise en génie mécanique à l'École de technologie supérieure me paraît, à la fin de cette aventure, comme le complément idéal du voyage que j'avais entrepris à l'Université Laval en 1995. J'y ai trouvé tout le support matériel, didactique, académique, financier et humain nécessaire à rendre ce retour aux études des plus agréables.

Pendant ces trois années qui n'en ont paru qu'une seule, j'ai côtoyé une foule de gens formidables. J'ai trouvé en eux support, réconfort et même amitié. Tout le bon déroulement de cette fresque académique n'aurait été possible sans le très grand dévouement de mon directeur de mémoire, M. Frédéric Laville, sa grande disponibilité, sa diligence et sa diplomatie exemplaire. De plus, n'eusse été de l'accueil favorable par mes proches de mes projets d'études, rien de tout cela n'aurait eu la même saveur empreinte de joie de vivre.

Peut-être qu'avec un peu de recul je verrai mes études supérieures comme un arbre qui aura porté ses fruits avant même d'avoir fleuri. Et c'est en remettant une partie de moi-même par ce mémoire que je garde l'essence du bonheur rattaché aux petites choses qui donnent un sens à la vie.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE	IV
REMERCIEMENTS	VI
TABLE DES MATIÈRES	VII
LISTE DES TABLEAUX.....	IX
LISTE DES FIGURES.....	X
LISTE DES GRAPHIQUES	XI
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES.....	XIV
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 ÉTAT DES CONNAISSANCES	3
CHAPITRE 2 CHOIX D'UN MONTAGE	13
2.1. Plaque suspendue	14
2.2. Plaque simplement appuyée.....	14
2.3. Plaque encastrée.....	15
CHAPITRE 3 DÉFINITION DES FACTEURS DE PERTE	17
3.1. Bilan d'énergie	17
3.2. Facteurs de perte	20
CHAPITRE 4 ÉVALUATION DES PERTES DANS LE CAS D'UNE PLAQUE SUR APPUIS SIMPLES – DÉVELOPPEMENTS THÉORIQUES ET RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX	23
4.1. Bilan d'énergie	24
4.2. Facteur de perte	29
4.3. Efficacité de rayonnement et facteur de perte acoustique.....	31
CHAPITRE 5 MODES DES PLAQUES ÉTUDEÉES	34
5.1. Plaque libre	34
5.2. Plaque simplement appuyée.....	35
5.3. Plaque encastrée	36
CHAPITRE 6 MÉTHODE EXPÉRIMENTALE	38

6.1.	Modes d'excitation de la structure	39
6.2.	Type de capteurs pour mesurer la réponse de la structure	42
6.3.	Méthodes d'analyse.....	43
6.4.	Paramètres d'acquisition.....	50
CHAPITRE 7 EXPÉRIENCE RÉALISÉE.....		52
7.1.	Condition libre	52
7.2.	Condition d'appuis simple	55
7.3.	Condition d'encastrement à serrage nul.....	57
7.4.	Condition d'encastrement à serrage variable	58
7.5.	Résumé.....	59
CHAPITRE 8 RÉSULTATS ET ANALYSE.....		61
8.1.	Conditions aux limites : libre	61
8.2.	Conditions aux limites : appuis simples.....	70
8.3.	Conditions aux limites : mâchoires d'encastrement n'exerçant comme force que leur poids propre (serrage nul).....	75
8.4.	Conditions aux limites : encastrement à serrage variable : Excitation mécanique transitoire par marteau d'impact.....	76
CONCLUSION		87
RECOMMANDATIONS.....		89
ANNEXES:		
1 :	MODÈLE ANALYTIQUE DU COMPORTEMENT VIBRO-ACOUSTIQUE D'UNE PLAQUE RECTANGULAIRE SUR APPUIS SIMPLES.....	92
2 :	MODÈLES ÉLÉMENTS FINIS D'UNE PLAQUE RECTANGULAIRE LIBRE ET ENCASTRÉE.....	101
3 :	PHÉNOMÈNE À TRÈS HAUTES FRÉQUENCES LIÉ AU SERRAGE NUL	106
BIBLIOGRAPHIE		108

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I	Modes analytiques de la plaque d'acier simplement suspendue.....
Tableau II	Mécanismes de dissipation d'énergie participant au facteur de perte globale pour trois configurations de conditions aux limites.....
Tableau III	Ensemble des modes d'excitation
Tableau IV	Méthodes d'analyse.....
Tableau V	Résumé de la méthode d'analyse en condition libre
Tableau VI	Résumé de la méthode d'analyse en condition d'appuis simple.....
Tableau VII	Types d'excitations utilisées.....
Tableau VIII	Mécanismes de dissipation d'énergie participant au facteur de perte globale pour quatre configurations de conditions aux limites.....

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1	Géométrie d'une bande infinitésimale définie sur la surface de la plaque.5
Figure 2	Montage expérimental de Feng12
Figure 3	Trois conditions de montage d'une plaque rectangulaire.....15
Figure 4	Baffle pour la plaque rainurée (condition d'appui simple)16
Figure 5	Modes de la plaque d'aluminium libre par éléments finis35
Figure 6	Modes de la plaque d'aluminium encastrée par éléments finis.....37
Figure 7	Montage en condition suspendue54

LISTE DES GRAPHIQUES

	Page
Graphique 1 Bilan d'énergie sur une plaque d'acier sur appuis simples, à l'aide d'un modèle de perte visqueuse. Formulation de Cremer pour la puissance dissipée	26
Graphique 2 Bilan d'énergie sur une plaque d'acier sur appuis simples, à l'aide d'un modèle de perte visqueuse. Formulation corrigée pour la puissance dissipée par une sommation sur les modes.....	27
Graphique 3 Comparaison de la puissance dissipée d'une plaque d'acier sur appuis simple pour 2 modèles de perte	29
Graphique 4 Pertes acoustiques et totales de la plaque d'acier sur appuis simples pour un modèle avec perte visqueuse	30
Graphique 5 Comparaison théorique du facteur de perte acoustique et de l'efficacité de rayonnement d'une plaque d'acier rectangulaire de 6,35mm (1/4 pouces) d'épais sur appuis simples excitée par un h.-p. à angle $\theta=\pi/4$	32
Graphique 6 Application de la méthode de demi-puissance.....	45
Graphique 7 Facteur de perte en condition libre avec excitation acoustique transitoire (plaque d'aluminium)	62
Graphique 8 Facteur de perte en condition libre par la méthode Esprit. (Plaque d'aluminium, excitation transitoire)	63
Graphique 9 Facteur de perte pour une plaque libre. Comparaison entre la méthode Esprit et la méthode du décrément logarithmique	64
Graphique 10 Facteur de perte en condition libre par demi-puissance	65
Graphique 11 Facteur de perte pour différents points d'impact. Comparaison entre la méthode de demi-puissance (méthode fréquentielle) et la méthode du décrément logarithmique (méthode temporelle).....	66
Graphique 12 Comparaison entre AME et Esprit pour l'évaluation du facteur de perte d'une plaque libre	67
Graphique 13 Justification de la différence entre la méthode de décroissance logarithmique et celle de demi-puissance par l'erreur estimée sur cette dernière	68

Graphique 14 Facteur de perte pour 24 configurations de position d'impact et de réponse, pour une plaque d'acier de 6mm d'épais simplement appuyée, par temps de réverbération	71
Graphique 15 Facteur de perte moyen par bande de tiers d'octave calculé par temps de réverbération pour une plaque en acier de 6mm d'épais simplement appuyée	72
Graphique 16 Facteur de perte calculé par la méthode de demi-puissance pour une plaque d'acier de 6mm d'épais simplement appuyée	73
Graphique 17 Comparaison de la méthode de demi-puissance avec celle du TR-60 pour l'évaluation du facteur de perte totale d'une plaque sur appuis simples (acier 6mm).....	74
Graphique 18 Comparaison entre la méthode Esprit et la méthode du TR60 dans l'évaluation du facteur de perte d'une plaque d'aluminium 6,35mm (1/4 pouce) non rainurée et sans baffle (serrage nul).....	75
Graphique 19 Niveau global de pression rayonnée en fonction du serrage pour une plaque rectangulaire d'aluminium de 6,35mm (1/4 pouces) d'épais.....	77
Graphique 20 Niveau de pression en fonction du serrage par bandes d'octave	78
Graphique 21 Niveau de pression en fonction du serrage pour les bandes d'octave dominant le rayonnement acoustique (zoom du graphique 20)).....	79
Graphique 22 Niveau de pression rayonnée en fonction de la fréquence pour différents serrages (bande de 0 à 10kHz).....	80
Graphique 23 Niveau de pression en fonction de la fréquence pour les serrages à faible rayonnement, autour de la bande 8kHz, mettant en évidence l'anti-résonance responsable du faible rayonnement à ces serrages (zoom du graphique 22).....	81
Graphique 24 Facteur de perte en fonction du serrage par bande d'octave pour une plaque d'aluminium de 6,35mm (1/4 pouces) d'épais.....	82
Graphique 25 Facteur de perte en fonction de la fréquence pour différents serrages d'une plaque d'aluminium rectangulaire	83
Graphique 26 Facteur de perte totale, Esprit par impact vs temps de réverbération moyen, avec un serrage de 4,6kPa.....	84
Graphique 27 Facteur de perte totale, Esprit par impact vs temps de réverbération global, avec un serrage de 5,5kPa.....	85
Graphique 28 Facteur de perte totale, Esprit par impact vs temps de réverbération global, avec un serrage de 6,4kPa.....	85

Graphique 29 Phénomène à très hautes fréquences pour le serrage zéro des appuis,
dans le niveau de pression rayonnée par la structure.....107

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

$\langle \rangle$	Moyenne spatiale
α	Facteur de décroissance
γ	Coefficient de viscosité
δ	Épaisseur de la couche limite de l'écoulement d'air à l'interface
δ_{log}	Décrément logarithmique
ζ, ε	Taux d'amortissement visqueux : ζ est plus souvent utilisé en vibration et ε en acoustique. Les deux notations sont conservées pour pouvoir présenter les formules classiques dans leur forme la plus courante
η_{int}	Facteur de perte dû à l'amortissement interne de la structure
η_a	Facteur de perte dû au rayonnement acoustique de la structure
η_f	Facteur de perte dû au frottement aux interfaces de la structure
η_{pa}	Facteur de perte dû au pompage d'air aux interfaces de la structure
θ	Épaisseur normalisée de la couche limite, i.e. le rapport entre l'épaisseur de la couche limite dans l'écoulement d'aire à l'interface et la distance de séparation de la poutre par rapport à la plaque (sans dimension)
μ	Coefficient de friction statique
ν	Viscosité cinématique de premier ordre
ξ	Viscosité cinématique de second ordre
ρ	Masse volumique
τ_d	Période naturelle amortie
ω	Fréquence angulaire de l'excitation
ω_n	Fréquence naturelle angulaire du n ème mode de la structure
A_b	Aire de la poutre en contact avec la plaque
A_p	Aire de la plaque
c_0	Vitesse du son dans le gaz ambiant
D	Énergie dissipée par cycle
D_a	Perte vibratoire par insertion pour une excitation acoustique
D_m	Perte vibratoire par insertion pour une excitation mécanique

f	Fréquence
f_n	Fréquence naturelle du n ème mode de la structure
$\langle gradp ^2 \rangle$	Gradient de pression quadratique moyen à l'interface
FFT	Transformée de Fourier rapide (Fast Fourier Tranform)
FRF	Fonction de réponse en fréquence
h	Distance de séparation entre la poutre et la plaque
$H(\theta)$	Participation de l'épaisseur normalisée de la couche limite dans la dissipation d'énergie
$i = \sqrt{-1}$	
k	Nombre d'onde
K'	partie réelle de la rigidité du système
log	logarithme en base 10
m	Masse équivalente de la structure
m_p	Masse surfacique de la plaque
n	Variable d'état du gaz ambiant
p	Pression acoustique
p_0	Pression du gaz ambiant
P_a	Énergie dissipée à l'interface
r	Rayon
T_{60}	Temps de réverbération vibratoire
u	vitesse de l'écoulement dans l'interface selon l'axe x (tangentielle à la plaque)
v	vitesse de l'écoulement dans l'interface selon l'axe y (tangentielle à la plaque)
$\langle V_{p0} ^2 \rangle$	Vitesse quadratique moyenne des vibrations à la surface de la plaque
W	Somme des énergies cinétiques et potentielles liées au mouvement vibratoire
X_θ	Déflexion

z Coordonnée normale à la plaque dans un système d'axes défini à mi-chemin dans l'interface entre la plaque et la poutre

Références SI des échelles logarithmiques (dB) associées en acoustique au :

- niveau de puissance $L_w = 10\log\left(\frac{w}{w_0}\right)$: $w_0 = 1 \times 10^{-12} \text{ W}$
- niveau d'intensité $L_I = 10\log\left(\frac{I}{I_0}\right)$: $I_0 = 1 \times 10^{-12} \text{ W/m}^2$
- niveau de pression $L_p = 20\log\left(\frac{p}{p_0}\right)$: $p_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$
- niveau de vitesse $L_v = 10\log\left(\frac{v}{v_0}\right)$: $v_0 = 5 \times 10^{-8} \text{ m/s}^2$
- niveau d'accélération $L_a = 10\log\left(\frac{a}{a_0}\right)$: $a_0 = 1 \times 10^{-5} \text{ m/s}^2$

INTRODUCTION

Mise en contexte

Il est de connaissance générale qu'un grand nombre de travailleurs sont exposés tous les jours à des niveaux de bruits dangereux pour leur ouie. Considérant la limite légale d'exposition au bruit de 85 dB(A) à raison de 8 heures par jour - recommandation internationale - les travailleurs de par le monde au risque de perdre l'audition sont au nombre estimé de 120 millions (Nations-Unies 2004). Une façon de diminuer le bruit auquel sont exposés les travailleurs est de concevoir des machines moins bruyantes. Une des façons de réduire le bruit rayonné par ces machines est de diminuer les vibrations de la structure. Il y a plusieurs façons d'y parvenir, dont celle d'augmenter la dissipation de l'énergie vibratoire.

Des essais réalisés pour Canadair dans le cadre d'une maîtrise à l'ETS (Deshaires 1996) a permis d'observer comment il était possible de réduire le bruit rayonné en augmentant la dissipation d'énergie. Il s'agissait d'un projet de réduction de bruit de rivetage. L'expérience a montré que le maintien de la pièce de fuselage à riveter permettait à une certaine pression de serrage d'obtenir une diminution de l'ordre de 10 dB(A) de la pression rayonnée. À quoi cela est-il dû? Pour répondre à cette question, le présent document explore les mécanismes de dissipation d'énergie vibratoire dans les structures.

Objectifs

L'objectif général de cette recherche est de déterminer la contribution respective de chacun des mécanismes de dissipation d'énergie. Les objectifs spécifiques sont :

- 1) la mise en évidence de chacun des mécanismes;
- 2) la quantification de la perte associée aux mécanismes de dissipation;

- 3) l'évaluation de la façon dont varie chaque facteur de perte en fonction des conditions aux limites, de la fréquence et, pour les structures encastrées, du serrage à l'interface;
- 4) l'évaluation de l'efficacité des méthodes classiques de détermination du facteur de perte totale.

Méthodologie et plan du mémoire

Au cours du premier chapitre, il sera présenté l'état des connaissances. Les chapitres suivants présentent les diverses étapes de la méthodologie. Au chapitre 2, il sera fait le choix d'un montage permettant de faire varier les conditions aux limites d'une structure. La perte d'énergie associée à chaque mécanisme de dissipation est définie dans le chapitre 3 afin de pouvoir la mesurer et est validée à l'aide d'un modèle théorique connu dans le chapitre 4. Les modes et déformées modales de la structure sont calculés au chapitre 5, car certaines méthodes d'analyse le requièrent. Une méthode expérimentale est ensuite établie au chapitre 6. Le chapitre 7 présente l'expérience réalisée. Les données sont finalement analysées au chapitre 8.

CHAPITRE 1

ÉTAT DES CONNAISSANCES

Les mécanismes de dissipation d'énergie dans les structures peuvent être classés en trois grandes catégories : le rayonnement acoustique, les pertes internes et les pertes dans les assemblages aux interfaces avec d'autres structures (ex. un support). Dans le présent chapitre, il sera présenté d'abord ce qui a été élaboré dans la littérature sur la dissipation d'énergie vibratoire d'un point de vue théorique. Puis, il sera montré ce qui a été tenté expérimentalement dans la littérature pour mieux comprendre les mécanismes de dissipation.

Théorie sur la dissipation d'énergie vibratoire aux interfaces des assemblages

Les travaux de Maidanik (Maidanik 1966) sont présentés ici parce qu'ils constituent les seuls développements théoriques connus sur le phénomène de pompage d'air. Par contre, ses travaux tiennent de la jonglerie mathématique et ils s'éloignent souvent du sens physique.

Selon Maidanik, les pertes aux interfaces des assemblages seraient dues à deux phénomènes : le frottement et un phénomène non encore très bien compris qui serait associé aux variations de pression dans l'air prisonnier au niveau des joints encastrés. Ce dernier est appelé « pompage d'air ».

Dans un premier temps, Maidanik fait l'étude de la dissipation d'énergie associée au pompage d'air dans les joints structuraux. Pour ce faire, il écrit une formulation pour le champ du gradient de pression parallèle aux interfaces qu'il introduit dans l'équation de quantité de mouvement avec les conditions aux frontières : $\{u,v\}=0$ en $z= \pm \frac{1}{2}h$ (voir figure 1), considérant le nombre de Mach $\ll 1$, faisant certaines considérations

géométriques¹ et prenant une formulation de l'équation d'état de la forme $p\rho^{-n} = \text{const}$ ². Il obtient :

$$\{u, v\} \equiv -\frac{c_0^2}{i\omega n p_0} \left(1 + \frac{i\omega\xi}{c_0^2}\right) \{gradp\} \left[1 - \frac{\cos(\kappa z)}{\cos\left(\frac{1}{2}\kappa h\right)}\right] \quad (1.1)$$

avec $\kappa^2 \approx -(2i/\delta^2) - k^2$ où k est le nombre d'onde, et δ l'épaisseur de la couche limite dans l'écoulement considéré. h est la distance qui sépare les deux structures. c_0 est la vitesse du son dans le gaz ambiant, p_0 la pression ambiante et ξ la viscosité cinématique du deuxième ordre.

Il en vient par la suite à une expression pour le facteur de perte qui tient compte de la configuration du joint, de la pression ambiante et de la géométrie de la plaque, de la poutre et de l'interface. Il est défini comme le ratio entre l'énergie dissipée et l'énergie totale emmagasinée dans la structure :

$$\eta = \frac{A_b h c_0^2}{2 A_p m_p n p_0 \omega^2} \frac{\langle |gradp|^2 \rangle}{\langle |V_{p0}|^2 \rangle} H_-(\theta) \quad (1.2)$$

où $H_-(\theta)$ est une fonction qui lie la dissipation au ratio θ entre l'épaisseur de la couche limite dans l'écoulement et la distance h qui sépare la poutre de la plaque. $\langle |V_{p0}|^2 \rangle$

¹ Il considère que la poutre est d'une largeur et d'une longueur négligeable par rapport respectivement à la largeur et la longueur de la plaque considérée.

² n est une constante unitaire pour une transformation isotherme et égale au rapport des chaleurs spécifiques pour une transformation adiabatique.

correspond à la vitesse quadratique moyenne de la plaque et A_b , A_p sont les aires de la poutre et de la plaque.

Ensuite, il raffine son modèle pour tenir compte des résultats précédents d'Ungar qui pourraient se résumer par l'expression suivante (Ungar 1964) :

$$\langle |V_s|^2 \rangle = \langle |V_{p0}|^2 \rangle S(k_p d) \quad (1.3)$$

où V_s est la vitesse dans le film de fluide et où $S(k_p d)$ est une fonction complexe de $k_p d$ lorsque $k_p d < 1$, mais devient essentiellement égale à 1 quand $k_p d > 5$. Cette fonction S exprime l'effet de restriction du mouvement due à la mécanique du joint (boulons, rivets ou soudure par point). Pour ce faire, Maidanik considère un modèle structural comme suit :

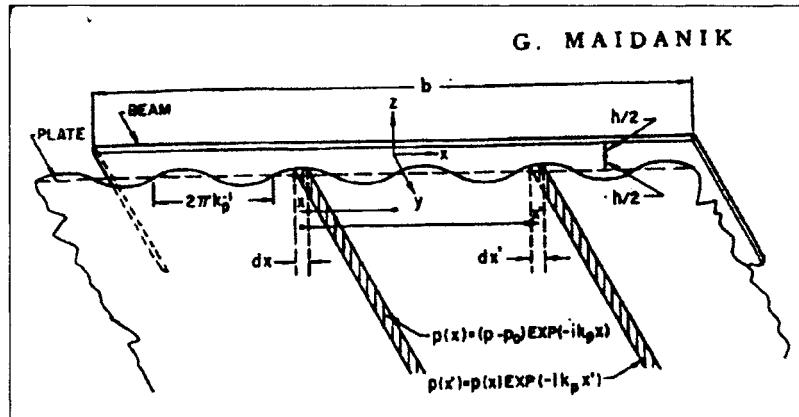


Figure 1 Géométrie d'une bande infinitésimale définie sur la surface de la plaque

en considérant une onde de flexion typique sur une bande définie sur la surface de la plaque se propageant dans la direction x . Cette onde produit un mouvement relatif entre les surfaces de la plaque et de la poutre. Ce mouvement est uniforme dans la direction y et est associé à un nombre d'onde $k=k_p$ dans la direction x . Le différentiel de pression entre les deux bandes est donné par :

$$(p - p_0) e^{(-ik_p x)} e^{(-ik_p x')} \quad (1.4)$$

L'effet de ce champ de pression sur la bande à la position x peut être tracé à l'aide de la fonction de transfert spatiale suivante :

$$T(x'|x) = \delta(x') + \frac{k_p}{\pi} e^{(i[\eta(x')]k_p x')} \quad (1.5)$$

Le différentiel de pression efficace $p_{eff}(x)$ en x est alors donné par :

$$p_{eff}(x) = (p - p_0) e^{(-ik_p x)} \int_b T(x'|x) \cdot e^{(-ik_p x')} dx' \quad (1.6)$$

où la dépendance temporelle a été supprimée et où :

$$\eta(x') \equiv \begin{cases} \eta, & x' > 0 \\ -\eta, & x' < 0 \end{cases} \quad (1.7)$$

η représentant le facteur de perte totale sur la plaque, et $p_{eff}dx$, la force efficace par unité de longueur sur la bande centrée en x . Il en déduit par la suite l'amplitude du différentiel de pression :

$$p_{eff} = (p - p_0) \left(1 + \frac{k_p b}{\pi} \right) \equiv (p - p_0) \beta \quad (1.8) \text{ où l'on suppose que } k_p b \ll 1.$$

L'effet du pompage d'air sur la bande de la plaque est de changer les amplitudes de vitesses V_p et V_b . Les changements dans les amplitudes de vitesses de la plaque et de la

poutre peuvent être reliées à la pression efficace qui les produit en terme de l'impédance linéaire Z_L de la plaque :

$$(p - p_0)\beta = Z_L(V_s - V_p) \quad (1.9) \text{ où } Z_L = \frac{4\omega m_p}{1-i}$$

L'indice 's' est relatif à la bande définie sur la plaque. L'équation de continuité moyennée selon l'axe z permet d'éliminer V_p dans l'expression précédente, puisque :

$$V_p \approx \frac{i\omega h}{np_0} \left\{ 1 - \frac{k_p^2 c_0^2}{\omega^2} [1 - H_+(\theta) + iH_-(\theta)] \right\} (p - p_0) \quad (1.10)$$

où $H_+(\theta) = [\sinh(\theta) - \sin(\theta)][\theta[\cosh(\theta) + \cos(\theta)]]^{-1}$, $k_p^2 = \frac{\omega_g \omega}{c_0^2}$ et ω_g correspond à la

fréquence angulaire critique de la plaque. Il peut alors écrire l'expression du facteur de perte comme suit :

$$\eta_a = \frac{A_b np_0}{A_p m_p \omega^2 h} \left(\frac{S}{G} \right) \left(\frac{\omega_g}{\omega} \right) H_-(\theta) = \frac{A_b}{A_p} \frac{Z_a}{Z_p} \frac{S}{G} \frac{\omega_c}{\omega} H_-(\theta) \quad (1.11)$$

où $Z_a = np_0/\omega h$ et $Z_p = m_p \omega$ sont respectivement les impédances en rigidité et en inertie.

Le ratio $\frac{A_b np_0}{A_p m_p \omega^2 h}$ est alors l'énergie relative emmagasinée dans le gaz et dans la plaque

dans des conditions idéales. G est une fonction de H_+ et H_- définie comme suit :

$$G = \left[1 + (1 - H_+) \frac{\omega_c}{\omega} - \frac{BZ_a}{Z_p} \right]^2 + \left(\frac{\omega_c}{\omega} H_- + \frac{BZ_a}{Z_p} \right)^2 \quad (1.12) \text{ où } 4B \approx 1 + k_p b / \pi.$$

Expérimentation et mesure pour la mise en évidence et l'évaluation des phénomènes de dissipation d'énergie

1) Ungar et Carbonell:

Ungar et Carbonell tentent de démontrer l'existence de ce phénomène par un montage expérimental (Ungar and Carbonell 1966). Leurs essais sont réalisés à l'aide d'une plaque à laquelle des poutres ont été boulonnées. Elle est suspendue en deux points par des ressorts, dans une chambre sous vide. L'excitation est faite par un bobinage collé à la plaque. La réponse vibratoire est mesurée à l'aide d'un accéléromètre collé sur la plaque. L'amortissement est évalué par une méthode de temps de réverbération vibratoire :

$$\eta = \frac{2.2}{T_{60}f} \quad (1.13)$$

Après ces essais, la validité de la formulation du facteur de perte par pompage d'air reste à vérifier pour plusieurs raisons :

- a) la contribution du rayonnement acoustique a été négligée, alors qu'il n'avait pas encore été démontré dans la littérature disponible que sa contribution à la dissipation d'énergie était négligeable. En fait, l'auteur mentionne que cette dissipation pouvait être relativement grande et ce même sous la fréquence critique³. Pour cela il cite Maidanik (Maidanik 1962);
- b) le facteur de perte est défini entre autres à partir d'une fonction S définie ultérieurement par Ungar (Ungar 1964). Cette fonction correspond à la notion d'efficacité de rayonnement à laquelle l'effet des rivets (ou boulons) a été greffé. Cette fonction est décrite comme une fonction complexe pour $k_p d < 1$ (basses

³ On entend par fréquence critique la fréquence à laquelle la vitesse de propagation dans l'air est égale à celle de l'onde de flexion dans le matériau. Au delà de cette fréquence la structure a une efficacité de rayonnement essentiellement égale à 1. Dans le cas d'une plaque d'acier de 6mm d'épais, elle est d'environ 2000 Hz.

fréquences) et valant essentiellement 1 pour $k_p d > 5$ (hautes fréquences). La validité de la théorie est donc limitée en basses fréquences pour deux raisons :

- i) La nature complexe de la fonction S en basses fréquences;
- ii) Les observations auraient dû être faites sur des structures beaucoup plus grosses, et cela aurait demandé une chambre à vide plus grande;
- c) plusieurs constantes dans la formulation du facteur de perte doivent être trouvées expérimentalement;

La modélisation très empirique des résultats expérimentaux conduit à des formulations sans base théorique et surprenantes pour le moins du point de vue de leur sens physique; par exemple le facteur de perte est exprimé en fonction de la pression ambiante divisée par la fréquence exposant 2/3.

2) Chaigne et Lambourg :

Plus dernièrement, Chaigne et Lambourg (Chaigne and Lambourg 2001) utilise la méthode Esprit pour déterminer les types d'amortissements prépondérants pour quatre plaques minces de matériaux différents. Ils comparent également l'effet de différentes méthodes de suspension de plaque pour simuler la condition libre : suspendue en un point au centre, suspendue en deux points aux extrémités et suspendue en deux points correspondants aux nœuds des modes à observer. L'excitation de la plaque est réalisée par impact, et la réponse de la plaque est mesurée à l'aide de microphones. La méthode Esprit est une technique de mesure des amortissements développée initialement par Laroche pour l'analyse de sons d'instrument de musique (Laroche 1993). L'avantage de la méthode, c'est qu'elle est très efficace pour l'analyse des signaux à fort amortissement de courte durée, en particulier pour des modes rapprochés. Principalement, il s'agit d'une méthode qui est basée sur l'hypothèse que le signal étudié peut être approché par la somme finie de sinusoides amorties.

