



UNIVERSITÉ DE  
SHERBROOKE

Faculté de génie  
Département de Génie Mécanique

# Modélisation et optimisation des performances acoustiques d'un tablier d'automobile en alliage de magnésium

Mémoire de maîtrise  
Spécialité : Génie mécanique

Djibril SY

Jury : Nouredine Atalla (directeur)

Raymond Panneton (examineur et rapporteur)

Sébastien Ghinet (examineur)



Library and Archives  
Canada

Published Heritage  
Branch

395 Wellington Street  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

Bibliothèque et  
Archives Canada

Direction du  
Patrimoine de l'édition

395, rue Wellington  
Ottawa ON K1A 0N4  
Canada

*Your file* *Votre référence*  
ISBN: 978-0-494-79816-4  
*Our file* *Notre référence*  
ISBN: 978-0-494-79816-4

#### NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

---

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

#### AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

---

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

  
**Canada**

*Je dédie ce mémoire à mon père Alpha Ousmane SY et à ma mère Madjiguène Diatta MBACKÉ, qui de leur vivant, m'ont donné tout leur amour et leur soutien pour que j'en sois là aujourd'hui.*

*Je dédicace également ce mémoire à toute ma famille, à ma fiancée Arame Niang ainsi qu'à mes amis.*

## Résumé

Ce projet fait partie du projet MFERD (Magnesium Front End Research and Development) qui vise à développer les technologies permettant de rendre les alliages de Magnésium (Mg) comme un principal matériau structural pour les voitures (aujourd'hui essentiellement constituées d'acier quatre fois plus lourd que le Mg) afin d'en réduire leur masse pour des raisons environnementales et sécuritaires. Dans ce travail de maîtrise nous avons regardé la partie acoustique dans le cas d'un tablier (structure métallique derrière le tableau de bord) en magnésium. En effet, le confort acoustique à l'intérieur des voitures est devenu un argument de marketing d'une grande importance. Le tablier en séparant le compartiment moteur, source de bruit, de l'habitacle, joue un rôle important dans l'isolation acoustique de l'intérieur de la voiture. Ainsi le passage d'un tablier en acier à un tablier en Mg ne doit pas entraîner une baisse de performance. Dans ce travail, nous avons d'abord effectué une revue de la littérature sur les types de traitements acoustiques utilisés dans l'industrie automobile ainsi que des différentes techniques de leur modélisation. Nous avons ensuite comparé les performances acoustiques du tablier en Mg sur lequel on a appliqué des traitements classiques (à une couche, deux couches et trois couches) à celles des tabliers en acier et en aluminium et ce, à masse surfacique, raideur et/ou fréquences de résonnances égales. Finalement nous avons optimisé différents concepts de traitements acoustiques innovants appliqués sur le tablier en Mg en vue d'avoir des performances acoustiques semblables ou supérieures à celles du tablier en acier classique. L'optimisation s'est faite à partir d'un modèle SEA (Statistical Energy Analysis) couplé à un code d'optimisation basé sur un algorithme génétique.

**Mots clés** : Traitements acoustiques, tablier d'automobile en alliage de magnésium, Statistical Energy analysis (SEA), Optimisation, Algorithmes génétiques et évolutifs.

## Abstract

This work is part of the MFERD (Magnesium Front End Research and Development) project which goal is to develop enabling technologies for the use of magnesium alloys as a principal structural material for cars (mainly made in steel which is four time heavier than magnesium) in order to reduce their mass for both, environmental and security concerns. In this work we have focused on the acoustic part, in the case of a magnesium alloy dash panel. The dash board, by separating the engine compartment from the interior cabin, plays a critical role in the insulation of the car interior. Since the acoustic comfort inside the car has become a marketing argument of great importance, the passage from steel to magnesium dash panel should not deteriorate acoustic performances. In this work, we first conducted a literature review on the types of acoustic treatments used in the automotive industry as well as various techniques of their modeling. We then compared the acoustic performances of a Mg dash with attached traditional acoustic treatments (single-layer, two layers and three layers) to those of a steel and aluminum dash panels with the same mass density, stiffness and/or frequency of resonances. Finally, we optimized different concepts of innovative sound packages applied on the Mg dash panel to achieve a noise performance similar or superior to those of a conventional steel dash. The optimization was done using a SEA (Statistical Energy Analysis) model, coupled with an optimization code based on a genetic algorithm.

**Key words:** Sound packages, Magnesium alloy automotive dash panel, Statistical Energy Analysis (SEA), Optimization, Genetic algorithm.

## Remerciements

*Je remercie tout particulièrement Noureddine Atalla, Professeur et ancien directeur du GAUS, pour m'avoir donné l'opportunité d'effectuer cette maîtrise ainsi que pour son soutien indéfectible et sa présence en tant que directeur de recherche durant toute cette période.*

*Je remercie également très chaleureusement tous les membres du GAUS, en particulier, Monsieur Celse Kafui Amedin, Monsieur Maxime Bolduc et Julien Legault, pour leur soutien technique, leur disponibilité et leur sympathie.*

*Je remercie tous mes professeurs, en particulier les professeurs Alain Berry, Raymond Panneton et Noureddine Atalla qui ont su m'inculquer avec une pédagogie inspirante, un savoir enrichissant.*

*Derniers, mais pas les moindres, je remercie toute ma famille, en particulier mon père et ma mère, qui n'ont malheureusement pas vécu assez longtemps pour voir ce jour, mes frères et sœurs, en particulier Bamba et Ndèye Khady et son mari, ma fiancée Arame Niang et mes amis, pour leurs soutiens et leurs sacrifices.*

# Table des matières

Introduction et objectifs de l'étude .....	xi
Contexte global .....	1
Problématique technologique .....	1
Problématique scientifique .....	2
Objectif global .....	3
Objectifs spécifiques .....	3
Structure du document .....	4
Chapitre 1 .....	6
Etat de l'art .....	6
1.1 Performances du magnésium comparé à l'acier et à l'aluminium.....	6
1.2 Les habillages classiques pour l'automobile.....	8
1.3 Modélisation.....	9
1.3.1 La méthode des matrices de transfert .....	9
1.3.2 La méthode des éléments finis .....	10
1.3.3 La méthode SEA .....	11
1.3.3.1 Approche SWL.....	11
1.3.3.2 Approche DWL .....	13
1.4 Optimisation des traitements acoustiques .....	17
Chapitre 2 .....	21
Etude paramétrique .....	21
2.1 Introduction .....	21
2.2 Description du problème .....	22
2.3 Description des traitements .....	22
2.4 Comparaison à masse surfacique constante .....	25
2.5 Comparaison à rigidité de flexion constante.....	30
2.6 Comparaison à fréquences de résonances égales.....	33
2.7 Comparaison des différentes constructions en Mg pour les différents traitements....	36
2.8 Comparaison des différents traitements pour les différentes constructions : cas du magnésium .....	38
2.9 Conclusion.....	40
Chapitre 3 .....	41

Optimisation .....	41
3.1. Optimisation de l'indice d'affaiblissement acoustique ou perte par transmission .....	41
3.1.1. Introduction .....	41
Les traitements acoustiques de référence.....	42
Les concepts .....	44
3.1.2 Méthodologie d'optimisation.....	45
3.1.3 Optimisation avec l'épaisseur du magnésium variable .....	45
3.1.4 Optimisation : épaisseur du magnésium fixée .....	48
3.2 Optimisation de l'indice d'isolement brut.....	51
3.2.1 Introduction .....	51
3.2.2 Equations régissant le comportement du système .....	52
3.2.3 Prise en compte d'un traitement acoustique dans une approche SWL.....	53
3.2.4 Validation du modèle .....	55
3.2.5 Résultats de l'optimisation du NR.....	59
3.2.6 Cas d'une plaque simple comme tablier .....	60
Cas 1 .....	61
Cas 2.....	65
Cas 3.....	68
Cas 8.....	70
3.2.7 Influence de la couche d'AFR .....	72
3.2.8 Cas d'une plaque laminée comme tablier .....	74
3.2.9 Effet de l'amortissement sur le TL .....	76
3.2.10 Effet du magnésium laminé sur les concepts optimaux .....	77
Cas 1 laminé .....	77
Cas 2 laminé .....	78
Cas 3 laminé .....	79
Cas 8 laminé .....	80
3.2.11 Conclusion .....	83
Conclusion .....	84
Références : .....	86
Annexe 1: Mode d'emploi du code d'optimisation .....	89
Annexe 2: Concepts de l'algorithme génétique et validation.....	97

## Liste des figures

Figure 1: Vitesse quadratique du magnésium comparée à l'acier .....	7
Figure 2: Description des traitements acoustiques (SP dans le texte) .....	7
Figure 3: Perte par transmission du tablier en AZ31B 4mm avec différents traitements.....	8
Figure 4: traitement absorbant léger [Duval , 2006].....	9
Figure 5: Habillage feutre-masse lourde-feutre pour tablier d'automobile [Monet Descombey, 2009] .....	9
Figure 6: Perte par insertion du tablier avec habillage bicouche et tricouche[Monet Descombey, 2009] .....	11
Figure 7: Réseau SEA en stratégie SWL.....	13
Figure 8: Le plus simple modèle acoustique SEA de Price et Crocker pour une double paroi [Atalla N., Balouet C, 2007].....	14
Figure 9: ‘Double-wall area Junction’ dans VA One [ESI Softwares, 2009] .....	15
Figure 10:Modèle SEA de double paroi incluant les connections structurales [Atalla N., Balouet C, 2007] .....	16
Figure 11:Galvanomètre acoustique [Duval & al, 2009] .....	19
Figure 12: Procédure d'optimisation [Bös , 2006] .....	20
Figure 13: Modèle EF du tablier de la Viper.....	21
Figure 14: Géométrie du modèle SEA.....	22
Figure 15: Traitement 1 .....	23
Figure 16: Traitement 2 .....	23
Figure 17: Traitement 3 .....	23
Figure 18: Absorption sur une plaque d'acier 0.9mm .....	24
Figure 19: Perte par insertion une plaque d'acier 0.9mm.....	24
Figure 20: Rapport d'énergie masse équivalente-Trait.1 .....	27
Figure 21:Rapport d'énergie masse équivalente-Trait.2 .....	28
Figure 22:Rapport d'énergie masse équivalente-Trait.3 .....	28
Figure 23: Efficacité de rayonnement du tablier en Mg dont une face est traitée .....	29
Figure 24: Comparaison à masse surfacique constante plaque vs tablier Viper.....	29
Figure 25:Rapport d'énergie raideur équivalente-Trait.1.....	31
Figure 26:Rapport d'énergie raideur équivalente-Trait.2.....	31
Figure 27:Rapport d'énergie raideur équivalente-Trait.3.....	32
Figure 28:Comparaison à raideur constante plaque vs tablier Viper.....	32
Figure 29:Rapport d'énergie mêmes résonances-Trait.1 .....	34
Figure 30:Rapport d'énergie mêmes résonances-Trait.2 .....	34
Figure 31:Rapport d'énergie mêmes résonances-Trait.3 .....	35
Figure 32:Comparaison à résonances constantes plaque vs tablier Viper.....	35
Figure 33:Rapport d'énergie-Traitement.1 .....	36
Figure 34:rapport d'énergie-Traitement.2.....	37
Figure 35:rapport d'énergie-Traitement.3.....	37

Figure 36:Rapport d'énergie Mg-même masse surfacique .....	38
Figure 37:Rapport d'énergie Mg-même raideur .....	39
Figure 38:Rapport d'énergie Mg-même résonances .....	39
Figure 39: Les traitements acoustiques de référence .....	42
Figure 40: Courbes d'absorption des traitements de référence.....	43
Figure 41: Perte par transmission des références.....	44
Figure 42: Les concepts à optimiser-cas du TL .....	44
Figure 43 : Concepts optimisés avec l'épaisseur du Mg variable-cas du TL.....	46
Figure 44 : Perte par transmission du concept 5 comparé aux références-Mg variable .....	47
Figure 45: Perte par insertion du concept 5 vs références- Mg variable .....	47
Figure 46: Absorption du concept 5 comparée aux références .....	48
Figure 47: Concepts optimisés avec l'épaisseur du Mg fixée à 2mm-cas du TL .....	49
Figure 48: Perte par transmission des optimaux des concepts .....	50
Figure 49 : Perte par transmission du concept 5 vs. références-Mg 2mm.....	50
Figure 50: Sous-systèmes du modèle SEA.....	51
Figure 51: Géométrie du système SEA.....	56
Figure 52: Absorption de la cabine avec le tablier nu .....	57
Figure 53: Validation du modèle SEA-Cas nu.....	57
Figure 54: Validation du modèle SEA-Cas SWL .....	58
Figure 55: Validation du modèle SEA- Correction du TL .....	58
Figure 56: Concepts à optimiser-cas du NR.....	60
Figure 57: Concepts optimisés-cas du NR .....	61
Figure 58: Comparaison du TL et du NR .....	62
Figure 59: Terme d'absorption ajouté au TL .....	63
Figure 60: NR du cas 1 comparée aux références.....	64
Figure 61: Perte par transmission du cas 1 comparée aux références.....	64
Figure 62: Terme d'absorption ajouté au TL du cas1 vs références.....	65
Figure 63: NR du cas 2 comparée aux références.....	66
Figure 64: Perte par transmission du cas 2 comparée aux références.....	67
Figure 65: Terme d'absorption ajouté au TL du cas2 vs références.....	67
Figure 66: NR dus cas 3 comparée aux références .....	68
Figure 67: Perte par transmission cas 3 comparée aux références.....	69
Figure 68: Terme d'absorption ajouté au TL du cas3 vs références.....	69
Figure 69 : NR dus cas 8 comparée aux références .....	70
Figure 70 : Perte par transmission cas 8 comparée aux références.....	71
Figure 71 : Terme d'absorption ajouté au TL du cas8- vs références .....	71
Figure 72: Effet de la couche d'AFR sur l'absorption.....	73
Figure 73: Effet de la couche d'AFR sur la perte par transmission .....	73
Figure 74: Coefficient d'amortissement du polymère A11 .....	75
Figure 75: Module de cisaillement du polymère A11 .....	75
Figure 76: Coefficient d'amortissement global du magnésium laminé.....	76
Figure 77: Influence de l'amortissement sur le TL.....	77

Figure 78: NR du cas 1 laminé vs non laminé et références .....	78
Figure 79: NR du cas 2 laminé vs non laminé et références .....	79
Figure 80: NR du cas 3 laminé vs non laminé et références .....	80
Figure 81 : NR du cas 8 laminé vs non laminé et références .....	81
Figure 82: Cas8 avec Absorbing foam vs. Feutre époxy .....	82
Figure 83: Chemins de propagation du bruit entre le moteur et l'habitacle [Monet Descombey, 2009] .....	85
Figure 84: Fenêtre pour charger les fichiers et suivre l'évolution de l'optimisation .....	92
Figure 85: Fenêtre pour rentrer les paramètres d'optimisation .....	93
Figure 86: Organigramme de l'Optimizer .....	94
Figure 87: Réseau SEA dans une approche SWL .....	95
Figure 88: Fonction de Rosenbrock sur le cercle unitaire .....	100
Figure 89: Organigramme de l'algorithme génétique [1] .....	100

## Liste des tableaux

Tableau 1 : Propriétés du feutre .....	25
Tableau 2 : Propriétés à masse surfacique constante .....	26
Tableau 3: Propriétés à rigidité de flexion constante $D=1.37*10^{-7} N.m$ .....	30
Tableau 4: Propriétés à résonances égales.....	33
Tableau 5 : Propriétés du magnésium laminé .....	74
Tableau 6: Propriétés comparées du feutre époxy et l' <i>absorbing foam</i> .....	81
Tableau 7: Fonction coût associée à l'indicateur optimisé .....	91
Tableau 8: Vocabulaire des algorithmes génétiques [1].....	99
Tableau 9: Optimum avec fmincon.....	103
Tableau 10: Optimum avec Opimize_rosenbrock.....	103
Tableau 11: Optimum avec ga.....	104
Tableau 12: Optimum: synthèse des différentes stratégies .....	104

# **Introduction et objectifs de l'étude**

## **Contexte global**

Ce projet s'est déroulé au sein du laboratoire GAUS (Groupe d'acoustique et vibrations de l'université de Sherbrooke) sous la supervision du Professeur Nouredine Atalla et s'inscrit dans le cadre du projet AUTO21 intitulé « Enabling Technologies for use of Magnesium Alloys in Automotive Body Applications » en collaboration avec le programme de coopération MFERD (Magnesium Front End Research and Development) USA-Canada-Chine. L'objectif du projet MFERD est de développer les technologies permettant de rendre les alliages de Magnésium (Mg) comme un principal matériau structural pour les voitures (présentement constitués essentiellement d'acier 4 fois plus lourd que le Mg) afin d'en réduire leur masse. Ce projet concerne la partie acoustique. Son but est d'évaluer et d'optimiser l'indice d'isolement brut d'un tablier d'automobile en alliage de Mg.

## **Problématique technologique**

De nos jours, le confort acoustique à l'intérieur des voitures est devenu un argument de marketing d'une grande importance. Le tablier en séparant le compartiment moteur, source de bruit, de l'habitacle, joue un rôle important dans l'isolation acoustique de l'intérieur de la voiture. Il est donc important de bien comprendre les mécanismes de transmission du son à travers le tablier. Ainsi des modèles solides de prédiction du bruit dans l'habitacle pourraient être mis en place au stade du design et permettraient de réduire les coûts liés aux essais expérimentaux.

Le magnésium, plus souple, présente aussi l'avantage d'être plus léger que l'acier et l'aluminium mais de ce fait est moins performant d'un point de vue acoustique. Il est donc nécessaire de concevoir des traitements acoustiques pour palier au manque de performance du magnésium. Il

faut donc pouvoir prédire le comportement du tablier avec traitement acoustique et optimiser ce traitement pour un gain en poids maximal.

## Problématique scientifique

Le tablier avec traitement acoustique devient rapidement une structure complexe. L'analyse par éléments finis est une méthode qui pourrait être utilisée pour modéliser le tablier mais elle nécessite énormément de ressources informatiques, ce qui limite la méthode à des analyses basses fréquences. Or les moyennes et hautes fréquences sont le siège de phénomènes importants dans la caractérisation du bruit rayonné par le tablier. C'est à ce niveau que des méthodes statistiques comme l'analyse statistique de l'énergie (SEA) deviennent intéressantes.

Dans la SEA, un système complexe est représenté en termes de niveaux d'énergie des sous-systèmes qui le composent plutôt qu'en termes de déplacements de milliers d'éléments comme dans la méthode des éléments finis. La réponse du modèle SEA à des excitations extérieures est exprimée en termes d'énergie vibratoire et/ou d'énergie acoustique de chaque sous-système via un bilan de puissance. Ainsi, pour un ensemble de deux sous-systèmes couplés indexés par  $j$  et  $k$ , avec une excitation appliquée sur le premier, le système SEA à résoudre s'exprime par le système matriciel :

$$\omega \begin{bmatrix} (\eta_j + \eta_{jk})n_j & -\eta_{jk}n_j \\ -\eta_{kj}n_k & (\eta_k + \eta_{kj})n_k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{E_j}{n_j} \\ \frac{E_k}{n_k} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Pi_{j,in} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Où  $\eta_j$  est le facteur de perte par amortissement du sous-système  $j$ ,  $\eta_{jk}$  est le facteur de perte par couplage du système  $j$  au système  $k$  (échanges d'énergie de  $j$  vers  $k$ ),  $n_j$  est la densité modale du sous-système  $j$ ,  $E_j$  est l'énergie du sous-système  $j$ ,  $\Pi_{j,in}$  est la puissance injectée au sous-système  $j$  et  $\omega$  est la fréquence angulaire d'excitation. Résoudre un problème SEA revient à caractériser ces différents termes. Les indicateurs en SEA sont moyennés dans le temps, l'espace et sur le domaine fréquentiel rendant ainsi le problème global et non local. La théorie et les procédures pour appliquer la méthode SEA sont discutées en détail par [LYON R.H. & *al.*, 1975, 1995].

Pour être valides, les modèles SEA doivent respecter certaines hypothèses [Atalla N.,2009 ] :

- Excitation de type bruit blanc → excitation égale de tous les modes
- Équiprobabilité de la position spatiale de l'excitation → excitation probable de tous les modes
- Amortissement faible → pas de couplage entre les modes; la réponse ne varie pas à l'intérieur du système (comportement réverbérant)
- Plusieurs modes résonants par bande de fréquence
- L'énergie est contrôlée par les modes résonants.
- Équirépartition modale de l'énergie entre les modes → Energie modale ( $E/n$ ) dans l'équation du couplage implique que tous les modes dans la bande de fréquence ont la même énergie.
- Couplage faible entre les modes → la réponse du système n'est pas affectée par les conditions aux limites; le couplage entre deux systèmes n'est pas affecté par les autres sous-systèmes

## **Objectif global**

Développer et optimiser un traitement insonorisant pour un tablier d'automobile en alliage de magnésium sous excitation acoustique. Le développement sera basé sur une combinaison de la méthode des matrices de transfert (TMM) et de la méthode de l'analyse statistique énergétique (SEA).

## **Objectifs spécifiques**

- Développer une banque de données sur les traitements acoustiques classiques pour les tabliers et leurs propriétés acoustiques et mécaniques.
- Comparer les performances acoustiques d'un tablier d'automobile en alliage de magnésium à celles des tabliers en acier ou aluminium à l'aide d'un modèle SEA dans l'environnement du logiciel VA One.

- Développer un modèle SEA et l'implémenter dans un code d'optimisation sous Matlab pour optimiser l'indice d'isolement brut (NR) de différents concepts de traitements acoustiques appliqués sur le tablier en plaque d'alliage de magnésium

## Structure du document

Ce mémoire s'articule en trois chapitres.

Le chapitre 1 est consacré à l'état de l'art où nous décrirons :

- les technologies existantes de traitements acoustiques des tabliers de voitures. En particulier, nous discuterons des éléments suivants : importance acoustique du tablier (= sa contribution à l'isolation du bruit de moteur), choix du matériau (acier, aluminium, Mg,...), type de constructions (paroi simple, aciers laminés) et type de traitements (amortissement, absorption, masse lourde, ...)
- les différents modèles de modélisation de la perte par transmission de ces structures et les classerons en fonction de leur domaine de validité (basses et hautes fréquences) et d'approches (méthode de discrétisation; méthodes empiriques, analytiques, SEA...). Nous mettrons une emphase particulière sur les méthodes basées sur la SEA et sur la modélisation des traitements acoustiques. Nous décrirons la méthodologie de modélisation d'un traitement acoustique dans le cadre de la SEA.

Le chapitre 2 est consacré à une étude paramétrique où nous comparerons les performances des tabliers en acier, aluminium et magnésium. On étudiera divers traitements acoustiques appliqués sur les tabliers en acier d'épaisseur 0.9mm pris en référence, en aluminium et en magnésium selon différentes configurations (masse surfacique constante, raideur de flexion constante et même résonances). L'alliage de magnésium utilisé est l'AZ31 B. On comparera le rapport des énergies  $E1/E3$  de la cavité moteur et de l'habitacle à partir d'un modèle SEA sous VA One, logiciel d'analyse vibro-acoustique [ESI Softwares, 2009]. On étudiera en particulier les phénomènes physiques qui interviennent lors de la transmission au travers du tablier (appelé aussi 'dash') sur le quel on applique différents types de traitements acoustiques.