3) Feng :

Plus récemment, (Feng 2001) a utilisé une toute autre approche pour caractériser la dissipation d'énergie dans un joint mécanique. En effet, il caractérise la perte vibratoire par insertion d'un joint liant deux plans parallèles (figure 2). Il définit cette perte de la façon suivante lors d'une excitation mécanique : $D_m = L_{inner}|_{reference} - L_{inner}|_{joint}$ (dB) et de la façon suivante lors d'une excitation acoustique : $D_a = (L_{upper} - L_{inner})|_{joint} - (L_{upper} - L_{inner})|_{référence}$ (dB). Cela se veut une méthode facile de tester les performances vibro-acoustiques d'un joint sur des structures réelles avec une répétitivité de moins de 2 dB. Par contre, cette caractérisation par différence de niveau n'est pas une bonne indication de la performance vibro-acoustique d'un joint puisque pour des fréquences où les longueurs d'onde de flexion de la plaque sont plus grandes que les dimensions du joint, l'augmentation de l'amortissement réduit les vibrations des deux côtés du joint.

4) Nashif, Jones et Henderson :

Dans cette ouvrage classique, (Nashif, Jones et al. 1985), les trois auteurs lient le facteur de perte à la phase de la manière suivante :

Considérant le travail W_{cycle} fait par cycle :

$$W_{cycle} = \int_0^{2\pi/\omega} F(t)(dw/dt)dt \quad (1.14)$$

$$W_{cycle} = \int_0^{2\pi/\omega} (F \sin \omega t) [\omega X \cos(\omega t + \phi)] dt \quad (1.15)$$

$$W_{cycle} = +\pi X F \sin \phi \quad (1.16)$$

et l'énergie potentielle maximale :

$$W_{potentielle max cycle} = \left(-\frac{1}{2} \right) \left[X \sin \left(\frac{\pi}{2} \right) \right] \left[-F \sin \left(\frac{\pi}{2} - \phi \right) \right] \quad (1.17)$$

$$W_{potentielle max cycle} = \left(\frac{1}{2} \right) FX \cos \phi \quad (1.18)$$

Par définition, le facteur de perte est le rapport entre l'énergie dissipée et l'énergie totale emmagasinée par cycle et il s'écrit :

$$\eta = \frac{W_{cycle}}{2\pi W_{potentielle max cycle}} \quad (1.19)$$

À partir de (1.16) et (1.18) on trouve :

$$\eta = \tan \phi \quad (1.20)$$

5) Deshaises :

Finalement, dans le cadre d'essais réalisés à l'ETS pour le compte de Canadair, Deshaises montre qu'il peut exister un serrage optimal d'une plaque rectangulaire qui résulte en un faible rayonnement acoustique (Deshaises 1996). Le montage alors utilisé est une plaque encastrée à serrage variable qui est excitée par l'impact d'une bille d'acier en chute libre. Une mesure de la pression alors rayonnée est faite à l'aide d'un microphone placé au-dessus de la plaque. Les limitations de l'expérience sont d'abord au niveau de

l'excitation. Elle consiste en une bille d'acier de 6,4mm de diamètre, tombant d'une hauteur de 572mm au centre géométrique de la plaque. Dans sa chute, la bille cumule suffisamment d'énergie pour déformer localement la plaque de façon permanente au point d'impact. Puis, sans rebondir, cette bille laissée sur la plaque après impact augmente la masse de la plaque en son centre. Cela amène globalement l'ajout de phénomènes non-linéaire non-contrôlés et le déplacement des modes propres de la structure. De plus, l'analyse se limite à la pression rayonnée et ne fournie aucune information sur le facteur de perte. L'expérience de Deshaies est la motivation première de la présente étude : l'expérience est-elle reproductible? Quel phénomène est en jeu : le frottement ou le pompage d'air? L'analyse par niveau de bruit global rayonné sera étendue dans la présente étude à une analyse par bande d'octave du niveau rayonné et du facteur de perte.

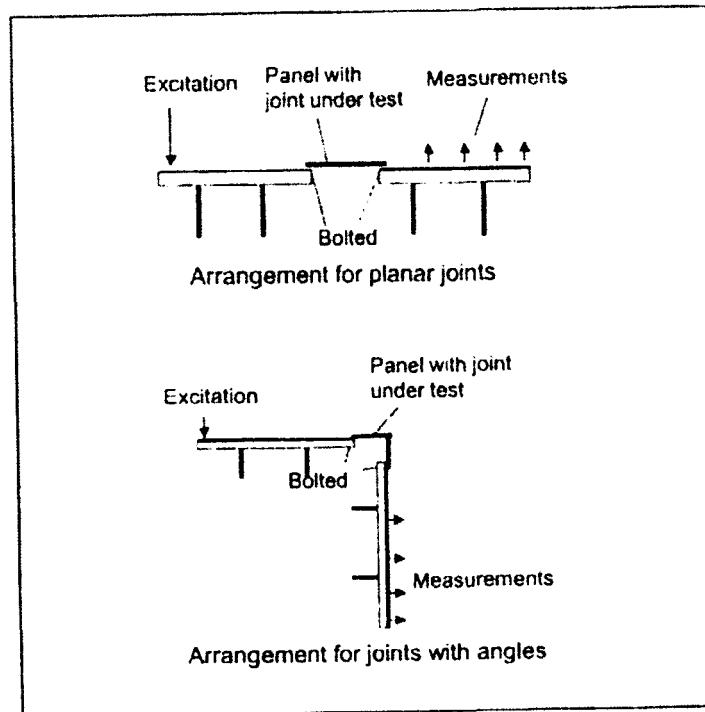


Figure 2 Montage expérimental de Feng

CHAPITRE 2

CHOIX D'UN MONTAGE

Les caractéristiques du montage permettant l'analyse des mécanismes de dissipation sont à déterminer. Ce montage doit :

- 1) permettre de faire varier les conditions aux limites;
 - a. une condition libre pour n'avoir que la contribution du rayonnement acoustique et des pertes internes dans la dissipation d'énergie;
 - b. une condition simplement appuyée, pour laquelle les mêmes facteurs de dissipation devraient participer. Cela permettra une comparaison avec un modèle théorique connu;
 - c. une condition d'encastrement à serrage variable pour voir l'évolution du facteur de perte en fonction de la fréquence et de la pression de serrage à l'interface avec le support. Dans ce cas, tous les mécanismes participent à la dissipation d'énergie vibratoire;
- 2) être le plus simple possible, pour diminuer le nombre de paramètres inconnus;
- 3) avoir une grande surface rayonnante pour facilement observer la perte par rayonnement;
- 4) avoir de grandes surfaces d'appui pour permettre, en condition encastrée, un frottement plus stable et favoriser le développement d'un hypothétique phénomène de pompage d'air;
- 5) être dans des matériaux standards généralement utilisés en industrie.

Comme le présent mémoire se veut une première phase exploratoire des mécanismes de dissipation d'énergie vibratoire, l'analyse ne comprend pas d'essai sous-vide. Il a pour objectif d'évaluer et quantifier les phénomènes connus avant de tenter de démontrer l'existence ou non de phénomènes méconnus tel que le pompage d'air. Pour cela, si le

pompage d'air, ou d'autres phénomènes, devait contribuer à la dissipation d'énergie, il sera considéré comme faisant partie d'un ensemble de phénomènes aux limites de la structures associés à l'interface avec d'autres structures.

C'est pourquoi le choix du montage s'est arrêté sur deux plaques rectangulaires, d'épaisseur 6,35mm (1/4 pouces), l'une en acier, l'autre en aluminium. La plaque en aluminium est soit libre ou soit encastrée. La plaque en acier est sur appuis simples. La condition libre est approchée par une plaque suspendue. La condition simplement appuyée est approchée par une rainure sur le pourtour de la plaque. L'enca斯特rement est réalisé à l'aide de serre-joints, au nombre de 10, placés sur un appui de 5,08cm (2pouces) sur tout le pourtour de la plaque. Le même support et les mêmes appuis servent à la fois pour la condition simplement appuyée et la condition d'enca斯特rement.

2.1. Plaque suspendue

Il s'agit d'une plaque en aluminium de dimensions $492 \times 416 \times 6,35\text{mm}$ (1/4 pouces) suspendue verticalement par deux fils de nylon (voir figure 2).

2.2. Plaque simplement appuyée

Il s'agit d'une plaque en acier de dimension $492 \times 416 \times 6,35\text{mm}$ (1/4 pouces) avec une rainure pratiquée à 5,08mm (2 pouces) du bord sur tout le pourtour de la plaque réduisant son aire effective à un rectangle de $390 \times 214\text{mm}$ (voir figure 2). Le choix de l'acier comme matériau vient du fait que le montage était disponible et des données expérimentales pertinentes étaient également disponibles. De plus, dans cette condition d'appui, la plaque a un baffle (voir figure 3). Ce baffle est indispensable à des fins de comparaison avec le calcul analytique du rayonnement.

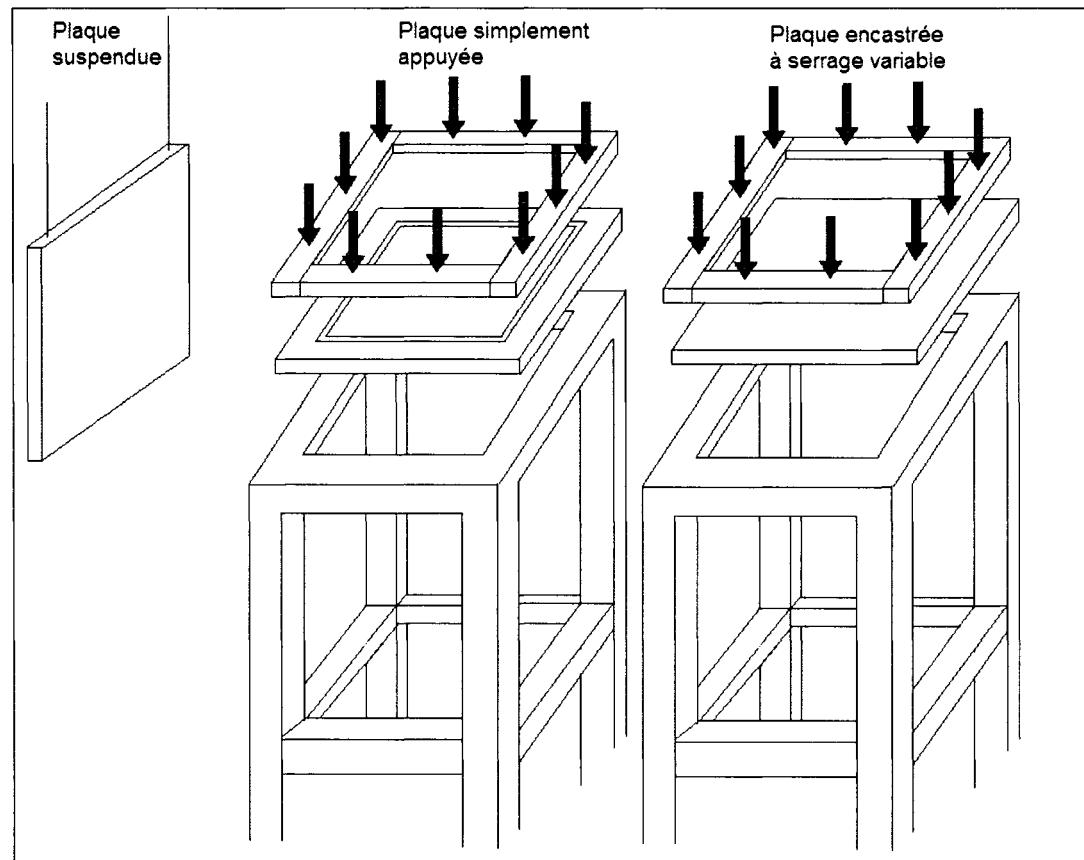


Figure 3 Trois conditions de montage d'une plaque rectangulaire

2.3. Plaque encastrée

Il s'agit d'une plaque en aluminium de même dimensions de départ que la plaque en condition libre, soit $492 \times 416 \times 6,35\text{mm}$ (1/4 pouces). Elle est perforée en périphérie pour permettre le passage de boulons servant à l'encastrée d'un appui de 5,08mm de large (2 pouces) réduisant l'aire effective de la plaque à un rectangle de $390 \times 214\text{mm}$ (voir figure 2).

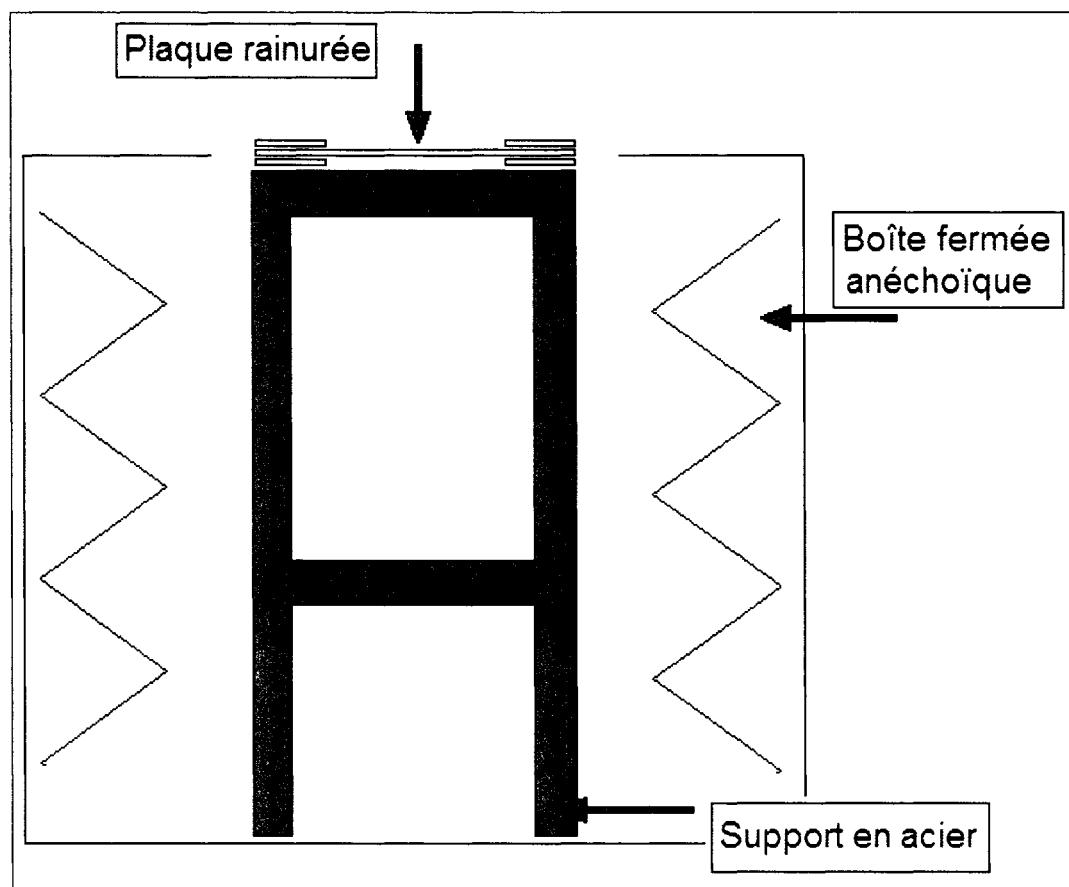


Figure 4 Baffle pour la plaque rainurée (condition d'appui simple)

CHAPITRE 3

DÉFINITION DES FACTEURS DE PERTE

3.1. Bilan d'énergie

Pour mesurer la perte, il faut d'abord en connaître la définition. Le facteur de perte caractérise l'aptitude d'une structure à dissiper l'énergie vibratoire qui lui est fournie. Il s'agit du rapport entre la puissance dissipée par le mécanisme désigné et l'énergie mécanique totale de la structure. Pour chaque mécanisme de dissipation, un facteur de perte peut être associé. La somme de ces facteurs donne le facteur de perte totale. Une même structure dissipe plus ou moins d'énergie selon les conditions aux limites, puisque chacun des mécanismes de dissipation réagit plus ou moins bien à chacune de ces conditions.

Si un bilan d'énergie est fait sur une structure excitée, l'énergie qui lui est fournie doit être exactement égale à l'énergie qu'elle dissipe. Voici une expression connue de la puissance fournie à une structure qui est fonction de la force de l'excitation F et de la vitesse v de la structure au point d'excitation :

$$P_{fournie} = \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{F \times v^*\} \quad (3.1)$$

Ensuite, elle est comparée avec une formulation de la puissance dissipée qui est liée par un facteur η à l'énergie mécanique totale de la plaque. Ce facteur η est le facteur de perte totale. La formulation de la puissance dissipée par une plaque finie est donnée par Cremer (Cremer, Heckl et al. 1987) est :

$$P_{dissipée} = \frac{1}{2} m \langle v^2 \rangle \omega \eta \quad (3.2)$$

où $\langle v^2 \rangle$ est la vitesse quadratique moyenne de la surface de la plaque, m , la masse de la structure, ω la fréquence angulaire et η est le facteur de perte défini par :

$$\boxed{\eta = \frac{1}{2\pi} \frac{W_{cycle}}{W_{potentielle max cycle}}} \quad (3.3)$$

où W_{cycle} est l'énergie dissipée par cycle et $W_{potentielle max cycle}$ est l'énergie potentielle maximale par cycle.

Cependant, ce qui n'est pas mentionné dans cette référence, c'est que la formulation (3.2) n'est valide qu'à la résonance. Une formulation continue en fréquence a été développée dans le cadre de ce mémoire. Dans le cas d'un système masse (m) – ressort (k) – amortisseur (c) à un degré de liberté (qui correspond à un mode (m, n) dans le cas d'un système à plusieurs degrés de liberté tel qu'une plaque), le travail sur un cycle où l'amplitude du déplacement est X s'écrit d'après (3.3) :

$$\boxed{W_{cycle} = 2\pi\eta W_{potentielle max cycle}} \quad (3.4)$$

avec :

$$\boxed{W_{potentielle max cycle} = \frac{1}{2} kX^2} \quad (3.5)$$

on trouve :

$$\boxed{W_{cycle} = 2\pi\eta \frac{1}{2} kX^2} \quad (3.6)$$

La puissance dissipée par cycle peut donc s'écrire :

$$P_{dissipée} = W_{cycle} \times f \quad (3.7)$$

$$P_{dissipée} = \eta \frac{1}{2} k X^2 \omega \quad (3.8)$$

Si l'on ne considère qu'un seul mode qu'on assimile à un système masse-ressort à un seul degré de liberté et de fréquence naturelle ω_{mn} , la rigidité k s'écrit :

$$k = m \omega_{mn}^2 \quad (3.9)$$

Il est possible également de remplacer le déplacement équivalent X^2 par deux fois le déplacement quadratique moyen $\langle x^2 \rangle$, d'où :

$$P_{mn, dissipée} = \eta m \omega_{mn}^2 \frac{1}{2} X^2 \omega = \eta m \omega_{mn}^2 \langle x^2 \rangle \omega \quad (3.10)$$

Pour exprimer la puissance dissipée en fonction de la vitesse quadratique moyenne, la dérivée par rapport au temps de la position donne :

$$x^2 = \frac{v^2}{\omega^2} \quad (3.11)$$

puis avec la notation :

$$r = \frac{\omega}{\omega_{mn}} \quad (3.12)$$

on trouve l'expression de la puissance dissipée par mode :

$$P_{mn_dissipée} = \eta m \frac{1}{r^2} \langle v^2 \rangle \omega \quad (3.13)$$

La sommation sur les modes permet d'exprimer la puissance totale dissipée par une structure vibrante, pour un modèle de perte hystérotique où le facteur de perte η est indépendant de la fréquence :

$$P_{dissipée} = \sum_{mn} \eta \times \frac{1}{r^2} m \langle v^2 \rangle \omega \quad (3.14)$$

Pour un modèle de perte visqueuse où le taux d'amortissement ε est indépendant de la fréquence, le remplacement de η par $2\varepsilon r$ donne l'expression suivante pour la puissance dissipée :

$$P_{dissipée} = \sum_{mn} \varepsilon \times \frac{2}{r} m \langle v^2 \rangle \omega \quad (3.15)$$

3.2. Facteurs de perte

Le facteur de perte totale dans le cas d'une perte hystérotique est obtenu à partir de l'équation (3.14), où la puissance dissipée est remplacée par l'expression de la puissance fournie (3.1).

$$\eta_{total} = \sum_{mn} \frac{r^2}{2} \frac{\operatorname{Re}\{F \times v^*\}}{m \langle v^2 \rangle \omega} \quad (3.16)$$

De la même manière, dans le cas d'une perte visqueuse, le facteur d'amortissement total est obtenu à partir de l'équation (3.15), et s'écrit :

$$\varepsilon_{total} = \sum_{mn} \frac{r}{4} \frac{\operatorname{Re}\{F \times v^*\}}{m \langle v^2 \rangle \omega} \quad (3.17)$$

Puis, à partir de la puissance acoustique rayonnée, le facteur de perte acoustique s'écrit comme le rapport entre la puissance dissipée par rayonnement et la puissance totale emmagasinée dans la structure. La puissance totale emmagasinée par cycle se définit à partir du travail par cycle comme suit :

$$P_{potentielle max cycle} = W_{potentielle max cycle} \times f \quad (3.18)$$

Pour un système masse (m) – ressort (k) – amortisseur (c) à un degré de liberté (qui correspond à un mode (m,n) dans le cas d'un système à plusieurs degrés de liberté tel qu'une plaque), le travail sur un cycle où l'amplitude du déplacement est X s'écrit, comme en (3.5) :

$$W_{potentielle max cycle} = \frac{1}{2} k X^2 \quad (3.19)$$

avec les remplacements (3.9), (3.11), $[X^2 = 2\langle x^2 \rangle]$, $[f = \frac{\omega}{2\pi}]$:

$$P_{potentielle max cycle} = \sum_{mn} \frac{1}{2} m \omega_{mn}^2 \frac{2\langle v^2 \rangle}{\omega^2} \times \frac{\omega}{2\pi} = \sum_{mn} \frac{1}{r^2} m \langle v^2 \rangle \frac{\omega}{2\pi} \quad (3.20)$$

Le facteur de perte acoustique s'écrit :

$$\eta_{acoust} = \frac{1}{2\pi} \frac{P_a}{P_{potentielle max cycle}} = \frac{P_a}{\sum_{mn} \frac{1}{r^2} m \langle v^2 \rangle \omega} \quad (3.21)$$

où $r = \frac{\omega}{\omega_{mn}}$ comme vu en (3.12)

CHAPITRE 4

ÉVALUATION DES PERTES DANS LE CAS D'UNE PLAQUE SUR APPUIS SIMPLES – DÉVELOPPEMENTS THÉORIQUES ET RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Il existe un modèle analytique de la vibro-acoustique d'une plaque mince rectangulaire sur appuis simples qui, pour le présent ouvrage, servira à prédire :

- 1) la vitesse quadratique moyenne d'une plaque;
- 2) la puissance acoustique rayonnée;
- 3) son efficacité de rayonnement;

pour un modèle de perte hystérotique ou visqueuse. Ces calculs sont obtenus à l'aide d'un programme Matlab présenté en annexe.

Premièrement, la vitesse quadratique moyenne permettra de retrouver l'énergie mécanique totale emmagasinée dans la structure (3.14), utile à l'évaluation des facteurs de perte (3.16) et (3.17). Un bilan sera réalisé pour valider sous le modèle analytique que l'énergie fournie à la plaque égale bien l'énergie totale dissipée.

Deuxièmement, à l'aide de la puissance acoustique rayonnée, il sera possible de tracer les facteurs de perte acoustique et totale en fonction de la fréquence.

Troisièmement, l'efficacité de rayonnement sera évaluée. Cette quantité est couramment utilisée en rayonnement acoustique. L'efficacité de rayonnement est bien connue en fonction de la fréquence. Il devient alors pertinent d'établir le lien mathématique entre l'efficacité de rayonnement et le facteur de perte acoustique. Quelques manipulations algébriques permettent de lier ces deux notions.

4.1. Bilan d'énergie

Comme la puissance fournie à une structure devrait être égale à la puissance dissipée par cette dernière, l'égalité suivante sur les puissances fournie et dissipée peut être vérifiée :

$$P_{\text{fournie}} = P_{\text{dissipée}} \quad (4.1)$$

Pour se faire, un modèle théorique est considéré pour une plaque mince rectangulaire sur appuis simples soumise à une force d'excitation sinusoïdale ponctuelle (Laville et Thomas 2003). La plaque est excitée par une force unitaire de la forme $F = e^{j\omega t}$ et la position des points de la plaque est de la forme $w(x,y,t) = w(x,y) e^{j\omega t}$ (mouvement harmonique). La vitesse de la plaque est obtenue par dérivation :

$$v = \frac{\partial w}{\partial t} = j\omega w(x,y) e^{j\omega t} \quad (4.2)$$

avec :

$$w(x,y) = \sum_{mn} a_{mn} \sin\left(\frac{m\pi}{a} x\right) \sin\left(\frac{n\pi}{b} y\right) \quad (4.3)$$

où a_{mn} est le facteur de participation modale. La puissance fournie à la plaque dans le cas d'une excitation ponctuelle unitaire en son centre est alors :

$$P_{\text{fournie}} = \frac{1}{2} \operatorname{Re}\{-j\omega w(x,y)\} \quad (4.4)$$

Laville et Thomas considèrent une perte visqueuse, avec un facteur d'amortissement ε qui est constant en fonction de la fréquence (Laville and Thomas 2003). Ils écrivent le facteur de participation modale comme suit :

$$a_{mn} = \frac{F_{mn}}{M_{mn}} \frac{1}{\omega_{mn}^2 - \omega^2 + 2j\varepsilon_{mn}\omega_{mn}\omega} \quad (4.5)$$

et la vitesse quadratique moyenne pour un mode :

$$\langle v_{mn}^2 \rangle = \frac{\omega^2}{8} |a_{mn}|^2 \quad (4.6)$$

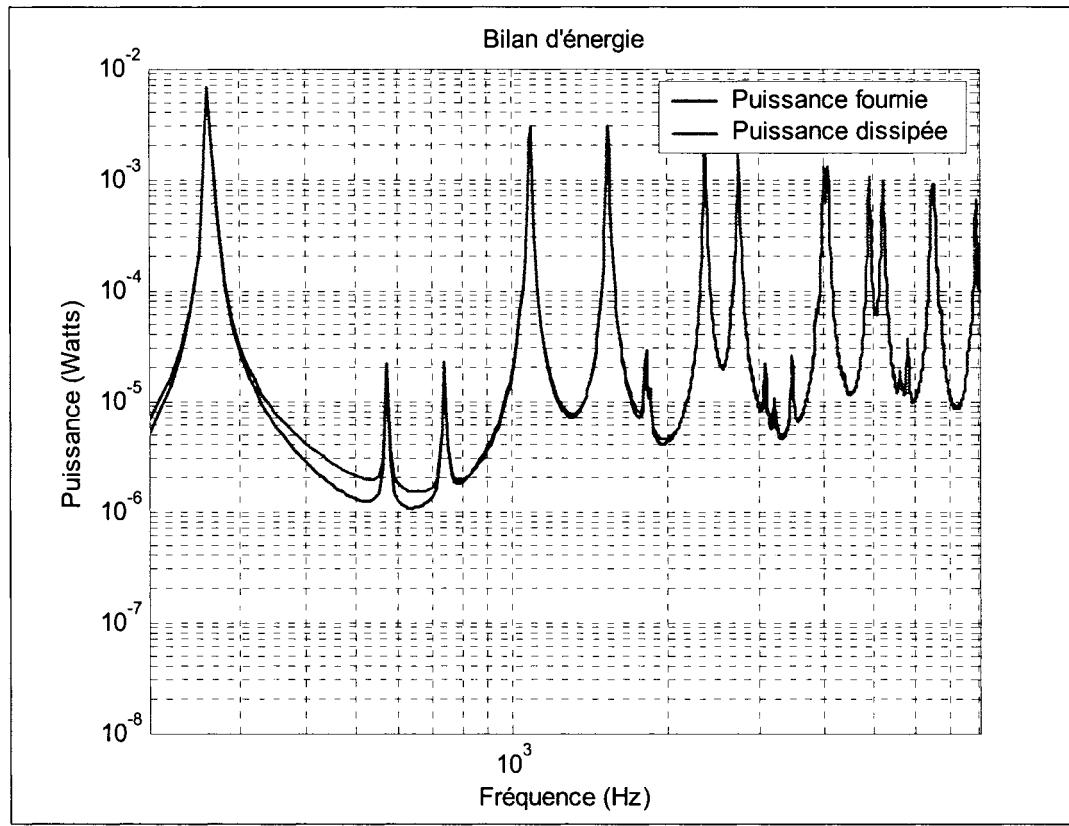
C'est à partir de ces équations qu'il est possible maintenant de calculer la puissance dissipée pour une perte visqueuse à partir de l'équation de Cremer (3.2), avec l'aide de la simplification $\eta/2 = \varepsilon = \text{constante}$:

$$P_{dissipée} = \varepsilon m \frac{\omega^3}{8} \sum_{mn} |a_{mn}|^2 \quad (4.7)$$

Le graphique suivant montre une comparaison entre la puissance fournie (4.4) et la puissance dissipée (4.7).

On constate bien l'erreur commise lors de l'utilisation de la formulation de Cremer pour toute fréquence en dehors des résonances. Voici maintenant comment il est possible de trouver une formulation de la puissance dissipée qui soit valide pour toute fréquence. L'équation de la puissance dissipée peut être réécrite pour un mode (m, n) donné (comme à l'équation (3.13)) :

$$P_{dissipée_{mn}} = \eta_{mn} \frac{1}{r^2} m \langle v_{mn}^2 \rangle \omega \quad (4.8)$$



Graphique 1 Bilan d'énergie sur une plaque d'acier sur appuis simples, à l'aide d'un modèle de perte visqueuse.
Formulation de Cremer pour la puissance dissipée

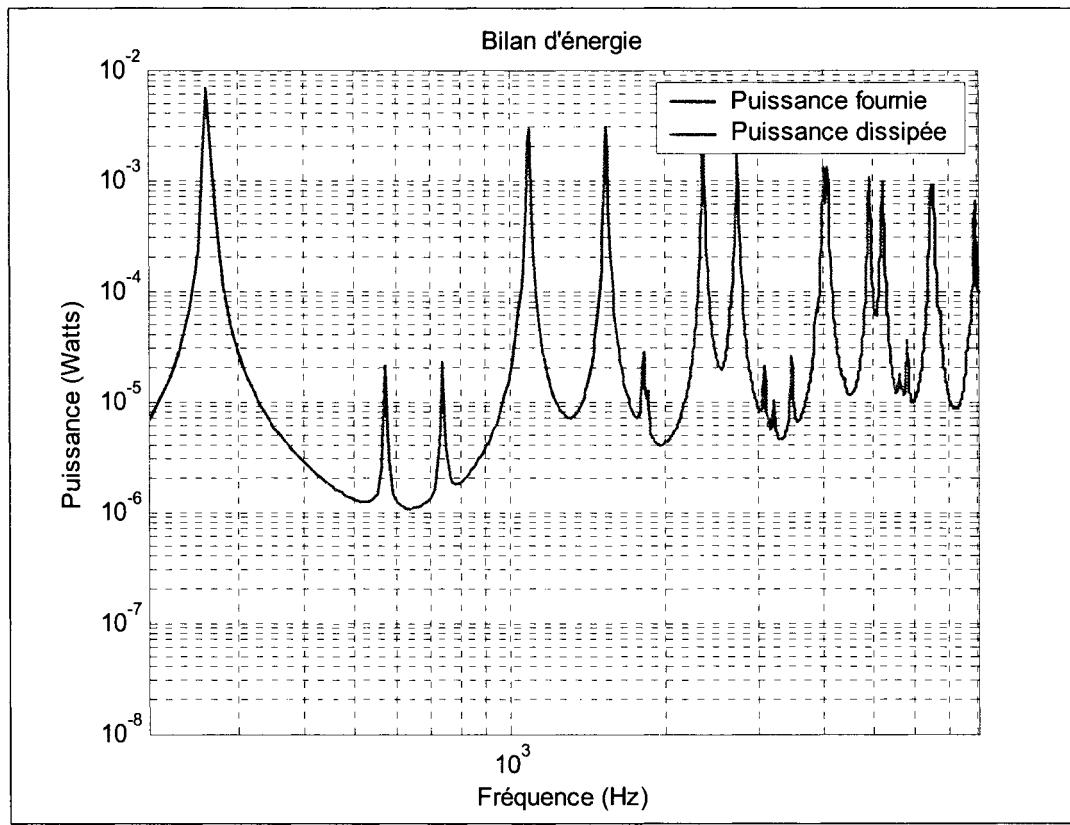
la vitesse quadratique moyenne étant liée au facteur de participation modale par la relation (4.6). Dans le cas visqueux, le facteur de perte modale η_{mn} s'écrit comme suit en fonction du taux d'amortissement constant en fonction de la fréquence :

$$\boxed{\eta_{mn} = 2\varepsilon \frac{\omega}{\omega_{mn}}} \quad (4.9)$$

Par les substitutions (4.6) et (4.9) dans l'équation (4.8) la puissance dissipée dans le cas visqueux s'écrit :

$$P_{dissipée} = \varepsilon m \frac{\omega^2}{4} \sum_{mn} \omega_{mn} |a_{mn}|^2 \quad (4.10)$$

Le graphique 2 suivant montre le bilan d'énergie avec cette nouvelle formulation corrigée.



Graphique 2 Bilan d'énergie sur une plaque d'acier sur appuis simples, à l'aide d'un modèle de perte visqueuse.
Formulation corrigée pour la puissance dissipée par une sommation sur les modes

Les deux courbes sont parfaitement confondues. Cela montre bien la validité de la formulation (4.10) de la puissance dissipée dans le cas d'une perte visqueuse.

Pour comparer avec un modèle de perte hystérotique, il faut faire la substitution :

$$\eta_{mn} = 2\varepsilon_{mn} r \quad (4.11)$$

dans les équations (4.10) et (4.5) pour retrouver que la puissance dissipée dans le cas d'une perte hystérotique s'écrit :

$$P_{dissipée} = \eta m \frac{\omega}{8} \sum_{mn} \omega_{mn}^2 |a_{mn}|^2 \quad (4.12)$$

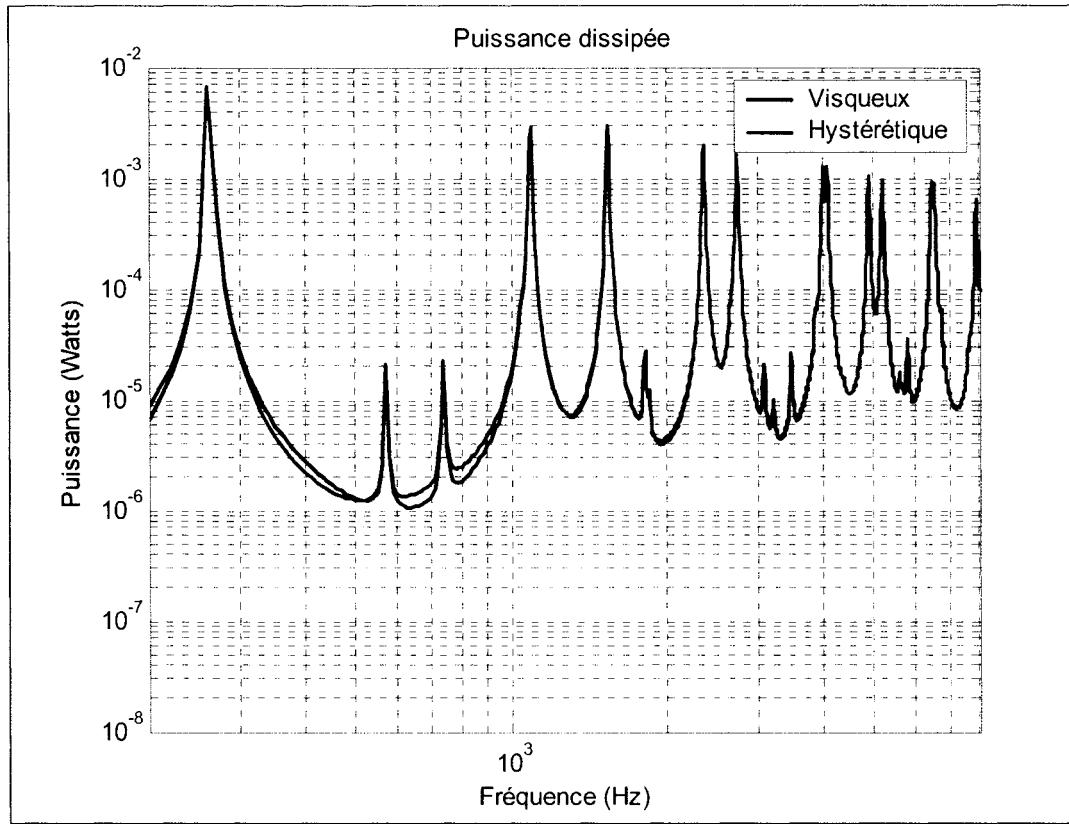
avec le facteur de participation modale :

$$a_{mn} = \frac{F_{mn}}{M_{mn}} \frac{1}{\omega_{mn}^2 - \omega^2 + j\eta\omega_{mn}^2} \quad (4.13)$$

Le graphique 3 montre une comparaison des puissances dissipées pour les deux modèles de perte. Les deux modèles de pertes montrent des résultats similaires avec quelques différences entre les fréquences propres, plus importantes en basses fréquences. Cela montre qu'il est raisonnable de considérer indifféremment un modèle de perte ou l'autre, particulièrement pour des analyses en hautes fréquences.

4.1.1. Conclusion

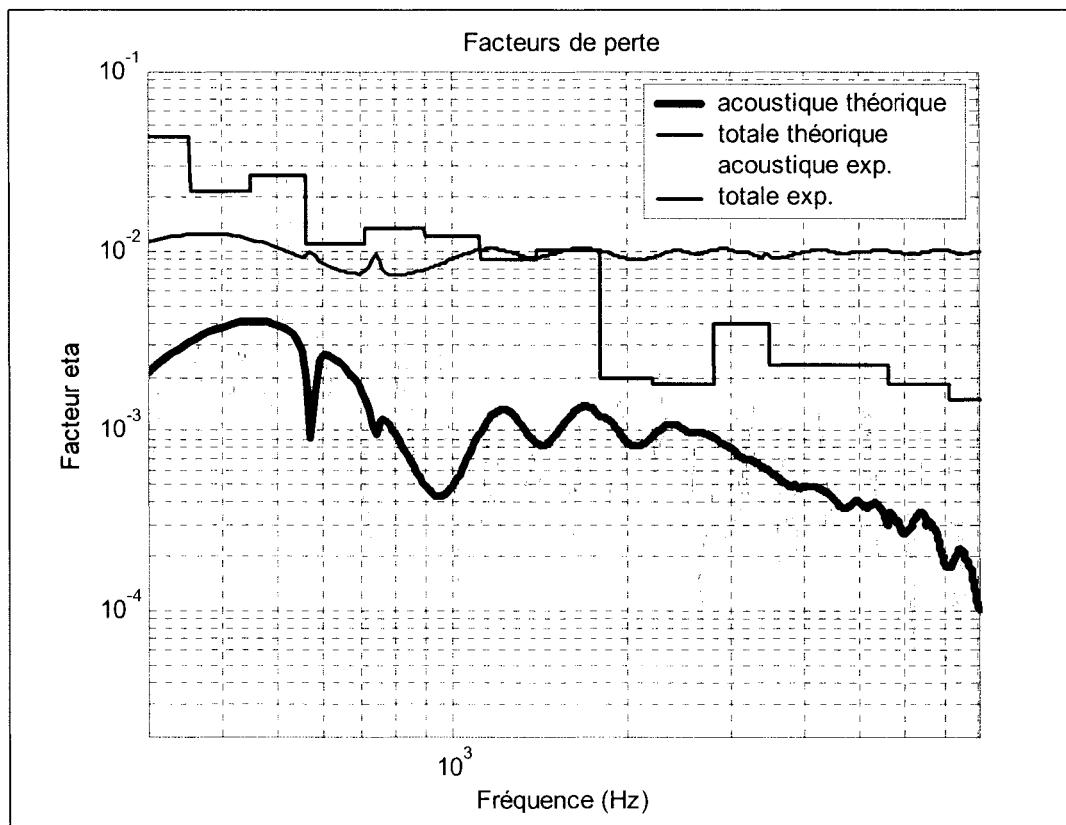
Une sommation sur les modes a permis de trouver une formulation de la puissance dissipée qui soit valide pour toute fréquence, et ainsi corriger l'erreur faite par l'application de l'équation de Cremer. De plus, une comparaison entre les deux modèles de perte, visqueuse et hystérotique, a permis de constater qu'ils donnaient des résultats similaires. C'est donc dire qu'il n'y a pas une très grande importance de considérer un modèle ou l'autre.



Graphique 3 Comparaison de la puissance dissipée d'une plaque d'acier sur appuis simples pour 2 modèles de perte

4.2. Facteur de perte

Maintenant, sont présentés au graphique 4 les facteurs de perte acoustique et totale, théorique et expérimentale, pour la plaque d'acier sur appuis simples. Les facteurs de pertes théoriques sont obtenus par le modèle analytique (équations 3.17 et 3.18). Le facteur de perte acoustique expérimentale est obtenu par mesure de puissance acoustique à l'aide d'un microphone. Le facteur de perte totale expérimentale est obtenu par mesure du temps de réverbération vibratoire à l'aide d'un accéléromètre, moyenné sur neuf points de discréétisation d'un quart de plaque.



Graphique 4 Pertes acoustiques et totales de la plaque d'acier sur appuis simples pour un modèle avec perte visqueuse

4.2.1. Conclusion

Sur le graphique 4 sont représentées les pertes acoustiques et totales de la plaque d'acier sur appuis simples pour un modèle avec perte visqueuse. Le cas de la perte hystérotique n'a pas été représenté, car les résultats sont semblables, comme expliqué en 4.1.1. Le graphique montre bien la concordance entre la théorie et l'expérience en ce qui a trait au facteur de perte acoustique. Par contre, il décèle un problème de l'analyse pour le facteur de perte total, puisqu'il y a un saut marqué à 2kHz. D'abord, dans ces conditions d'appuis, le facteur de perte total devrait être la contribution uniquement du facteur de pertes internes et du facteur de pertes acoustiques. Pour l'acier, les pertes internes dans le vide sont de l'ordre de 2×10^{-3} . Donc, au dessus de 2kHz, le facteur de perte total est

du bon ordre de grandeur. La surévaluation en basse fréquence, pour sa part, peut être due aux ondes de flexion qui parvient à traverser la rainure. S'ajoute alors la contribution de phénomènes d'interfaces qui mènent à de plus forts amortissements. Sous ces hypothèses, la valeur de départ de 10^{-2} pour le facteur de perte totale, tiré du livre de Beranek (Beranek 1992), serait à revoir à la baisse.

4.3. Efficacité de rayonnement et facteur de perte acoustique

L'efficacité de rayonnement et le facteur de perte due au rayonnement acoustique de la structure s'expriment comme suit

$$\sigma = \frac{P_a}{\rho_0 s c \langle v^2 \rangle} \quad (4.14) \text{ et}$$

$$\eta_{acoustique} = \frac{P_a}{\sum_{mn} \frac{1}{r^2} m \langle v_{mn}^2 \rangle \omega} \quad (3.21) \text{ avec :}$$

P_a : puissance acoustique rayonnée;

m : masse de la plaque;

ρ_0 : densité de l'air

s : surface de la plaque;

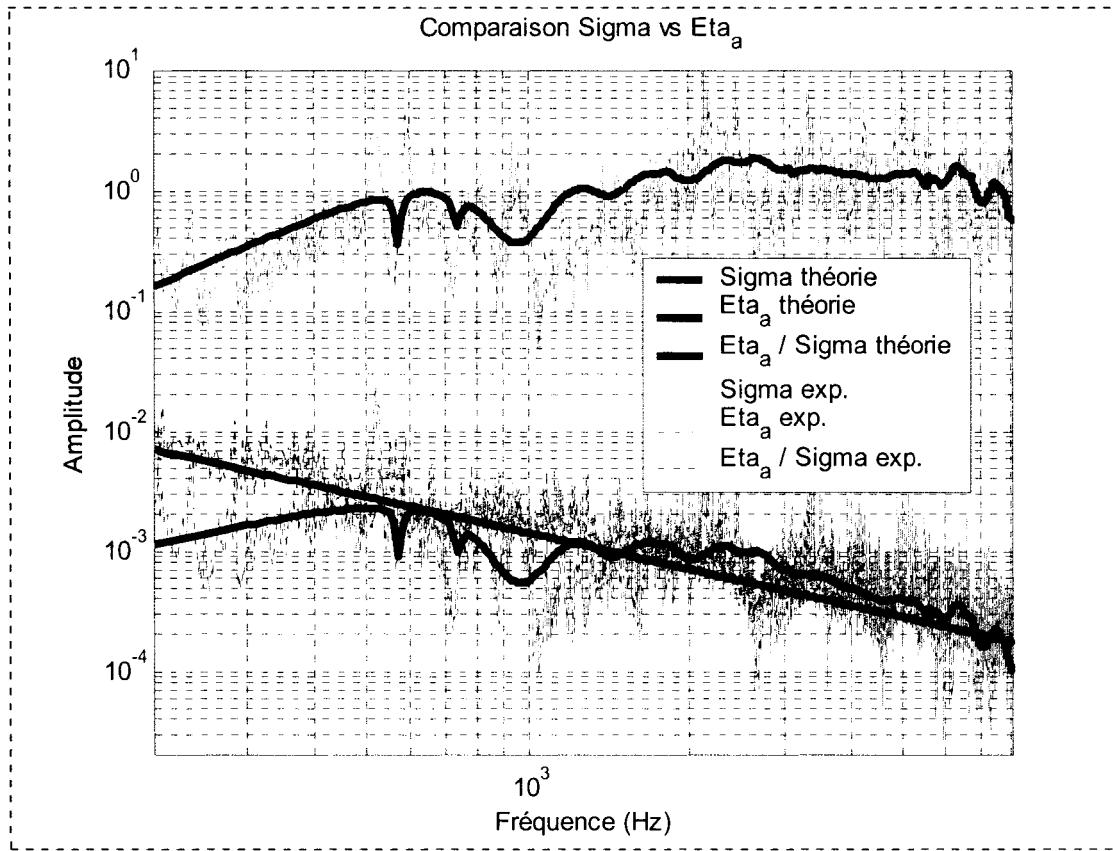
c : vitesse du son dans l'air;

ω : fréquence angulaire;

$\langle v^2 \rangle$: vitesse quadratique moyenne de la surface de la plaque.

$$\frac{\eta_{acoust}}{\sigma} = \frac{\rho_0 c \sum_{mn} \langle v_{mn}^2 \rangle}{m_s \omega \sum_{mn} \frac{1}{r^2} \langle v_{mn}^2 \rangle} \quad (4.15)$$

D'où (4.15), où m_s est la masse surfacique de la plaque. Donc, avec une efficacité de rayonnement à peu près constante en fonction de la fréquence, le facteur de perte acoustique, lui, diminue avec la fréquence. Le graphique 5 suivant démontre ce lien entre le facteur de perte et l'efficacité de rayonnement par une confrontation de la théorie avec l'expérimentale.



Graphique 5 Comparaison théorique du facteur de perte acoustique et de l'efficacité de rayonnement d'une plaque d'acier rectangulaire de 6,35mm (1/4 pouces) d'épaisseur sur appuis simples excitée par un h.-p. à angle theta=π/4

4.3.1. Conclusion

Le graphique 5 montre que le facteur de perte acoustique diminue en fonction de la fréquence, alors que l'efficacité de rayonnement augmente jusqu'à la fréquence critique, 2kHz, après quoi elle demeure essentiellement 1, ce qui est contre intuitif, puisque le comportement attendu serait qu'il y est plus d'énergie dissipée par rayonnement lorsque l'efficacité de rayonnement est grande.

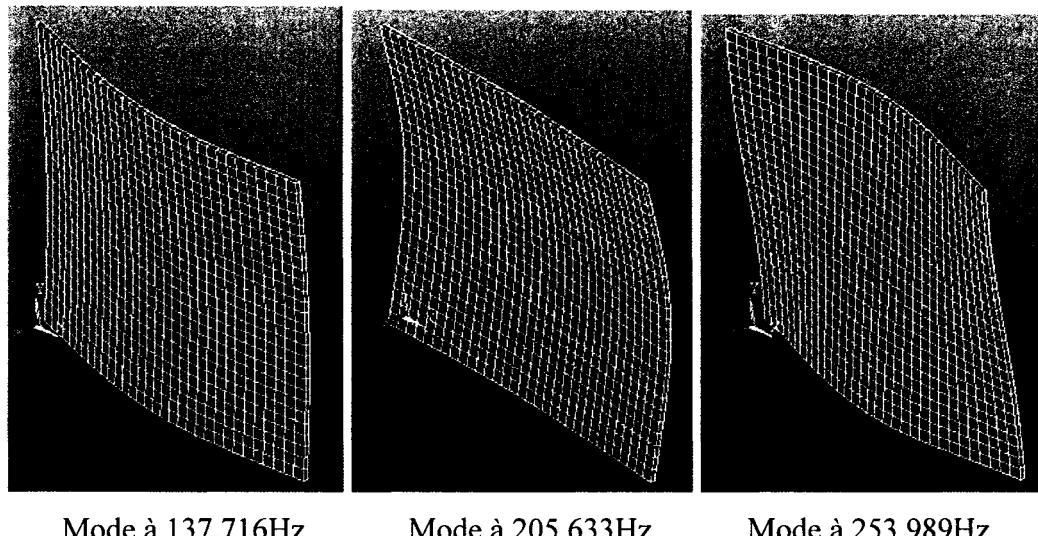
CHAPITRE 5

MODES DES PLAQUES ÉTUDIÉES

Pour mesurer le facteur de perte à l'aide de la décroissance logarithmique de la vitesse de la plaque en un point, il est nécessaire que le point de mesure soit sur un ventre du mode à observer. C'est pourquoi il devient essentiel de connaître les déformées modales de la structure avant la prise de mesure. Les plaques étudiées sont celles décrites au chapitre 2. Dans le cas de la plaque simplement appuyée, les fréquences de résonances et déformées modales sont connues de façon analytique. Dans le cas de la plaque suspendue et de la plaque encastrée, les modes ne sont pas connus de manière analytique. Ils sont déterminés par un modèle par éléments finis à l'aide du logiciel Ansys, avec des éléments de coque.

5.1. Plaque libre

Pour la plaque suspendue d'aluminium de 6mm (voir section 2.1), un modèle par éléments finis à partir d'éléments de coque sous le logiciel Ansys a permis de trouver les modes de flexion suivants :



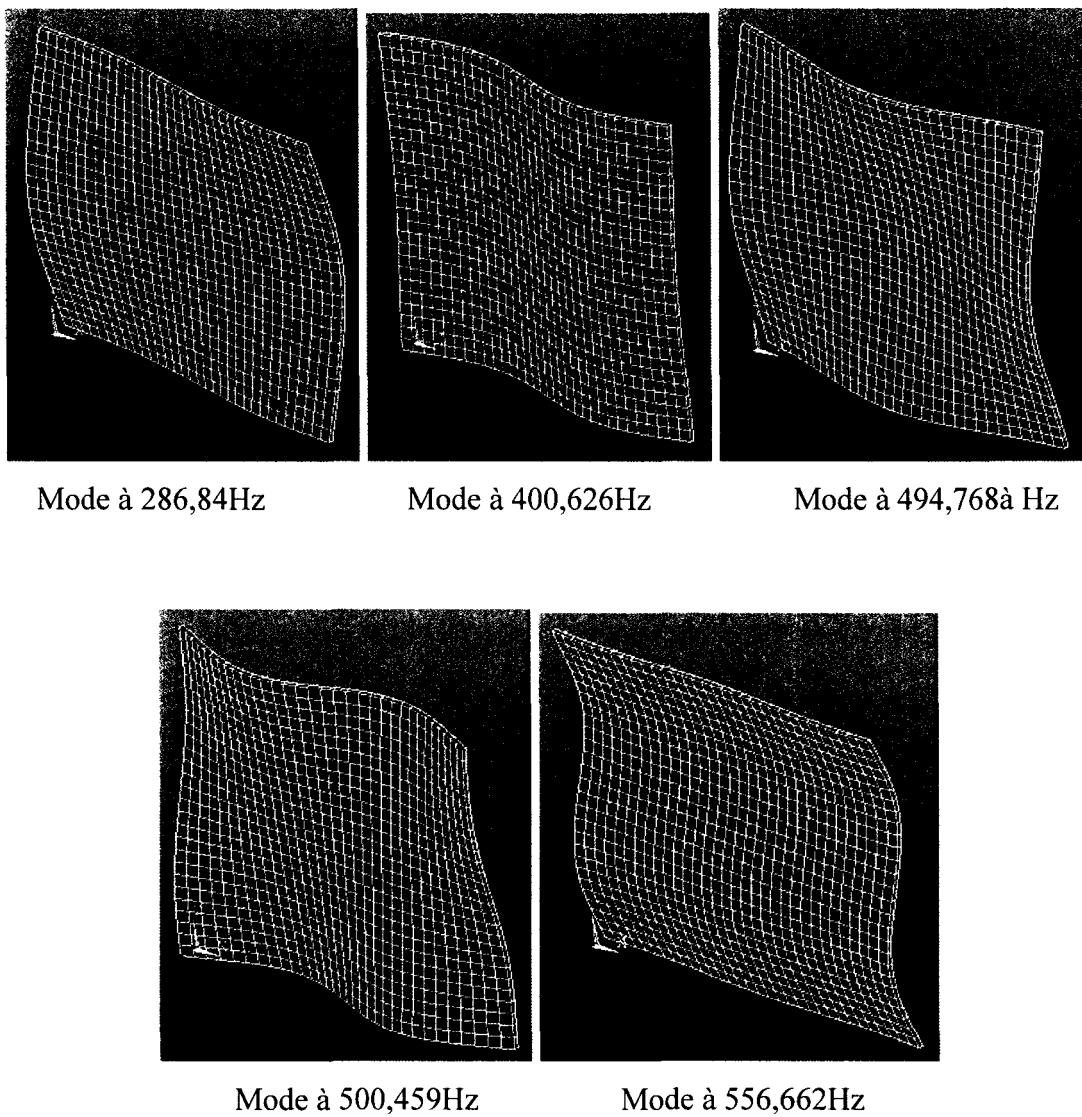


Figure 5 Modes de la plaque d'aluminium libre par éléments finis

5.2. Plaque simplement appuyée

Pour la plaque d'acier rainurée de 6mm d'épaisseur simplement appuyée (voir section 2.2), un modèle analytique appliqué à la vibro-acoustique des plaques minces sur appuis simples a permis de trouver les fréquences de résonances suivantes :

Tableau I

Modes analytiques de la plaque d'acier simplement suspendue

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	262	738	1533	2645	4074	5822	7887	10269
2	571	1047	1842	2953	4383	6130	8196	10578
3	1086	1562	2356	3468	4898	6645	8710	11093
4	1806	2283	3077	4189	5619	7366	9431	11814
5	2733	3210	4004	5116	6546	8293	10358	12741
6	3866	4342	5137	6249	7678	9426	11491	13873
7	5204	5681	6475	7587	9017	10764	12829	15212
8	6749	7226	8020	9132	10561	12309	14374	16757
9	8500	8976	9770	10882	12312	14059	16124	18507
10	10456	10933	11727	12839	14268	16016	18081	20463

5.3. Plaque encastrée

Ci-dessous sont présentés les six premiers modes de flexions de la plaque d'aluminium de 6mm d'épais en condition encastrée (voir section 2.3). Le calcul des déformées a été réalisé à partir du logiciel d'éléments finis Ansys. Les éléments utilisés pour modéliser la plaque sont des éléments de coque. La condition d'encastrement a été modélisée par un blocage de toutes les lignes du pourtour en rotation et en translation (6 degrés de liberté bloqués).