Le chapitre 3 traite de l'étude d'optimisation de différents concepts de traitements acoustiques appliqués sur une plaque en alliage de magnésium. Il présentera la méthodologie utilisée, les contraintes appliquées et discutera des résultats obtenus.

# Chapitre 1

## Etat de l'art

### 1.1 Performances du magnésium comparé à l'acier et à l'aluminium

[Atalla et al., 2008] ont effectué des simulations sur un panneau de tablier typique fait avec l'alliage de magnésium AZ31B ainsi que sur un panneau en aluminium et l'ont comparé à un panneau d'acier de 1 mm d'épaisseur. La méthode des éléments finis(EF) a été utilisée pour l'étude des vibrations (mobilité d'entrée, vitesse quadratique moyenne) et la méthode des matrices de transfert (TMM) pour l'étude de l'effet de différents traitements acoustiques (Sound Packages) sur les panneaux.

- Les résultats EF (figure 1) ont montré que l'AZ31B de 4mm d'épaisseur a les meilleures performances vibratoires. Sa masse surfacique est approximativement la même que l'acier 1mm. Par ailleurs, l'AZ31B 2mm a des performances vibratoires comparables à l'acier 1mm même si ce dernier présente plus de modes. Les meilleures performances vibratoires ont été obtenues avec la configuration sandwich constituée de peaux d'AZ31B de 1.5 mm d'épaisseurs et un cœur en polymère d'épaisseur 0.035 mm. Cette dernière configuration augmente en plus la perte par transmission grâce à son amortissement élevé.
- L'étude TMM a comparé des panneaux représentatifs de tablier sur 4 constructions à masse surfacique constante : acier 0.9mm, aluminium 2.6mm, AZ31B 4mm, AZ31B sandwich laminé 4.035mm. Les traitements (figure 2) sont d'épaisseurs comparables et sont de trois types : (i) SWL avec des couches compressées (SP1 et SP2), (ii) SWL avec un écran hautement résistif (SP3), (iii) DWL avec une couche imperméable lourde. Les stratégies SWL et DWL sont détaillées dans la section II.3.3.
- Les résultats obtenus (figure 3) montrent la nécessité de compenser la basse fréquence critique des panneaux de Mg et prouve l'importance d'utiliser des sandwichs laminés. Ils confirment les résultats obtenus précédemment [Atalla et al., 2007] sur la nécessité

d'utiliser des panneaux de Mg plus épais avec ajout d'amortissement, sous forme d'une lamine. Ces études ont également illustré la performance du traitement basé sur un écran poreux hautement résistif (SP3)

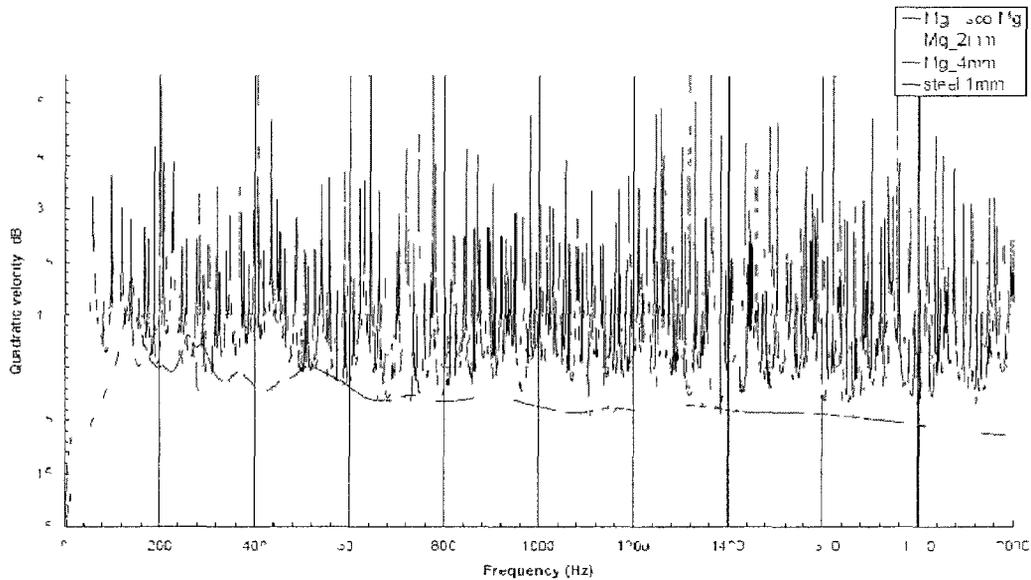


Figure 1: Vitesse quadratique du magnésium comparée à l'acier

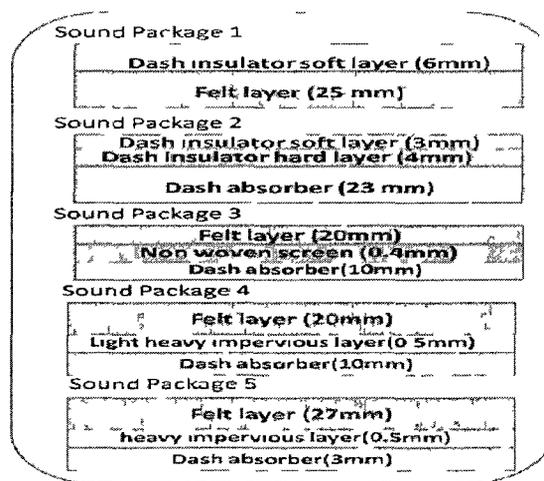


Figure 2: Description des traitements acoustiques (SP dans le texte)

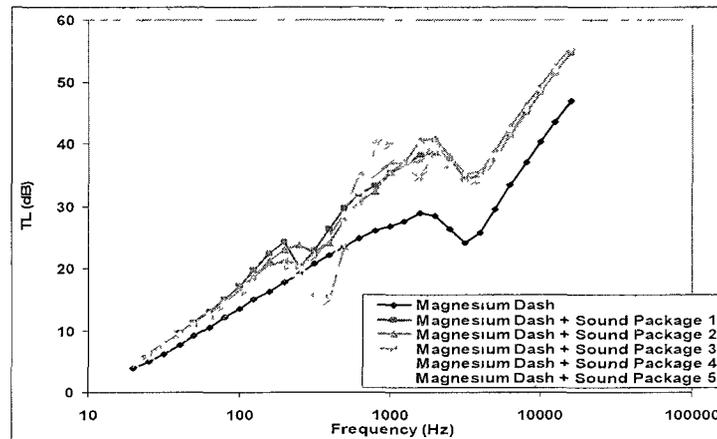


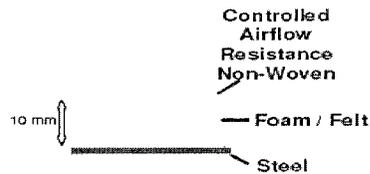
Figure 3: Perte par transmission du tablier en AZ31B 4mm avec différents traitements

## 1.2 Les habillages classiques pour l'automobile

A l'exception des sièges, les habillages automobiles sont constitués de plusieurs couches de matériaux poroélastiques (mousses, feutres) ou élastiques (masse lourde en élastomères ou écran thermique en feuille d'aluminium). En règle générale, le nombre de couche varie de un (feutre absorbant dans le compartiment moteur) à quatre, mais les besoins de la modélisation peuvent nécessiter la prise en compte de couches supplémentaires. En effet, un habillage automobile n'est généralement pas collé sur la structure mais posé et maintenu par des éléments de fixation. Il existe donc une couche d'air plus ou moins fine entre l'habillage et la structure, dont la présence peut avoir une forte influence sur le comportement vibroacoustique de l'habillage. [DUVAL, 2004], [Monet Descombey, 2009].

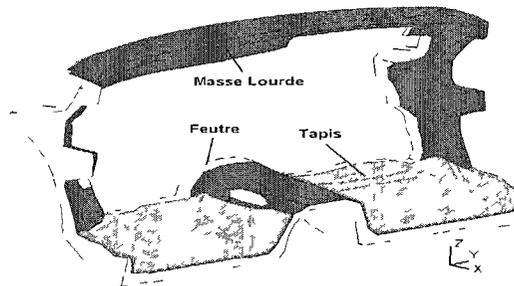
On distingue plusieurs types de construction pour les tabliers d'automobiles [Atalla et al, 2007], [Duval, 2006] dont :

→ Les constructions légères (Lightweight Single Wall construction) : cela consiste à venir superposer sur le tablier des matériaux fibreux plus légers et plus épais conférant au système une bonne absorption.



**Figure 4: traitement absorbant léger [Duval , 2006]**

→Les constructions à double paroi (Double Wall construction): typiquement cela consiste à couvrir le tablier d'un matériau viscoélastique (optionnel), d'un matériau fibreux, d'une masse lourde ou d'une barrière puis d'un tapis absorbant (matériau fibreux). Cette construction permet d'augmenter la perte par transmission mais présente une faible absorption et un poids important. Cependant elle est très utilisée par les constructeurs d'automobiles.



**Figure 5: Habillage feutre-masse lourde-feutre pour tablier d'automobile [Monet Descombey, 2009]**

→Les constructions multiples : cela consiste à alterner de manière appropriée des couches de matériaux viscoélastiques, poreux, barrières, de façon à avoir à la fois un bon amortissement une bonne isolation et une bonne absorption.

## 1.3 Modélisation

### 1.3.1 La méthode des matrices de transfert

La méthode des matrices de transfert est une méthode analytique pour la prédiction des indicateurs acoustiques d'un système multicouche. Les couches sont considérées latéralement infinies. Ces milieux peuvent être composés de fluide, matériaux poreux, plaques ou membranes.

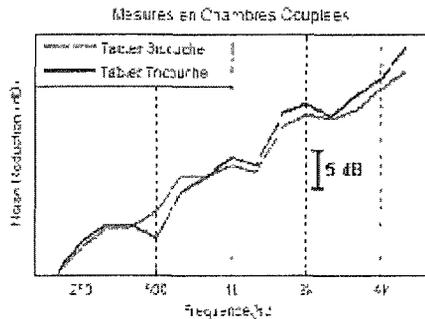
A chaque milieu on associe une matrice de transfert qui décrit la propagation des ondes planes dans ce milieu.

Cette méthode connue également sous le nom de la méthode d'impédance est largement utilisée pour les excitations aériennes des systèmes multicouches et est bien documentée, [MUELLER P.P. & al., 1989], [BERANEK L.L. & al., 1992], [ALLARD J-F. & Atalla N., 2009], [INGARD K.U., 1994], [INGARD K.U., 1994], and [ATALLA N. & al., 2004]. Cette méthode peut être étendue à des systèmes finis : c'est la FTMM. Cette correction pour les structures finies est discutée en détail par [VILLOT M. & al., 2001] et [ATALLA N. & al., 2004].

### **1.3.2 La méthode des éléments finis**

La méthode des éléments finis (EF) consiste à chercher une solution approximative d'une forme intégrale des équations de la mécanique des milieux continus par discrétisation du domaine. Elle est donc plus adaptée aux problèmes intérieurs. C'est une méthode robuste et très documentée [Batoz J-L & al, 1990], [Atalla ,2009], [Hamdi, 1988] mais elle se limite aux basses fréquences (où le comportement modal est très important) à cause du nombre d'éléments qui devient rapidement très grand quand on monte en fréquences.

Dans sa thèse [Monet Descombey, 2009], Julien Monet Descombey présente une étude EF approfondie des traitements acoustiques sous condition d'application automobile. Il a entre autre comparé des constructions de type monocouche poroélastique (l'habillage comporte un seule couche en l'occurrence un feutre), bicouche feutre-masse lourde et tricouche feutre-masse lourde-feutre. Le premier type favorise l'absorption alors que le deuxième favorise l'isolation. Par ailleurs son étude a montré que dans des conditions d'applications bien particulières, une configuration tricouche est au moins aussi efficace qu'un habillage réalisé en matériau bicouche (figure 6) tout en étant 40% plus léger. Ce gain de poids et d'efficacité en fait donc une solution technique très prometteuse pour répondre aux défis que doivent relever aujourd'hui fournisseurs et constructeurs automobiles.



**Figure 6: Perte par insertion du tablier avec habillage bicouche et tricouche [Monet Descombey, 2009]**

### 1.3.3 La méthode SEA

Il existe deux approches en SEA pour prendre en compte un traitement acoustique [Atalla N., Balouet C, 2007]:

→ une approche dite « paroi unique » (Single Wall SWL) qui peut être modélisée par trois sous-systèmes SEA : cavité moteur, tablier et la cavité représentant l’habitacle par exemple. Cette approche considère le panneau de base comme un seul sous-système sur lequel on applique un traitement. Ce traitement qui peut comporter un autre panneau vient ainsi seulement modifier les propriétés de rayonnement, d’absorption et d’amortissement du panneau de base mais ne génère aucun sous-système SEA.

→ une approche dite « double paroi » (Double Wall DWL) qui nécessite au moins 5 sous-systèmes SEA. Dans cette approche, si le traitement acoustique comporte un autre panneau, alors ce dernier constitue à part entière un sous-système SEA. Une cavité est alors créée entre les deux panneaux qui est souvent rempli par les matériaux absorbants du traitement.

Cette section présente plus en détail ces deux approches.

#### 1.3.3.1 Approche SWL

Dans une approche SWL, le traitement acoustique appliqué sur le panneau n’est pas considéré comme un sous-système SEA. Cela est généralement dû au fait qu’il n’y a pas assez de modes

résonants dans la réponse du traitement. Si le traitement acoustique est léger, avec un faible module de Young et un amortissement relativement grand, alors on peut le considérer comme « localement réactif » [BERANEK L.L & al., 1992]. Ainsi, les ondes élastiques se propageant dans le traitement disparaissent rapidement et aucun champ réverbérant n'est créé. Donc un traitement acoustique SWL n'est pas un système qui stocke de l'énergie résonante au sens de la SEA.

Le modèle de transmission à travers un mur séparant deux locaux ([CRAIK R.J.M, 1996a] et [CIMMERMAN B & BREMER P., 1995] présenté à la figure 7, a un comportement bien connu. Au dessous de la fréquence critique la transmission est contrôlée par les modes non-résonants et est représentée par le chemin 1-3. Au-delà de la fréquence critique, la transmission est contrôlée par les modes résonants du mur. C'est le chemin 1-2-3.

Ainsi dans ce réseau SEA (figure 7), le traitement acoustique appliqué sur un coté du panneau a un effet direct sur quatre facteurs de perte [CIMMERMAN B & BREMER P., 1995] :

- Les facteurs de perte par couplage  $\eta_{23}$  et  $\eta_{32}$  : le traitement se comporte comme un obstacle aux ondes acoustiques rayonnées du panneau. Cet effet est directement relié à la perte par insertion idéale du panneau traité ( $IL$ ) (considéré semi-infini).
- Les facteurs de perte par couplage non-résonant  $\eta_{13}$  et  $\eta_{31}$  (loi de masse) : le traitement interagit également avec la réponse non résonante du panneau pour modifier la transmission par la loi de masse. Cette dernière est remplacée par « une loi de masse incluant le traitement » notée  $TL_m$
- Le facteur de perte de la cavité  $\eta_3$  : l'augmentation de l'amortissement de la cavité est directement lié à l'augmentation de l'absorption de la cavité et donc à l'absorption du traitement.
- Le facteur de perte structural du panneau  $\eta_2$  : l'ajout du traitement agit comme un traitement amortissant sur le panneau.

Tous ces indicateurs sont classiquement calculés utilisant la méthode des matrices de transfert (TMM) implémentée dans le logiciel NOVA développé au GAUS.

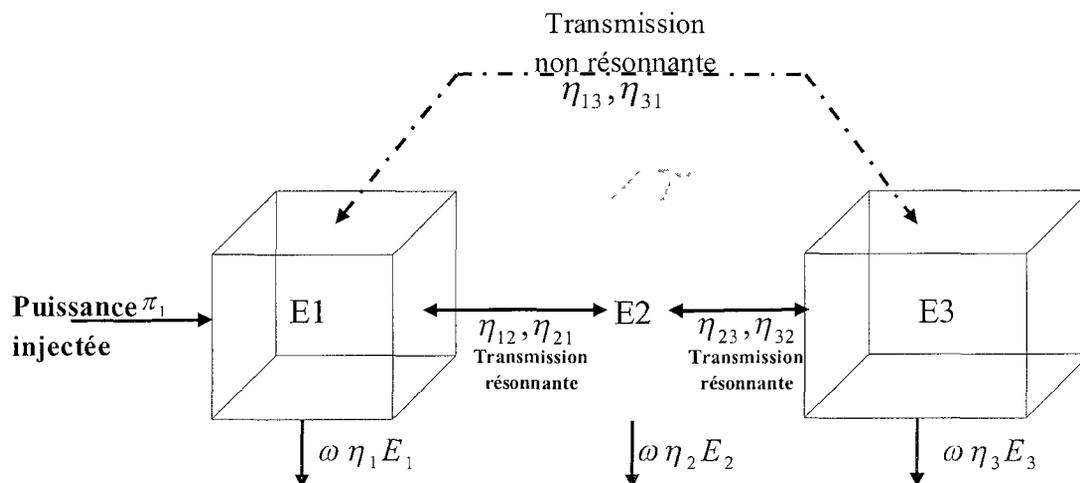


Figure 7: Réseau SEA en stratégie SWL

### 1.3.3.2 Approche DWL

Le fait de fixer un autre panneau au panneau de base, créant ainsi une cavité entre les deux, augmentant considérablement la complexité du modèle nécessaire pour prévoir le comportement du système. De plus la cavité est généralement remplie totalement ou partiellement avec un matériau absorbant qui introduit un système fortement amorti. En se concentrant sur un chemin de transmission particulier ou sur des groupes de chemins, plusieurs auteurs ont été capables de donner des expressions qui vont prévoir les performances des doubles parois [BERANEK L.L. & al, 1949], [LONDON A., 1950], [SHARP B.H., 1978], [SEWELL E.C., 1970], [CUMMINGS A. & al, 1968], [DONATO R.J., 1972]. Ces études sont utiles parce qu'elles donnent un aperçu sur les mécanismes de transmission. Cependant elles sont limitées à une forme particulière de construction qui est souvent très différente des doubles parois réelles qui sont plus complexes et à une bande de fréquence pour laquelle un (des) chemin(s) particulier(s) de transmission domine(nt) la réponse de la paroi. Ces styles d'approches classiques sont plutôt limités à la transmission directe alors qu'en pratique les éléments de la paroi peuvent intervenir dans d'autres chemins de transmission.

[CRAIK R.J.M., 1996a, 2000a, 2000b, 2003] explique que le meilleur modèle SEA dépend de la bande de fréquence considérée et de la méthode de construction. Deux modèles SEA distincts dépendant de la bande de fréquence sont décrits :



double paroi et la cavité réceptrice d'autre part (chemin résonant), ne dépendent pas de l'épaisseur de la cavité.

Ainsi une des critiques apportées à la théorie de [PRICE A.J. & CROCKER M.J., 1970] pour la transmission à travers les doubles parois était que les résultats n'ont pas montré la correcte dépendance à l'épaisseur de la cavité. [DONATO R.J., 1972] et [BREKKE A., 1981] attribuent cela à l'omission d'une expression pour prendre en compte le couplage entre les deux parois dû à la rigidité de l'air contenu dans la cavité.

[MANNING J.E. & HEBERT B.F., 1995] ont gardé le même modèle mais ont montré l'importance de l'épaisseur de la cavité. Ils ont alors proposé une formulation améliorée pour ces facteurs de couplage et qui tient compte des modes 2D (en basses fréquences) et 3D qui existent dans la cavité séparant les deux parois.

On peut considérer la double paroi comme un seul sous-système SEA en supposant que l'épaisseur de la cavité intermédiaire est petite devant la longueur et la largeur des parois. La fonction " Double-Wall Junction" dans VA One permet de représenter la transmission d'énergie acoustique entre deux cavités séparées par une double paroi contenant une mince cavité intermédiaire. Cela complète les jonctions ordinaires des domaines acoustiques en tenant en compte d'additionnels couplages indirects entre les non adjacents sous-systèmes acoustiques et structuraux. Plus précisément, trois nouveaux chemins de transmission sont introduits et présenté à la figure 9.

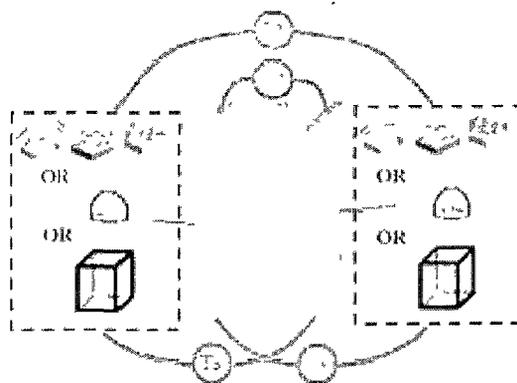


Figure 9: "Double-wall area Junction " dans VA One [ESI Softwares, 2009]

Ces nouveaux chemins contribuent au flux total d'énergie de la cavité de gauche à la cavité de droite :

- $T_1$  connecte directement les deux cavités. Ce chemin domine souvent la transmission d'énergie en basse fréquences non résonante.
- Aux fréquences inférieures à celle où un nombre entier de demi-longueur d'ondes s'insère dans la cavité, les modes résonants (2D) dans la cavité auront un mouvement de particules parallèles à la surface de la paroi. Toutefois un déplacement forcé normal à la surface peut apparaître. L'air dans la cavité se comporte alors comme un ressort et conduit à un couplage non résonant entre les deux parois représenté par  $T_2$ . VA One ignore ce chemin.
- $T_3$  est le chemin qui couple une des parois à une cavité extrême en passant par la cavité intermédiaire entre les parois. Ce chemin domine la transmission autour des fréquences de coïncidence des parois.

Une modèle plus général, qui ressemble à celui utilisé par [CRAIK R.J.M., 1996a, 1996b] est présenté à la figure 10. Il représente tous les chemins de transmission possibles pour une double paroi et inclut également la transmission associée aux parois  $\eta_{24}$  et  $\eta_{42}$ . [MANNING J.E. & HEBERT B.F., 1995] expliquent que des poutres de liaison augmentent le couplage entre les deux panneaux et donnent le principal chemin de transmission vibratoire entre les deux parois de sorte qu'elles contrôlent la perte par transmission à travers les chemins résonants et non résonants.