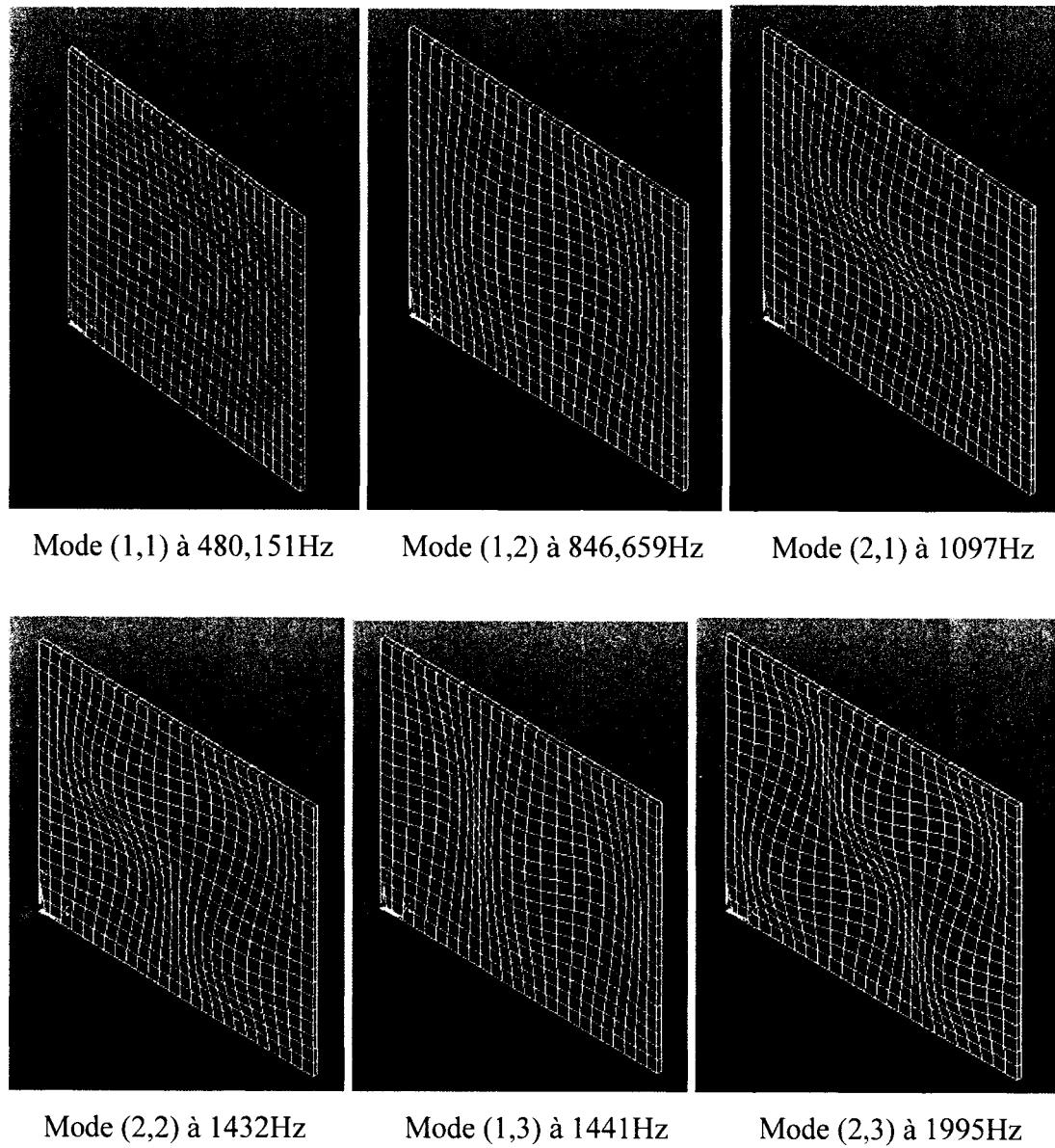


Figure 6 Modes de la plaque d'aluminium encastrée par éléments finis

CHAPITRE 6

MÉTHODE EXPÉRIMENTALE

Les mécanismes reconnus participant à la dissipation d'énergie sont les suivants : les pertes internes du matériau, le rayonnement acoustique et les pertes associées à l'interface avec d'autres structures. Pour chacune des conditions aux limites, différents mécanismes participent ou non à la dissipation d'énergie. Le tableau II montre de quelle façon cela est possible.

Tableau II

Mécanismes de dissipation d'énergie participant au facteur de perte globale pour trois configurations de conditions aux limites

Suspendue	Simplement appuyée	Encastrée à serrage variable
Pertes internes	Pertes internes	Pertes internes
Rayonnement acoustique	Rayonnement acoustique	Rayonnement acoustique
Phénomènes d'interfaces	Phénomènes d'interfaces	Phénomènes d'interfaces

Pour chaque montage, la mesure de l'amortissement selon les méthodes classiques revient à mesurer le facteur de perte totale qui tient compte de la participation des trois mécanismes de dissipation d'énergie. Ce facteur de perte s'exprime alors de la façon suivante :

$$\eta_{total} = \eta_{interne} + \eta_{acoustique} + \eta_{interface} \quad (6.1)$$

chaque facteur étant défini comme la fraction de l'énergie totale dissipée par ce mécanisme. Pour sa part, le facteur de perte acoustique peut être mesuré indépendamment, car il s'obtient d'une mesure de puissance rayonnée. Par conséquent, les 2 premiers montages, plaque suspendue et simplement appuyée, permettent d'estimer les pertes internes par :

$$\eta_{\text{interne}} = \eta_{\text{total}} - \eta_{\text{acoustique}} \quad (6.2)$$

En condition d'encastrement, on peut supposer que les pertes internes sont du même ordre de grandeur peu importe les conditions aux limites. Le facteur de perte acoustique pour sa part peut être évalué comme précédemment par une mesure de la puissance acoustique rayonnée. De là, on peut en déduire la contribution des phénomènes aux interfaces par la relation suivante :

$$\eta_{\text{interfaces}} = \eta_{\text{total}} - \eta_{\text{internes}} - \eta_{\text{acoustique}} \quad (6.3)$$

Pour prendre les mesures d'amortissement dans les différentes configurations de montage, il faut d'abord faire le choix du mode d'excitation de la structure, du type de capteur pour la mesure de la réponse de la structure, de la méthode d'analyse et des paramètres d'acquisition. Le présent chapitre présente les avantages et les inconvénients de chaque élément de la méthode d'analyse.

6.1. Modes d'excitation de la structure

Les modes d'excitation d'une structure les plus répandus sont des excitations acoustiques à l'aide d'un haut-parleur utilisé en mode continu et en mode transitoire, des excitations mécaniques à l'aide d'un pot vibrant, en mode transitoire comme en mode continu, puis une excitation à l'aide d'un marteau d'impact qui constitue une excitation

mécanique transitoire. Chacune de ces excitations, à part celle par marteau d'impact, peuvent être soit des excitations à large bande - à l'aide d'un bruit blanc – ou soit à une fréquence donnée pour exciter un mode à la fois.

6.1.1. Excitation acoustique à l'aide d'un haut-parleur

L'excitation à l'aide d'un haut-parleur est sans contact. Elle est idéale pour la mesure des faibles amortissements, puisqu'elle n'ajoute pas d'amortissement à la structure. De plus, le haut-parleur permet une excitation continue ou transitoire. Un autre avantage majeur d'une excitation acoustique est que l'énergie a le temps de bien se répartir dans la structure, contrairement à une excitation à l'aide d'un marteau d'impact. Par contre, comme la force d'excitation est généralement plus faible, cette méthode se limite bien souvent d'elle-même à la mesure des faibles amortissements. Il est à noter qu'avec ce mode d'excitation, les modes à moyennes et hautes fréquences ont été difficiles à exciter, voir même impossible puisque le niveau de pression fournie par le haut-parleur était trop faible (il était limité par la distorsion harmonique de l'amplificateur utilisé).

6.1.2. Excitation mécanique à l'aide d'un pot vibrant

Le pot vibrant permet soit d'exciter en continu ou de manière transitoire. Il permet également une excitation de forte amplitude, idéale pour les structures à forts amortissements. Il est toutefois déconseillé pour l'analyse de structure faiblement amortie, puisque ce mode d'excitation ajoute de l'amortissement à la structure, comme tous les modes d'excitation avec contact.

6.1.3. Excitation mécanique à l'aide d'un marteau d'impact

Ce mode d'excitation permet de déployer une assez grande force d'excitation. De plus, il n'ajoute pas d'amortissement à la structure. Par contre, ce mode d'excitation ne permet pas d'exciter à une seule fréquence. De plus, il est difficile d'exciter les hautes fréquences par ce mode d'excitation (la fréquence de coupure étant inversement proportionnelle à la durée d'impact).

6.1.4. Synthèse des modes d'excitation

Le tableau III suivant fait la synthèse classifiée des modes d'excitation couramment utilisés. En résumé, les excitations sans contact sont recommandés pour la mesure des faibles amortissements, et les excitations mécaniques sont recommandés pour les amortissements plus forts, car ils permettent de transmettre une plus grande quantité d'énergie à la structure. Finalement, dans le cas d'une excitation mécanique, le pot vibrant sera préféré au marteau d'impact, car il répartit mieux l'énergie dans la structure.

Tableau III

Ensemble des modes d'excitation

Excitation	Acoustique	Mécanique
Continu	H.P.	Pot vibrant
Transitoire	H.P.	Pot vibrant et marteau d'impact

6.2. Type de capteurs pour mesurer la réponse de la structure

6.2.1. Microphone

Ce capteur est sans contact, donc il n'ajoute pas de masse à la structure, ni ne modifie l'amortissement de la structure observée. Par contre, lors d'une excitation acoustique continue, ce capteur ne permet pas de distinguer la source de la réponse de la structure. Pour palier ce problème, dans certains montages, il faut ajouter un baffle autour de la structure. Par contre, ce dernier pourrait bien évidemment modifier les conditions aux limites de la structure. Un autre inconvénient est que le capteur est sensible au bruit de fond acoustique ambiant.

6.2.2. Accéléromètre

Ce capteur est insensible au bruit de fond acoustique ambiant. Par contre, l'ajout de masse est non négligeable pour la mesure des structures faiblement amorties, comme celle d'une plaque en condition libre. Certaines mesures comparatives de facteurs de perte d'une plaque suspendue ont permis d'observer un facteur de perte quatre fois plus élevé lors de l'ajout d'un accéléromètre que lors d'une mesure d'amortissement prise à l'aide d'un vibromètre laser ou d'un microphone.

6.2.3. Vibromètre laser

La précision du capteur est fonction de la distance qui le sépare de la structure. Pour s'assurer un maximum de précision, il faut donc connaître la relation qui lie la distance focale à la longueur d'onde du faisceau. Les fabricants de vibromètres laser sont au fait que la lecture est plus stable lorsque la distance par rapport à la structure est un multiple exacte de la longueur d'onde du faisceau laser. L'avantage de ce capteur est qu'il est

sans contact. Il n'ajoute ni masse, ni amortissement à la structure. Il est recommandé pour les mesures d'amortissements faibles. Par contre, dans le cas de structures suspendues, il devient difficile de stabiliser la structure pour que le laser soit capable de faire la mise au point, du moins, c'était le cas avec le vibromètre laser Polytech utilisé.

6.2.4. Synthèse des types de capteur

La mesure à l'aide de capteurs sans contact est toujours préférée parce qu'ils n'augmentent pas la masse ni l'amortissement de la structure. En ce sens, l'accéléromètre ne pourra être utilisé que pour la mesure des forts amortissements. Par contre, son avantage sur le microphone est qu'il n'est pas sensible à l'acoustique de la pièce.

6.3. Méthodes d'analyse

Le calcul de l'amortissement de la structure peut se faire selon plusieurs méthodes d'analyse. Certaines méthodes demandent une excitation transitoire, comme la méthode de décroissance logarithmique, la méthode du temps de réverbération et la méthode Esprit. Par contre, d'autres méthodes comme la méthode de demi-puissance peuvent être réalisées indépendamment avec une excitation transitoire ou continue. Certaines méthodes exigent des données temporelles, comme la méthode de décroissance logarithmique, la méthode du temps de réverbération et la méthode Esprit, alors que la méthode de demi-puissance est une méthode fréquentielle qui exige la fonction de transfert entre l'accélération de la structure et la force de l'excitation. Le tableau IV montre ces différentes méthodes d'analyse qui seront approfondies au cours de ce chapitre.

Tableau IV

Méthodes d'analyse

Méthodes d'analyse		
	Continue	Transitoire
Temporelle		Esprit, TR60, déc. log.
Fréquentielle	1/2 puissance	1/2 puissance

6.3.1. Méthode de demi-puissance

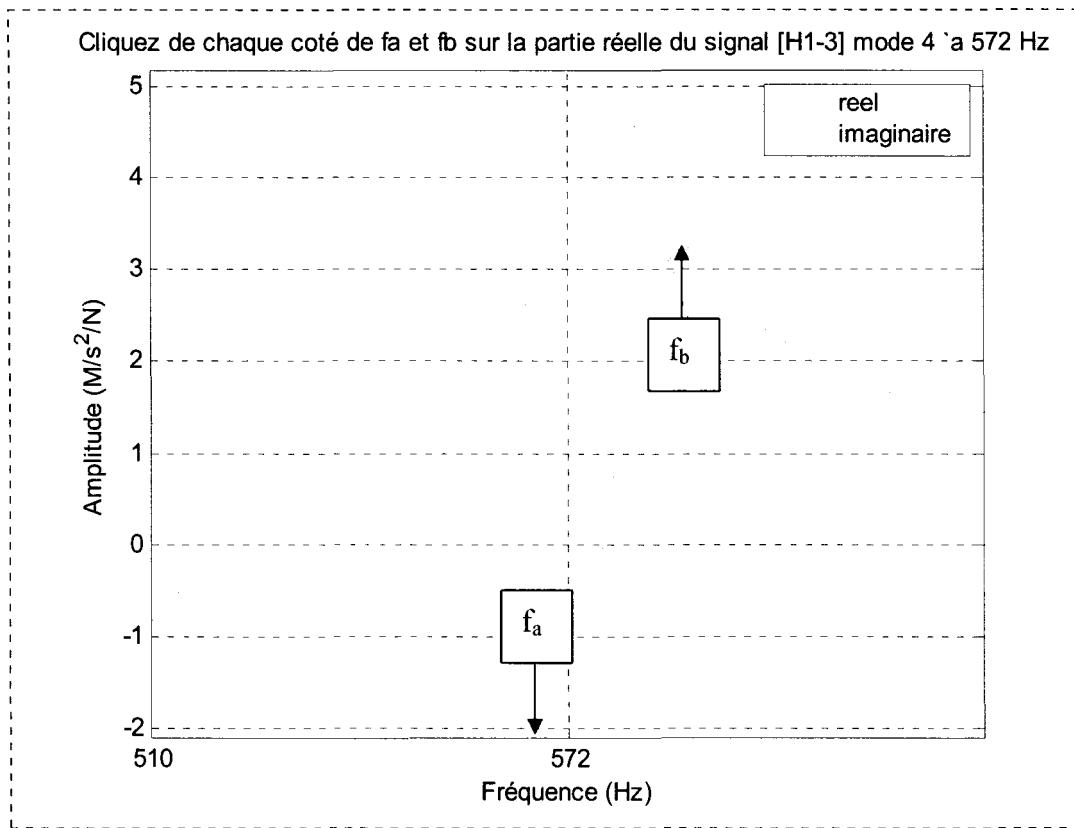
Le facteur de perte est retrouvé par la relation (6.4), où f_a et f_b sont les extremum de la partie réelle du signal d'accélération de chaque côté de la résonance (voir graphique 6).

Suite à des mesures préliminaires, il est apparu important de pouvoir estimer l'erreur sur cette méthode de mesure. À partir d'une formulation classique du facteur de perte (6.4)

$$\eta = 2\zeta = \frac{\left(\frac{f_a}{f_b}\right)^2 - 1}{\left(\frac{f_a}{f_b}\right)^2 + 1} \quad (6.4)$$

l'erreur absolue sur le facteur de perte a été calculé par une formulation de l'erreur aux dérivées partielles :

$$\Delta\eta = \sqrt{\left(\frac{\partial\eta}{\partial f_a} \Delta f_a\right)^2 + \left(\frac{\partial\eta}{\partial f_b} \Delta f_b\right)^2} = \frac{4 f_a f_b \Delta f}{\left(f_a^2 + f_b^2\right)^{3/2}} \quad (6.5)$$



Graphique 6 Application de la méthode de demi-puissance

Et comme f_a et f_b sont deux fréquences très proches, il est possible de poser $f_a \approx f_b$, d'où :

$$\Delta\eta \approx 2 \frac{\Delta f}{f} \quad (6.6)$$

L'erreur relative associée à l'approximation est exprimée par :

$$\left| 1 - \frac{(f_a^2 + f_b^2)^{3/2}}{f_a f_b (f_a + f_b)} \right| \times 100 (\%) \quad (6.7)$$

Cela aura permis d'observer que cette formulation simplifiée (6.7) surestime invariablement l'erreur d'environ 40% pour l'ordre de grandeur des amortissements observés (observé sur l'ensemble des amortissements modaux calculés pour la plaque rectangulaire d'aluminium de 3,175mm (1/8 pouces) d'épais en condition suspendue).

Cela dit, la méthode de demi-puissance a pour avantage que l'erreur sur la méthode est connue. Par contre, comme elle est obtenue à partir d'une fonction de transfert, la méthode demande l'utilisation de deux canaux d'acquisition. Elle a également comme désavantage qu'elle demande une grande résolution fréquentielle, donc un grand temps d'acquisition. La méthode est plus longue à appliquer même s'il est possible de l'automatiser en partie, car elle demande pour chaque mode de retrouver f_a et f_b . Finalement, comme le montre le calcul d'erreur, la méthode est moins précise en basses fréquences.

6.3.2. Méthode du décrément logarithmique

Le décrément logarithmique se calcule à partir d'un signal temporel décroissant. Il est obtenu par l'excitation transitoire de la structure à une fréquence donnée correspondant à un de ces modes propres. Le décrément logarithmique δ est déterminé par (Beards 1996) :

$$\boxed{\delta = \frac{1}{N} \ln \left(\frac{X_1}{X_2} \right)} \quad (6.8)$$

et il est associé à l'amortissement par la relation (Beards 1996) :

$$\boxed{\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad (6.9)$$

N : Nombre de cycle

X_1 : Amplitude au temps 1

X_2 : Amplitude au temps 2

ζ : Facteur d'amortissement

Plus le nombre N de cycles considérés est grand, plus l'évaluation de l'amortissement est précise. Pour diminuer le temps requis pour estimer l'amortissement par cette méthode, il est intéressant de déterminer le décrément de façon automatique en passant par l'enveloppe exponentielle du signal. En plus d'économiser du temps, cette méthode permet de moyenner l'effet des légères fluctuations d'amplitude dans le signal temporel. Pour ce faire, il faut procéder à une régression linéaire sur le logarithme naturel de l'enveloppe exponentielle du signal pour retrouver l'amortissement directement. Puisque le signal est de la forme :

$$X(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi) \quad (6.10)$$

le logarithme naturel de l'enveloppe du signal est égale à :

$$\ln(Ae^{-\zeta\omega_n t}) = \ln(A) - \zeta\omega_n t \quad (6.11)$$

La pente de la régression linéaire⁴ permet de retrouver l'amortissement.

Comme cette méthode passe par l'excitation mode par mode et comme à la fois l'excitation et la mesure de la réponse peut se faire tout à fait sans contact avec la structure, l'hypothèse peut être posée selon laquelle cette méthode est la plus précise pour déterminer l'amortissement d'une structure. De plus, elle est facile à automatiser avec un minimum d'erreur (permet facilement de moyenner les fluctuations dans le signal par une régression sur l'enveloppe exponentielle). Par contre, bien que le traitement des données soit assez rapide, il s'agit quand même d'une méthode très longue au niveau des manipulations expérimentales, car elle exige de faire une mesure de la réponse de la structure mode par mode. De plus, les modes à hautes fréquences sont difficiles à exciter acoustiquement, alors que ce mode d'excitation est essentiel pour

la mesure des faibles amortissements (une excitation avec contact, à l'aide d'un pot vibrant par exemple, ajoute un amortissement qui devient alors non-négligeable).

6.3.3. Méthode du temps de réverbération

À partir d'un signal temporel issu d'une excitation transitoire - n'importe laquelle qu'elle soit à large bande ou non - le temps de réverbération s'obtient par des transformées de Fourier à fenêtre glissante. Cette méthode a pour avantage qu'elle est facile à automatiser. Par contre, elle ne donne pas d'information sur la participation modale à l'amortissement à moins d'une analyse en bandes fines assez lourde.

Le temps de réverbération (T_{60}) est lié au facteur de perte par la relation suivante utilisée par Ungar et Carbonell (Ungar and Carbonell 1966) :

$$\boxed{\eta = \frac{2.2}{T_{60} f_n}} \quad (6.12)$$

où f_n représente la fréquence naturelle du n ème mode.

Aucun document consulté ne démontre l'origine de cette équation, c'est pourquoi elle a été démontrée dans le cadre de ce mémoire. L'expression exacte du décrément logarithmique en fonction du taux d'amortissement (ζ) s'écrit, comme présenté en (6.9) :

$$\boxed{\delta_{\log} = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad (6.13)$$

⁴ L'enveloppe du signal peut être retrouvée en cherchant dans le signal un maximum local sur chaque intervalle correspondant au nombre de points associés à une période.

De la définition du temps de réverbération T_{60} , considérons alors une chute de 60 dB sur l'enveloppe exponentielle d'un sinus amorti, soit d'une amplitude a_1 à une amplitude a_2 , en un temps T_{60} :

$$\delta = \ln\left(\frac{a_1}{a_2}\right) = \ln\left(\frac{e^{-\zeta\omega_n t_1}}{e^{-\zeta\omega_n(t_1 + T_{60})}}\right) = \zeta\omega_n T_{60} \quad (6.14)$$

Comme $60dB = 20\log\left(\frac{a_1}{a_0}\right) - 20\log\left(\frac{a_2}{a_0}\right) = 20\log\left(\frac{a_1}{a_2}\right)$, alors $\frac{a_1}{a_2} = 10^3$ d'où $\ln(10^3) = \zeta\omega_n T_{60}$. Et avec $\eta = 2\zeta$ à la résonance, on retrouve rapidement :

$$\eta = \frac{\ln(10^3)/\pi}{T_{60}f_n} \quad (6.15)$$

6.3.4. Méthode de décomposition Esprit

Cette méthode synthétise le signal temporel en l'associant à une somme de sinus amortis, avec leur phase et leur amplitude propre. L'erreur commise sur l'estimation de l'amortissement par cette méthode est fonction de la résolution en fréquence ainsi que des paramètres de départ de l'analyse : le nombre de modes à observer sur la bande de fréquences considérée, le nombre de points de signal servant à l'analyse – un maximum de 1024 – ainsi qu'un paramètre p . Il s'agit d'un paramètre lié à la méthode pour tenir compte du niveau de bruit dans le signal (Laroche 1993).

Cette méthode est l'une des seules méthodes qui permette une analyse temporelle de signaux composés (par bande). La méthode permet de bien distinguer les composantes qui proviennent de l'impact de celles qui proviennent de la réponse de la structure. Les composantes liées à l'impact seront associées à un très fort amortissement de sorte que le signal sera atténué très rapidement en début de signal. Cette méthode demande de

connaître le nombre de modes compris dans l'intervalle d'analyse (de 0 Hz à $F_s / 2$, F_s étant la fréquence d'échantillonnage de la mesure), modes déterminés au chapitre 5. Si le nombre de modes est sous-estimé, l'amortissement est sur-évalué sur les modes dominants du signal, alors que si le nombre de modes dans l'intervalle est sur-estimé, la méthode sous-évalue l'amortissement des modes réels, mais dans une proportion moindre que dans le cas précédent, en partageant la dissipation d'énergie avec des modes hautes fréquences provenant du bruit dans le signal. De plus, cette méthode demande d'avoir un regard très critique sur les résultats obtenus. Il faut toujours vérifier l'amplitude de chacun des sinus amortis du signal synthétisé pour comprendre l'importance de la participation de chaque mode au signal.

6.4. Paramètres d'acquisition

L'acquisition de données mène au choix de plusieurs paramètres d'acquisition. La présente section montre comment optimiser les deux paramètres de base de l'acquisition de données : le temps d'acquisition et la fréquence d'échantillonnage.

6.4.1. Temps d'acquisition

Le temps d'acquisition est directement en lien avec la résolution en fréquence du signal par la relation (6.16). Il faut donc d'abord connaître la résolution en fréquence souhaitée et choisir ensuite le temps d'acquisition approprié. Si l'on souhaite faire l'analyse par la méthode de la demi-puissance qui est une méthode fréquentielle, cette résolution en fréquence est en lien directe avec l'erreur commise sur l'évaluation de l'amortissement, comme vu précédemment à la section 3.2.1 (l'erreur absolue sur le facteur de perte est à peu près égale à deux fois l'erreur relative sur la fréquence). Par contre, dans le cas d'une excitation transitoire, le temps d'acquisition sera limité par le temps avant lequel la réponse de la structure sera noyé dans le bruit.

$$t_{\max} = \frac{1}{\Delta f} \quad (6.16)$$

6.4.2. Fréquence d'échantillonnage

La méthode Esprit est restreinte à un signal temporel faisant au plus 1024 points. Pour avoir une bonne résolution des modes, il faut une analyse sur une bande de fréquences limitée. Pour se faire, il faut choisir la plus faible fréquence d'échantillonnage possible vérifiant le critère de Nyquist. Par contre, pour les autres méthodes temporelles de détermination du facteur de perte, il est souhaitable d'avoir une grande précision fréquentielle. Pour ce faire, il faut choisir la fréquence d'échantillonnage entre 2,56 et 10 fois la fréquence du plus haut mode observé.

CHAPITRE 7

EXPÉRIENCE RÉALISÉE

Le présent chapitre détaille l'expérience réalisée. L'expérience consiste à faire la mesure, à l'aide de différentes méthodes, du facteur de perte d'une plaque en différentes conditions aux limites. Les structures observées sont une plaque en aluminium de 3,175mm (1/8 pouces) d'épais de dimensions 492×416mm et une plaque d'acier aux mêmes dimensions. Cela permettra éventuellement de mieux comprendre l'importance de chacun de mécanismes de dissipation d'énergie.

En condition suspendue, une excitation acoustique transitoire à l'aide d'un haut-parleur permettra le calcul du facteur de perte par la méthode de décroissance logarithmique. Une excitation de la plaque dans les mêmes conditions aux limites, mais à l'aide d'une excitation mécanique transitoire réalisée à partir d'un marteau d'impact permettra le calcul du facteur de perte par la méthode Esprit, la méthode de demi-puissance et par temps de réverbération. En condition d'appuis simple, une excitation mécanique transitoire par marteau d'impact permettra le calcul du facteur de perte par la méthode de demi-puissance et par temps de réverbération. Finalement, en condition d'encastrement, une excitation à l'aide d'un marteau d'impact permettra le calcul du facteur de perte par la méthode Esprit et par temps de réverbération.

7.1. Condition libre

7.1.1. Description du montage

La plaque utilisée ici, est la plaque en aluminium rectangulaire de dimensions 492×416mm par 6,35mm (1/4 pouces) d'épaisseur. La condition libre de la plaque est

approchée en la suspendant en deux points par du fil de pêche. Les points d'attache sont sur la tranche de la longueur⁵. Les sources d'excitation sont :

- 1) une enceinte Jamo placée à 20 cm de la structure;
- 2) un marteau d'impact en neuf points de discréétisation d'un quart de plaque.

La réponse vibro-acoustique de la plaque est réalisée à l'aide de trois capteurs :

- 1) un microphone Larson-Davis placé à 30cm du centre de la plaque à angle composé de $\theta=45^\circ$ et $\phi=45^\circ$ orienté vers le centre de la plaque;
- 2) un vibromètre laser Polytech qui mesure la vitesse en un point de la structure. Le point où la réponse est prise varie selon le mode observé et correspond à un ventre du mode selon un modèle numérique développé sous ANSYS;
- 3) un accéléromètre, placé sur un ventre dominant du mode observé.

Le montage a été réalisé en chambre semi-anéchoïque.

7.1.2. Méthodes d'évaluation du facteur de perte

La plaque a été excitée de deux manières différentes. Dans un premier temps, l'excitation fût acoustique et transitoire, à l'aide de l'enceinte Jamo. L'amortissement global a été calculé par la méthode de décroissance logarithmique. Dans un deuxième temps, l'excitation de la plaque fût mécanique et transitoire. Elle a été réalisée par le marteau d'impact. La fonction de transfert de la pression rayonnée sur la force d'excitation a servi à déterminer l'amortissement global par la méthode de demi-puissance, et le signal temporel de la pression rayonnée servi à évaluer le facteur de perte globale par la méthode Esprit. Par contre, le calcul de l'amortissement à l'aide d'une excitation acoustique transitoire a été réalisé, pour sa part, à partir de deux

⁵ Chaigne et Lambour (Chaigne and Lambour 2001) détaillent l'effet du choix des points de suspension

signaux. Premièrement, à partir du signal temporel de pression rayonnée obtenu à partir du microphone Larson-Davis qui a permis de déterminer le facteur de perte totale par décroissance logarithmique. Deuxièmement, le calcul de l'amortissement global a été réalisé à partir de la vitesse en un point (ventre du mode analysé). Sa vitesse en ce point a été mesurée à partir du vibromètre laser et de l'accéléromètre.

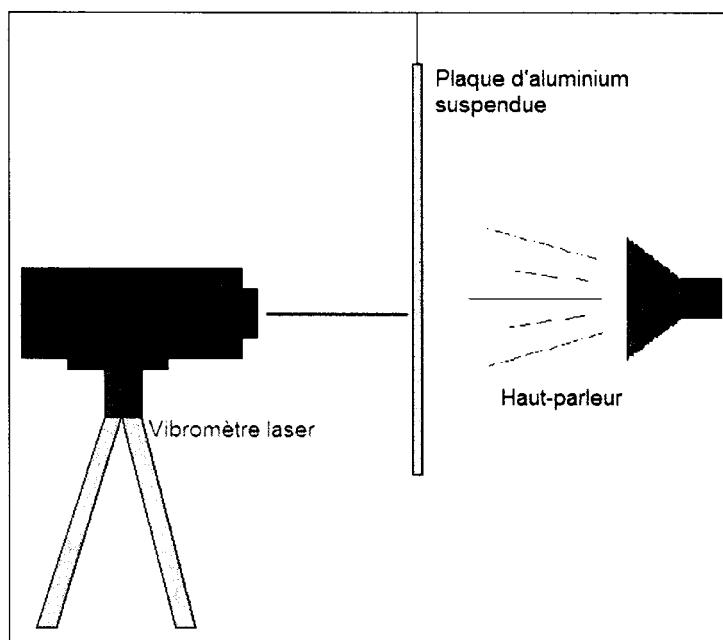


Figure 7 Montage en condition suspendue

Le tableau V suivant résume les différentes méthodes utilisées pour déterminer le facteur de perte en condition libre, approchée par une condition suspendue.

de la plaque dans l'évaluation de l'amortissement.

Tableau V

Résumé de la méthode d'analyse en condition libre

	Acoustique	Mécanique
	Modale	Large bande
Excitation par	Enceinte acoustique	Marteau d'impact
Réponse mesurée par	Microphone, vibromètre et accéléromètre	
Signal analysé	Temporel	FRF
Méthode de calcul	Décroissance logarithmique	Esprit
		Demi-puissance

7.2. Condition d'appuis simple

7.2.1. Description du montage

La plaque utilisée ici une plaque d'acier rectangulaire de 6,35mm (1/4 pouces) d'épais. La condition simplement appuyée sur tout le pourtour de la plaque a été approchée en pratiquant une rainure sur tout le pourtour de la plaque. La partie de la plaque comprise à l'extérieur de la rainure a ensuite été maintenue par l'encastrement par boulons d'un appui de 2 pouces (5,08cm) ce qui réduit les dimensions de la plaque effective à un rectangle de 390×314mm. Les boulons sont également espacés sur l'appui. Pour éviter les interférences à basses fréquences, la plaque a bénéficié d'un baffle réalisé à l'aide d'une boîte en aggloméré de bois de fabrication maison (conception Serge Plamondon).

Les sources d'excitation sont :

- 1) un pot vibrant avec comme point d'application de la force de centre géométrique de la plaque;

- 2) un marteau d'impact en six points de discréétisation d'un quart de plaque, puis en neuf points.

La réponse vibro-acoustique de la plaque réalisée à l'aide de deux capteurs :

- 1) un microphone Larson-Davis placé en six points de discréétisation d'un huitième de sphère à rayon de 60cm;
- 2) un accéléromètre, placé d'abord en six points de discréétisation d'un quart de plaque, puis en neuf points.

7.2.2. Méthodes d'évaluation du facteur de perte

Pour la condition d'appuis simple, deux facteurs de perte ont été évalués. D'abord, le facteur de perte acoustique a été évalué à l'aide de la pression moyenne rayonnée à un mètre. La source d'excitation était par pot vibrant. Puis, dans un deuxième temps, le facteur de perte totale a été évalué par deux méthodes : par temps de réverbération et par demi-puissance. Dans les deux cas la structure a été excitée par un marteau d'impact et la réponse vibratoire a été mesurée par un accéléromètre.

Tableau VI

Résumé de la méthode d'analyse en condition d'appuis simple

	Facteur de perte total	Facteur de perte acoustique
Type d'excitation	Excitation mécanique	
	Transitoire	Continue
Excitation par	Marteau d'impact	Pot-vibrant
Réponse mesurée par	Accéléromètre	Enceinte acoustique
Signal analysé	FRF	Pression fréquentielle
Méthode de calcul	Temps de réverbération	Demi-puissance
		Mesure de puissance acoustique

7.3. Condition d'encastrement à serrage nul

7.3.1. Description du montage

La plaque utilisée ici est une plaque d'aluminium rectangulaire de 6,35mm (1/4 pouce) d'épais. La condition d'encastrement à serrage nul sur tout le pourtour de la plaque a été réalisé par un appui de 2 pouces (5,08cm) de largeur sur tout le pourtour et n'exerçant sur la plaque que la force de son poids propre. L'appui réduit les dimensions effectives de la plaque à un rectangle de 390×314mm. À cause des serre-joints, aucun baffle n'a été réalisé autour de la plaque dans ces conditions. La source d'excitation, dans ce cas a été un marteau d'impact au centre de la plaque.

7.3.2. Méthodes d'évaluation du facteur de perte

Le facteur de perte est évalué de deux manières : par temps de réverbération et par la méthode Esprit. Les deux méthodes calculent le facteur de perte à partir du même signal. Il s'agit de la fonction de transfert entre la force d'excitation, par marteau d'impact, et la pression acoustique rayonnée.

7.4. Condition d'encastrement à serrage variable

7.4.1. Description du montage

La plaque utilisée ici est une plaque d'aluminium rectangulaire de 6,35mm (1/4 pouces) d'épais. La condition d'encastrement à serrage variable sur tout le pourtour de la plaque a été réalisée par le serrage à l'aide de 10 serre-joints également répartis sur un appui de 2 pouces (5,08cm). L'appui fait le pourtour de la plaque et réduit ses dimensions effectives à un rectangle de 390×314mm. À cause des serre-joints, aucun baffle n'a été réalisé autour de la plaque dans ces conditions. Les sources d'excitation, dans ce cas ont été :

- 1) un marteau d'impact au centre de la plaque;
- 2) une bille d'acier 6,4mm de diamètre lancée d'environ 572mm au-dessus du centre de la plaque.

La réponse vibro-acoustique de la plaque a été réalisée à l'aide d'un microphone Larson-Davis placé à une fois et demi la diagonale de la plaque cm au-dessus de centre de la plaque, soit 762mm.

7.4.2. Méthodes d'évaluation du facteur de perte

L'excitation par bille d'acier permettra d'abord une évaluation qualitative du facteur de perte. La pression globale rayonnée sera mesurée et permettra d'estimer à quelles fréquences les pertes acoustiques sont les plus présentes. Ensuite, à l'aide de l'excitation par marteau d'impact, le facteur de perte est évalué de deux manières : par temps de réverbération et par la méthode Esprit. Les deux méthodes calculent le facteur de perte à partir du même signal. Il s'agit de la fonction de transfert entre la force d'excitation et la pression acoustique rayonnée.

En ce qui a trait à la méthode Esprit, plusieurs choix de paramètres sont à faire. Avec un signal d'impact, la méthode rendra souvent des composants à très forts amortissements. Ces composantes ne participent qu'en début de signal et sont moins attribuables à la propagation des ondes de flexion dans la structure qu'à la déformation locale de la structure au lieu d'impact. À cette fin, ici, les 350 premiers points ont été supprimés (avant le sous-échantillonage). Les paramètres de la méthode utilisés sont $N=1024$ points d'analyse, $p=N/3$, paramètre tenant compte du bruit dans le signal ($N/3$ pour un signal bruité), $L=20$ modes analysés, $F_s=F_s/5$ (sous-échantillonné 5 fois pour une meilleure résolution maximale pour les 1024 points maximum permis par la méthode). Les impacts ont été faits en neufs points de discrétisation d'un quart de plaque.

7.5. Résumé

Le tableau suivant présente un résumé des analyses qui ont été réalisées dans le but de quantifier l'amortissement dans différentes conditions à l'aide de différentes méthodes.

Tableau VII

Types d'excitations utilisées

		Types d'excitations utilisées			
		Méthode d'analyse			
		Décroissance logarithmique	Esprit	1/2 puissance	TR60
Condition aux limites	Libre	AT (modale)	MT	MT	—
	Appuis simples	—	—	MT	MT
	Serrage nul	—	MT	—	MT
	Encastrée	—	MT	—	MT

CHAPITRE 8

RÉSULTATS ET ANALYSE

Les facteurs de perte mesurés en différentes conditions aux limites de la structure sont présentés et analysés au cours de ce chapitre. Les commentaires formulés concernent :

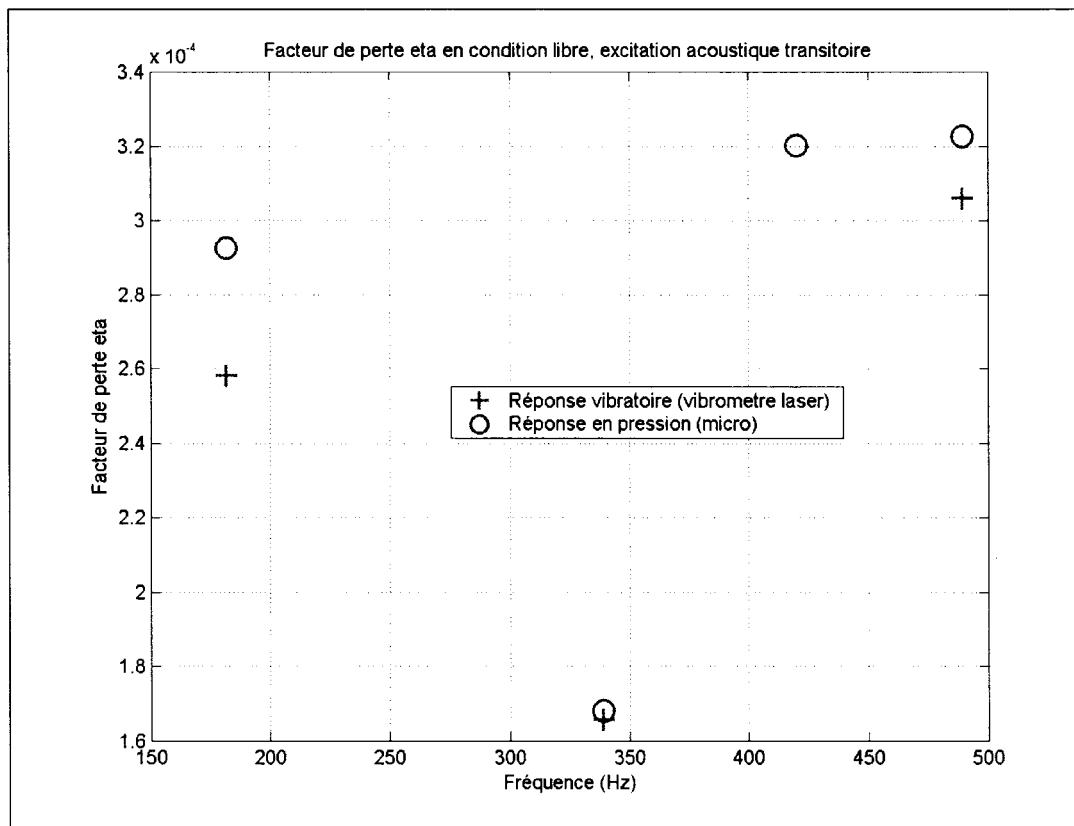
- 1) l'ordre de grandeur de la participation de chacun des mécanismes de dissipation;
- 2) la façon dont ils varient par rapport à la fréquence;
- 3) dans le cas des conditions d'encastrement à serrage variable, la façon dont le facteur de perte totale varie en fonction de la pression de serrage à l'interface avec le support;
- 4) Les points forts et les points faibles de chacune des méthodes de détermination du facteur de perte totale (mesure d'amortissement classique).

8.1. Conditions aux limites : libre

8.1.1. Excitation acoustique transitoire : méthode du décrément logarithmique

Le graphique suivant montre le facteur de perte de la plaque en condition libre. Deux capteurs différents ont été utilisés pour mesurer le facteur de perte. D'abord un vibromètre laser, puis un microphone, comme discuté précédemment. Si l'hypothèse est posée comme quoi la méthode de décroissance logarithmique à l'aide d'une excitation acoustique mode par mode est la plus fiable des méthodes, le graphique 7 montre que l'amortissement de la plaque libre est très faible (de l'ordre de 10^{-4}), alors que le facteur de perte de l'aluminium dans le vide est d'environ 2×10^{-4} . Ce faible amortissement montre que la condition libre est bien reproduite par la suspension de la plaque. De plus, l'ordre de grandeur semblable à celui d'une plaque libre dans le vide tant à montrer la

faible participation du couplage avec l'air dans la dissipation d'énergie vibratoire dans ces conditions aux limites de la structure.



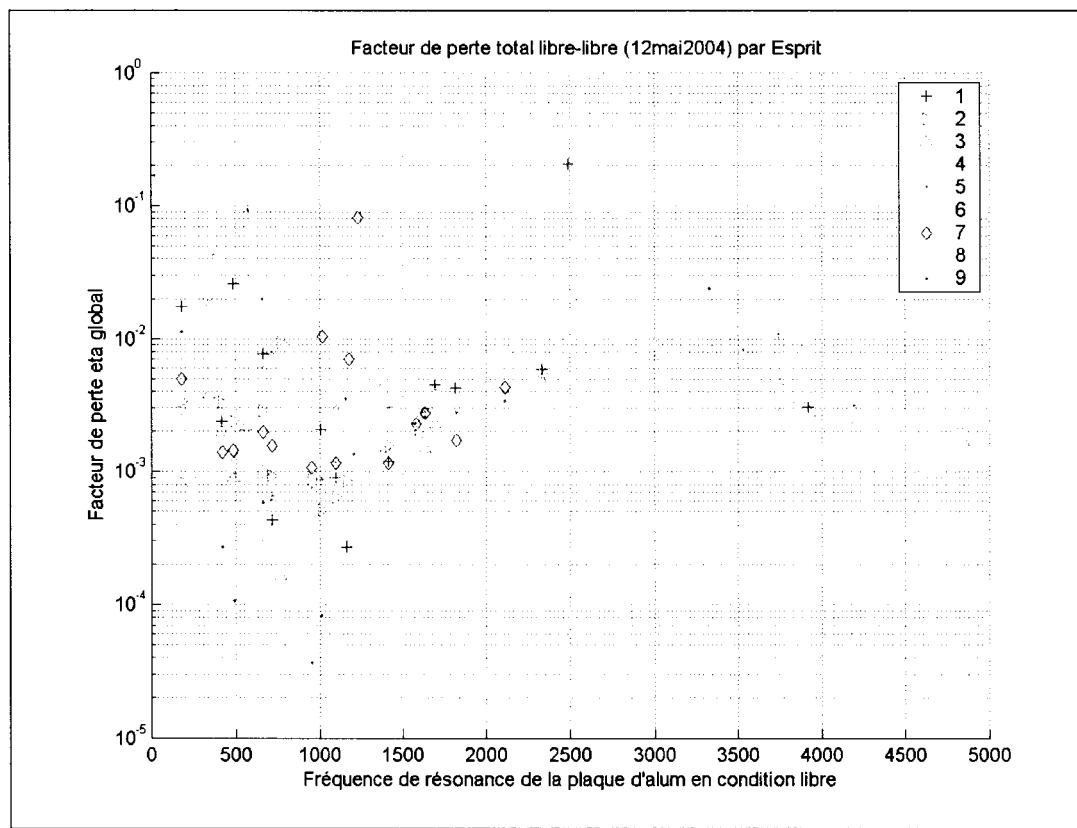
Graphique 7 Facteur de perte en condition libre avec excitation acoustique transitoire (plaqué d'aluminium)

8.1.2. Excitation mécanique transitoire

8.1.2.1. Méthode temporelle Esprit

Le graphique suivant montre l'amortissement de la plaque en neuf points de discrétisation d'un quart de plaque, par la méthode Esprit. Il montre que l'amortissement calculé par cette méthode est plutôt dispersé, mais expose toutefois que le facteur de perte totale est à peu près constant en fonction de la fréquence, ce qui est consistant avec les modèles de pertes généralement considérés. Cependant, sa valeur moyenne est un

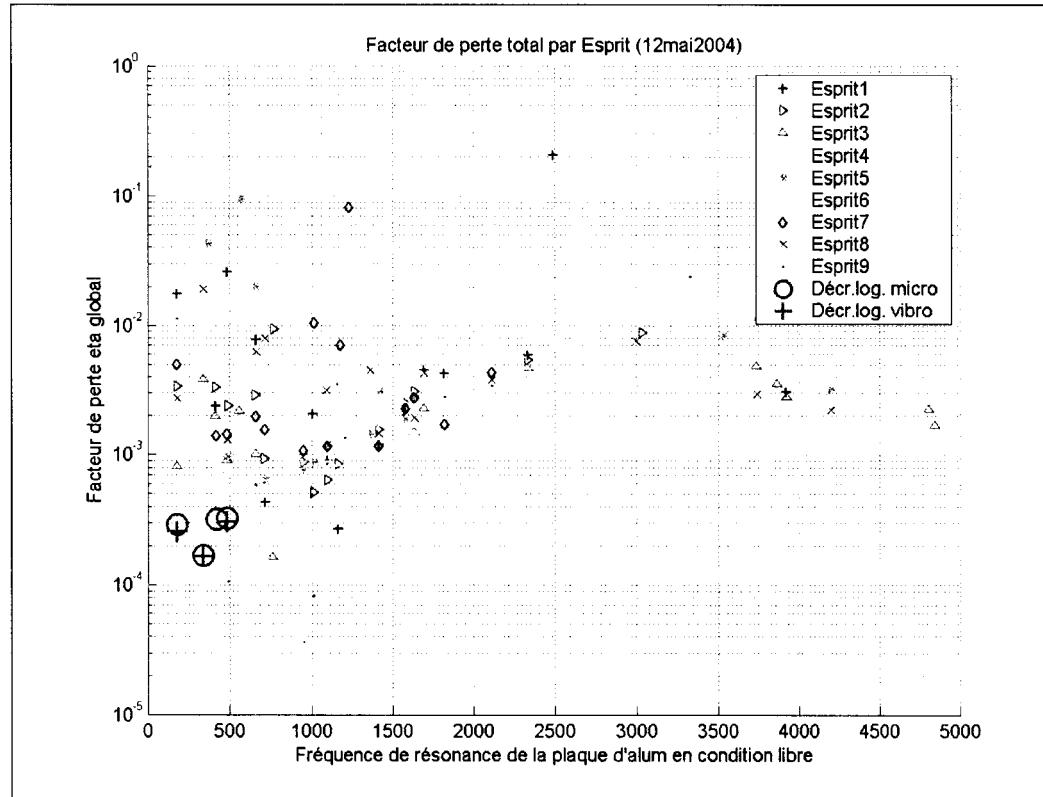
ordre de grandeur supérieur au facteur de perte totale mesuré par décroissance logarithmique, ce qui n'est pas normal.



Graphique 8 Facteur de perte en condition libre par la méthode Esprit. (Plaque d'aluminium, excitation transitoire)

Le graphique suivant montre une comparaison entre la méthode du décrément logarithmique et la méthode Esprit dans cette condition suspendue. Le graphique montre bien la différence d'ordre de grandeur entre les deux méthodes. Il est à rappeler que chacune de ces deux méthodes est réalisée à partir de signaux temporels différents. Ils diffèrent par leur mode d'excitation : une excitation acoustique large bande transitoire pour la méthode du décrément logarithmique et une excitation mécanique transitoire à l'aide d'un marteau d'impact pour la méthode Esprit. Une hypothèse possible pour expliquer la différence d'ordre de grandeur entre les deux méthodes voudrait que le

contact avec la structure lors de l'excitation mécanique (méthode Esprit) ajoute un amortissement à la structure.

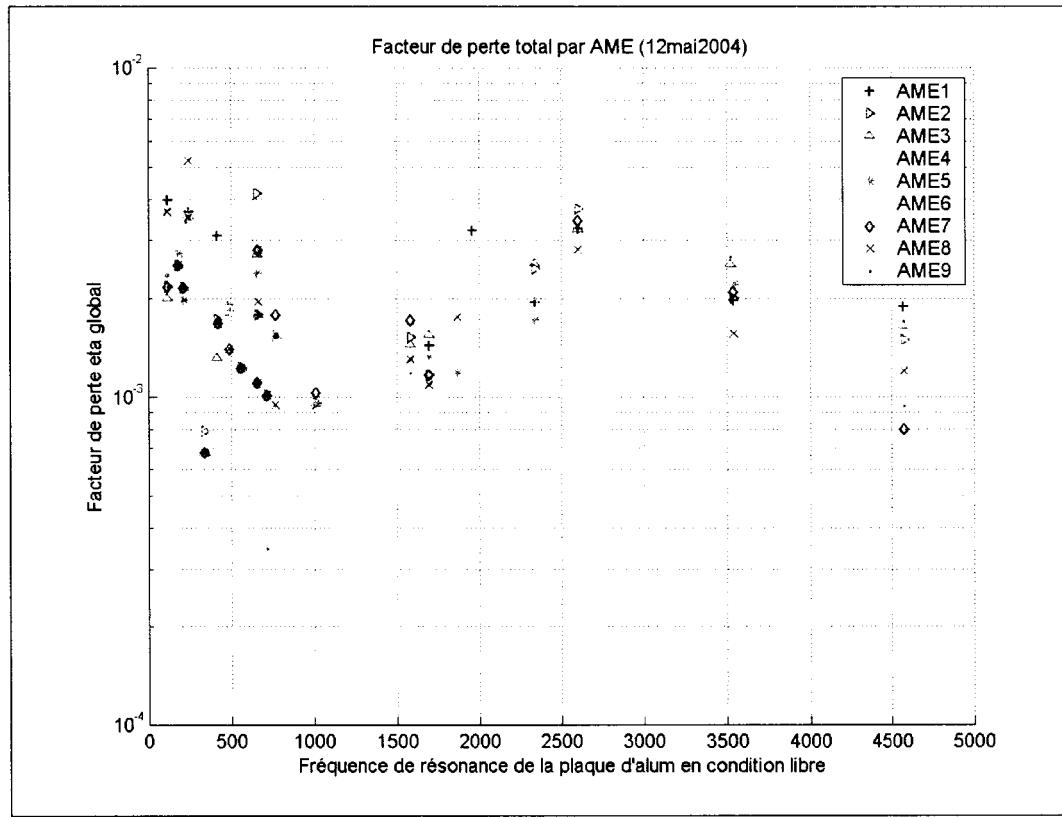


Graphique 9 Facteur de perte pour une plaque libre. Comparaison entre la méthode Esprit et la méthode du décrément logarithmique

Pour savoir si la différence d'ordre de grandeur provient bien du changement de mode d'excitation, une comparaison d'ordre de grandeur entre les facteurs de perte par la méthode de demi-puissance et par la méthode Esprit s'impose, puisqu'ils sont obtenus à l'aide de la même excitation.

Méthode de la demi-puissance à partir de la FRF

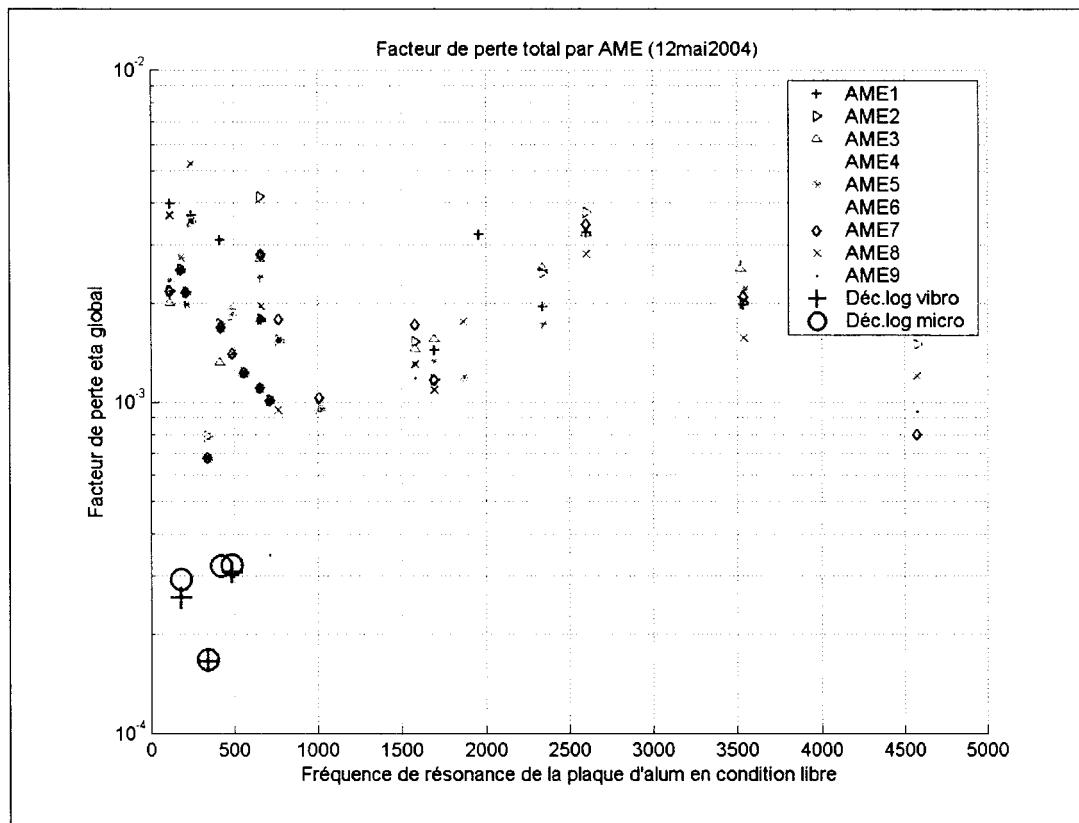
Le graphique suivant montre le facteur de perte mesuré par la méthode de demi-puissance à partir de la fonction de transfert pression/force, pour neuf points de discréétisation d'un quart de plaque. La pression est celle rayonnée par la plaque et captée à l'aide d'un microphone placé à 30cm du centre de la plaque à angle composé de $\theta=45^\circ$ et $\phi=45^\circ$. La force est celle mesurée par un marteau d'impact lors de l'excitation en neuf points de discréétisation d'un quart de plaque.



Graphique 10 Facteur de perte en condition libre par demi-puissance

Le graphique suivant compare le facteur de perte calculé par la méthode de demi-puissance avec celui calculé par décroissance logarithmique. Les deux méthodes

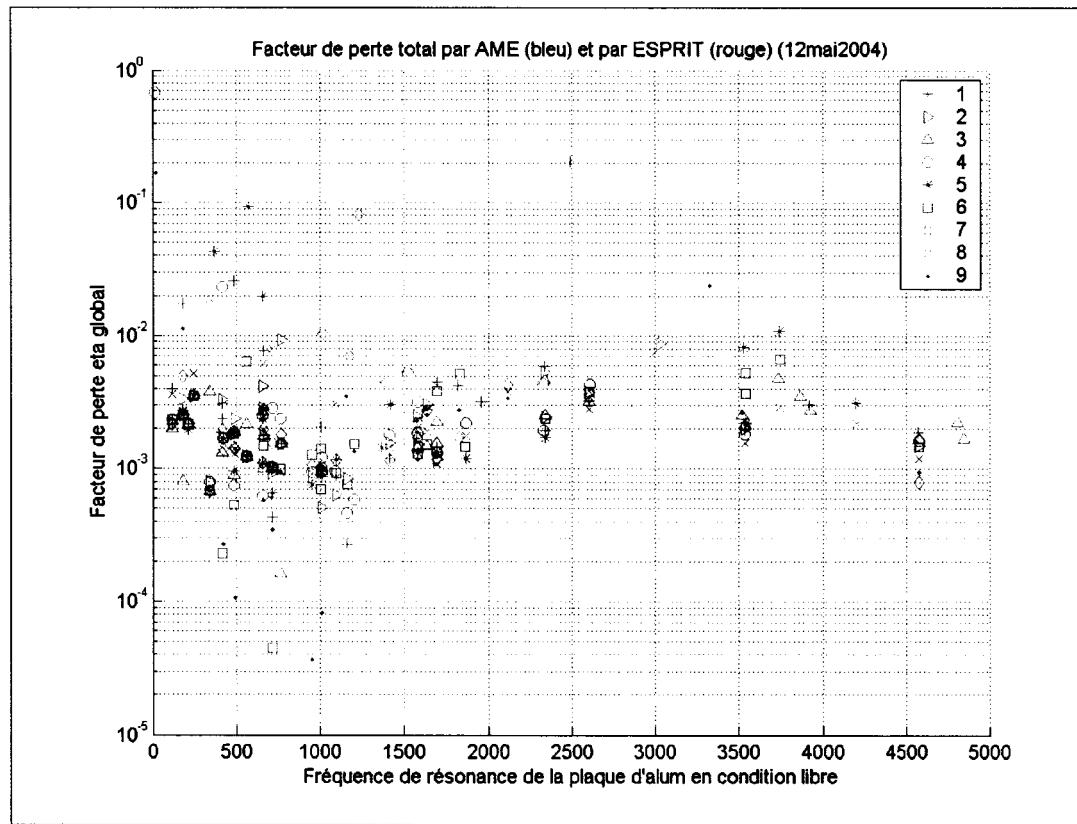
donnent une fois de plus des résultats d'un ordre de grandeur différent à la méthode de décroissance logarithmique.