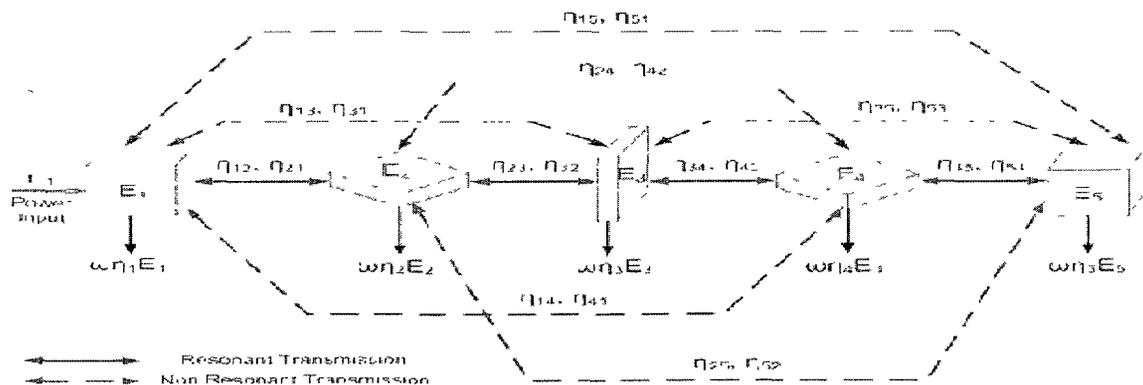


Figure 10:Modèle SEA de double paroi incluant les connections structurales [Atalla N., Balouet C, 2007]

Un survol de la littérature montre que ce réseau SEA est bien adapté à l'étude des doubles parois. Il est suffisamment flexible pour pouvoir modéliser un grand nombre de types de construction et de designs ou différents mécanismes de transmission apparaissent. La fonction « Double wall Area Junction de VA One » implémente cette fonction. Cependant deux paramètres doivent être pris en compte lorsqu'on l'utilise :

- Le nombre de sous-systèmes va considérablement augmenter puisque chaque face externe de la double paroi doit au moins être connectée à un sous-système acoustique. Ainsi, cinq sous-systèmes différents doivent être modélisés dans une approche DWL au lieu de 3 dans une approche SWL.
- En conséquence le temps de calcul sera plus grand.

## 1.4 Optimisation des traitements acoustiques

Les techniques d'optimisations peuvent être classées en deux grandes familles : les méthodes déterministes et les méthodes non déterministes.

Les méthodes déterministes sont adaptées à des problèmes « relativement simples » dont on a une idée des extrémums, elles nécessitent le calcul de dérivées et fournissent le plus souvent que des extrémums locaux. Thomas F. Edgar et David M. Himmelblau discutent bien de ces méthodes dans leur livre [Edgar T. F. & al, 2001].

Les méthodes non déterministes sont les méthodes de tirages aléatoires. Parmi ces méthodes on retrouve les algorithmes génétiques et évolutionnaires. Contrairement aux autres méthodes non déterministes, les algorithmes génétiques permettent de mettre à profit les résultats des tirages précédents (voir annexe 2). [Dauchez & al, 2010] utilise un algorithme génétique pour optimiser les performances acoustiques de matériaux absorbant. Comme la plupart des articles d'optimisation sur les traitements acoustiques, [Dauchez & al, 2010] cible certains paramètres de Biot, en l'occurrence, la résistivité et le module de Young. L'optimisation de paramètres de Biot peut conduire à des matériaux poreux qui n'existent pas ou qui n'ont aucune réalité physique mais peut aider à la conception de nouveaux matériaux. C'est le cas aussi des études de Lai [Lai & al, 1997, 1999] analysées par Sebastian Ghinet dans son mémoire [Ghinet, 2001]. Ces études

visaient à trouver la valeur optimale de la résistance à l'écoulement de l'air en gardant tous les autres paramètres constants ce qui n'est plus en accord avec la théorie décrivant les matériaux poreux. Ainsi dans son étude [Ghinet, 2001] visant à optimiser l'indice d'affaiblissement d'une paroi en fonction de la résistivité à l'écoulement de la couche absorbante, Sébastien Ghinet s'assure que les variables dépendantes décrivant le comportement dynamique du matériau poreux suivent, le long du processus d'optimisation, un modèle physique propre à ce type de matériau, soumettant ainsi la convergence de l'algorithme à des contraintes, de sorte que la solution optimale soit une solution physique.

[Duval & al, 2009] présente une série de traitements acoustiques ayant une masse surfacique n'excédant pas  $2500 \text{ g/m}^2$  prise comme référence. Ces traitements vont du plus isolant au plus absorbant. Il définit ainsi ce qu'il appelle « Galvanomètre acoustique » (figure 11) qui est en fait une échelle où sont classés différents habillages allant du plus isolant et plus lourd au plus absorbant et plus léger. Il faut noter que le meilleur compromis entre isolation et absorption dépend de l'environnement où l'habillage est installé. Cet environnement peut ainsi déplacer la position de l'habillage sur le galvanomètre. Cet effet est très sensible aux fuites (trous pour câbles, pédales...) sur le tablier d'automobile. Plus ces fuites sont importantes, plus absorbant sera l'habillage et plus ces fuites sont faibles, plus l'habillage sera isolant.

Joachim Bös [Bös, 2006] a publié un article décrivant une méthode numérique pour optimiser l'épaisseur de structures 3D en respectant différentes propriétés vibro-acoustiques. Il présente entre autre la procédure d'optimisation (figure 12) qu'il a utilisée avec la méthode des éléments finis. Cette procédure reste valable dans une approche SEA.

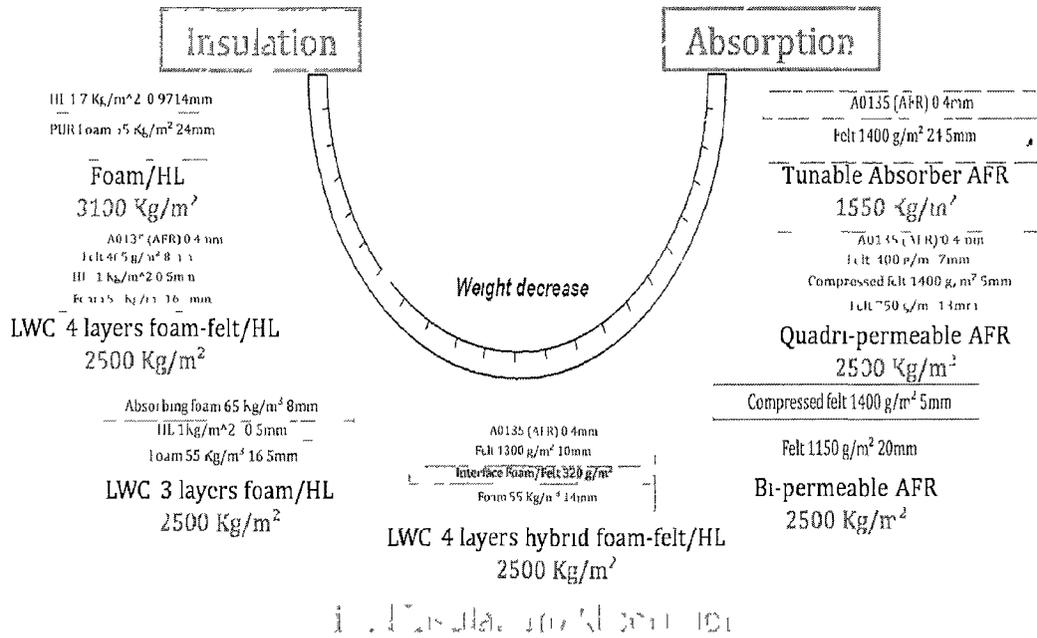


Figure 11: Galvanomètre acoustique [Duval & al, 2009]

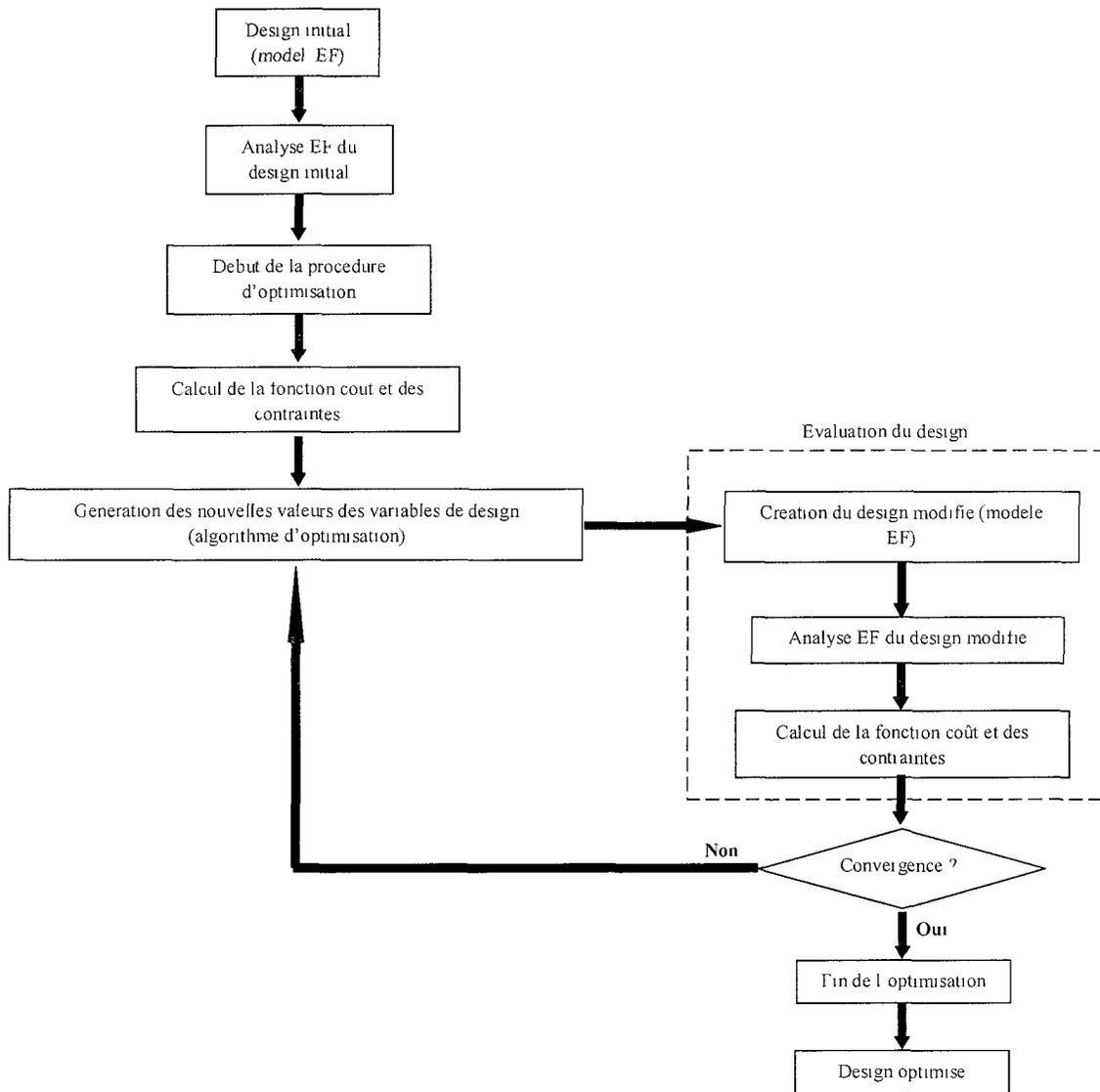


Figure 12: Procédure d'optimisation [Bös , 2006]

## Chapitre 2

### Etude paramétrique

#### 2.1 Introduction

Cette étude a pour but de comparer les performances du tablier en acier, aluminium et magnésium ainsi que d'étudier les phénomènes physiques qui interviennent lors de la transmission au travers du tablier (appelé aussi « dash ») sur le quel on applique différents types de traitements acoustiques. La comparaison avec l'aluminium, plus léger que l'acier et plus lourd que le magnésium, est à titre indicatif. L'aluminium, avec un rapport *module de Young/masse volumique* (voir tableau 2) très proche de celui du magnésium, pourrait être un bon compromis entre l'acier, très lourd et le magnésium, très léger.

Un modèle SEA a été développé à partir d'un modèle EF (Eléments finis) du tablier (figure 13) de la Dodge Viper (voiture commerciale). Dans le modèle SEA de la figure 14, les trous visibles sur le modèle EF de la figure 13 ont été bouchés pour simplifier le modèle, d'autant plus qu'à ce stade on cherche à étudier le comportement global du tablier et la performance de divers traitements acoustiques qui lui sont appliqués.

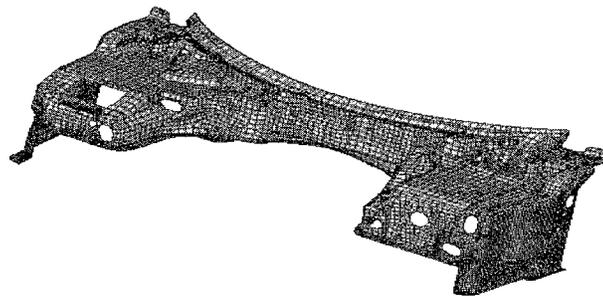


Figure 13: Modèle EF du tablier de la Viper

## 2.2 Description du problème

On considère le modèle SEA de la figure 14. Un traitement DWL (feutre 10mm-septum 3mm-feutre 10mm) et un traitement de feutre de 10 mm d'épaisseur, ont été appliqués respectivement sur le plancher et sur le toit de l'habitacle. Divers traitements appliqués sur le tablier en acier d'épaisseur 0.9 mm pris en référence, en aluminium et en magnésium ont été étudiés selon différentes configurations (masse surfacique constante, raideur de flexion constante et même résonances). L'alliage de magnésium utilisé est l'AZ31-B. Le rapport des énergies  $E1/E3$  de la cavité moteur de volume  $0.5 \text{ m}^3$  et de l'habitacle de volume  $2.5 \text{ m}^3$  a été comparé. Un champ diffus a été appliqué dans la cavité moteur.

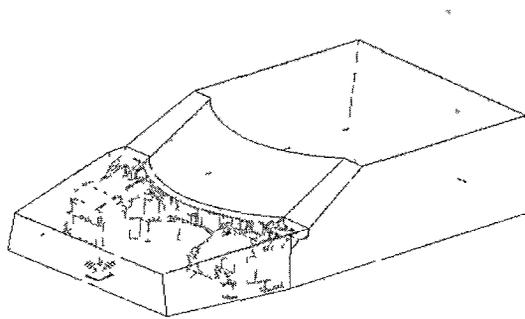


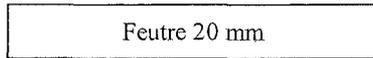
Figure 14: Géométrie du modèle SEA

## 2.3 Description des traitements

Dans cette partie les traitements sont appliqués sur une plaque simple en acier d'épaisseur 0.9mm.

- Traitement 1 :

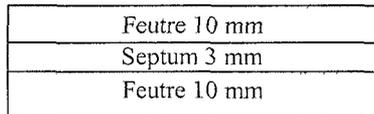
Le traitement 1 est un traitement SWL, absorbant, constitué d'une couche de 20mm de feutre (de type poroélastique). Sa masse surfacique est  $1.2 \text{ Kg/m}^2$ . Les propriétés du feutre sont données dans le tableau 1. Sur la figure 18 de l'absorption on voit que ce traitement présente une chute due à une résonance (fréquence de cisaillement du feutre) à 400 Hz. Au-delà de cette fréquence la perte par insertion (figure 19) du traitement croît régulièrement de 0 à 10 dB.



**Figure 15: Traitement 1**

- Traitement 2 :

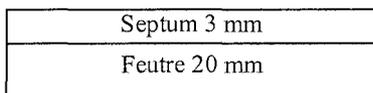
Le traitement 2 est un traitement DWL, absorbant, constitué de trois couches : feutre 10mm-septum 3mm-feutre 10mm. Sa masse surfacique est de  $4.6 \text{ Kg/m}^2$ . Sa courbe d'absorption sur la figure 18 présente une résonance à 500 Hz et tend vers 1 après. Appliqué sur une plaque (ici en acier 0.9mm), ce traitement induit une fréquence double paroi (rappelée à la section suivante) visible sur la courbe de la perte par insertion à 400 Hz où l'isolation chute considérablement. Ce traitement présente une bonne absorption et bonne isolation.



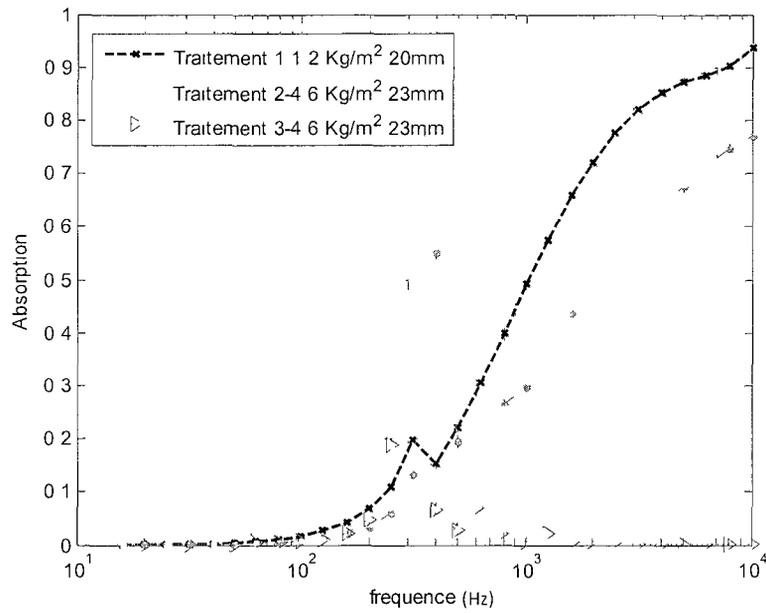
**Figure 16: Traitement 2**

- Traitement 3 :

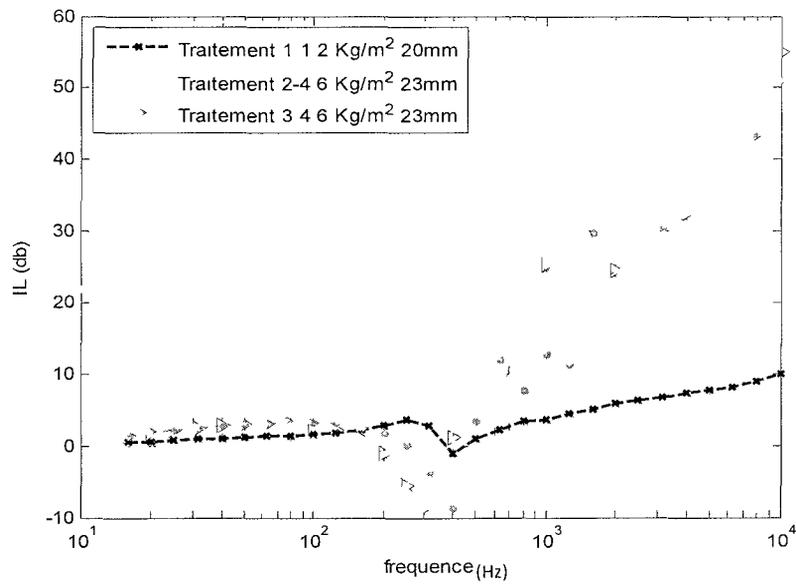
Le traitement 3 est un traitement DWL, isolant, constitué d'une couche de 20mm de feutre sur laquelle on dispose une couche de 3 mm de septum. Ce traitement aussi, appliqué sur une plaque induit une fréquence double paroi, ici à 300 Hz où l'isolation chute considérablement. A partir de cette fréquence, l'absorption du traitement chute à 0 mais son isolation est bonne et croît de 0 à 55 dB.



**Figure 17: Traitement 3**



**Figure 18: Absorption sur une plaque d'acier 0.9mm**



**Figure 19: Perte par insertion une plaque d'acier 0.9mm**

	Propriétés	Feutre	Septum
$\phi$	Porosité	0.95	
$\rho$	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	80	1000
$\sigma$	Résistivité (Ns/m <sup>4</sup> )	15000	
$\alpha_{\infty}$	Tortuosité	1	
$\Lambda$	Longueur visqueuse ( $\mu\text{m}$ )	95	
$\Lambda'$	Longueur thermique ( $\mu\text{m}$ )	110	
<b>E</b>	Module de Young (N/m <sup>2</sup> )	de 50000	
$\eta$	Amortissement	0.1	
$\nu$	Coefficient de Poisson	0.1	

**Tableau 1 : Propriétés du feutre**

## 2.4 Comparaison à masse surfacique constante

Dans cette partie on compare les tabliers (« dash » figure 14) en acier, aluminium et en magnésium pour une même masse surfacique et sur les quels on applique les traitements présentés ci- haut. Le tablier en acier d'épaisseur 0.9 mm est pris comme référence. L'épaisseur correspondant pour le tablier en aluminium est de 2.6 mm et 4mm pour le tablier en magnésium. Cela correspond à une masse surfacique de 7.06 Kg/m<sup>2</sup>. Leurs propriétés sont données au tableau 2. La fréquence double paroi induite par les traitements 2 et 3 est calculée avec l'équation (2).

Matériau	Module de Young (Gpa)	Coefficient de Poisson	Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	Épaisseur équivalente (mm)	Fréquence critique (Hz)	f <sub>dp</sub> avec Trait. 2 (Hz)	f <sub>dp</sub> avec Trait. 3 (Hz)
Acier	210	0.3	7841	0.9 (référence)	13300	413	292
Aluminium	69	0.33	2742	2.6	5000	-	-
AZ31-B	45	0.35	1751	4	3000	-	-

**Tableau 2 : Propriétés à masse surfacique constante**

Les figures 20, 21 et 22 montrent l'évolution du rapport E1/E3 (E1 et E3 étant respectivement les énergies du compartiment moteur et de l'habitacle) en fonction de la fréquence pour les trois traitements. Ce rapport est à une constante près l'indice d'isolement brut (NR) qui est le rapport des pressions quadratiques dans les deux cavités. La réponse est essentiellement contrôlée par la masse. Elle présente une fréquence double paroi pour les traitements 2 et 3 au-delà de laquelle l'isolement croît remarquablement. La chute à 400 Hz observée pour le traitement 1 est due à la résonance du feutre utilisé.

L'acier, avec une fréquence critique plus haute, domine le magnésium et l'aluminium en hautes fréquences.

On remarque que la chute observée à la fréquence critique est moins accentuée pour les traitements 2 et 3 que pour le traitement 1. Cela peut s'expliquer par l'efficacité de rayonnement (proportionnel au coefficient de couplage par rayonnement) du tablier sur lequel ils sont appliqués et qui est lié à l'isolation (perte par insertion) du traitement appliqué. La figure 23 présente l'efficacité de rayonnement de la face non traitée du tablier (système de la figure 14) vers la cavité moteur et l'efficacité de rayonnement de la face traitée vers l'habitacle. On voit que le traitement 1, moins isolant, maintient un niveau de rayonnement élevé contrairement aux traitements 2 et 3, plus isolants, dont l'efficacité de rayonnement de la face traitée chute à 0 après la fréquence double paroi.