Graphique 11 Facteur de perte pour différents points d'impact.
Comparaison entre la méthode de demi-puissance
(méthode fréquentielle) et la méthode du décrément
logarithmique (méthode temporelle)

Par contre, si l'on compare les deux méthodes obtenus à partir de la même excitation, il peut être observé qu'elles donnent des résultats semblables. Le graphique suivant compare ces deux méthodes d'estimation du facteur de perte à partir d'une excitation mécanique à l'aide d'un marteau d'impact. Le graphique montre que l'amortissement mesuré par demi-puissance et celui mesuré par la méthode Esprit donnent sensiblement les mêmes résultats du fait qu'ils sont du même ordre de grandeur et qu'ils ont la même tendance générale en fonction de la fréquence. Le facteur de perte totale est à peu près

constant en fonction de la fréquence. Cela est encore conforme à la littérature classique qui considère généralement que l'amortissement global des structures est constant en fonction de la fréquence.

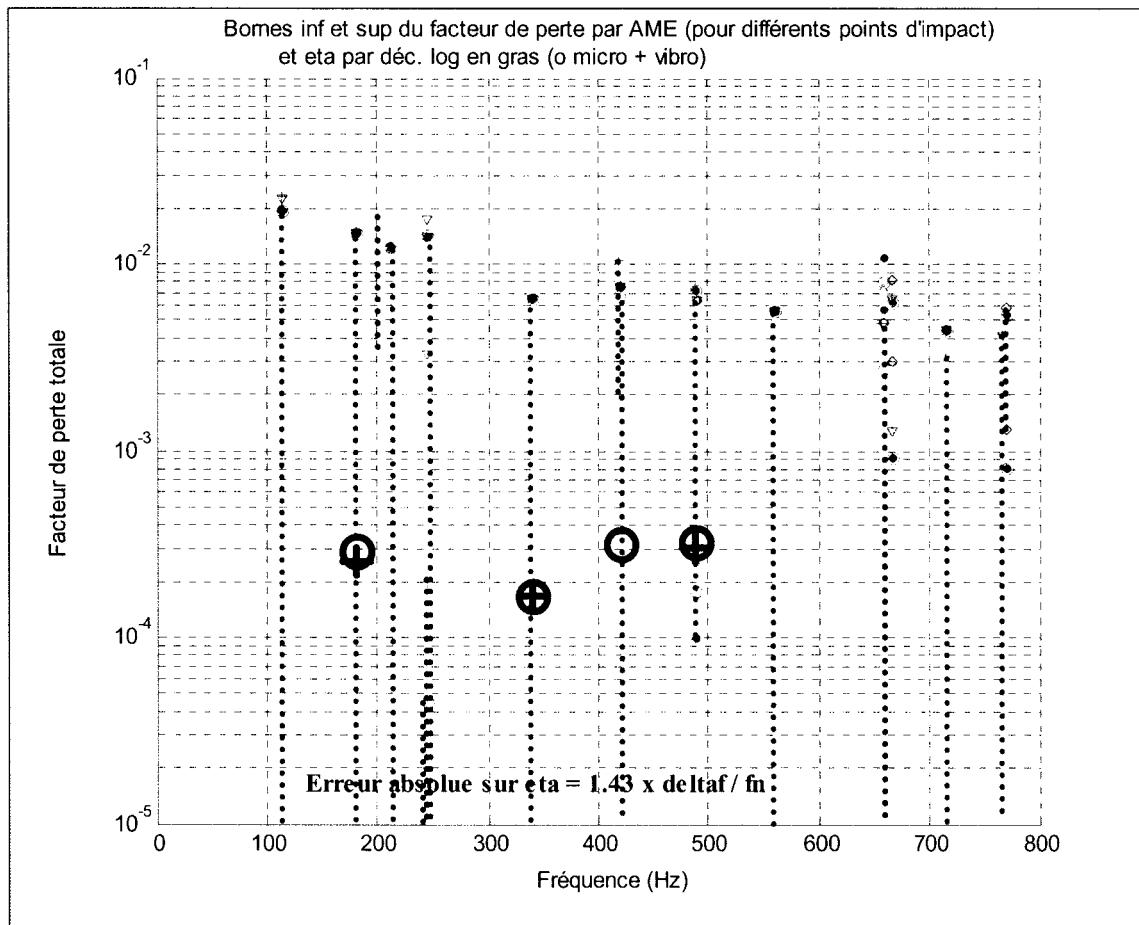


Graphique 12 Comparaison entre AME et Esprit pour l'évaluation du facteur de perte d'une plaque libre

Peut-on expliquer maintenant en partie la différence d'ordre de grandeur par rapport à la méthode de décroissance logarithmique par l'erreur commise sur la méthode d'évaluation de l'amortissement⁶? Cette erreur est connue dans le cas du calcul par demi-puissance et elle est calculée comme vu précédemment. D'entrée de jeu, l'hypothèse a déjà été posée selon laquelle il n'y a pas d'erreur commise par

⁶ La formule utilisée par l'estimation de l'erreur sur la méthode est la formulation approchée (6.6) à laquelle a été soustrait 40%, c'est à dire $\Delta\eta = 1.43\Delta f / f$.

décroissance logarithmique dans l'estimation de l'amortissement. Le calcul de l'erreur sur la méthode par demi-puissance montre qu'il est possible dans ce cas d'expliquer cette différence d'avec la méthode par décroissance logarithmique seulement par l'erreur commise sur la méthode. Pour ce faire, le gain en résolution par un lissage de la courbe n'est pas pris en compte⁷.



Graphique 13 Justification de la différence entre la méthode de décroissance logarithmique et celle de demi-puissance par l'erreur estimée sur cette dernière

⁷ Ce lissage est obtenu par un processus dit de « zero-padding » qui consiste à ajouter des zéros à la fin du signal avant d'en faire la transformée rapide de Fourier FFT

Le graphique 13 montre les extrema des facteurs de perte évalués par cette méthode, comparés à l'amortissement calculé par décroissance logarithmique.

L'erreur sur la méthode de demi-puissance permet à elle seule d'expliquer la différence d'ordre de grandeur par rapport à la méthode du décrément logarithmique. Par contre, l'erreur commise sur la méthode Esprit n'est pas connue. Il est conservateur de croire que la différence d'ordre de grandeur ne provient pas seulement de l'erreur sur la méthode de demi-puissance, puisque la méthode Esprit, à partir de la même excitation, donne un même ordre de grandeur. Si l'erreur est liée au changement de mode d'excitation⁸, L'hypothèse selon laquelle le contact lors de l'excitation ajoute de l'amortissement est demeure une hypothèse valide. De plus, il est possible de poser l'hypothèse selon laquelle, lors d'une excitation acoustique, l'énergie dans la structure est beaucoup mieux répartie que lors d'un impact.

En regard de ces deux hypothèses, il est souhaité alors de pouvoir exciter la plaque acoustiquement pour les calculs d'amortissement par Esprit et de demi-puissance en excitant tous les modes à la fois par un signal large bande. Dans les essais réalisés dans le cadre de ce document, cette excitation a déjà été tentée, mais sans succès. Voici pourquoi ça n'a pas fonctionné : le niveau acoustique est limité par l'amplificateur et ne suffit pas à fournir un niveau acoustique assez élevé pour exciter à la fois tous les modes de la plaque en transitoire au-dessus du bruit de fond de la chambre semi-anéchoïque disponible. L'échappatoire à ce doute latent serait un haut-parleur à très haut niveau. Il est à noter que quelqu'un qui songerait à une excitation en continue dans cette évaluation devrait penser à la mesure de la réponse vibratoire à l'aide d'un vibromètre laser et de faire une moyenne en plusieurs points de la plaque, puisqu'il ne faut pas avoir de contact avec la structure (amortissement faible en condition libre oblige) et un microphone ne saurait de ce cas distinguer la réponse de l'excitation.

⁸ Si les méthodes Esprit et par demi-puissance donnent les mêmes résultats, on ne peut pas remettre la méthode elle-même en cause. L'hypothèse selon laquelle l'erreur est liée à l'excitation est alors la plus plausible.

8.1.3. Conclusion

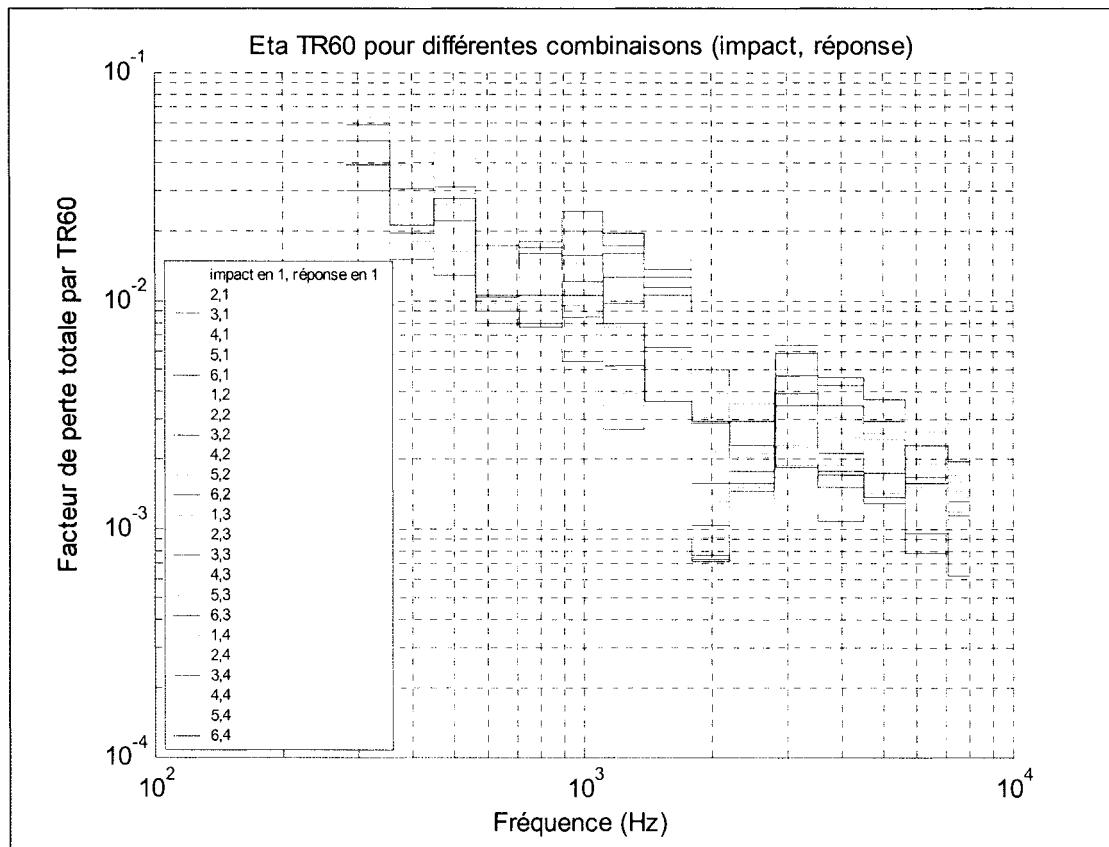
Les pertes totales par demi-puissance et par Esprit sont constantes autour de 2×10^{-3} . Le facteur de perte totale, dans ces conditions aux limites, devrait être la somme du facteur de perte interne, constant et de l'ordre de 2×10^{-4} (dans le vide), et du facteur de perte acoustique, du même ordre de grandeur en hautes fréquences que dans le cas de la plaque simplement appuyée. Or, les pertes acoustiques dans le cas de la plaque simplement appuyée diminuent en fonction de la fréquence et varie 10^{-3} à 2×10^{-4} . Cette dernière observation montre une fois de plus une surévaluation de la perte lors de l'excitation par marteau d'impact.

8.2. Conditions aux limites : appuis simples

Maintenant, deux méthodes d'évaluation de l'amortissement seront comparées, pour la même plaque dans deux conditions légèrement différentes : dans un cas, par temps de réverbération à partir d'un signal d'accélération lorsque la plaque n'a pas de baffle et, dans l'autre cas, par la méthode de demi-puissance à partir de la fonction de transfert A/F, mais avec une baffle. L'amortissement calculé lorsque la structure est sans baffle devrait être surévalué en basses fréquences cela dû aux interférences aux limites.

8.2.1. Méthode du temps de réverbération (sans baffle)

Le graphique 14 suivant montre le facteur de perte dans ces conditions d'appuis calculé par temps de réverbération et ce pour 24 configurations de position d'impact et de réponse.

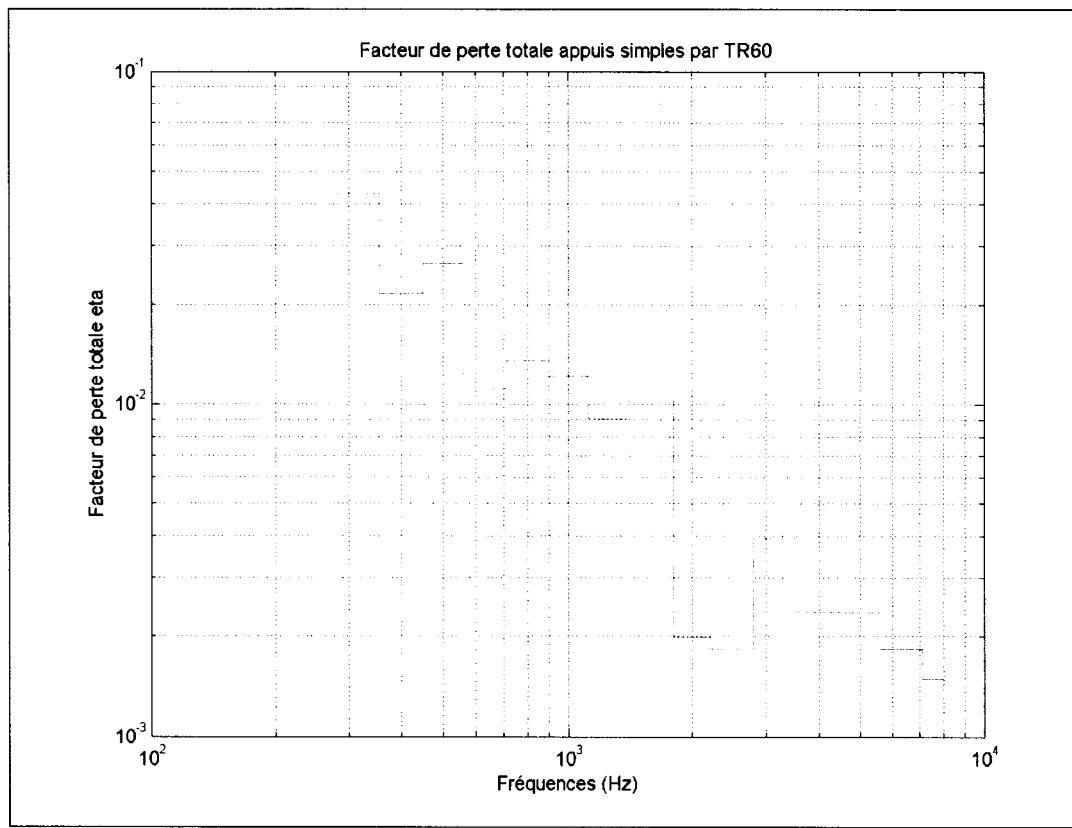


Graphique 14

Facteur de perte pour 24 configurations de position d'impact et de réponse, pour une plaque d'acier de 6mm d'épais simplement appuyée, par temps de réverbération⁹

Le graphique 15 suivant montre la valeur moyenne du facteur de perte par temps de réverbération par bande de tiers d'octave. Le facteur de perte diminue avec la fréquence, alors qu'il est généralement considéré en condition libre que la perte est constante en fonction de la fréquence. De plus, en basses fréquences, le facteur de perte est très élevé, soit jusqu'à 3×10^{-2} , alors qu'il devrait être autour de 10^{-2} , et constant en fonction de la fréquence (section 4.2). Une raison possible pour expliquer cette différence, est que la condition d'appui simple soit mal représentée par la pratique d'une rainure, entraînant alors des phénomènes de forts amortissement aux limites, comme en condition

encastrée. Les observations à la section 8.4 (condition encastrée) permettront éventuellement d'appuyer cette hypothèse.



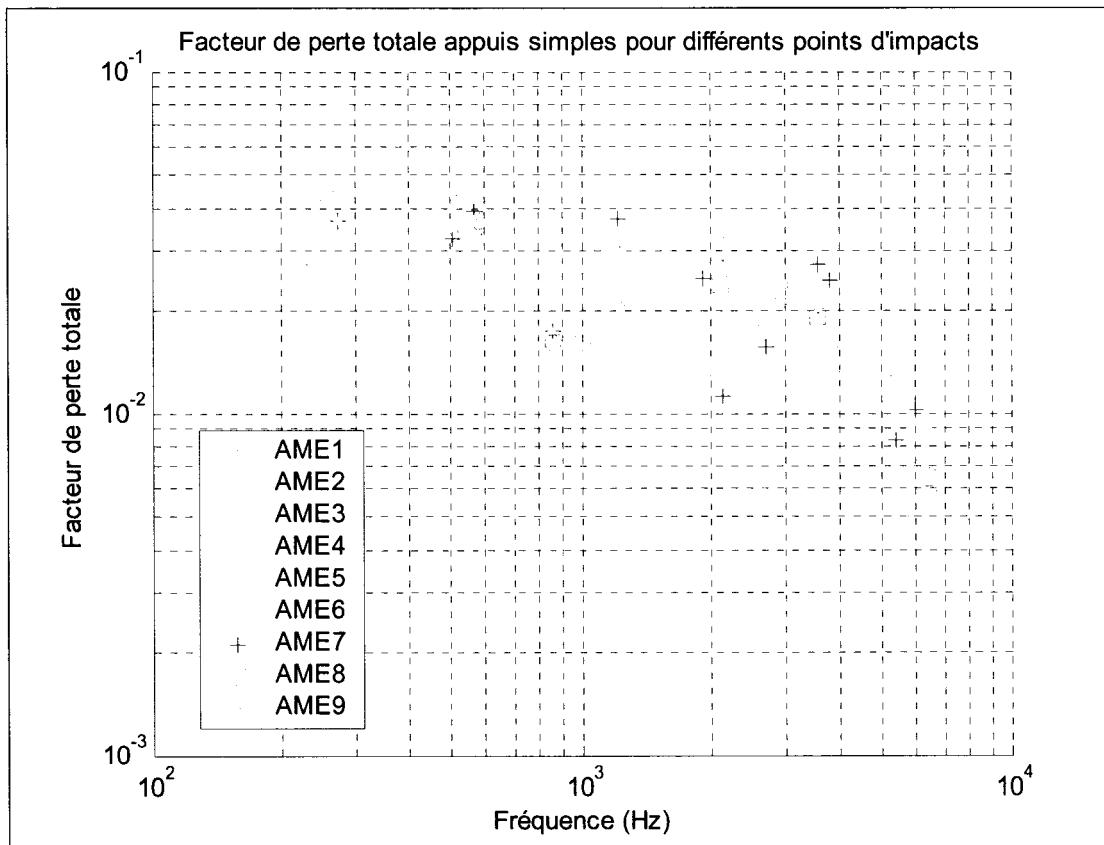
Graphique 15 Facteur de perte moyen par bande de tiers d'octave calculé par temps de réverbération pour une plaque en acier de 6mm d'épaisseur simplement appuyée

8.2.2. Méthode de la demi-puissance (avec baffle)

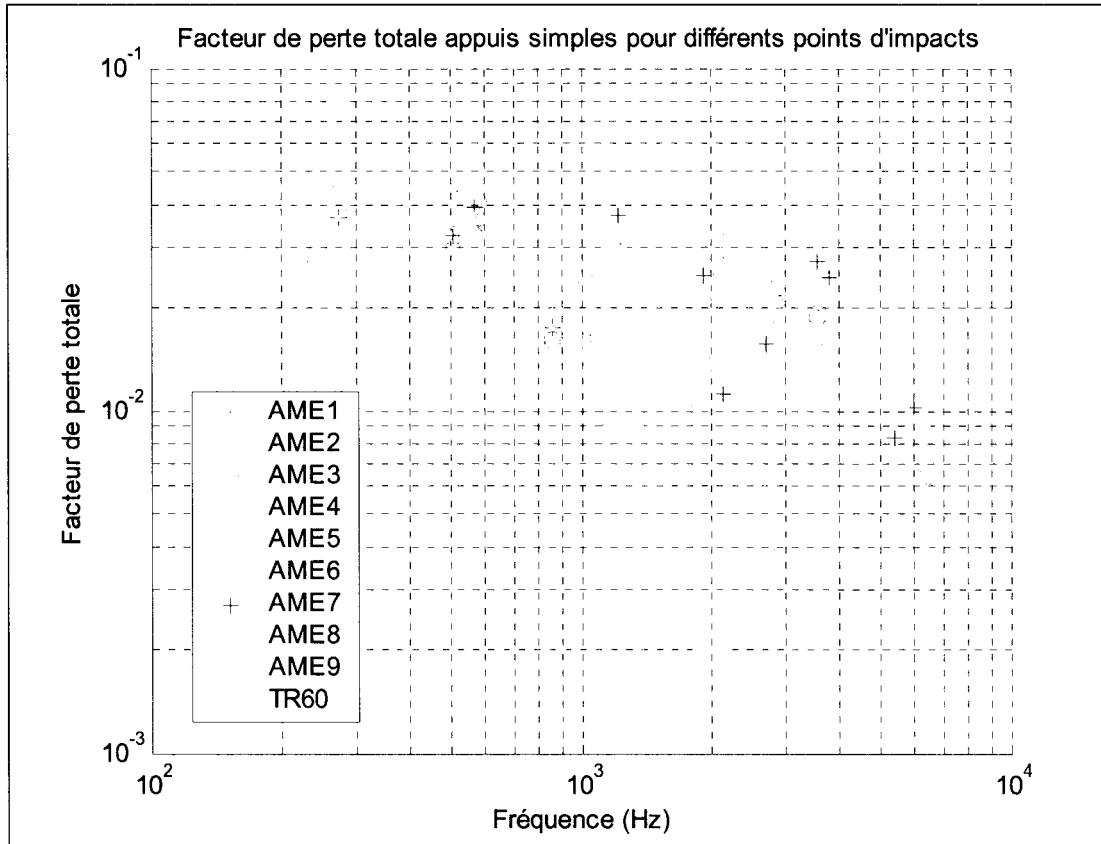
Le graphique 16 montre le facteur de perte calculé par la méthode de demi-puissance. Si les deux méthodes, temps de réverbération et demi-puissance (graphique 17), sont comparées, il peut être observé que dans les deux cas, il y a une tendance à la diminution

⁹ Le nombre de courbes tracées rend le repérage ardu, mais le graphique reste néanmoins pertinent du fait qu'il permet d'observer rapidement les extrêmes du facteur de perte pour l'ensemble des 24 configurations de mesure (excitation, réponse).

du facteur de perte en fonction de la fréquence qui vient remettre en doute la validité de l'appui simple par une rainure ou la validité de l'affirmation comme quoi l'amortissement global pour ce type d'appuis serait constant. Globalement, la méthode de demi-puissance donne des résultats plus élevés que la méthode de TR60, et ce même dans la bande de 0-2kHz. La comparaison avec d'autres méthodes de mesure est nécessaire pour savoir à quoi se fier. Malheureusement, l'analyse par la méthode Esprit n'est pas possible à partir des données disponibles, car l'analyse a été faite à partir d'une excitation continue.



Graphique 16 Facteur de perte calculé par la méthode de demi-puissance pour une plaque d'acier de 6mm d'épaisseur simplement appuyée



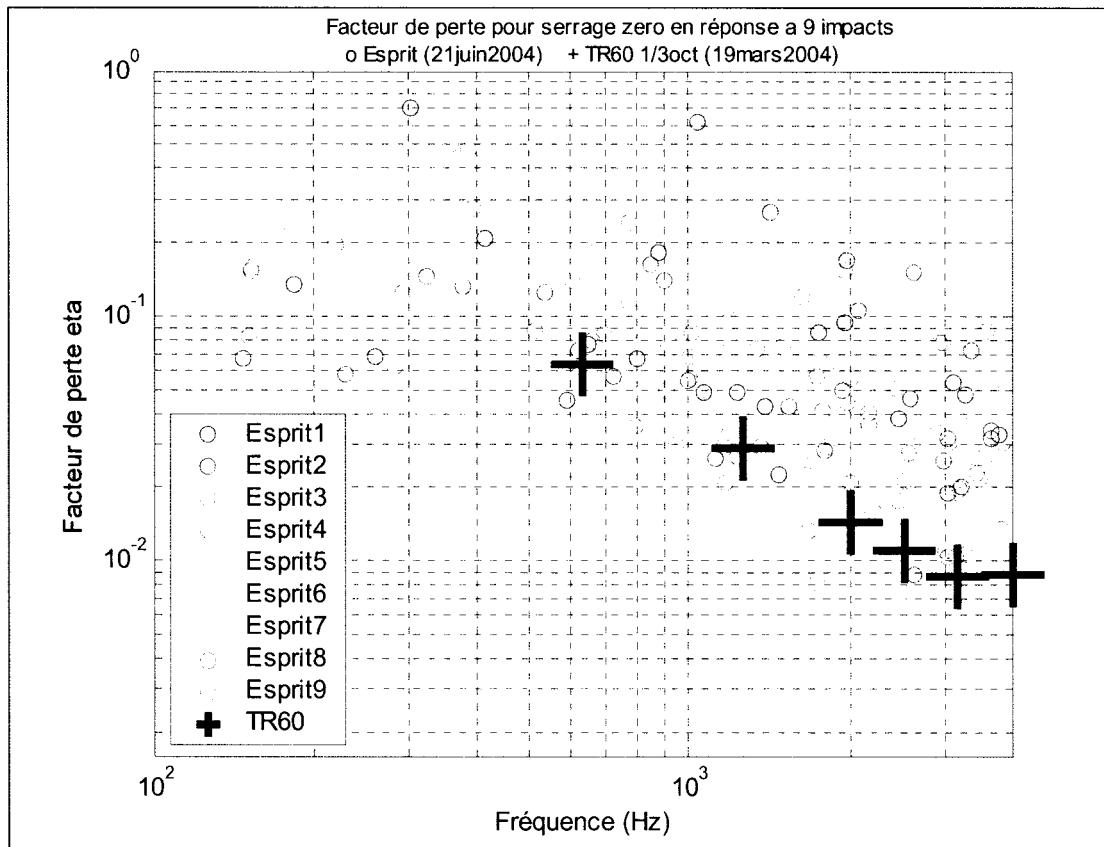
Graphique 17 Comparaison de la méthode de demi-puissance avec celle du TR-60 pour l'évaluation du facteur de perte totale d'une plaque sur appuis simples (acier 6mm)

8.2.3. Conclusion

La surévaluation du facteur de perte totale en basses fréquences pousse à revoir la validité en basses fréquences de la rainure pour reproduire un appui simple. À ces fréquences, le facteur de perte est trop élevé pour n'être attribuable qu'au rayonnement et aux pertes internes. On peut conclure qu'un autre mécanisme dissipe de l'énergie. L'hypothèse la plus probable est que la rainure ne représenterait pas l'appui simple en basses fréquences, que les ondes de flexions à ces fréquences traverseraient mieux la rainure et que le fort amortissement mesuré serait en fait l'amortissement du support.

8.3. Conditions aux limites : mâchoires d'encastrement n'exerçant comme force que leur poids propre (serrage nul)

L'expérience a été réalisée à partir d'une plaque d'aluminium non-rainurée de 6,35mm (1/4 pouces) d'épaisseur. L'encastrement a été réalisé à l'aide de quatre plaques d'aluminium de la même épaisseur faisant un cadre de 2 pouces tout le tour de la plaque.



Graphique 18 Comparaison entre la méthode Esprit et la méthode du TR60 dans l'évaluation du facteur de perte d'une plaque d'aluminium 6,35mm (1/4 pouce) non rainurée et sans baffle (serrage nul)

On peut faire comme analyse à partir du graphique 18 que les deux méthodes donnent le même ordre de grandeur et montre la même tendance, soit que l'amortissement diminue

avec la fréquence. De plus, l'amortissement est d'un ordre de grandeur comparable aux amortissements obtenus par serrage variable.