Dans le cas d'un traitement léger comme le traitement 1 (figure 20), l'aluminium, avec une fréquence critique plus haute, compense mieux que le magnésium l'effet défavorable à la fréquence critique. Toutefois le magnésium, après sa fréquence critique, présente de meilleures performances que l'aluminium.

La figure 24 montre la comparaison avec le cas où le tablier serait une plaque dans le cas des trois matériaux étudiés. Le traitement 2 est appliqué sur le tablier. On note que les tabliers (en acier, aluminium ou magnésium) ont la même épaisseur, donc la même masse surfacique, que les plaques qui leur sont associées. Ainsi le tablier (« dash ») se comporte comme une plaque jusqu'à 1200 Hz environ. On peut donc en déduire qu'en dessous de cette fréquence, la transmission est contrôlée par les modes non résonants (loi de masse). Au-delà de cette fréquence, le tablier maintient un niveau de rayonnement plus élevé que la plaque, entraînant une baisse de performance par rapport à cette dernière. Il serait intéressant dans la suite du projet de caractériser expérimentalement certains paramètres SEA du tablier, particulièrement ceux liés aux aspects modaux et de rayonnement. On retrouve les tendances théoriques de la transmission à travers une double paroi à savoir la présence de 3 zones où on distingue une évolution différente de la réponse, soit : avant la fréquence double paroi, après celle-ci et jusqu'à la première résonance de cavité et enfin après la fréquence critique.

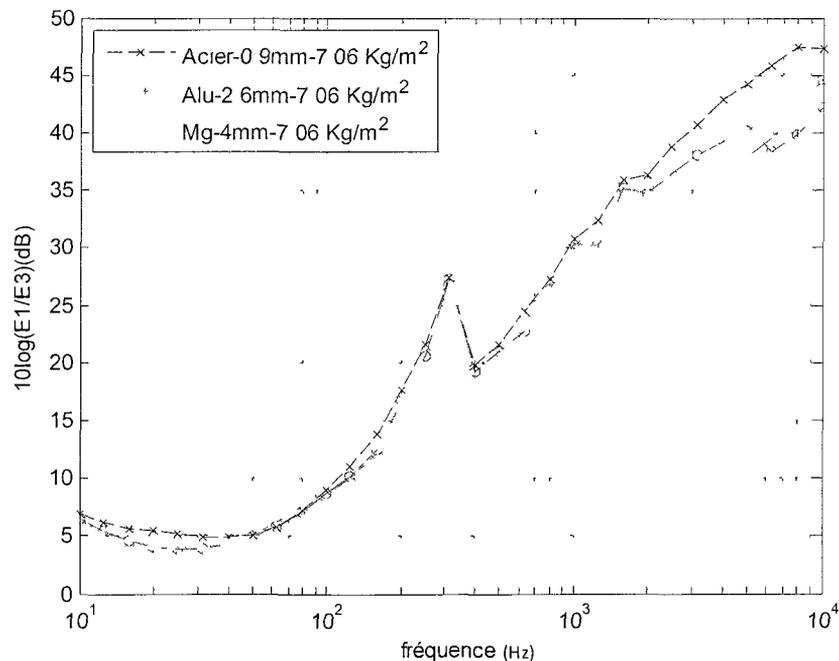
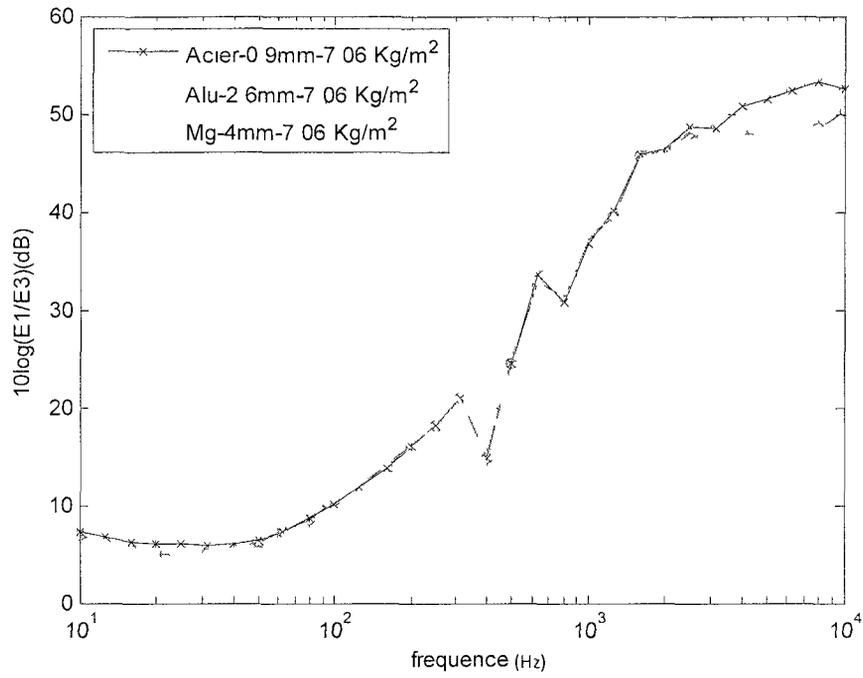
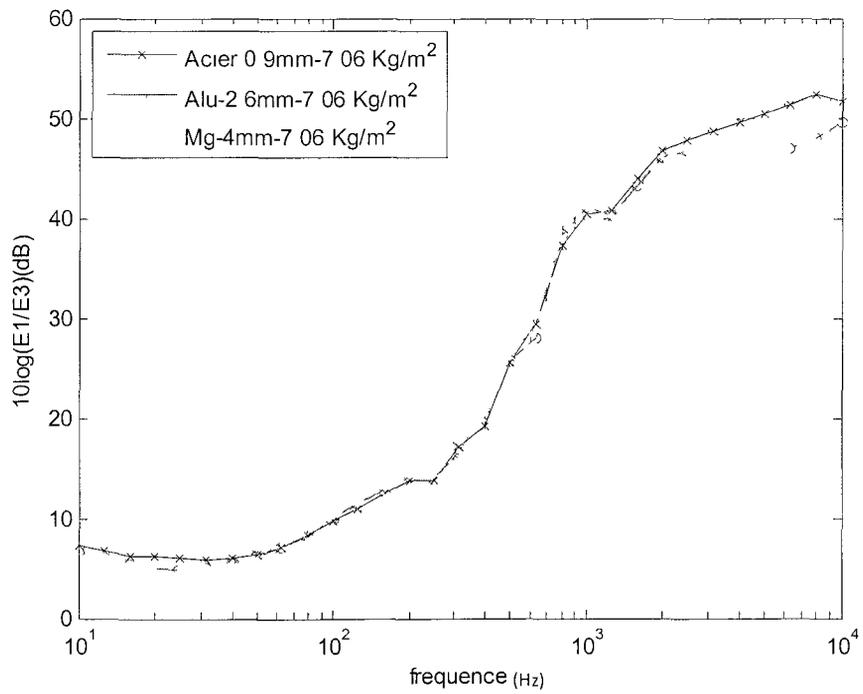


Figure 20: Rapport d'énergie masse équivalente-Trait.1



**Figure 21: Rapport d'énergie masse équivalente-Trait.2**



**Figure 22: Rapport d'énergie masse équivalente-Trait.3**

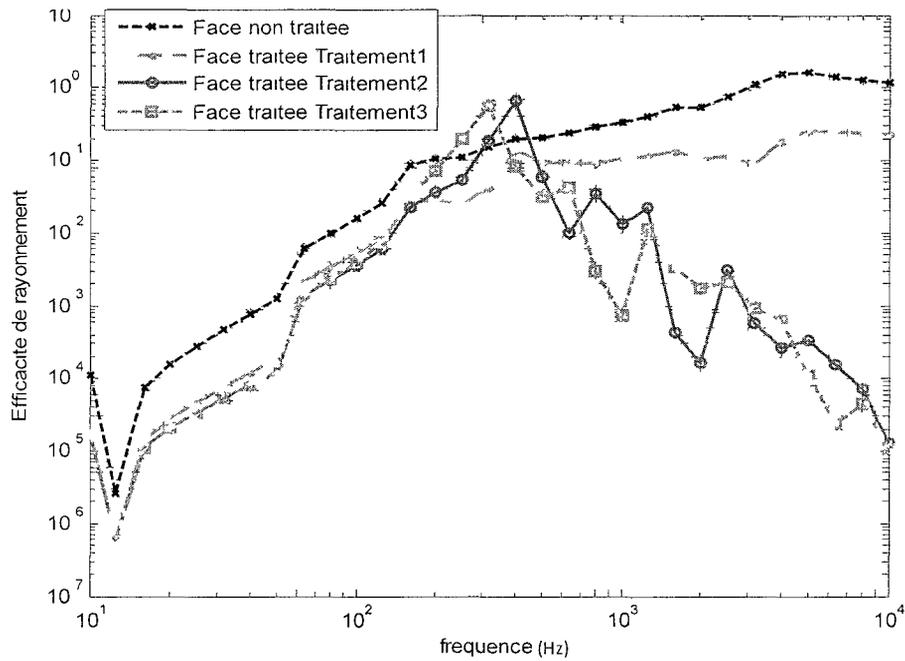


Figure 23: Efficacité de rayonnement du tablier en Mg dont une face est traitée

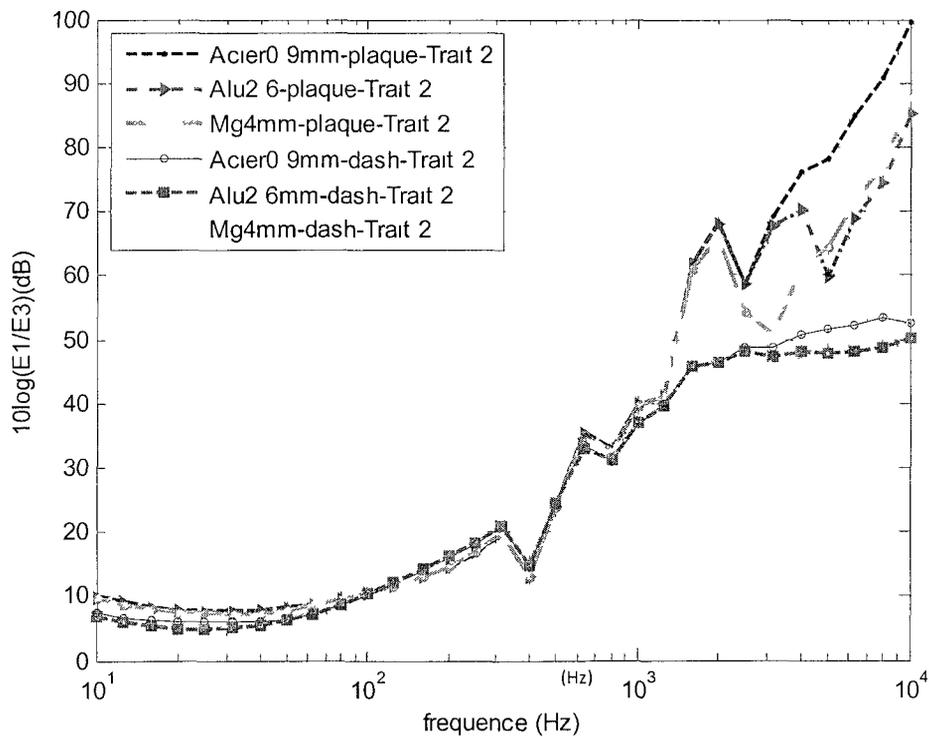


Figure 24: Comparaison à masse surfacique constante plaque vs tablier Viper

## 2.5 Comparaison à rigidité de flexion constante

La rigidité de flexion,  $D$ , d'une plaque est donnée par [Berry A, 2009]:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3)$$

où :

$E$  : Module de Young du matériau de la plaque

$h$  : l'épaisseur de la plaque

$\nu$  : Coefficient de Poisson du matériau de la plaque

Fixant  $D$  pour l'acier d'épaisseur 0.9mm, on déduit les épaisseurs correspondantes pour les tabliers en aluminium et en magnésium listées dans le tableau 3 qui donnent aussi les fréquences critiques associées ainsi que les fréquences doubles parois avec les traitements qu'on applique.

Matériau	Epaisseur équivalente (mm)	Fréquence critique	Masse surfacique (Kg/m <sup>2</sup> )	f <sub>dp</sub> avec Trait. 2 (Hz)	f <sub>dp</sub> avec Trait. 3 (Hz)
Steel	0.9 (reference)	13300	7.06	413	292
Aluminium	1.3	9230	3.56	470	332
AZ31-B	1.5	8000	2.62	507	358

**Tableau 3: Propriétés à rigidité de flexion constante  $D=1.37*10^{-7} N.m$**

Les figures 25, 26 et 27 montrent l'évolution du rapport  $E1/E3$  en fonction de la fréquence pour les trois traitements. L'acier, par effet de masse, domine l'aluminium qui domine le magnésium. La figure 28 présente la comparaison avec le cas des plaques. Le constat est le même que pour la comparaison à masse surfacique constante (figure 24).

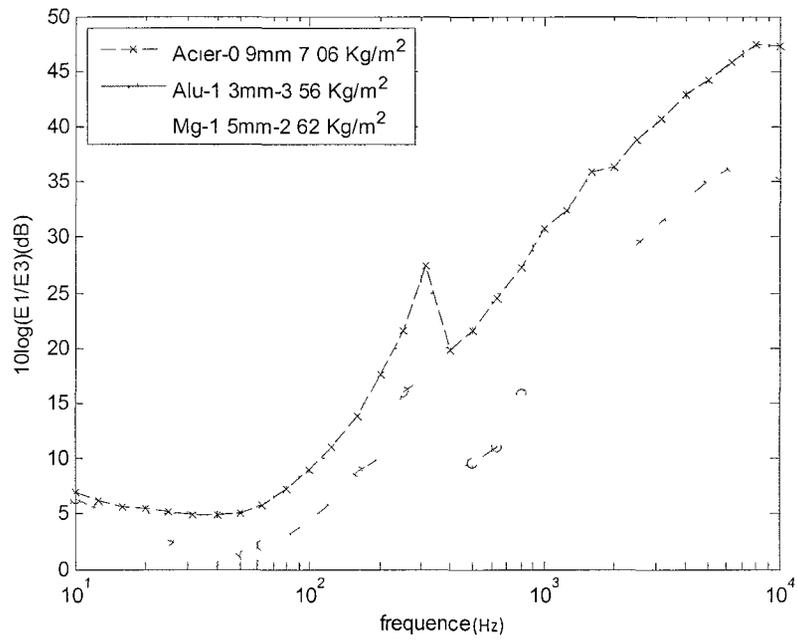


Figure 25: Rapport d'énergie raideur équivalente-Trait.1

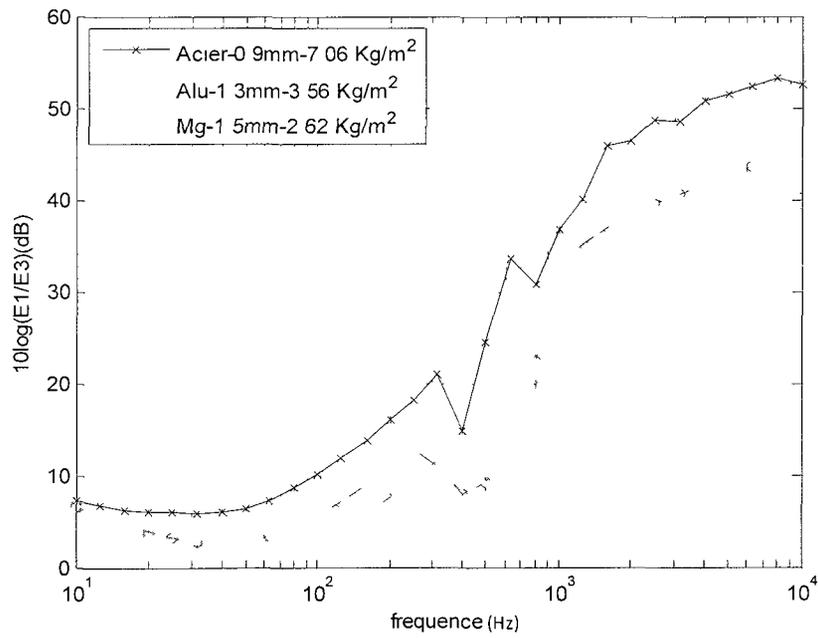


Figure 26: Rapport d'énergie raideur équivalente-Trait.2

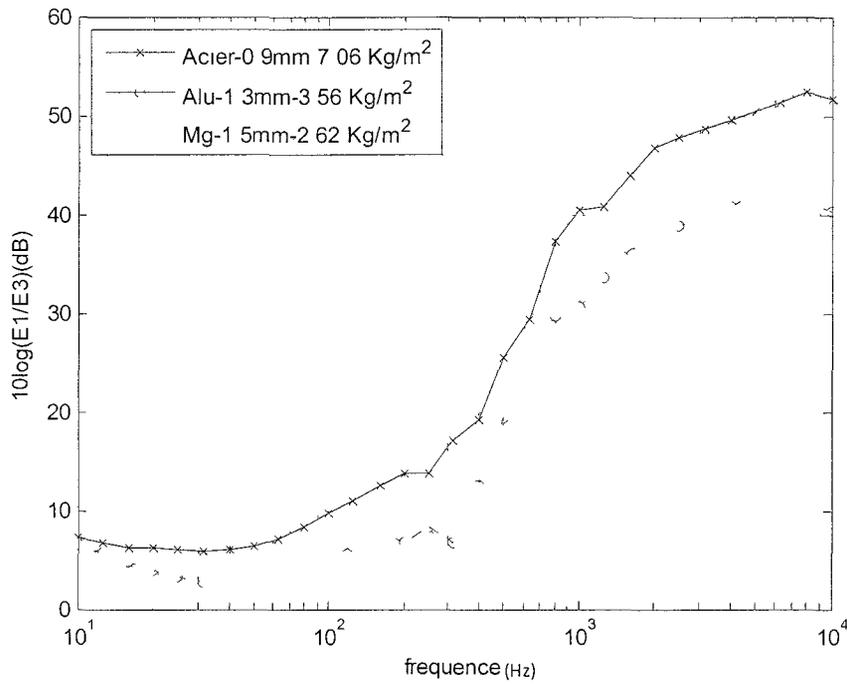


Figure 27: Rapport d'énergie raideur équivalente-Trait.3

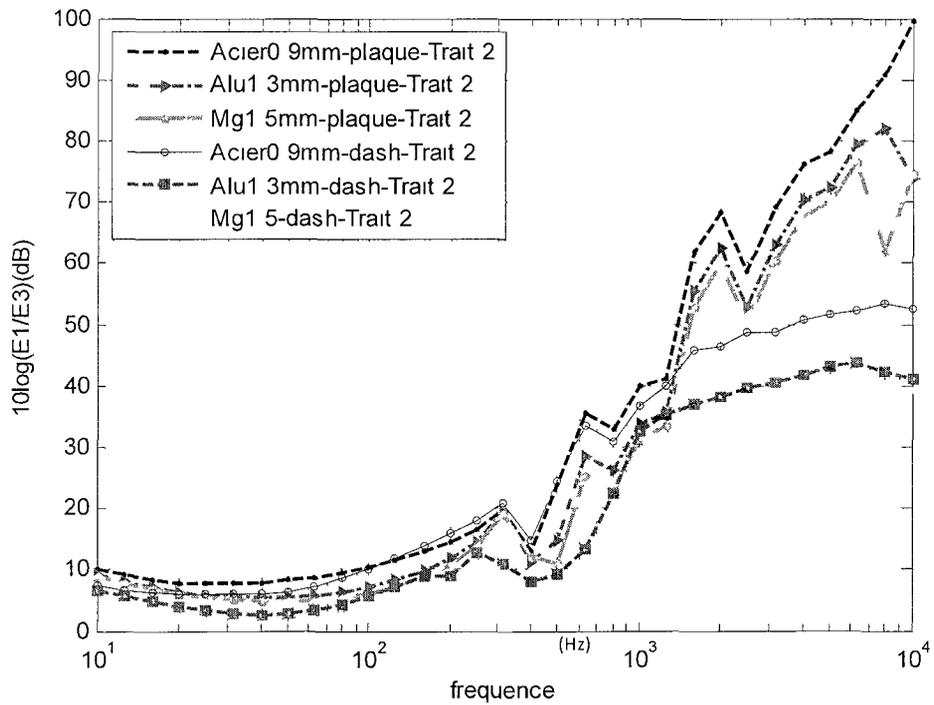


Figure 28: Comparaison à raideur constante plaque vs tablier Viper

## 2.6 Comparaison à fréquences de résonances égales

Cela correspond à considérer le rapport  $D/ms$  de l'acier 0.9 mm pris comme référence constant pour l'aluminium et le magnésium ( $D$  est la rigidité de flexion et  $ms$  la masse surfacique). En effet les fréquences de résonances d'une plaque simplement supportée sont données par [Berry A, 2009] :

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{D}{ms} \left[ \left( \frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{n\pi}{b} \right)^2 \right]} \quad (4)$$

où  $a$  et  $b$  sont les dimensions de la plaque,  $m$  et  $n$  des entiers.

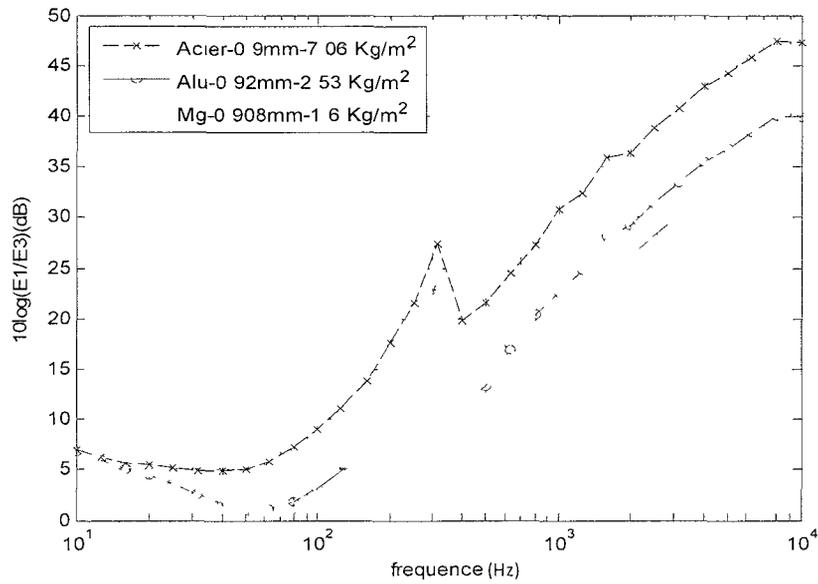
Le tableau 4 donne les propriétés correspondant pour les tabliers en aluminium et en magnésium.

Matériau	Epaisseur équivalente (mm)	Fréquence critique	Masse surfacique (Kg/m <sup>2</sup> )	f <sub>dp</sub> avec Trait. 2 d=10mm (Hz)	f <sub>dp</sub> avec Trait. 3 d=20mm (Hz)
Steel	0.9 (reference)	13300	7.06	413	292
Aluminium	0.925	12970	2.53	512	362
AZ31-B	0.908	13215	1.6	587	415

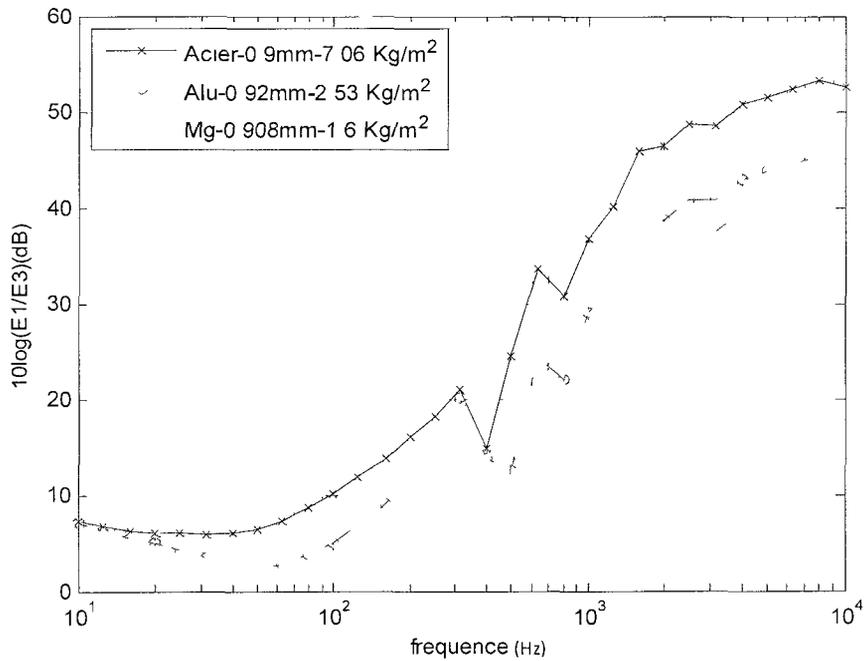
Tableau 4: Propriétés à résonances égales.

Les figures 29, 30, 31 présentent le rapport  $E1/E3$  pour les trois traitements. Ici encore l'acier par effet de masse domine l'aluminium et le magnésium. Toutefois la masse du tablier en magnésium est 4 fois plus faible que celle en acier et presque 2 fois plus faible que celle en aluminium. On remarque l'effet de la résonance du feutre pour le traitement 1 ainsi que les fréquences double paroi pour les traitements 2 et 3.

Les tendances par rapport aux plaques sur la figure 32 sont les mêmes que sur les figure 24 et 28



**Figure 29: Rapport d'énergie mêmes résonances-Trait.1**



**Figure 30: Rapport d'énergie mêmes résonances-Trait.2**

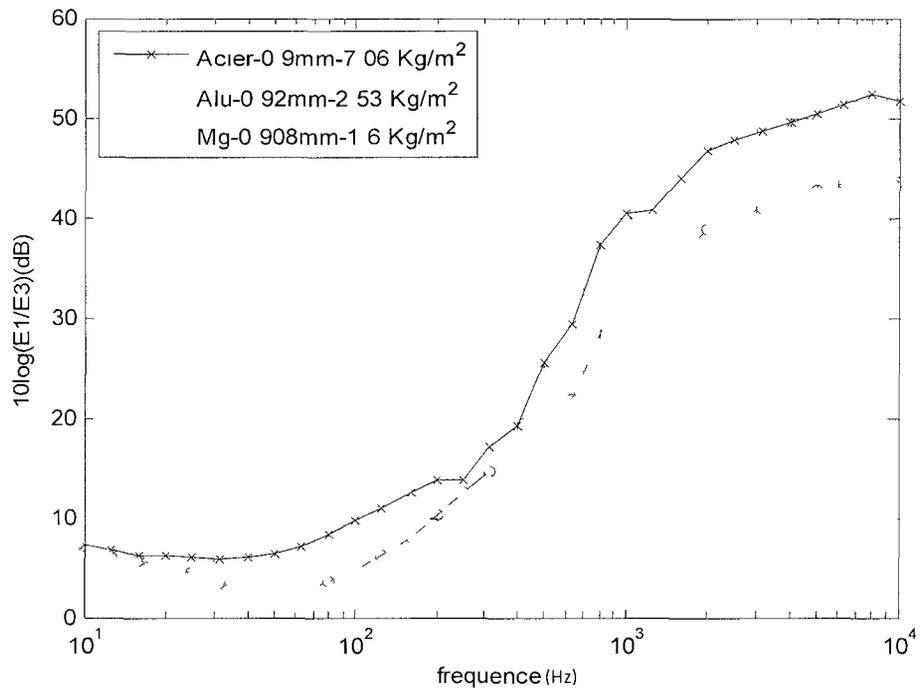


Figure 31: Rapport d'énergie mêmes résonances-Trait.3

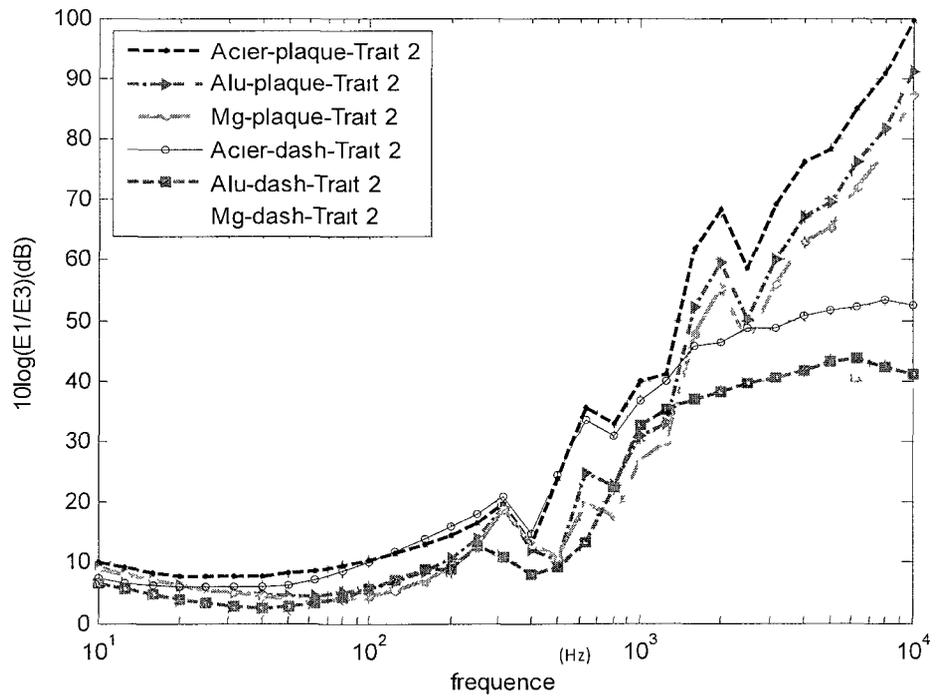


Figure 32: Comparaison à résonances constantes plaque vs tablier Viper

## 2.7 Comparaison des différentes constructions en Mg pour les différents traitements

Les figures 33, 34 et 35 présentent le tablier en magnésium pour les différentes configurations. Celle à masse surfacique constante présente la meilleure réponse. En effet elle correspond au magnésium le plus épais et le fait de présenter une fréquence critique plus basse n'altère que faiblement la réponse surtout pour les traitements 2 et 3.

Le Mg d'épaisseur 0.908 mm présente de meilleures performances que le magnésium 1.5mm avec le traitement 1 car bénéficiant d'un meilleur pic d'absorption à la résonance du feutre tout en étant moins lourd.

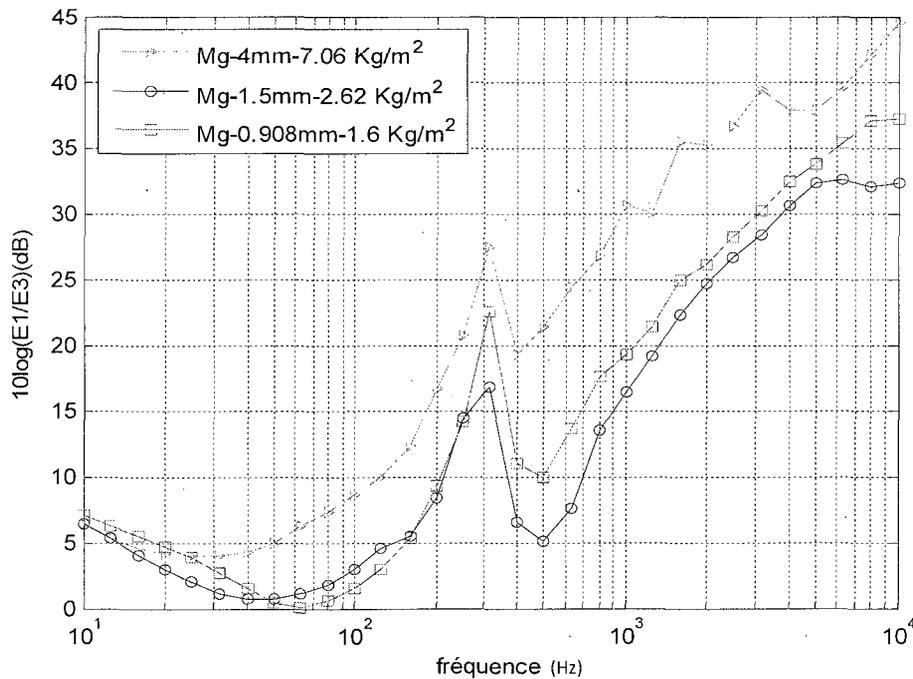


Figure 33: Rapport d'énergie-Traitement.1

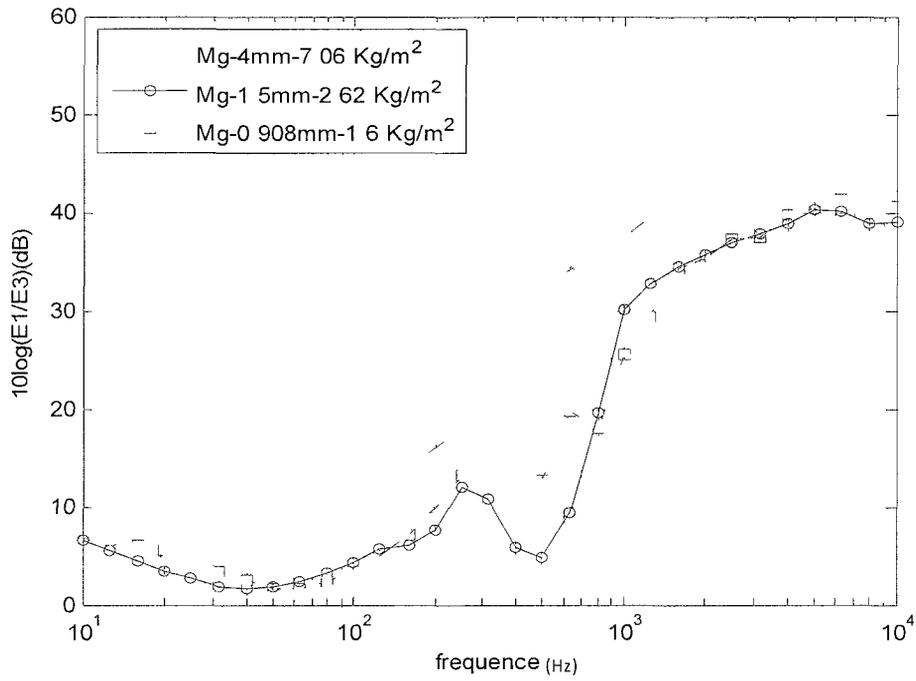


Figure 34:rapport d'énergie-Traitement.2

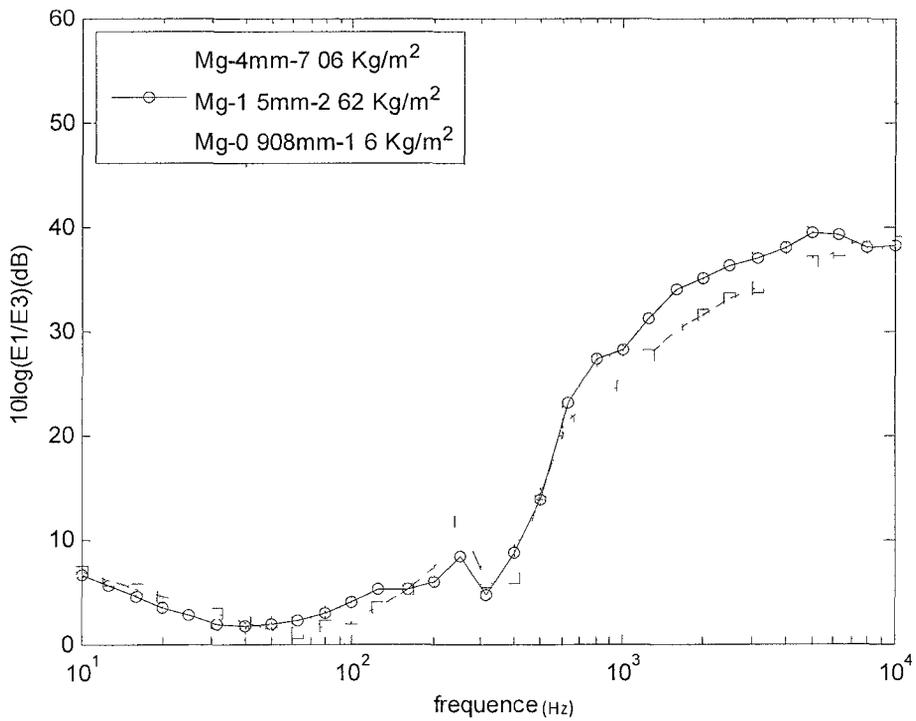


Figure 35:rapport d'énergie-Traitement.3

## 2.8 Comparaison des différents traitements pour les différentes constructions : cas du magnésium

Les figures 36, 37 et 38 comparent les différents traitements appliqués sur le tablier en magnésium pour les différentes constructions. Les traitements 2 et 3 dominent le traitement 1 à partir de 400 Hz dû à la couche de septum (fréquence double paroi). Le traitement 3 qui a une fréquence double paroi plus basse domine le traitement 2 entre 400 et 1000 Hz. Toutefois pour le tablier d'épaisseur 4 mm leurs performances sont assez similaires.

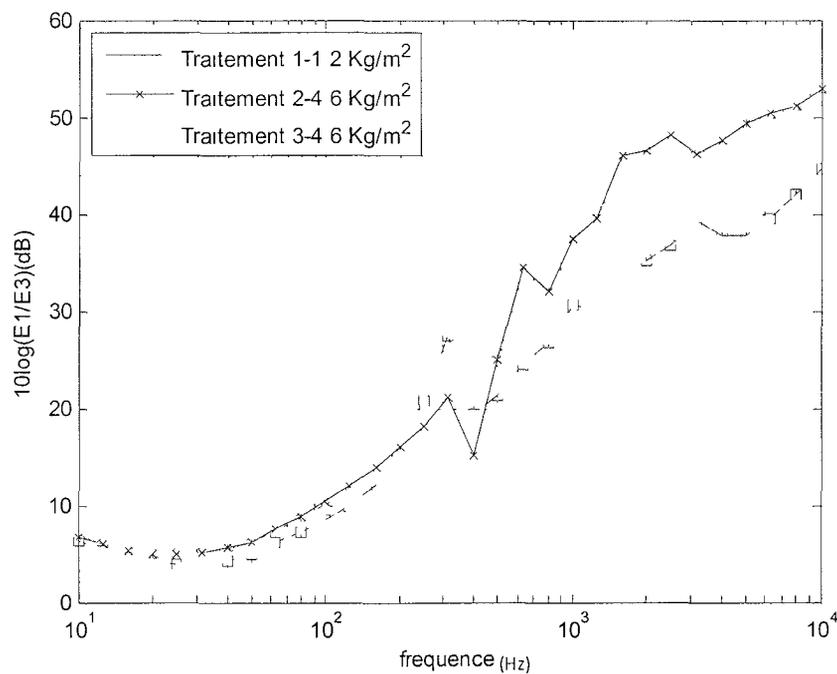
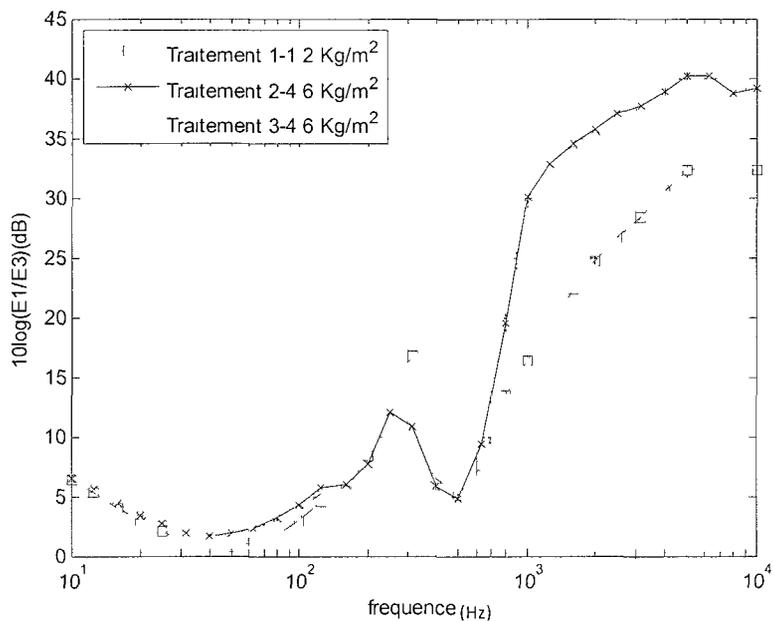
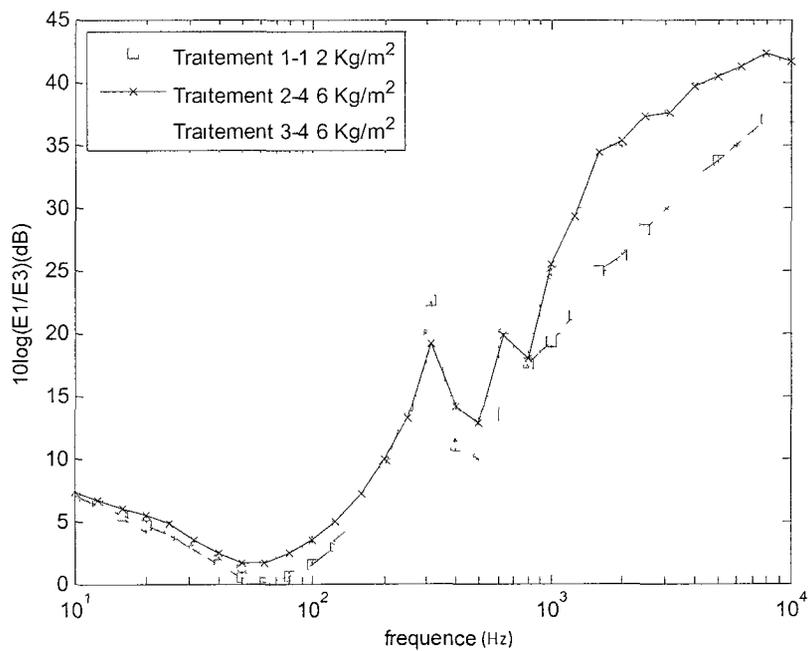


Figure 36: Rapport d'énergie Mg-même masse surfacique



**Figure 37: Rapport d'énergie Mg-même raideur**



**Figure 38: Rapport d'énergie Mg-même résonances**

## 2.9 Conclusion

Au terme de cette étude, il vient que les traitements combinant isolation et absorption peuvent donner de meilleures performances qu'un traitement purement isolant ou purement absorbant et ce avec un bon compromis en masse. La baisse d'isolation due à la basse fréquence critique du magnésium dans le cas de la structure complexe du tablier est moins accentuée que le cas d'une plaque. L'aluminium, avec une fréquence critique plus haute, compense mieux que le magnésium l'effet défavorable à la fréquence critique mais avec une masse supérieure et pourrait, à cet égard, être un bon compromis. Pour gagner en masse tout en ayant de bonnes performances, il semble qu'il faille utiliser un magnésium moins épais et alourdir le traitement qu'on lui applique. Cela ne corrige pas la chute de la réduction du bruit autour de la fréquence critique mais la maintient à un niveau suffisamment élevé pour des performances semblables à l'acier.

# Chapitre 3

## Optimisation

### 3.1. Optimisation de l'indice d'affaiblissement acoustique ou perte par transmission

#### 3.1.1. Introduction

Dans cette partie, une étude d'optimisation a été menée sur des plaques en magnésium considérées latéralement infinies. Le code d'optimisation a été adapté (utilisation de deux configurations, une de référence et une à optimiser) d'un code développé au GAUS [Legault, 2007]. Ce code utilise directement NOVA pour calculer les indicateurs (TL, IL, Absorption). On y a également ajouté un module SEA pour optimiser l'indice d'isolement brut (chapitre 3.2). L'annexe 1 décrit le code et l'annexe 2, l'algorithme utilisé et sa validation sur la fonction de Rosenbrock. Les tableaux 9 à 12 de l'annexe 2 montrent une excellente précision et une bonne rapidité de convergence de l'algorithme. Nous avons appliqué sur ces plaques, différents concepts de traitements acoustiques. Dans un premier temps l'épaisseur du magnésium est laissée libre de varier entre 1 et 3 mm puis dans un second temps, nous l'avons fixée à 2 mm. Les performances du magnésium avec ces concepts sont alors comparées à des cas standards de plaque en acier d'épaisseur 0.9mm avec différents traitements acoustiques et qui sont les références pour la comparaison. Le critère pour évaluer les différents traitements est la moyenne arithmétique (STL) des pertes par transmission sur la gamme de fréquence 125-6300 Hz. La STL est ainsi définie par :

$$STL = \frac{1}{18} \sum_{i=1}^{18} TL_i \quad (5)$$

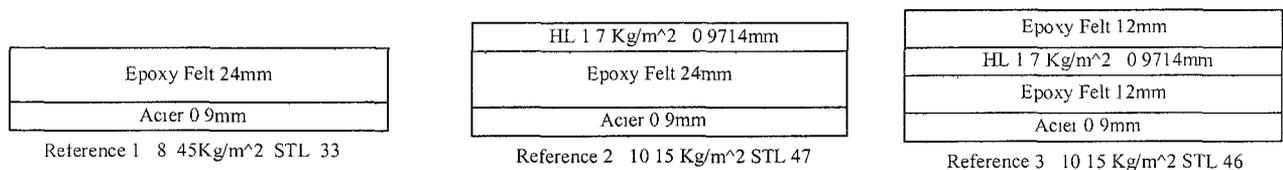
où les  $TL_i$  sont les pertes par transmission aux fréquences centrales des bandes de tiers d'octave de 125 à 6300 Hz. Nous avons optimisé cette gamme de fréquence car étant celle qui perturbe le plus l'intelligibilité d'une conversation. Nous avons testé d'autres fonctions coût comme la STC

(Sound Transmission Class) ou l'utilisation d'une courbe de TL à battre. Ces fonctions coûtent généralement à la même configuration optimale mais diffèrent du point de la qualité qu'on accorde à une configuration comparée à une autre.