8.3.1. Conclusion

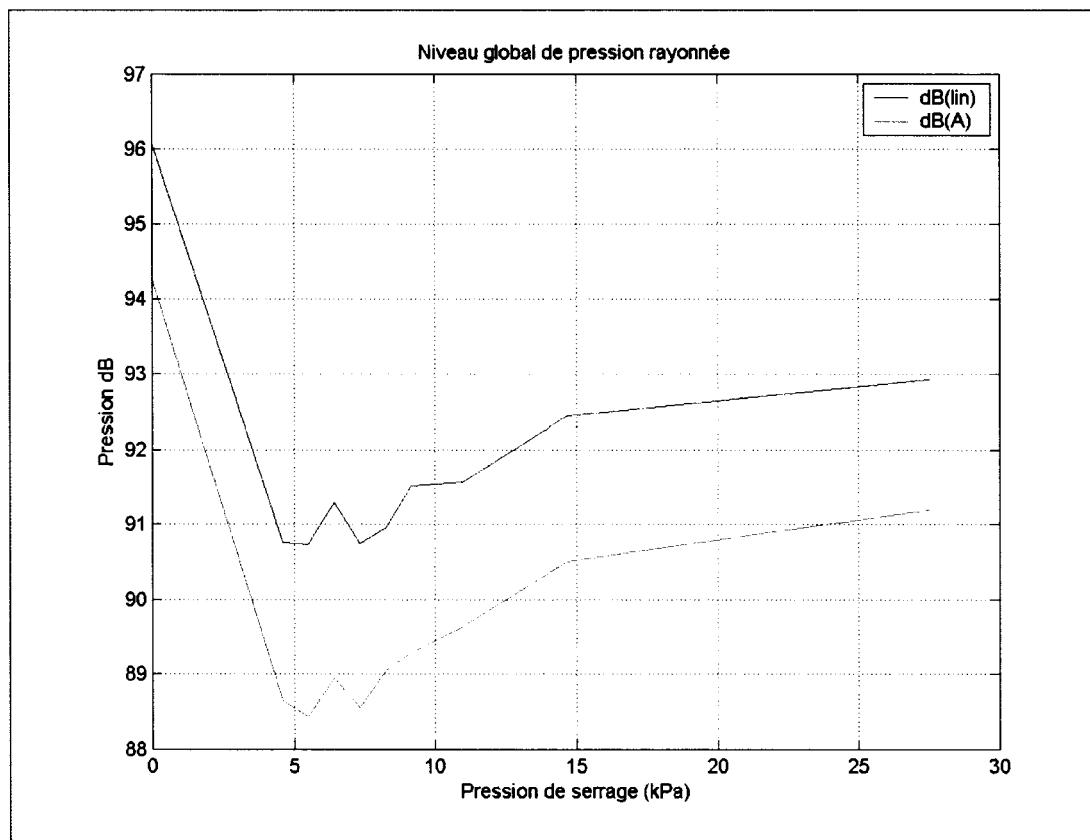
Le facteur de perte décroît avec la fréquence comme dans le cas d'une condition simplement appuyée, mais il est supérieur, allant jusqu'à de très forts amortissements en basses fréquences (> 0.1). Comme dans le cas de la plaque sur appuis simples (réalisés à partir d'une rainure), le comportement en basses fréquences de la plaque sous des mâchoires libres ferait interagir le support et se comporterait davantage comme une plaque encastrée.

8.4. Conditions aux limites : encastrement à serrage variable : Excitation mécanique transitoire par marteau d'impact

Le montage utilisé est le même que pour la section précédente à l'exception de l'ajout de 10 serre-joints pour réaliser l'encaissement à serrage variable. Ces serre-joints ont été répartis uniformément autour de la plaque. À l'aide d'un couple mètre, un couple a été appliqué sur les serre-joints. La pression de contact des appuis en kilo pascals est obtenue en multipliant le couple en livres pouce par un facteur 0,18.

8.4.1. Niveau de pression global rayonné

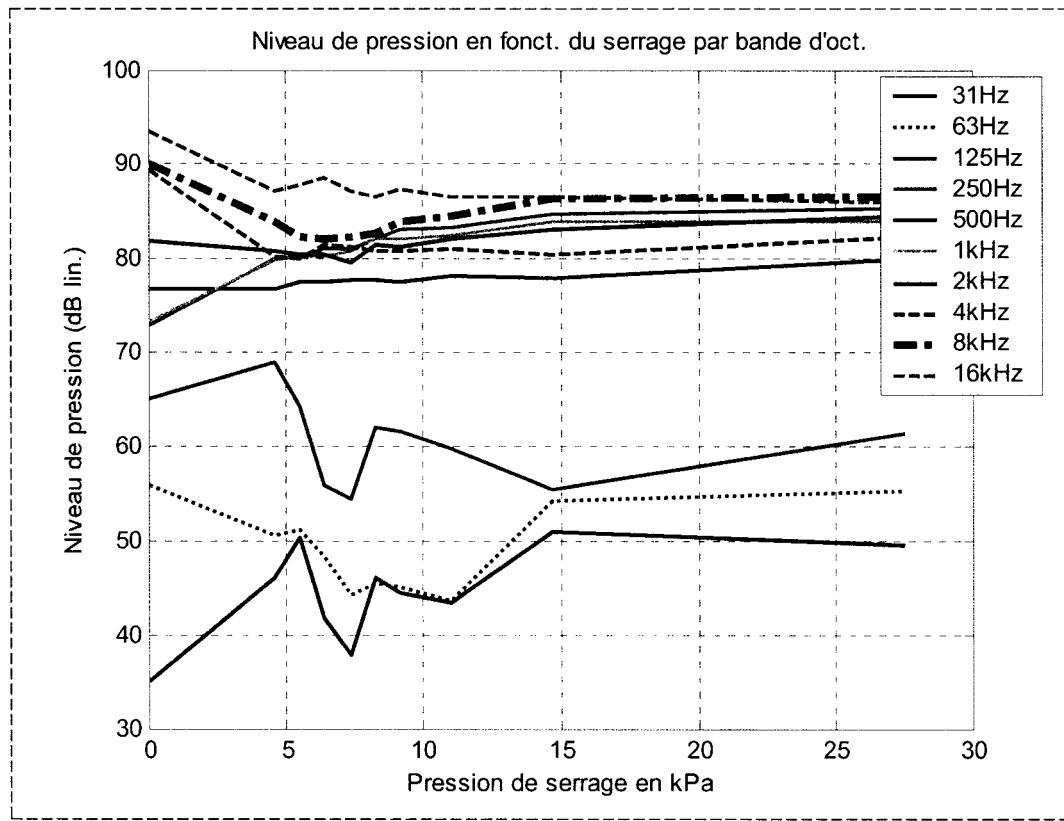
Le graphique 19 suivant montre qu'il existe une force de serrage optimal menant à un faible rayonnement acoustique. Il se situe à une pression de surface de $\approx 6\text{kPa}$.



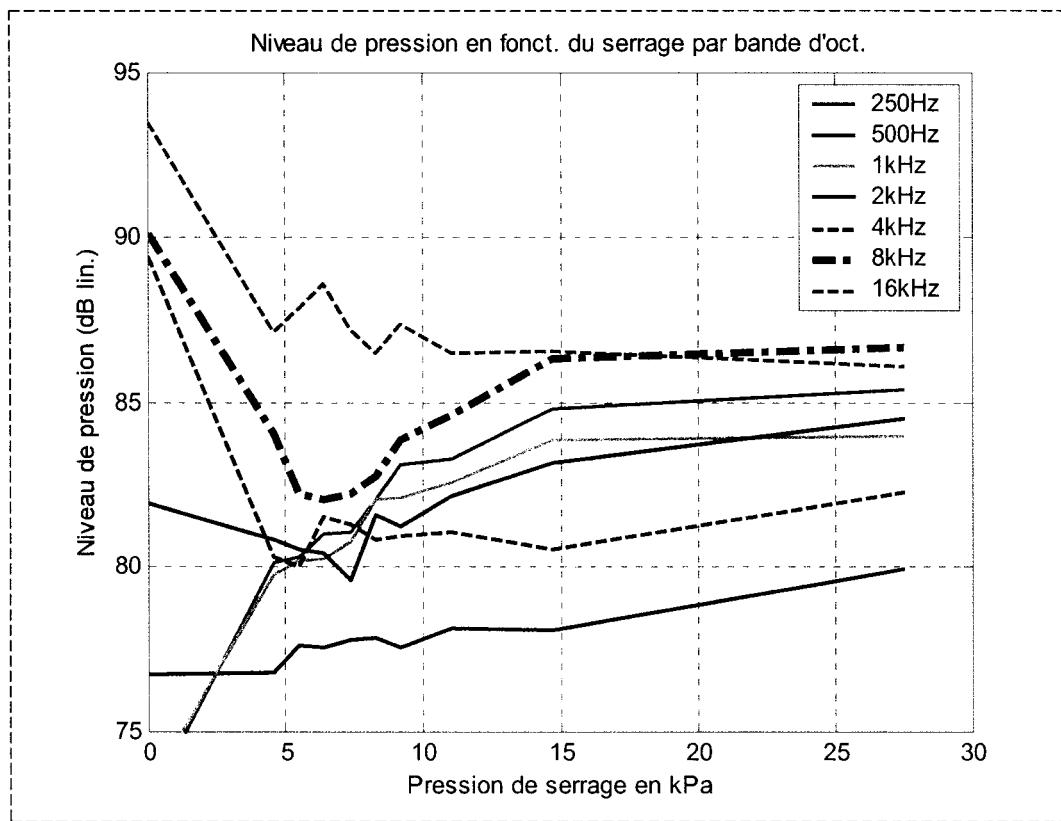
Graphique 19 Niveau global de pression rayonnée en fonction du serrage pour une plaque rectangulaire d'aluminium de 6,35mm (1/4 pouces) d'épaisseur

La répétitivité de l'expérience de Canadair est maintenant vérifiée. Il peut être intéressant de connaître quelles fréquences sont davantage responsables du serrage menant à un faible rayonnement acoustique pour la validation de ce phénomène.

Le graphique suivant montre le rayonnement en fonction du serrage pour chaque bande d'octave. Ce sont les hautes fréquences qui sont dominantes dans le rayonnement acoustique de la structure, ce qui laisse croire que l'amortissement a tendance à diminuer avec la fréquence. Un regard de plus près sur les bandes à hautes fréquences permet de voir s'il y a une bande de fréquence sur laquelle le phénomène de serrage optimal est prédominant (graphique 21).

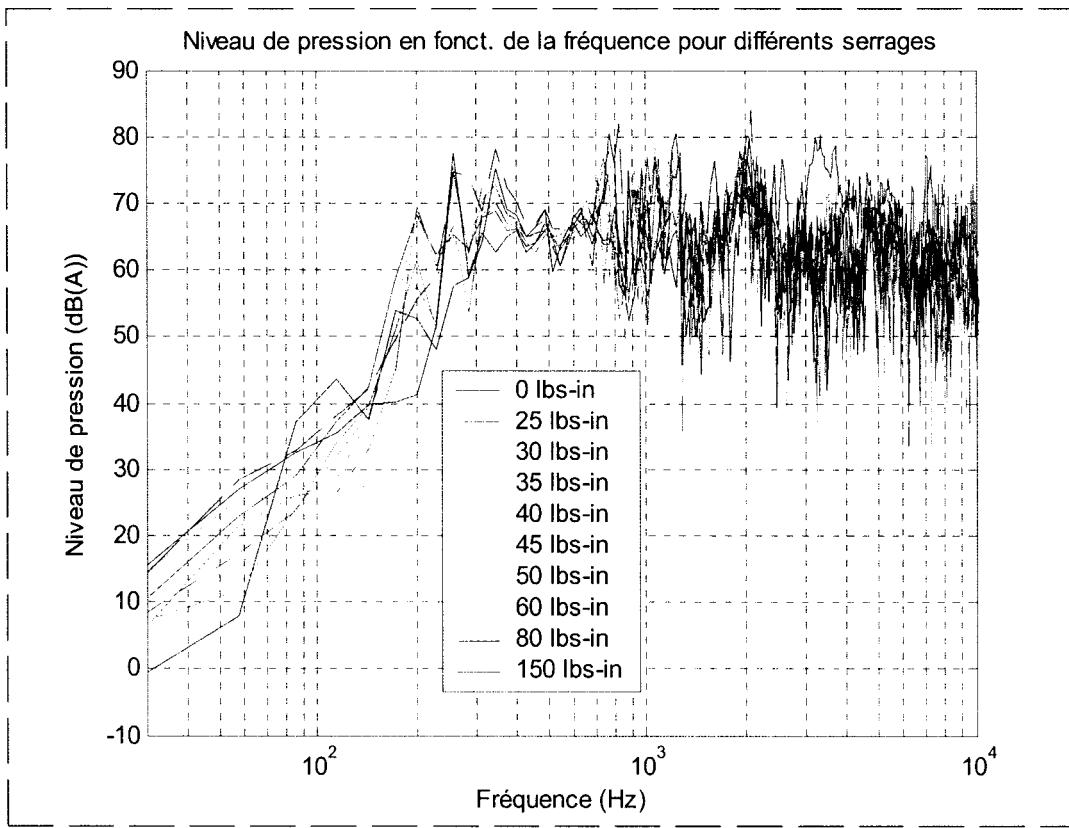


Graphique 20 Niveau de pression en fonction du serrage par bandes d'octave



Graphique 21 Niveau de pression en fonction du serrage pour les bandes d'octave dominant le rayonnement acoustique (zoom du graphique 20))

Le graphique 21 montre bien que la dominante de la tendance vers un serrage à fort amortissement entre 5kPa et 10kPa se trouve dans la bande d'octave de 8kHz.

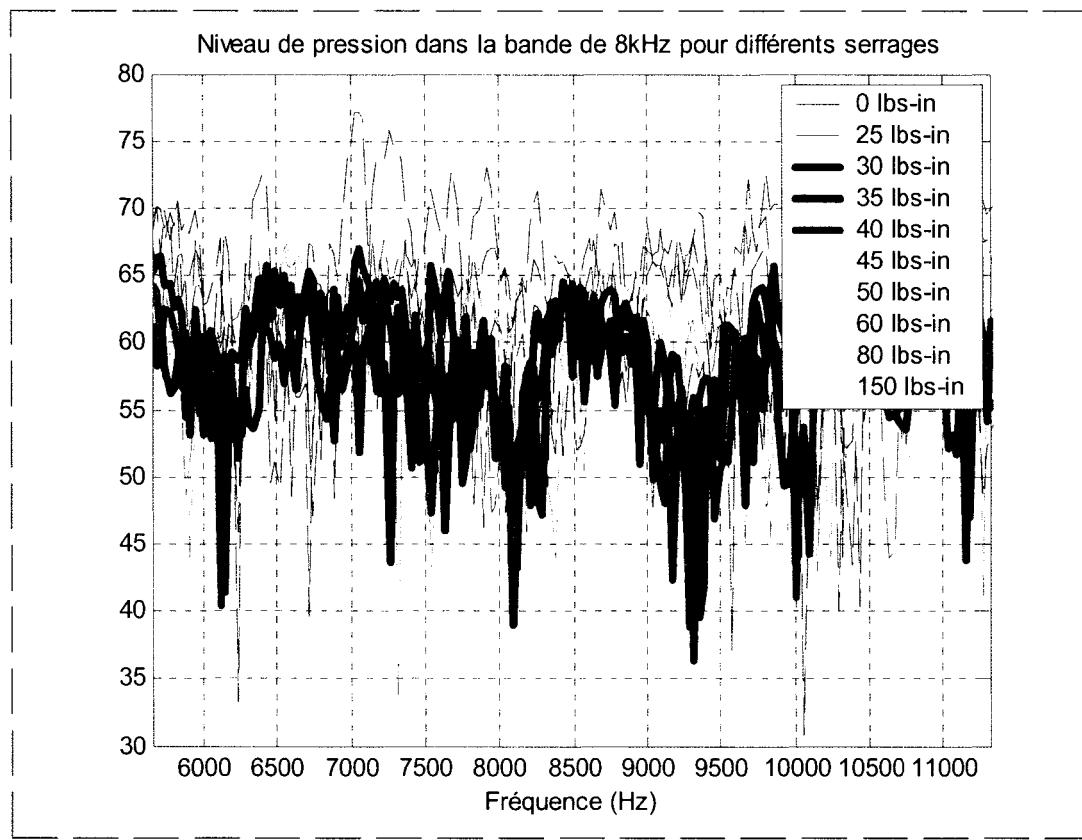


Graphique 22 Niveau de pression rayonnée en fonction de la fréquence pour différents serrages (bande de 0 à 10kHz)

Le graphique 22 montre que le niveau de pression rayonnée semble à peu près constant sur la bande 200Hz à 10kHz. Il faut noter que la légende présente les serrages des appuis selon le couple appliqué sur les serre-joints servant au montage. La pression de contact des appuis en kilopascals est obtenue en multipliant le couple en livres-pouces par un facteur 0,18, comme vu précédemment au début de la section 3.3. Donc, le graphique présente les courbes pour des pressions de surface de 0, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 16 et 30kPa.

Le graphique suivant représente un zoom sur l'ensemble de la bande de 8kHz. Des anti-résonances majeures sont présentes autour des fréquences 6200Hz, 8100Hz et 9300Hz pour les serrages autour du serrage optimal, soit à 30, 35 et 40 livres-pouces (6, 7 et 8

kPa). Ces anti-résonances sont selon toute vraisemblance les facteurs déterminant dans le faible rayonnement de la plaque pour des pressions de contact aux appuis de cet ordre.

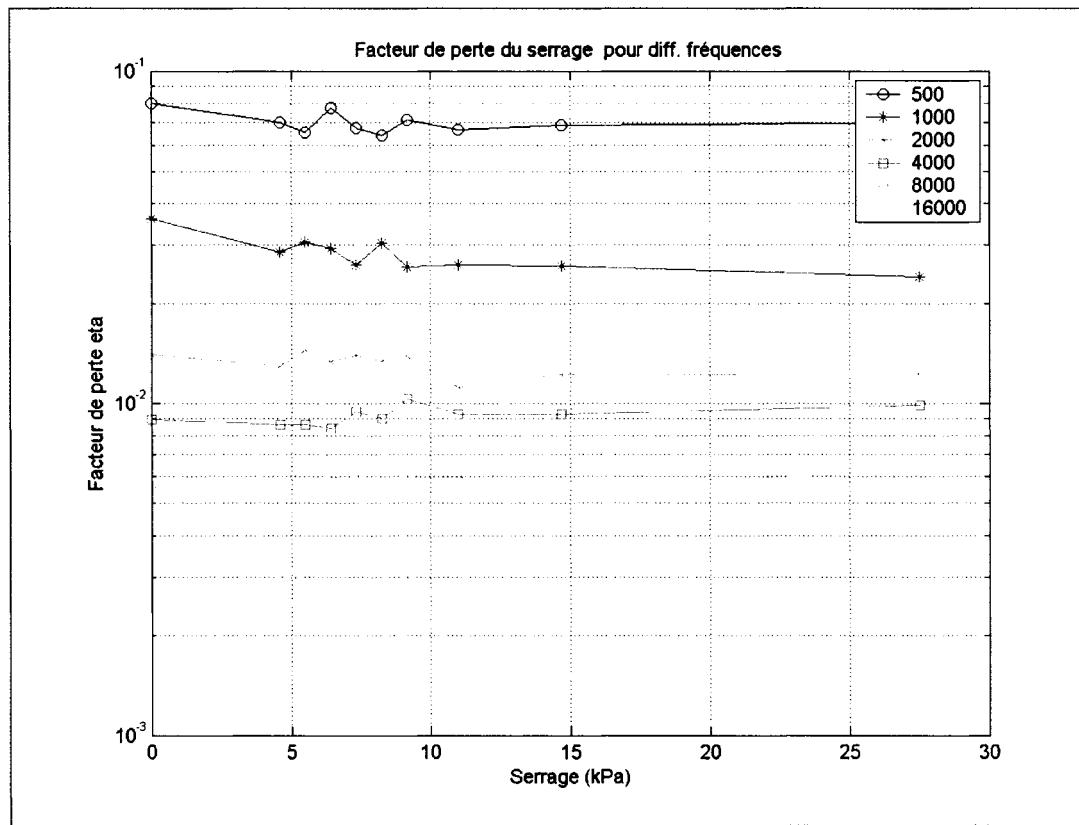


Graphique 23 Niveau de pression en fonction de la fréquence pour les serrages à faible rayonnement, autour de la bande 8kHz, mettant en évidence l'anti-résonance responsable du faible rayonnement à ces serrages (zoom du graphique 22)

En annexe est présentée une autre analyse de cette mesure acoustique pour servir éventuellement de piste dans la compréhension du phénomène de serrage à faible rayonnement acoustique.

8.4.2. Facteur de perte estimé par temps de réverbération

Le facteur de perte est ici calculé à partir du TR60 réalisé par des FFT successives sur le signal de pression rayonnée. Le graphique suivant montre comment le facteur de perte global varie en fonction du serrage pour différentes bandes de fréquences données, alors que le graphique 25 montre comment varie le facteur de perte global en fonction de la fréquence pour différents serrages.

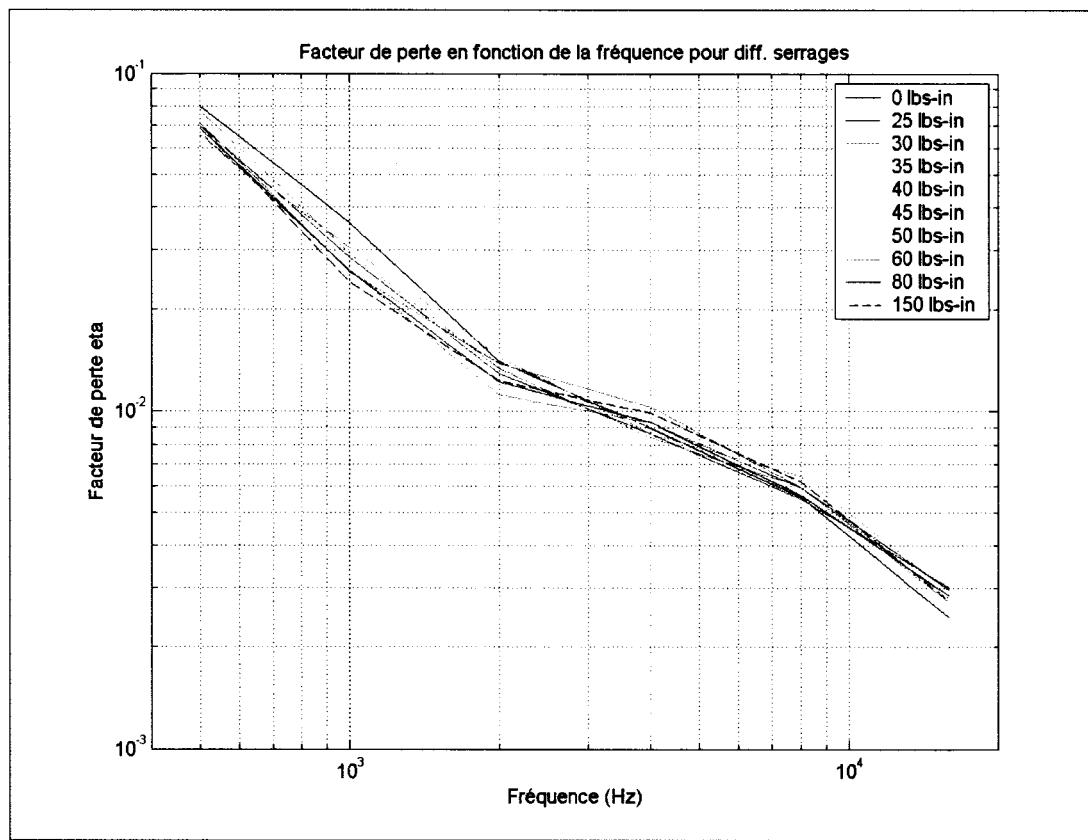


Graphique 24 Facteur de perte en fonction du serrage par bande d'octave pour une plaque d'aluminium de 6,35mm (1/4 pouces) d'épaisseur

À partir du graphique 24, au niveau du facteur de perte, le phénomène de serrage optimal n'est pas très marqué sur la bande de 8kHz qui dominait la tendance au serrage

optimal dans l'expérience précédente. Néanmoins, sur chaque bande de fréquence, il y a une légère perturbation autour du serrage à faible rayonnement ($\approx 7\text{kPa}$).

L'ordre de grandeur des perturbations n'explique pas la différence du niveau de pression du graphique 21. Avec une différence de 5 dB en pression, on s'attend à un rapport de 3 sur le rayonnement acoustique, donc une différence de cette ordre sur le facteur de perte totale. La méthode de détermination du facteur de perte par FFT successive reste à paramétriser avec davantage d'attention.

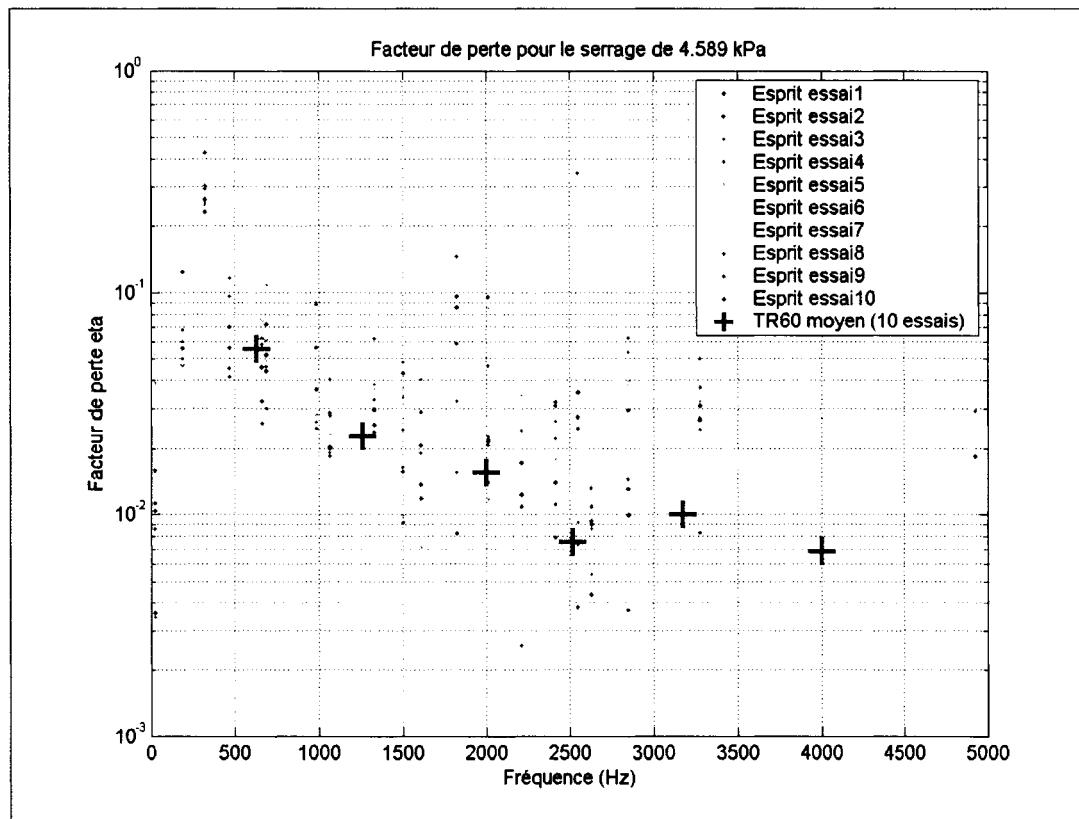


Graphique 25 Facteur de perte en fonction de la fréquence pour différents serrages d'une plaque d'aluminium rectangulaire

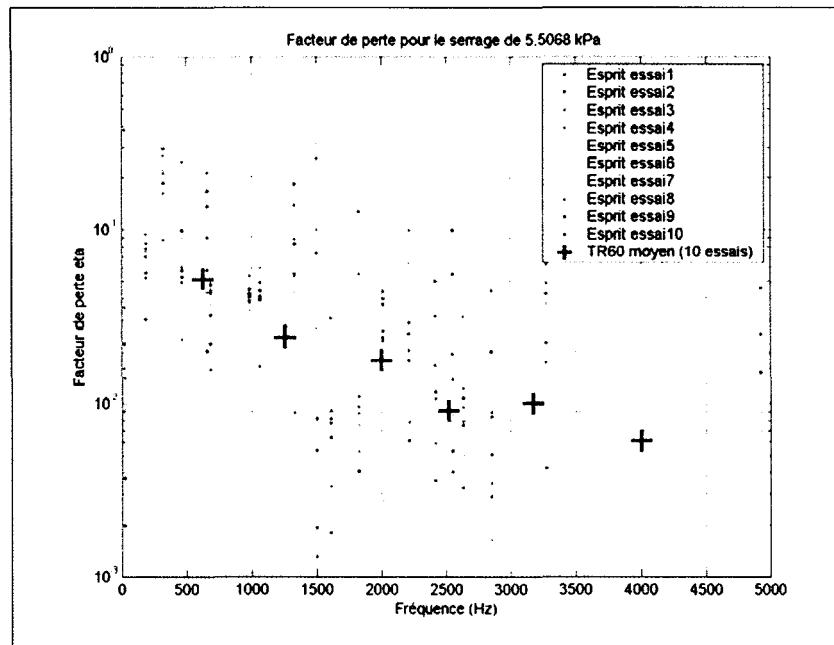
L'amortissement de la structure diminue en fonction de la fréquence, et ce peu importe le serrage.