## Les traitements acoustiques de référence

Les traitements acoustiques de référence, appliqués sur une plaque en acier d'épaisseur 0.9mm, sont de trois types tels que sont présentées à la figure 39:

- La référence 1 avec une couche de feutre d'épaisseur 24mm et de masse totale 8.45 Kg/m<sup>2</sup>
- La référence 2 avec une couche de feutre d'épaisseur 24mm sur la quelle est appliquée un écran (masse lourde modélisée comme une plaque) d'épaisseur 1mm environ et de masse totale 10.15 Kg/m<sup>2</sup>.
- La référence 3 avec deux couches du même feutre d'épaisseur 12mm qui prennent en sandwich le même écran qu'à la référence 2 et de masse totale 10.15 Kg/m<sup>2</sup>.



**Figure 39: Les traitements acoustiques de référence**

Ces références correspondent à des cas typiques de tabliers avec traitements acoustiques utilisés dans l'industrie automobile.

La référence 1 a un traitement purement absorbant, la référence 2, un traitement purement isolant, tandis que la référence 3 a un traitement qui combine absorption et isolation comme on peut le

voir sur les figures 40 et 41 représentant respectivement l'absorption et la perte par transmission. L'effet double paroi des références 2 et 3 explique leurs meilleures performances par rapport à la référence 1. La référence 2 a une fréquence double paroi plus basse que la référence 3 et au-delà de laquelle elle a de meilleures performances jusqu'à 3000 Hz où elle devient moins performante à cause de sa faible absorption.

L'absorption est calculée avec l'option « cavity » de NOVA. Dans ce dernier, le système est excité à partir de la cavité réceptrice et l'absorption calculée est corrigée en soustrayant la contribution de la transmission à travers le panneau.

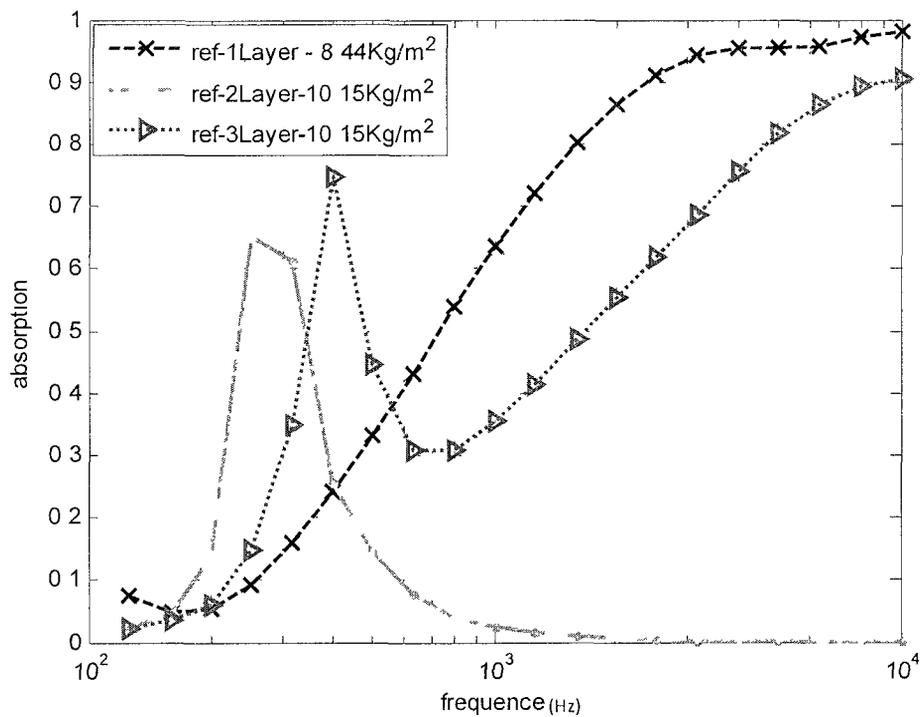


Figure 40: Courbes d'absorption des traitements de référence

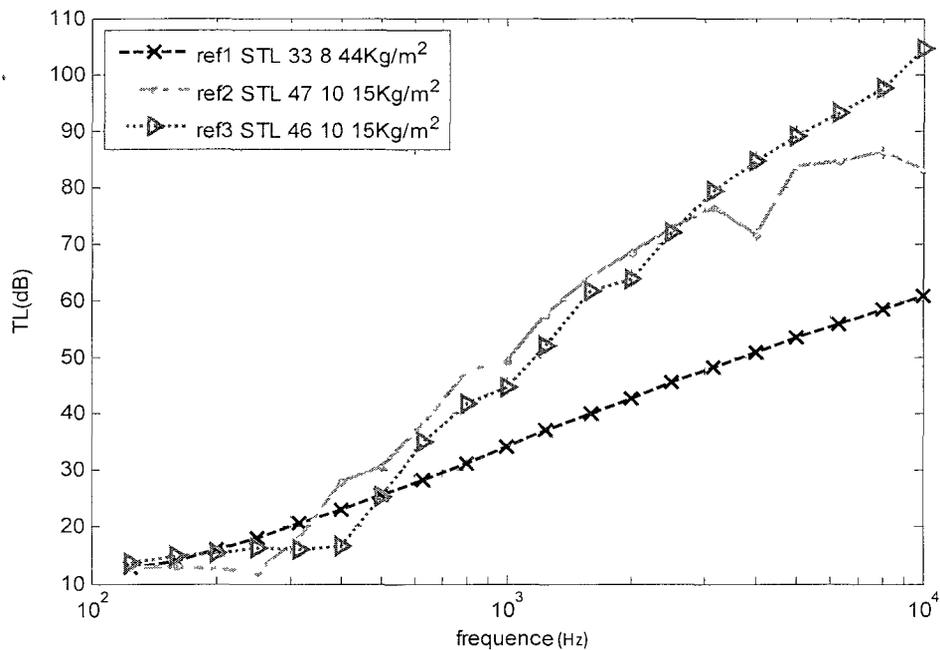


Figure 41: Perte par transmission des références

## Les concepts

Nous avons optimisé cinq concepts inspirés du galvanomètre [Duval, 2009] qui vont de concepts purement absorbants (concepts 1 et 2) à purement isolants (concept 3) en passant par des concepts combinant les deux (concepts 4 et 5) montrés à la figure 42.

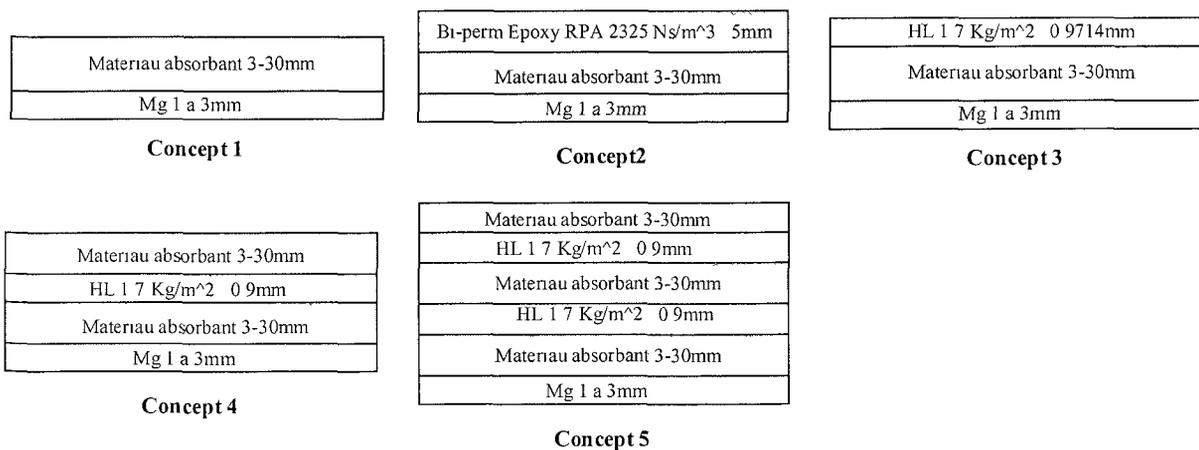


Figure 42: Les concepts à optimiser-cas du TL

### **3.1.2 Méthodologie d'optimisation**

L'optimisation consiste à considérer une configuration (un des concepts) de traitement acoustique appliqué sur une plaque en magnésium et à faire varier l'épaisseur ou le matériau d'une ou de plusieurs couches qui la compose(nt). Cette configuration peut être monocouche (concept 1) ou multicouches (les autres concepts) avec ou sans écran (masse lourde). Le code d'optimisation (décrit dans l'annexe 2) génère les épaisseurs des couches qui varient pour chaque combinaison de matériaux grâce à un algorithme génétique. Les matériaux sont choisis dans une banque de données en partie fournie par la compagnie Faurecia. Dans notre cas, on a 5 générations avec pour chacune d'elle 20 individus (les nouvelles configurations créées à partir des nouvelles épaisseurs), ce qui fait un total de 110 configurations testées pour chaque combinaison de matériau. Le nombre de combinaison de matériaux est fonction du nombre de couches (sans la plaque de base si le matériau de celle-ci est fixé) qui varie et du nombre de matériaux utilisés par la relation  $n^p$  ( $n$  le nombre de matériaux utilisés et  $p$  le nombre de couches qui varie). On peut appliquer ou non des contraintes. Pour la présente étude, l'épaisseur des écrans a été fixée (leurs propriétés pouvant n'être valables que pour cette épaisseur) et les couches de matériaux poreux varient entre 3 et 30 mm ; l'épaisseur de la plaque en magnésium est fixée ou peut varier (ici entre 1 et 3mm). Toutefois l'épaisseur totale ne peut dépasser 35mm (celle de la plaque y comprise) et la masse surfacique totale 8.45 Kg /m<sup>2</sup> qui est celle de la référence 1. Cela pour rester dans des gammes d'épaisseurs réalistes et pour pouvoir avoir des performances équivalentes ou meilleures que les références avec masse réduite. Nous n'avons pas cherché à aller en dessous de la masse de la référence 1 car pour les traitements monocouches, la réponse est essentiellement contrôlée par la masse et on ne peut donc pas espérer avoir de meilleures performances avec le magnésium avec masse réduite. On définit une fonction coût (celle décrite dans l'introduction pour cette partie) évaluée sur une certaine gamme de fréquence (ici entre 125 et 6300 Hz pour l'intelligibilité d'une conversation à l'intérieur de la cabine) et qui permet d'évaluer les performances des configurations générées et la meilleure sera retenue.

### **3.1.3 Optimisation avec l'épaisseur du magnésium variable**

Nous avons optimisé ces différents concepts en utilisant une banque de données de matériaux. La figure 43 présente les concepts optimaux obtenus avec les épaisseurs optimales des couches de feutre, leurs masses surfaciques totales et leurs valeurs de la fonction coût. La figure 44 présente la perte par transmission du concept 5 comparé aux références.

Le concept 5 donne la meilleure perte par transmission au-delà de 800 Hz avec un gain en masse d'environ 21% comparée aux références 2 et 3. Ces performances s'expliquent par une meilleure isolation comme le montre sa perte par insertion ( $TL_{avec\ traitement} - TL_{sans\ traitement}$ ) à la figure 45 grâce aux effets de doubles parois. Les résonances dues à ces doubles parois (mg-feutre-masse à 363 Hz et masse-feutre-masse à 582 Hz) altèrent l'absorption du traitement (figure 46) et contribuent, avec un effet de masse (la plaque en magnésium est moins lourde que celle en acier), aux mauvaises performances du concept 5 en dessous de 800 Hz. On note que la STL prend quand même en compte cette zone.

Feltl 600 RPA 32.5mm	Bi-perm Epoxy RPA 2325 Ns/m <sup>3</sup> 5mm	HL 1.7 Kg/m <sup>2</sup> 0.9714mm
Mg 1.8mm	Felt 1600 RPA 27.4mm	absorbing_foam 31.35mm
<b>Concept 1</b> 8.34 Kg/m <sup>2</sup> STL 37	Mg 1.27 mm	Mg 2.66mm
Dash insulator 16.7mm	Absorbing foam 7.1mm	<b>Concept 3</b> 8.4Kg/m <sup>2</sup> STL 46
HL 1.7 Kg/m <sup>2</sup> 0.9714mm	HL 1.7 Kg/m <sup>2</sup> 0.9714mm	
absorbing_foam 12.13mm	Absorbing foam 12.5mm	
Mg 1.5mm	HL 1.7 Kg/m <sup>2</sup> 0.9714mm	
<b>Concept 4</b> 8.42 Kg/m <sup>2</sup> STL 48	Absorbing foam 11.6mm	
	Mg 1.57mm	
	<b>Concept 5</b> 8.02Kg/m <sup>2</sup> STL 56	

**Figure 43 : Concepts optimisés avec l'épaisseur du Mg variable-cas du TL**

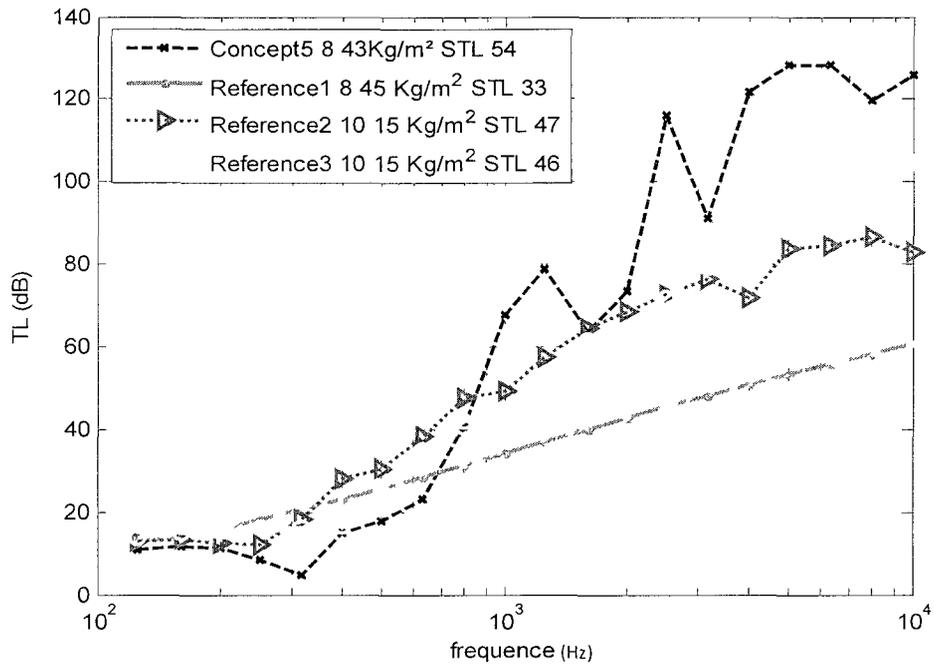


Figure 44 : Perte par transmission du concept 5 comparé aux références-Mg variable

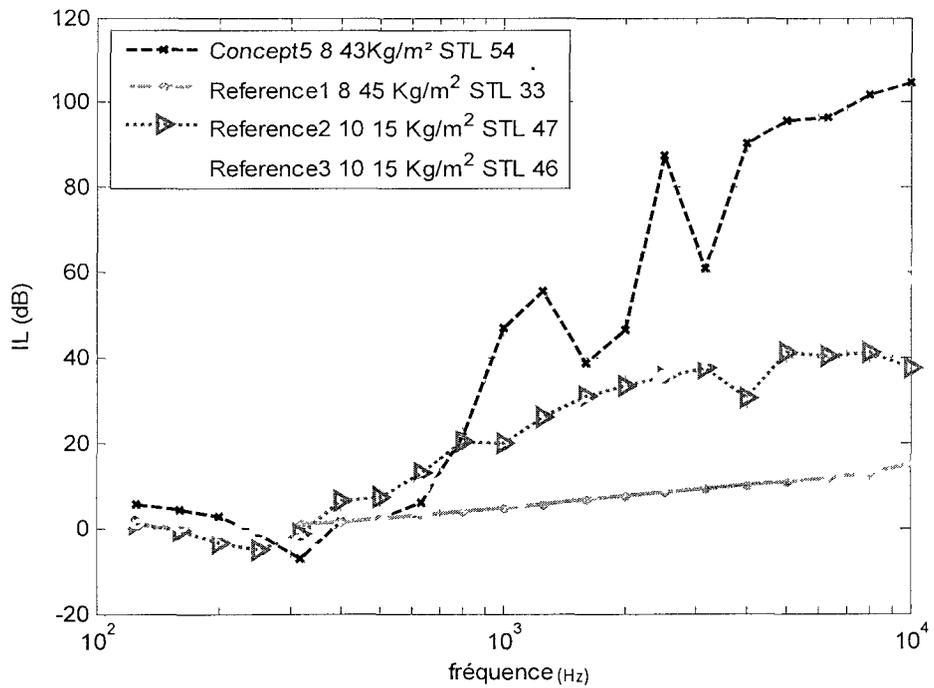
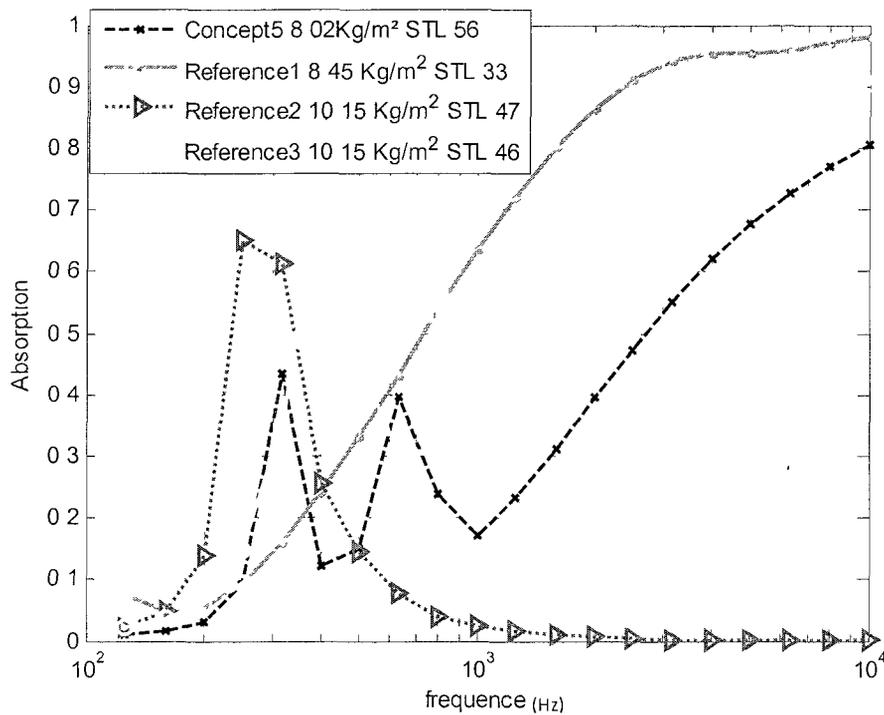


Figure 45: Perte par insertion du concept 5 vs références- Mg variable



**Figure 46: Absorption du concept 5 comparée aux références**

### 3.1.4 Optimisation : épaisseur du magnésium fixée

Dans ce cas nous avons fixé l'épaisseur du magnésium à 2mm ce qui fait un gain en d'environ 50% en masse par rapport au 0.9mm d'acier de référence. L'AZ31-B, le magnésium utilisé, d'épaisseur 2mm, s'est aussi révélé avoir de bonnes performances vibratoires [Atalla et al, 2008]. Les paramètres d'optimisation sont les mêmes que ceux décrits précédemment (3.1.2). Les concepts optimaux avec les épaisseurs optimales des couches de feutre, leurs masses surfaciques totales et leurs valeurs de la fonction coût sont donnés à la figure 47. La figure 48 présente la perte par transmission des optimaux des concepts et la figure 49 leurs absorptions.

Ici encore le concept 5 donne les meilleures performances globales en termes de perte par transmission comparé aux autres concepts et aux références. Il profite doublement de l'effet double paroi grâce à ces deux écrans. Il permet un gain en masse d'environ 17% par rapport aux références 2 et 3.

Les contraintes en masse et en épaisseur favorisent l'apparition de matériaux légers (« epoxy felt » 58 Kg/m<sup>3</sup>, « absorbing foam » 65 Kg/m<sup>3</sup>) dans le cas des concepts avec l'écran HL 1, 7 Kg/m<sup>2</sup> et de matériaux denses (« felt 1600 RPA 160 Kg/m<sup>3</sup> ») dans le cas des concepts sans écran.

Felt 1600 RPA 30mm	Bi-epoxy RPA 2325 Ns/m <sup>3</sup> 5mm	HL 1 7 Kg/m <sup>2</sup> 0 9714mm
Mg 2 mm	Felt 1600 RPA 21 64 mm	absorbing_foam 30mm
<b>Concept 1</b> 8 3 Kg/m <sup>2</sup> STL 36	Mg 2mm	Mg 2mm
	<b>Concept 2</b> 8 34Kg/m <sup>2</sup> STL 37	
Felt 1600 RPA 13mm	absorbing_foam 4 1mm	
HL 1 7 Kg/m <sup>2</sup> 0 9mm	HL 1 7 Kg/m <sup>2</sup> 0 9714mm	
absorbing_foam 17 8mm	absorbing_foam 7 15mm	
Mg 2mm	HL 1 7 Kg/m <sup>2</sup> 0 9714mm	
<b>Concept 4</b> 8 44Kg/m <sup>2</sup> STL 46	Epoxy felt 14 7 mm	
	Mg 2mm	
	<b>Concept 5</b> 8 43Kg/m <sup>2</sup> STL 54	

**Figure 47: Concepts optimisés avec l'épaisseur du Mg fixée à 2mm-cas du TL**

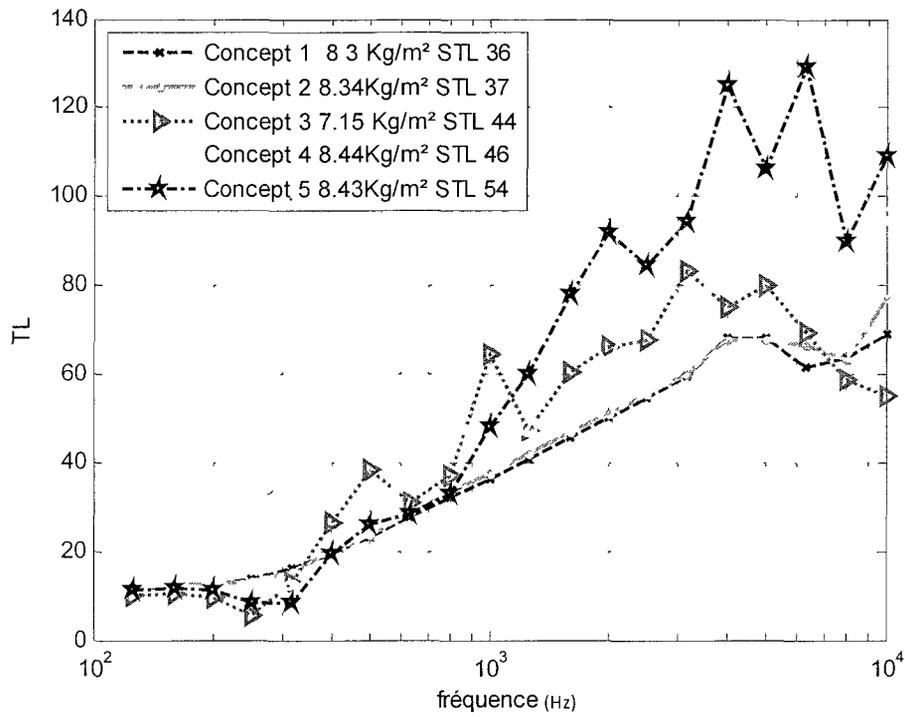


Figure 48: Perte par transmission des optimaux des concepts

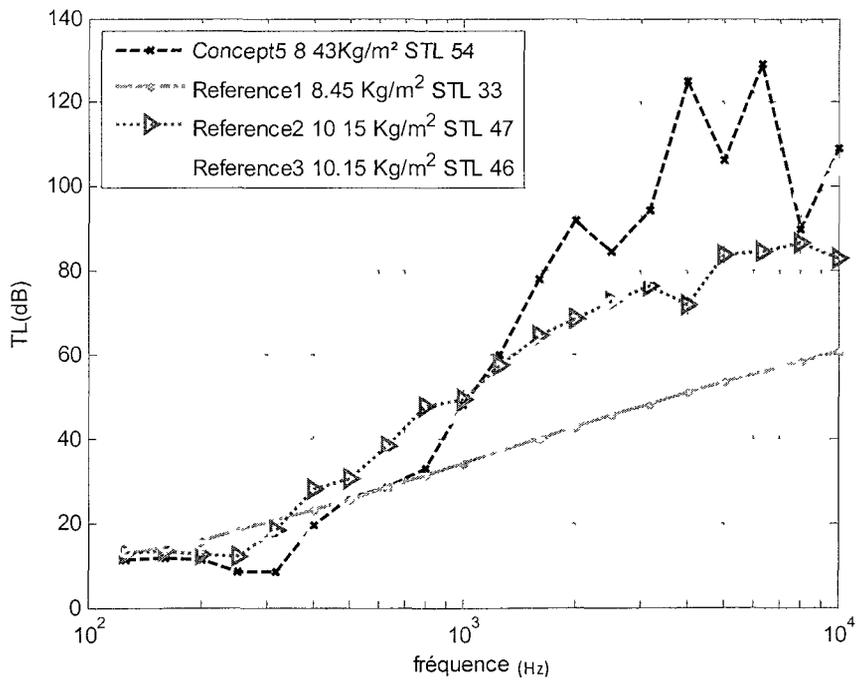


Figure 49 : Perte par transmission du concept 5 vs. références-Mg 2mm

## 3.2 Optimisation de l'indice d'isolement brut

### 3.2.1 Introduction

Dans cette partie nous avons établi un modèle SEA, implémenté sous Matlab, pour déterminer l'indice d'isolement brut (Noise Reduction NR) du système présenté à la figure 50. La NR est le critère le plus pertinent pour classer différents concepts de traitements [Duval & al, 2009] en permettant de tenir compte de l'isolation de la paroi et de l'absorption (réverbération) de la cabine.

Le système SEA (figre 50) est constitué :

- d'une cavité source représentant le compartiment moteur
- d'une plaque avec traitement acoustique représentant le tableau de bord (dash)
- d'une cavité réception représentant l'habitacle

Par la suite ce modèle sera utilisé pour optimiser la NR de différents traitements appliqués sur le tablier.

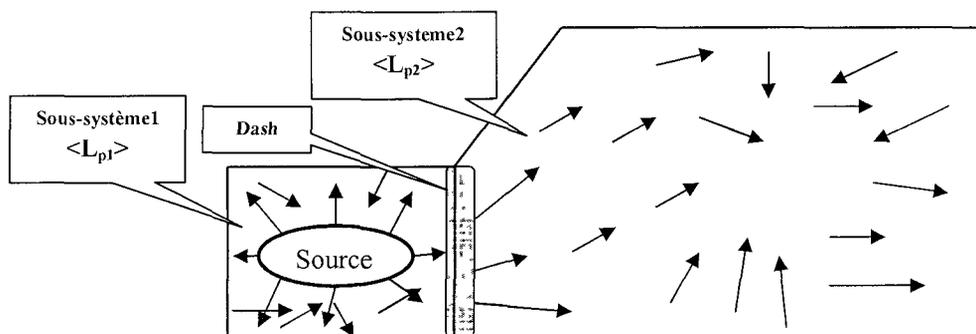


Figure 50: Sous-systèmes du modèle SEA

### 3.2.2 Equations régissant le comportement du système

Les équations traduisant les flux de puissance de la figure 7 et représentant le système de la figure 50 sont données par [LYON R.H. & al., 1975]:

$$\begin{cases} \Pi_{1,diss} + \sum_{j=2}^3 \Pi_{1j} - \sum_{j=2}^3 \Pi_{j1} = \Pi_{1,m} \\ \Pi_{2,diss} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq 2}}^3 \Pi_{2j} - \sum_{j=1}^3 \Pi_{j2} = 0; \\ \Pi_{3,diss} + \sum_{j=1}^2 \Pi_{3j} - \sum_{j=1}^2 \Pi_{j3} = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Les indices 1, 2 et 3 sont respectivement associés à la cavité moteur, la plaque et l'habitacle.

Les puissances dissipées dans chaque sous-système  $\Pi_{1,2,3,diss}$  et les puissances échangées entre les sous-systèmes  $\Pi_{ij}$ , sont définies en termes de facteurs de pertes  $\eta_j$ , de facteurs de pertes par couplage  $\eta_{ij}$  et d'énergies totales  $E_j$  dans les trois sous-systèmes par les relations :

$$\begin{cases} \Pi_{j,diss} = \omega \eta_j E_j \\ \Pi_{ij} = \omega \eta_{ij} E_j \end{cases} \quad (7)$$

Sous forme matricielle ces relations donnent:

$$\omega \begin{bmatrix} (\eta_1 + \eta_{12} + \eta_{13}) & -\eta_{21} & -\eta_{31} \\ -\eta_{12} & (\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23}) & -\eta_{32} \\ -\eta_{13} & -\eta_{23} & (\eta_3 + \eta_{31} + \eta_{32}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Pi_{1,m} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

On a la relation de réciprocité  $\eta_{ij} n_i = \eta_{ji} n_j$  où les termes  $n_j$  sont les densités modales.

Le facteur  $\eta_{21}$  est relié à l'efficacité de rayonnement  $\sigma_{ray}$  du panneau par [Atalla N, 2009]:

$$\eta_{21} = \frac{\rho_3 c_3}{\omega m_2} \sigma_{ray} = \eta_{23} \quad (9)$$

où  $m_2$  est la masse surfacique du panneau,  $\rho_3 c_3$  l'impédance acoustique de la cavité 3.

Le coefficient  $\eta_{13}$  est calculé à partir de la loi de masse par [Atalla N, 2009] :

$$\eta_{13} = \frac{c_0 S_p}{4 \omega V_1} \tau_{13} \quad (10)$$

$$\tau_{13} = \left( \frac{2\rho_0 c_0}{\omega m} \right)^2 \ln \left[ 1 + \left( \frac{\omega m}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right] \quad (11)$$

La densité modale pour une plaque est donnée [Atalla N, 2009] :

$$n_p = \frac{S_p}{4\pi} \sqrt{\frac{m_2}{D}} \quad (12)$$

où  $S_p$  est l'air de la plaque,  $D$  sa rigidité de flexion et  $m_2$  sa masse surfacique.

Pour une cavité la densité modale est donnée par [Atalla N, 2009]:

$$n_c \cong \frac{V \omega^2}{2\pi^2 c_0^3} + \frac{A \omega}{8\pi^2 c_0^2} + \frac{P}{16\pi c_0} \quad (13)$$

où  $A$  est la surface intérieure de la cavité,  $P$  son périmètre,  $V$  son volume et  $c_0$  la vitesse du son dans la cavité.

L'isolement brut NR est donné par (hypothèse champ diffus) [Atalla N, 2009]:

$$NR = 10 \log_{10} \frac{E_1}{E_3} - 10 \log_{10} \frac{V_1}{V_3} \quad (14)$$

où  $E_1$  et  $E_3$  sont les énergies,  $V_1$  et  $V_3$  les volumes des cavités source et réceptrice.

### 3.2.3 Prise en compte d'un traitement acoustique dans une approche SWL

Le traitement acoustique appliqué sur un coté du panneau a un effet direct sur quatre facteurs de perte [CIMMERMAN B & BREMER P., 1995] :

- Facteurs de perte par couplage :  $\eta_{23}$  et  $\eta_{32}$

Le traitement se comporte comme un obstacle aux ondes acoustiques rayonnées du panneau.  $\eta_{23}$  est calculé en supposant que le traitement est latéralement infini. Ainsi l'isolement brut calculé par la méthode TMM peut directement être utilisé pour calculer ce facteur :

$$\eta_{23} = \frac{\rho_3 c_3}{\omega m_2} \sigma_{ray} \cdot 10^{-(IL)/10} \quad (15)$$

où

- $\sigma_{ray}$  est l'efficacité de rayonnement du panneau
- $m_2$  est la masse surfacique du panneau
- $\rho_3 c_3$  est l'impédance acoustique de la cavité 3
- $\omega$  est la fréquence angulaire
- $IL = TL_{panneau-traité} - TL_{panneau-nu}$

$IL$  est calculé en utilisant le logiciel NOVA développé au GAUS.

- Facteurs de perte par couplage non-résonant :  $\eta_{13}$  et  $\eta_{31}$

La formule (10) est modifiée comme suit :

$$\eta_{13} = \frac{c_0 S_p}{4 \omega V_1} 10^{-(TL_{tm})/10} \quad (16)$$

$TL_{tm}$  est la perte par transmission du panneau avec traitement acoustique calculée avec la méthode des matrices de transfert avec NOVA.

- Le facteur de perte de la cavité réceptrice:  $\eta_3$

La formule reste la même mais on tient compte de l'absorption du traitement.

$$\eta_3 = \frac{c_0 A_3}{4 V_3 \omega} \alpha_3 \quad (17)$$

Le coefficient d'absorption de la cavité est estimé par [BERANEK L.L. & al., 1992]:

$$\bar{\alpha}_3 = \frac{\sum A_i \alpha_i}{\sum A_i} = \frac{A_\alpha}{A} \quad (18)$$

où :

- $A_i$  est la surface de chaque face de la cavité
- $\alpha_i$  le coefficient d'absorption de chaque face

NOVA est utilisé pour calculer le coefficient d'absorption de la face du tablier. Dans NOVA le système est excité à partir de la cavité réceptrice et l'absorption calculée est corrigée en soustrayant la contribution de la transmission à travers le panneau. Par suite on corrige l'absorption de la cabine avec l'équation 18.

- Le coefficient d'amortissement du panneau :  $\eta_2$

L'ajout du traitement agit comme un traitement amortissant sur le panneau. L'amortissement total dû au panneau nu et au traitement est calculé avec la formule [Atalla & Balouet, 2007]:

$$\eta_{tot} = \eta_{panneau-nu} + \eta_{traitement} = \eta_{panneau-nu} + \frac{\prod_{dissipée}^{traitement}}{\omega E_{panneau-nu}} \quad (20)$$

où :

- $\eta_{panneau-nu}$  est le facteur de perte du panneau nu
- $\eta_{traitement}$  est le facteur de perte du traitement
- $E_{panneau-nu}$  est l'énergie du panneau nu
- $\prod_{dissipée}^{traitement}$  est la puissance dissipée dans le traitement

Dans NOVA la puissance dissipée dans le traitement est obtenue en imposant au nombre d'onde du panneau un mouvement de piston au niveau de la première couche du traitement et une condition de pression relâchée au niveau de la dernière couche.

### 3.2.4 Validation du modèle

Le modèle a été validé avec Va One. Les dimensions du système sont données sur la figure 51. Des traitements ont été appliqués sur le toit et le plancher de la cabine (figure 51). La figure 52

présente le coefficient d'absorption de la cabine aucun traitement n'est appliqué sur le tablier. Dans cette validation les dimensions de la plaque ont été prises en compte (correction avec la méthode FTTM à l'aide du logiciel NOVA).

Une bonne corrélation a été obtenue entre le présent modèle programmé sur Matlab et Va-One aussi bien pour le cas nu où aucun traitement n'est appliqué sur le panneau en acier 0.9mm (figure 53) que pour le cas SWL (figure 54) où on a une couche 25mm de feutre (Absorbing foam) a été appliquée.

Les légères différences en basses fréquences et en hautes fréquences sont dues à une prise en compte différente de la perte par transmission (TL) de la plaque nue, en particulier, la correction pour tenir compte des dimensions de la plaque. En effet sur la figure 55, la perte par transmission calculée avec NOVA a été appliquée et une superposition quasi parfaite des deux modèles a été obtenue.

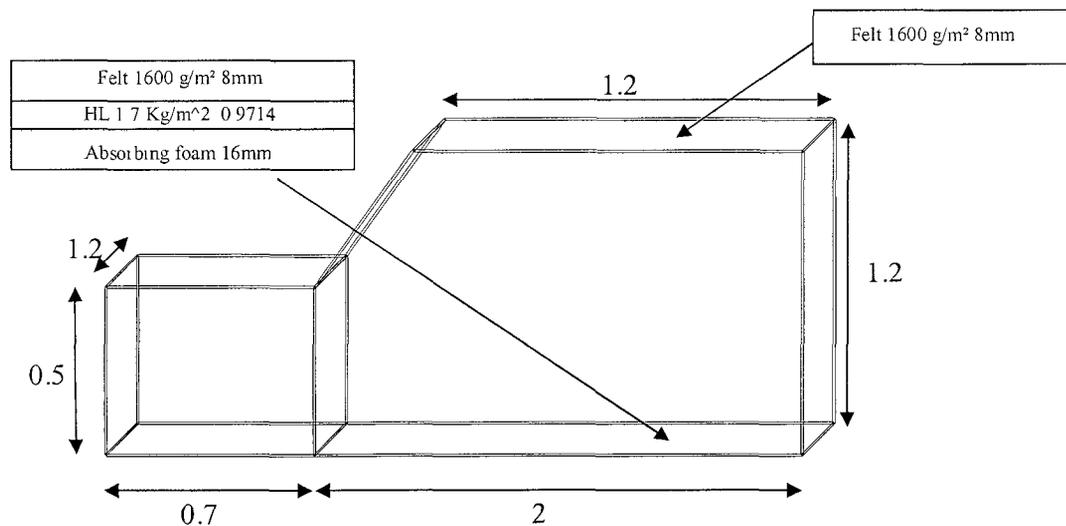


Figure 51: Géométrie du système SEA

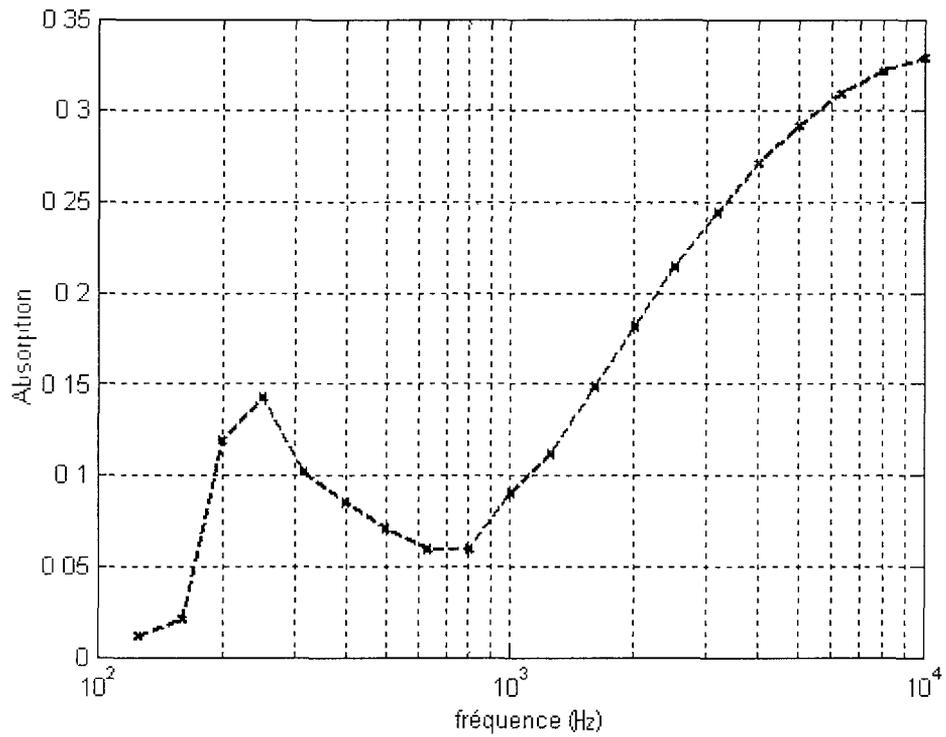


Figure 52: Absorption de la cabine avec le tablier nu

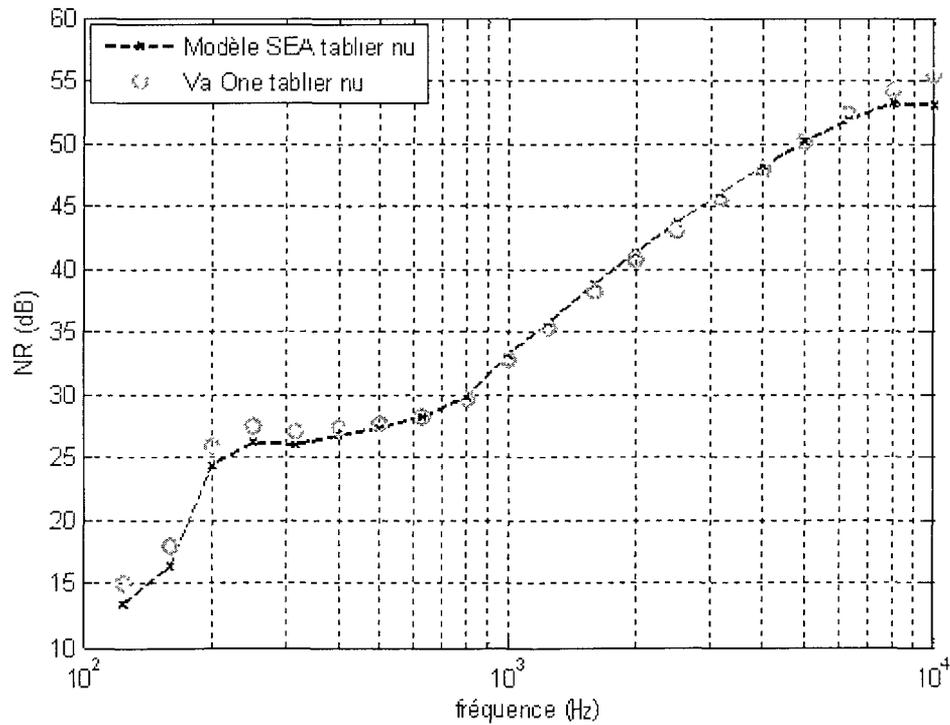
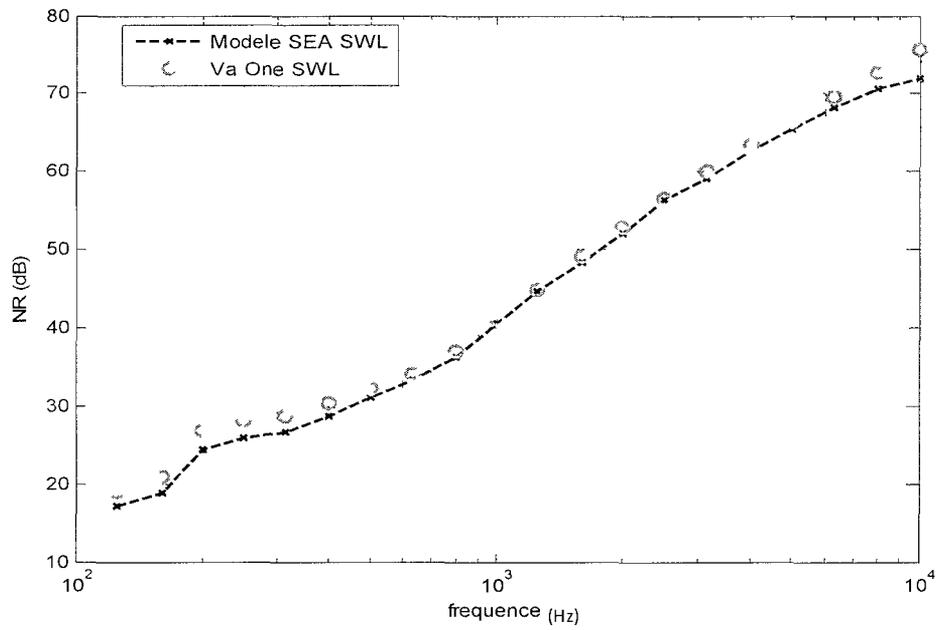
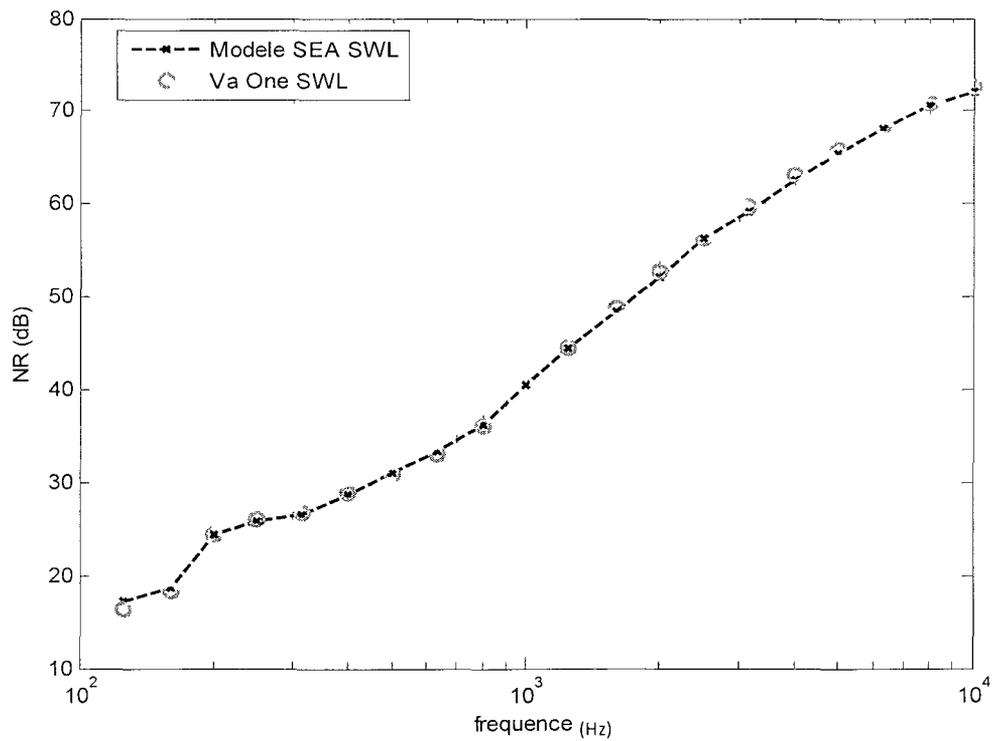


Figure 53: Validation du modèle SEA-Cas nu



**Figure 54: Validation du modèle SEA-Cas SWL**



**Figure 55: Validation du modèle SEA- Correction du TL**

### 3.2.5 Résultats de l'optimisation du NR

Dans cette partie nous présenterons les résultats de l'optimisation de l'indice d'isolement brut NR des différents concepts de traitements présentés à la figure 56. Le modèle SEA présenté ci-haut a été utilisé pour maximiser la moyenne arithmétique (Av. NR) du NR de ces concepts sur la gamme de fréquence 125-6300 Hz et qui est donnée par :

$$\text{Av. NR} = \frac{1}{18} \sum_{i=1}^{18} NR_i \quad (20)$$

où les  $NR_i$  sont les indices d'isolement bruts aux fréquences centrales des bandes de tiers d'octave de 125 à 6300 Hz.