8.4.3. acteur de perte évalué par la méthode Esprit

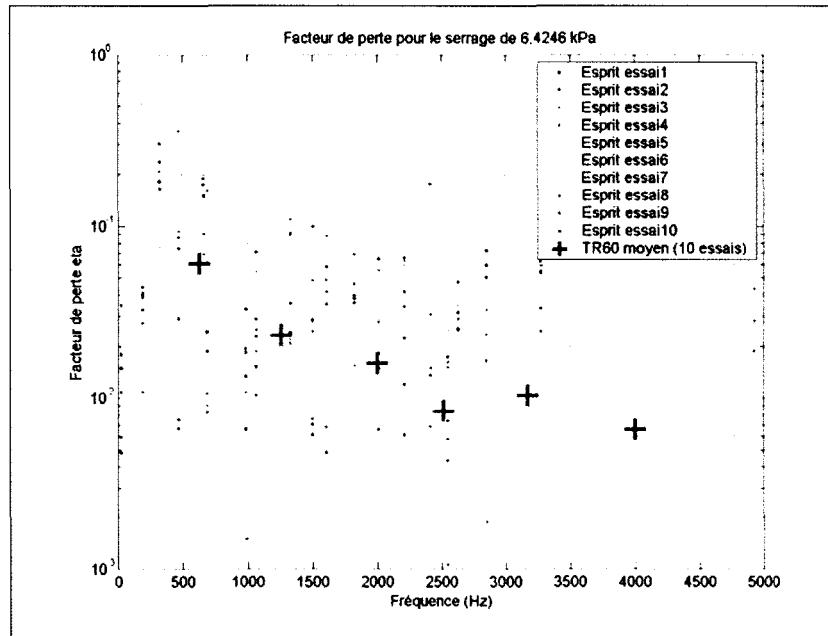
La méthode Esprit sera maintenant testée pour voir si elle suit la méthode par temps de réverbération pour différents serrages. Les paramètres de la méthode Esprit sont les mêmes que ceux présentés à la section 3.3 du présent document. Les trois graphiques suivants montrent cette comparaison de méthodes pour trois serrages avoisinant le serrage à fort amortissement.



Graphique 26 Facteur de perte totale, Esprit par impact vs temps de réverbération moyen, avec un serrage de 4,6kPa



Graphique 27 Facteur de perte totale, Esprit par impact vs temps de réverbération global, avec un serrage de 5,5kPa



Graphique 28 Facteur de perte totale, Esprit par impact vs temps de réverbération global, avec un serrage de 6,4kPa

8.4.3.1. Conclusion

La méthode Esprit est une méthode d'estimation du facteur de perte qui donne des résultats semblables à la méthode par temps de réverbération, c'est-à-dire : le facteur de perte est élevé et décroît avec la fréquence.

CONCLUSION

Le présent mémoire a permis de :

- trouver une formulation de la puissance vibratoire dissipée par une plaque rectangulaire sur appuis simples qui soit valide pour toutes fréquences en dehors des résonances;
- valider expérimentalement l'expression des facteurs de pertes acoustiques et totales et de l'efficacité de rayonnement d'une plaque rectangulaire sur appuis simples;
- constater que l'erreur sur la mesure d'amortissement par la méthode de demi-puissance est grande et de l'ordre de deux fois l'erreur relative sur la fréquence naturelle du mode observé;
- constater que la mesure des faibles amortissements est complexe et qu'elle exige une excitation sans contact sans quoi l'amortissement peut être surévalué d'un ordre de grandeur ou deux (chapitre 8.1);
- montrer la reproductibilité des essais pour Canadair (Deshaises 1996) : une force de serrage d'un encastrement menant à un faible rayonnement acoustique;
- voir que le phénomène observé par Deshaises (Deshaises 1996) est dominé par la bande d'octave de 8kHz.

Problèmes rencontrés

Les problèmes rencontrés lors des essais en condition suspendue sont que :

- la plaque suspendue est difficile à stabiliser et le vibromètre laser a de la difficulté à faire correctement la mise au point;
- le niveau sonore du haut-parleur n'est pas assez fort pour exciter la plaque en bande large;

- les modes en moyennes et hautes fréquences sont impossibles à exciter par l'excitation acoustique transitoire, avec les niveaux de pression autorisés par l'équipement disponible.

Les problèmes rencontrés lors des essais en condition encastrée sont que :

- les amortissements sont trop forts pour exciter la plaque acoustiquement;
- le montage de l'encastrement à l'aide de serre-joints ne permet pas l'ajout d'un baffle.

Depuis les premiers essais sur le pompage d'air par Ungar et Carbonell 45 ans se sont écoulés. Depuis, très peu d'essais ont été menés pour mieux comprendre les mécanismes de dissipation d'énergie vibratoire dans les assemblages. Quant au pompage d'air, son existence même demeure incertaine. Dans les essais menés dans le cadre de cette étude, le phénomène a peut-être joué un rôle dans la dissipation d'énergie en condition encastrée, mais le cas échéant son effet a été évalué de façon combinée avec le frottement, tout deux regroupés sous la bannière des phénomènes à l'interface des structures.

RECOMMANDATIONS

Mesure du facteur de perte acoustique en condition libre pour une plaque en aluminium

Les faibles amortissements, comme c'est le cas en condition libre, sont plus sensibles à l'ajout de masse et/ou d'amortissement pouvant provenir soit de l'excitation, soit de la mesure de la réponse. L'excitation sans contact par excellence est une excitation acoustique à l'aide d'un haut-parleur. Or, pour le calcul du facteur de perte acoustique, il faut une mesure de la pression acoustique rayonnée. Le problème se pose pour distinguer le rayonnement de la structure de celui de l'excitation. Alors, le problème peut être résolu :

- s'il existe une façon sans contact d'exciter une structure sans rayonnement acoustique;
- s'il existe une façon de distinguer la source de la réponse, par un baffle par exemple, et qui soit sans contact;
- s'il existe un moyen de connaître le niveau de pression rayonnée autrement que par un microphone.

Mesure du facteur de perte acoustique en condition simplement appuyée pour une plaque en aluminium

Ce calcul a été fait pour une plaque en acier, parce que les données étaient disponibles. Il est possible de le refaire avec une plaque en aluminium. Le facteur de perte totale dans ces conditions est plus élevé qu'en condition libre. La structure peut alors être excitée mécaniquement. Comme la mesure de la pression rayonnée demande une excitation continue, le pot vibrant est un bon choix qui permet la transmission d'une grande force pour exciter facilement à large bande.

Mesure du facteur de perte acoustique en condition encastrée pour une plaque en aluminium

La mesure n'a pas été faite au cours du présent ouvrage parce que le montage choisi permettant un serrage variable rendait plus compliqué la pose d'un baffle. Il aurait fallu exciter la plaque avec un pot vibrant et trouver un moyen de mettre un baffle autour de la plaque malgré les serre-joints.

Mesure du facteur de perte totale en condition libre pour l'ensemble des modes

Le facteur de perte totale en condition libre a été mesuré pour une plaque en aluminium pour quelques modes seulement. Une excitation acoustique à plus haut niveau (à l'aide d'un haut-parleur spécial) permettrait éventuellement une excitation large bande à partir de laquelle la méthode du décrément logarithmique permettrait une expression continu de ce facteur de perte en fonction de la fréquence.

Essais sous-vide

La mesure des facteurs de perte totale en condition libre et encastrée sous-vide, combinée avec les mesures déjà réalisées, permettrait la mise en évidence de la participation ou de la non participation du phénomène de pompage d'air dans la dissipation d'énergie vibratoire. Le tableau VIII montre comment il faut faire varier les conditions d'appuis et la pression de l'air ambiant pour mettre en évidence le phénomène de pompage d'air.

Tenant compte des quatre mécanismes de dissipation d'énergie, le facteur de perte totale s'exprime de la façon suivante : $\eta_{total} = \eta_{int} + \eta_{frott.} + \eta_{rayonn.} + \eta_{pa}$; chaque facteur étant défini comme la fraction de l'énergie totale dissipée par ce mécanisme. Par comparaison des facteurs de pertes totales mesurés pour chacun des quatre montages, il est possible

de connaître l'ordre de grandeur de la participation de chacun des quatre mécanismes dans la dissipation d'énergie vibratoire.

Tableau VIII

Mécanismes de dissipation d'énergie participant au facteur de perte globale pour quatre configurations de conditions aux limites

	Sous vide		Air libre	
	Appuis simples	Montage 1	Appuis boulonnés	Montage 2
Appuis simples	Amortissement		Amortissement	
	Frottement		Frottement	
	Rayonnement		Rayonnement	
Appuis boulonnés	Pompage d'air	Montage 2	Pompage d'air	
	Amortissement	Montage 4	Amortissement	
	Frottement		Frottement	
	Rayonnement	Montage 4	Rayonnement	
	Pompage d'air		Pompage d'air	

ANNEXE 1

Modèle analytique du comportement vibro-acoustique d'une plaque rectangulaire sur appuis simples

Cette annexe contient le programme Matlab qui a permis le calcul des facteurs de pertes acoustique et totale, de l'efficacité de rayonnement et des puissances potentielles fournie et dissipée d'après un modèle analytique de la vibro-acoustique d'une plaque rectangulaire sur appuis simples.

```
clc
clear all
close all

disp('')
disp('')
disp('La plaque est-elle excitée par')
disp('')
disp('1) un pot vibrant;')
disp('2) un haut-parleur;');
disp('')
source = input('1 ou 2 ? ');

disp('')
disp('')
disp('Selon un modèle de perte')
disp('')
disp('1) visqueuses;')
disp('2) hystérotiques;');
disp('')
perte = input('1 ou 2 ? ');

%%%%%%%%%%%%%%%
%%%           INTRODUCTION DES DONNEES           %%%
%%%%%%%%%%%%%%%

%plaque d'acier 6 mm
%dimensions
a = .390; b = .314; h = .00635;
%propriétés du matériau
nu = .3; rhos = 7800; E = 210e9;
masse = a * b * h * rhos;
%nombre de modes considérés dans l'analyse
mmax = 10; nmax = 8;
%position de l'excitation
x0 = a / 2 - .003; y0 = b / 2 - .003; %légerement décentré

if perte == 2
    eta = 1e-2; % perte hystérotique: facteur de perte
else
    epsilon = 5e-3; % perte visqueuse: facteur d'amortissement
end
```

```

F0 = 1;                      % force si excitée par pot-vibrant
thetai = pi / 4;              % angles de la source incidente (haut-parleur)
phii = 0;                     % angles de la source incidente (haut-parleur)
c = 343;                      % vitesse du son dans l'air
R = .6;                       % rayon de la demi-sphère (definissant les points
                               % d'observation)
rho = 1.29;                   % masse volumique de l'air.
refv2 = (5e-8) ^ 2;           % référence du niveau vibratoire
rtheta = 9;                    % résolution en theta sur la sphère de référence
rphi = 17;                     % résolution en phi
deltaf = 10;                  % résolution en fréquence
fmin = 10;                     % fréquence minimale d'analyse
fmax = 8000;                  % fréquence maximale d'analyse

%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%

freq = fmin : deltax : fmax; % vecteur fréquence
om = 2 * pi * freq;          % fréquence angulaire
nfreq = length(freq);        % longueur du vecteur fréquence
k = om / c;                  % nombre d'onde
k3d0(1,1,:) = k;
k3d = repmat(k3d0, [mmax, nmax, 1]); %matrice 3D de k

% CALCUL DE D ET M
M = rhos * h;
D = (E * h ^ 3) / (12 * (1 - nu ^ 2));

%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%
% MODES ET PULSATIONS PROPRES
%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%

n = 1 : nmax;    m = 1 : mmax;    m = m';
vec_m = (m * pi / a);
vec_n = (n * pi / b);
mat_m = pi * (repmat(m, [1, nmax, nfreq])) / a;
mat_n = pi * (repmat(n, [mmax, 1, nfreq])) / b;

kxm = repmat(vec_m, 1, nmax);
kyn = repmat(vec_n, mmax, 1);
kmn2 = kxm .^ 2 + kyn .^ 2;
om_mn = sqrt(D / M) * kmn2; %pulsations propres

sin_m = sin(m * pi * x0 / a);
sin_n = sin(n * pi * y0 / b);
sin_m3d = repmat(sin_m, 1, nmax);
sin_n3d = repmat(sin_n, mmax, 1);
Xmn = sin_m3d .* sin_n3d; %modes propres

%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%

```

```

Mmn = M * a * b / 4; %masse généralisée

%%%%%%%%%%%%% CALCUL DE LA FORCE GÉNÉRALISÉE %%%%%%
if source == 1
    Fmn = F0 * Xmn;
    Fmn3d = repmat(Fmn, [1, 1, nfreq]);
else
    kx = k3d0 * sin(thetai) * cos(phi);
    ky = k3d0 * sin(thetai) * sin(phi);
    kx3d = k3d * sin(thetai) * cos(phi);
    ky3d = k3d * sin(thetai) * sin(phi);

    d2 = zeros(2, 2, nfreq);
    d2(1, 1, :) = cos(kx * a / 2) .* cos(ky * b / 2);
    d2(1, 2, :) = -cos(kx * a / 2) .* sin(ky * b / 2);
    d2(2, 1, :) = -sin(kx * a / 2) .* cos(ky * b / 2);
    d2(2, 2, :) = sin(kx * a / 2) .* sin(ky * b / 2);
    d2 = repmat(d2, mmax / 2, nmax / 2);

    Pimn_coef = ((4 * mat_m .* mat_n) ./ ((kx3d .^ 2 - mat_m .^ 2) .* (ky3d .^ 2 - mat_n .^ 2)));
    Pimn3d = Pimn_coef .* d2;
    Fmn3d = 2 * Pimn3d;
end

%%%%%%%%%%%%%
% Création des tableaux 3D
ommn3d = repmat(om_mn, [1, 1, nfreq]);
om3do = repmat(om, [mmax, 1, nmax]);
om3d = permute(om3do, [1, 3, 2]);

%Coefficient de participation modale
if perte == 1
    amn = (Fmn3d ./ Mn) ./ (ommn3d .^ 2 - om3d .^ 2 + 2 * j * epsilon * ommn3d .* om3d); % modèle visqueux
else
    amn = (Fmn3d ./ Mn) ./ (ommn3d .^ 2 - om3d .^ 2 + j * eta * ommn3d .^ 2); % modèle hystérotique
end

somamn20 = sum(sum(abs(amn) .^ 2));
somamn2 = somamn20(:)'; %somme des amn au carré

% Vitesse quadratique moyenne
vqm = ((om .^ 2) / 8) .* somamn2;
Lv = 10 * log10(vqm / refv2);

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%
%%%          CHAMP RAYONNÉ          %%%
%%%%%%%%%%%%%%%

for xx = 1 : rtheta
    theta(xx) = acos((xx - 0.5) / rtheta);
end
phi = pi / rphi : pi / (rphi / 2) : 2 * pi - pi / rphi;

% Calcul de l'intensité en différents points une demi-sphère
% de référence ayant pour centre le centre de la plaque
Press_totale = 0;
indice = 0;
Itot = 0;
for ii = 1 : length(theta)
    for jj = 1 : length(phi)
        indice = indice + 1;
        lamda1D(1, 1, :) = k * sin(theta(ii)) * cos(phi(jj));
        lamda3D = repmat(lamda1D, [mmax, nmax, 1]);
        mu1D(1, 1, :) = k * sin(theta(ii)) * sin(phi(jj));
        mu3D = repmat(mu1D, [mmax, nmax, 1]);

        d2 = zeros(2, 2, nfreq);
        d2(1, 1, :) = cos(lamda1D * a / 2) .* cos(mu1D * b / 2);
        d2(1, 2, :) = -cos(lamda1D * a / 2) .* sin(mu1D * b / 2);
        d2(2, 1, :) = -sin(lamda1D * a / 2) .* cos(mu1D * b / 2);
        d2(2, 2, :) = sin(lamda1D * a / 2) .* sin(mu1D * b / 2);
        d2 = repmat(d2, mmax / 2, nmax / 2);
        Wmn3D_coef = ((4 * mat_m .* mat_n) ./ ((lamda3D .^ 2 - mat_m .^
2) .* (mu3D .^ 2 - mat_n .^ 2)));
        Wmn3D = Wmn3D_coef .* d2;
        Pmn = -rho * (om3d .^ 2) .* (exp(-j * k3d * R) / (2 * pi * R))
.* Wmn3D;
        Pm0 = amn .* Pmn;
        Pm1 = sum(sum(Pm0));
        Pm = squeeze(Pm1)';
        Peff = abs(Pm) / sqrt(2);
        Ipt = (Peff .^ 2) / (rho * c);
        Itot = Itot + Ipt;
    end
end

% CALCUL DE L'INTENSITE MOYENNE
Imoy = Itot / indice;

% CALCUL DU NIVEAU D'INTENSITE ACOUSTIQUE
I0 = 1e-12;
Li = 10 * log10(Imoy / I0);

% CALCUL DU NIVEAU DE PUISSANCE ACOUSTIQUE
Lw = Li + 10 * log10(2 * pi * R ^ 2);

% CALCUL DE L'EFFICACITE DE RAYONNEMENT (Sigma)

```

```

S = 2 * pi * R ^ 2;      % Surface de la demi-sphere
W = Imoy * S;            % Niveau de puissance acoustique
Sigma = W ./ (rho * (a * b) * c * vqm);
Sigma_dB = 10 * log10(Sigma);

%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%
%RÉPONSE VIBRATOIRE EN UN POINT (x0, y0)
sin_m = sin(m * pi * x0 / a);
sin_m3d = repmat(sin_m, [1, nmax, nfreq]);
sin_n = sin(n * pi * y0 / b);
sin_n3d = repmat(sin_n, [mmax, 1, nfreq]);
wxy0 = amn .* sin_m3d .* sin_n3d;
wxy1 = sum(sum(wxy0));
wxy_comp = squeeze(wxy1)';
vxy_comp = j * om .* wxy_comp;
wxy_reel = 1 / 2 * real(conj(wxy_comp));

%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%
%%% DONNEES EXPERIMENTALES APPUI SIMPLE AVEC BAFFLE %%%
%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%

load experimentale
load Lsigma
P_pot_exp = 4 * pi * freq_e .* vqmeff_norm .^ 2 * masse; % puissance
potentielle
eta_a_exp = Wa ./ P_pot_exp; %facteur de perte acoustique
eta_t_exp = eta_acoust_tier_moyen; %facteur de perte totale

%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%
if source == 1
    figure
    P_in = -1 / 2 * real(conj(j * om .* wxy_comp));      %puissance
    fournie a la plaque
    %puissance dissipée totale
    somamn2_ommn = sum(sum(abs(amn) .^ 2 .* ommn3d));
    somamn2_ommn = somamn2_ommn(:)';
    somamn2_ommn2 = sum(sum(abs(amn) .^ 2 .* ommn3d .^ 2));
    somamn2_ommn2 = somamn2_ommn2(:)';
    if perte == 2
        P_out = eta * om / 8 * masse .* somamn2_ommn2;
        %formulation valide qu'a la résonance
        P_out_2 = eta * masse * vqm .* om;
    else
        P_out = epsilon * om .^ 2 / 4 * masse .* somamn2_ommn;
        %formulation valide qu'a la résonance
        P_out_2 = 2 * epsilon * masse * vqm .* om;
    end
end

```

```

end

* puissance potentielle
P_pot = masse * om / 8 .* somamn2_ommn2;

loglog(freq, P_in, 'b-', freq, P_out, 'r:'), grid
title('Bilan d''énergie')
legend('Puissance fournie','Puissance dissipée')
xlabel('Fréquence (Hz)')
ylabel('Puissance (Watts)')
axis([200 8000 1e-8 1e-2])
Lwa = Lw;
save theorie P_in freq Lwa P_pot
save theorie_lab02 Lv Lw Sigma_dB freq

*facteurs de perte totale et acoustique
eta_acoust = W ./ P_pot;
if perte == 1
    eta_totale = P_in ./ P_pot; *visqueux
else
    eta_totale = P_in ./ P_pot; *hystérétique
end

figure
loglog(freq, eta_acoust, 'b', freq, eta_totale, 'r'), hold on
title('Facteurs de perte')
xlabel('Fréquence (Hz)')
ylabel('Facteur eta')
loglog(freq_e, eta_a_exp, 'b:', freq_e, eta_t_exp, 'r:')
legend('acoustique théorique', 'totale théorique', 'acoustique
exp.', 'totale exp.')
axis([300 8000 2e-5 1e-1])
grid

figure
loglog(freq, Sigma, 'b', freq, eta_acoust, 'r', freq, eta_acoust ./
Sigma, 'k'), hold on
title('Comparaison Sigma vs Eta_a')
xlabel('Fréquence (Hz)')
ylabel('Amplitude')
loglog(freq_e, 10.^{(Lsigma/10)}, 'b:', freq_e, eta_a_exp, 'r:',
freq_e, eta_a_exp ./ (10.^{(Lsigma/10)}), 'k:')
legend('Sigma théorie', 'Eta_a théorie', 'Eta_a / Sigma théorie',
'Sigma exp.', 'Eta_a exp.', 'Eta_a / Sigma exp.')
axis([200 8000 2e-5 1e1])
grid

end

```

```

if source == 999
    %tracé de Lv, niveau de vitesse quadratique moyenne
    figure
    plot(freq, Lv), grid
    xlabel('Fréquence (Hz)')
    ylabel('Niveau de vitesse (dB), (ref = 5e-8)')
    title('NIVEAU DE VITESSE')

    %Tracé de Lw, niveau de la puissance acoustique en fonction de la
    fréquence:
    figure
    plot(freq, Lw), grid
    xlabel('Fréquence (Hz)')
    ylabel('Niveau de puissance acoustique Lw (dB)')
    title('NIVEAU DE PUISSANCE')

    %Tracé de l'efficacité de rayonnement acoustique en fonction de la
    fréquence:
    figure
    semilogx(freq, Sigma_dB), grid
    xlabel('Fréquence (Hz)')
    ylabel('Efficacité de rayonnement (dB)')
    title('EFFICACITÉ DE RAYONNEMENT')

    %Tracé de la réponse vibratoire en (x0,y0):
    figure
    plot(freq, wxy_reel), grid
    xlabel('Fréquence (Hz)')
    ylabel('Réponse vibratoire')
    title('RÉPONSE VIBRATOIRE EN (x0, y0)')
end

fc = c ^ 2 / (2 * pi * sqrt(D / M)) %fréquence critique de la plaque

if source == 2
    Lw_i = -10 * log10(2 * rho * c) + 10 * log10(cos(thetai)) + 10 *
    log10(a * b) - 10 * log10(1e-12);
    %perte par transmission, analytique
    TL = Lw_i - Lw;
    %fréquence de coincidence
    om_coin = (c / sin(thetai)) ^ 2 * sqrt(M / D);
    %perte par transmission, modèle masse et raideur
    TL_masse_raideur = 10 * log10(1 + (om * M * cos(thetai)) .^ 2 / (2 *
    rho * c) ^ 2 .* (1 - om .^ 2 / om_coin ^ 2) .^ 2);
    %perte par transmission, modèle masse seulement
    TL_masse = 10 * log10(1+(om*M*cos(thetai)).^2/(2*rho * c) ^ 2);

    figure
    hold on
    semilogx(freq, TL, 'b')
    semilogx(freq, TL_masse_raideur, 'r')
    semilogx(freq, TL_masse, 'g')

```

```
hold off
grid
legend('TL', 'masse-raideur', 'masse');
title('Perte par transmission')
fcoin = om_coin / (2 * pi)
save sigma W masse rhos h vqm freq epsilon a b c P_in P_out TL
end
```

ANNEXE 2

Modèles éléments finis d'une plaque rectangulaire libre et encastrée

La présente annexe contient les programmes Ansys menant au calcul des modes d'une plaque rectangulaire d'aluminium de 6mm d'épais en deux conditions aux limites : libre et encastrée.

```

!poutre libre analyse modale 2D

Finish
/clear !tout effacer
/filnam,poutre libre modale
/title,poutre libre analyse modale éléments coque

/COLOR,PBAK,ON,1,5
/REP

!parametres
!-----
E=7.2e10 $ poisson=0.3 $ rho=2700
a=0.492   $ b=0.416   $ c=0.00635      !dimensions de la plaque

t=0.0157                         !taille des éléments

/GO
/PREP7 !appeler le module PREP7 d'ANSYS

!choix du type d'éléments
!-----
ET,1,SHELL63          !ou SHELL93 (avec surface seulement)

!spécifier les constantes réelles
!-----
R,1,c

MP,EX,1,E
MP,PRXY,1,poisson
MP,DENS,1,rho

/VIEW,1,1,1,1

!géométrie de la plaque
!-----
BLC4,0,0,a,b

/eshape,1

!déclarer la taille des éléments et mailler
!-----
!AESIZE,ALL,t !taille max des éléments
Esizes,t
AMESH,ALL !maillage

```

```
/COLOR,ELEM,ORAN  
EPLOT  
ACEL,0,0,-9.81      !poids de la structure  
FINISH  
  
/SOLU  
ANTYPE,2      ! analyse modale  
MODOPT,lanb,15,0,2500,,OFF,,0  
  
SOLVE  
FINISH  
  
/POST1  
SET,LIST  
SET,FIRST  
PLDISP,2
```

```

!poutre encastrée analyse modale 2D

Finish
/clear !tout effacer
/filnam,poutre encastrée modale
/title,poutre encastrée analyse modale éléments coque

/COLOR,PBAK,ON,1,5
/REP

!parametres
!-----
E=7.2e10 $ poisson=0.3 $ rho=2700
a=0.390 $ b=0.314 $ c=0.00635           !dimensions de la plaque

t=0.0157                                !taille des elements

/GO
/PREP7 !appeler le module PREP7 d'ANSYS

!choix du type d'éléments
!-----
ET,1,SHELL63          !ou SHELL93 (avec surface seulement)

!spécifier les constantes réelles
!-----
R,1,c

MP,EX,1,E
MP,PRXY,1,poisson
MP,DENS,1,rho

/VIEW,1,1,1,1

!géometrie de la plaque
!-----
BLC4,0,0,a,b

/eshape,1

!déclarer la taille des éléments et mailler
!-----
Esize,t
AMESH,ALL !maillage

/COLOR,ELEM,ORAN

EPLOT

!bloquage
!-----
DL,all,,ux,0

```

```
DL,all,,uy,0
DL,all,,uz,0
DL,all,,rotx,0
DL,all,,roty,0
DL,all,,rotz,0
alls

ACEL,0,0,-9.81      !poids de la structure

FINISH

/SOLU
ANTYPE,2      ! analyse modale
MODOPT,lanb,15,0,2500,,OFF,,0

SOLVE
FINISH

/POST1
SET,LIST
SET,FIRST
PLDISP,2
```

ANNEXE 3

Phénomène à très hautes fréquences lié au serrage nul

BIBLIOGRAPHIE

- Beards, C. F. (1996). Damping in Structures. Structural Vibration: Analysis and Damping. Arnold. New York, Halsted: 157-183.
- Beranek, L. L. (1992). Noise and Vibration Control Engineering : Principles and Applications. I. L. V. Leo L. Beranek: 348.
- Chaigne, A. and C. Lambourg (2001). "Time-domain simulation of damped impacted plates.
I. Theory and experiments." Journal of the Acoustical Society of America **109**(4): 1422-1432.
- Cremer, L., M. Heckl, et al. (1987). Other Damping Mechanisms. New York, Springer Verlag.
- Deshaires, M. (1996). Développement des moyens de réduction du bruit lors de l'opération de rivetage dans l'industrie aéronautique. Génie mécanique. Montréal, École polytechnique: 60.
- Feng, L. (2001). "An Experimental Method for Vibrational Insertion Loss of Mechanical Joints." acta acustica **87**: 191-198.
- Laroche, J. (1993). "The Use of the Matrix Pencil Method for the Spectrum Analysis of Musical Signals." Journal of the Acoustical Society of America **94**(4): 1958-1965.
- Laville, F. and M. Thomas (2003). Notes du cours SYS-855 Vibro-acoustique, ETS, hiver 2003. Montréal.
- Maidanik, G. (1962). Journal of the Acoustical Society of America **34**: 809-826.
- Maidanik, G. (1966). "Energy Dissipation Associated with Gas-Pumping in Structural Joints." Journal of the Acoustical Society of America **40**(5): 1064-1072.
- Nashif, A. D., D. I. G. Jones, et al. (1985). Characterization of Damping in Structures and Materials. Vibration Damping, Wiley-Interscience: 44-86.
- Nations-Unies (2004). Questions diverses concernant la promotion de la santé pour le développement dans la région de la CESAP. N. U. c. é. e. social. **2004**.
- Ungar, E. E. (1964). "Energy Dissipation at Structural Joints; Mechanism and Magnitudes." Air Force Flight Dynamics Laboratories, Wright-Patterson AFB, Ohio Tech. Doc. Rept. No. FDL-TDR: 64-98.

Ungar, E. E. and J. R. Carbonell (1966). "On Panel Vibration Damping Due to Structural Joints." AIAA J. **4**(8): 1385-1390.