Dans un premier temps, la plaque de base est du magnésium d'épaisseur 2 mm et dans un second temps une plaque laminée.

Les concepts optimisés seront comparés aux références présentées à la figure 39. Les paramètres d'optimisation et les contraintes appliquée sont les mêmes que celles décrites dans la méthodologie d'optimisation.

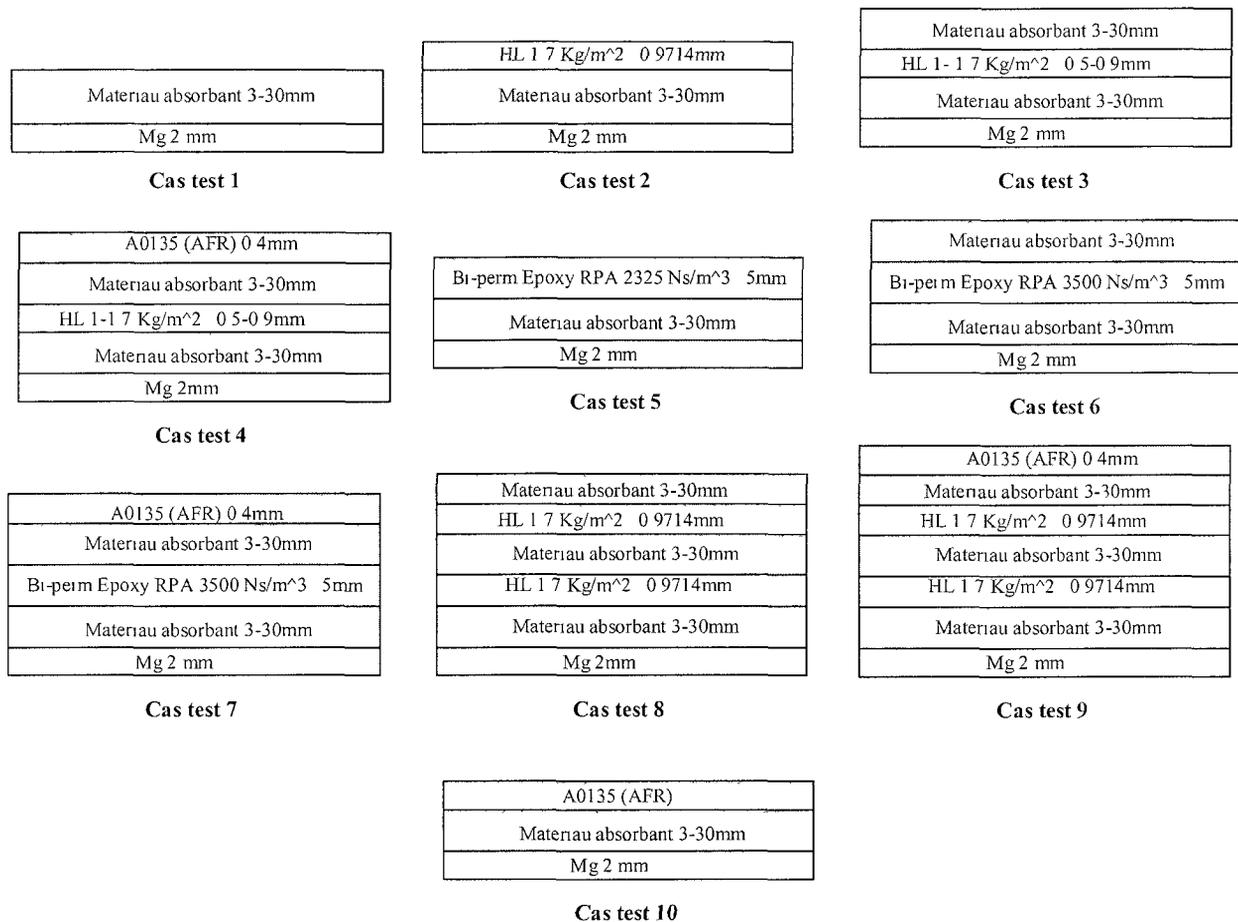


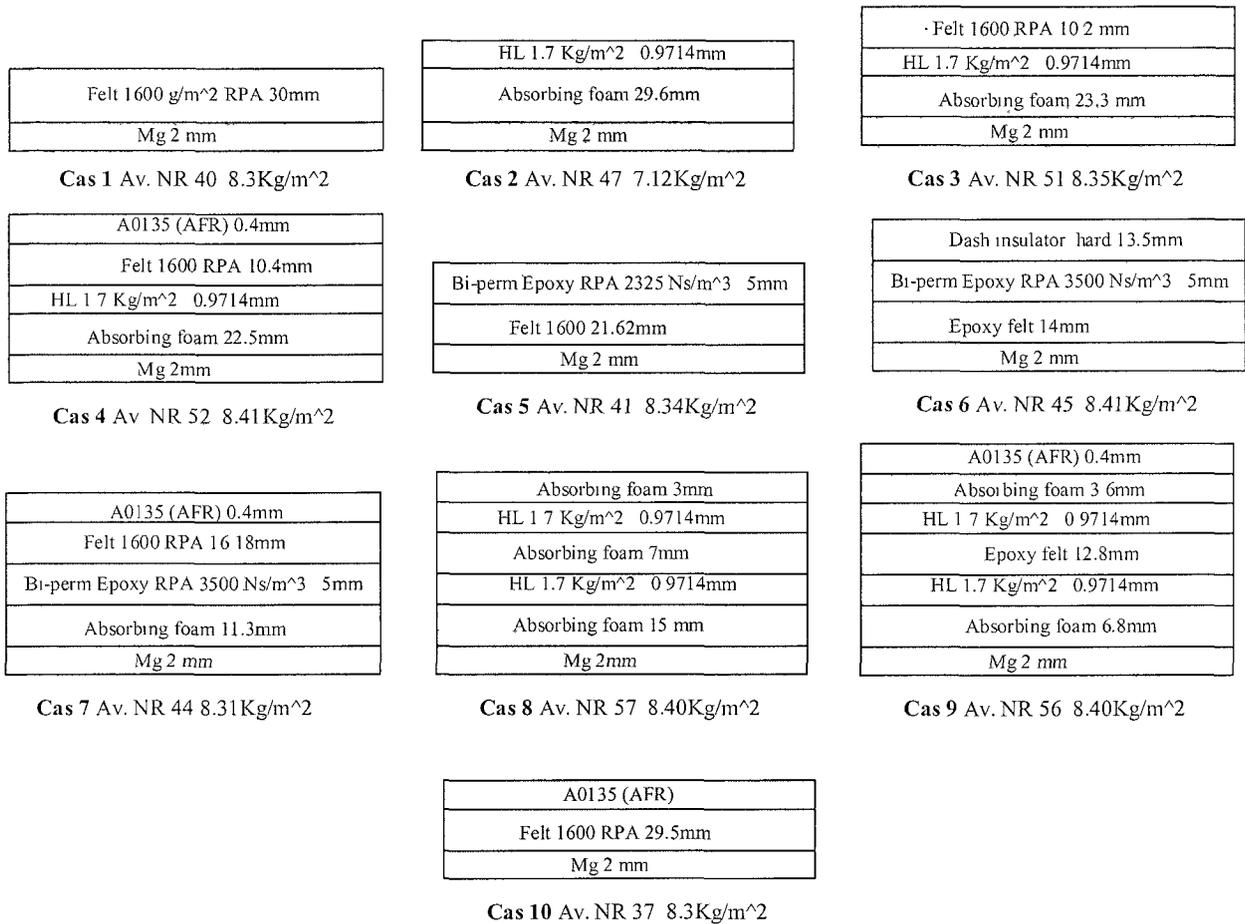
Figure 56: Concepts à optimiser-cas du NR

### 3.2.6 Cas d'une plaque simple comme tablier

La figure 57 présente les configurations optimales issues de l'optimisation avec les épaisseurs optimales des matériaux poreux, leurs masses totales (incluant la plaque) et la valeur du NR global, Av. NR. Ici encore les cas 8 (concept 5 dans le cas du TL) et 9 présentent les meilleures performances globales sur la zone optimisée.

Par la suite nous étudierons plus en détails les cas 1, 2, 3 et 8.

Une comparaison sera effectuée pour voir l'effet de la couche de feutre perméable et très résistante à l'écoulement de l'air l'AFR A0135.



**Figure 57: Concepts optimisés-cas du NR**

### Cas 1

Pour comprendre l'allure des courbes de NR, rappelons qu'au dessous de la fréquence critique la transmission est contrôlée par les modes non-résonants et est représentée par le chemin 1-3 (voir équation 17). Par ailleurs, en champ réverbéré, le NR peut être approximé par l'équation des cavités réverbérantes couplées ci-après :

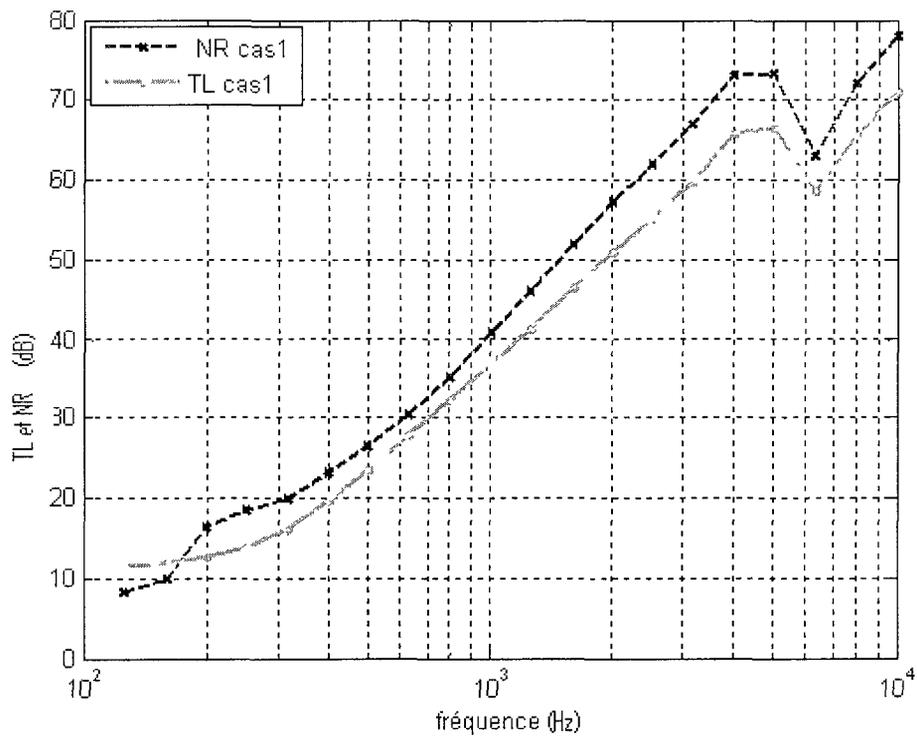
$$NR = TL - 10 \log_{10} \left( \frac{S_p}{A_\alpha} \right) \quad (21)$$

où  $S_p$  est la surface du tablier et  $A_\alpha$  l'aire d'absorption sabine de la cavité réceptrice définie par (voir équation 19) :

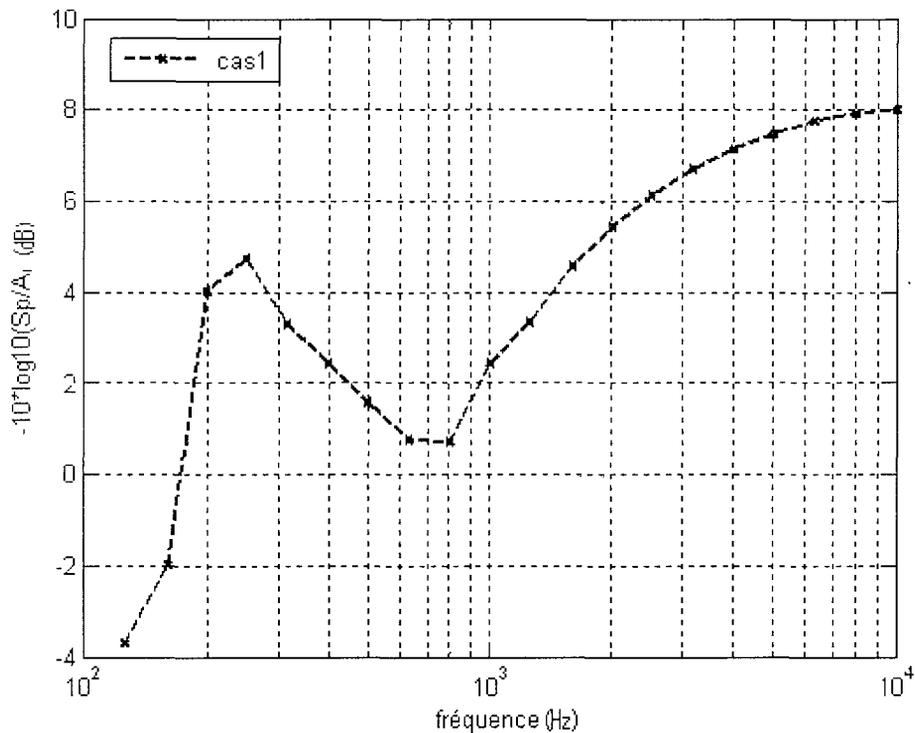
$$A_{\alpha} = \sum_i A_i \alpha_i \quad (22)$$

où les  $A_i$  sont les aires des parois de la cavité et les  $\alpha_i$ , leurs coefficients d'absorption.

Ainsi l'effet de l'absorption de la cabine, en particulier celui de l'absorption du traitement appliqué sur le tablier se traduit directement par le terme ajouté sur le TL dans l'équation 19. Ainsi on peut voir sur la figure 58 que l'allure du NR est déterminée par celle du TL et du terme ajouté (figure 59). On note que le terme d'absorption ajouté dans le cas du tablier nu correspond assez rigoureusement à celui de la référence 2 (à cause de l'écran qui fait office de tablier nu).



**Figure 58: Comparaison du TL et du NR**



**Figure 59: Terme d'absorption ajouté au TL**

Ainsi le cas 1 qui est un traitement absorbant au niveau du galvanomètre (figure 12) bénéficie d'un bon effet de l'absorption ajouté (figure 62) en dessous de 600 Hz compensant sa plus faible perte par transmission (figure 61) par rapport à la référence 1. Au-delà de 600 Hz sa meilleure perte par transmission lui assure de meilleures performances globales par rapport à la référence 1 à masse égale malgré la chute du TL dû à la fréquence critique (~6000 Hz). Le cas1 ne peut concurrencer les références 2 et 3 qui jouissent de l'effet double paroi.

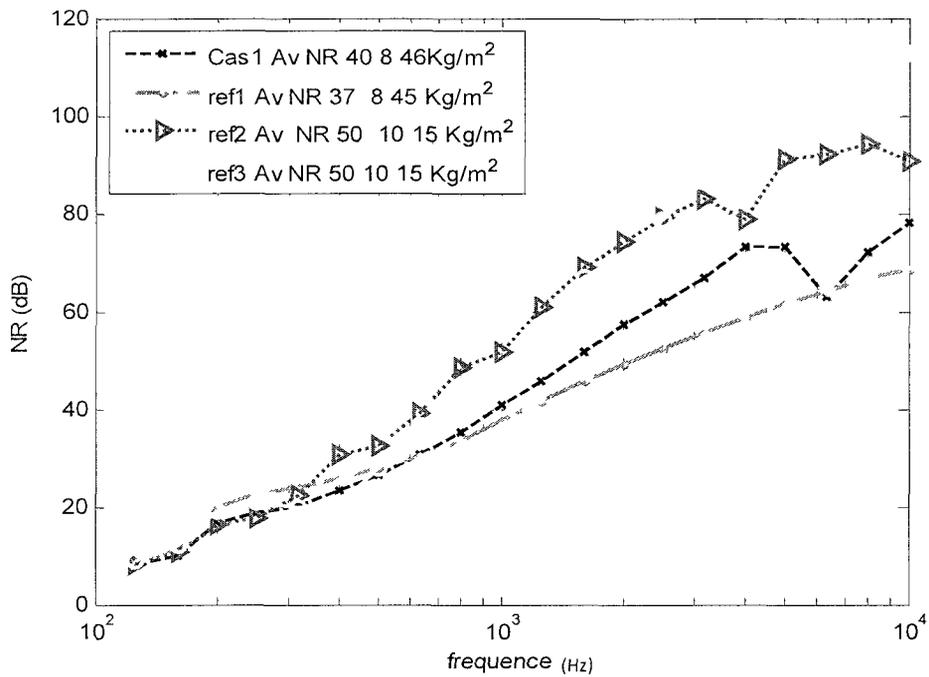


Figure 60: NR du cas 1 comparée aux références

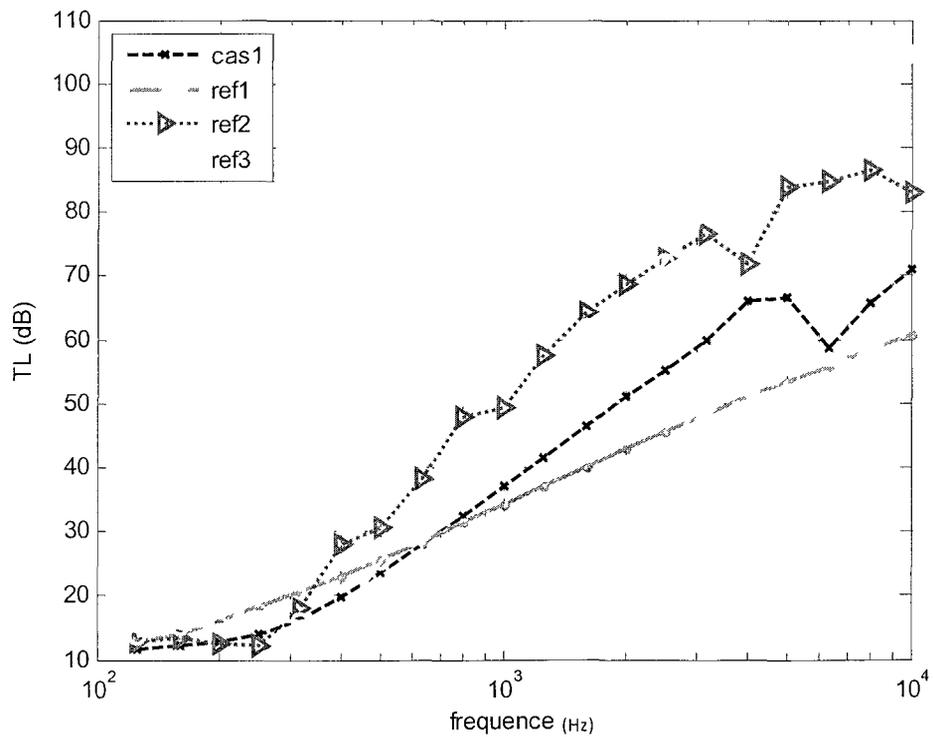
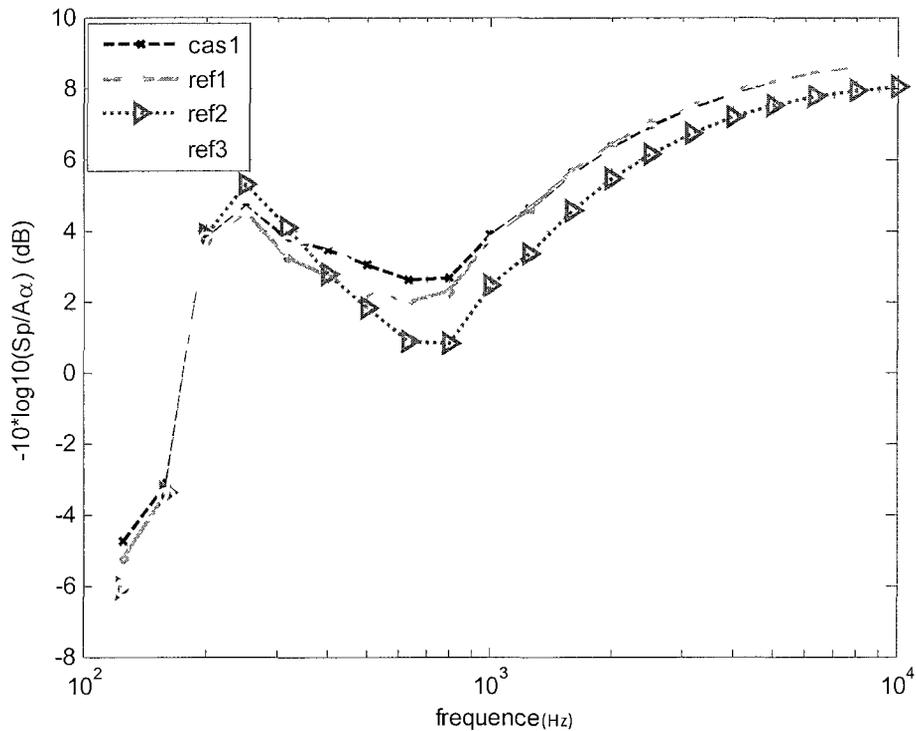


Figure 61: Perte par transmission du cas 1 comparée aux références



**Figure 62: Terme d'absorption ajouté au TL du cas1 vs références**

## Cas 2

Le cas 2 qui est un concept purement isolant sur le galvanomètre ainsi que la référence 2, ne bénéficie ici d'aucun effet d'absorption ajouté (figure 65), le terme ajouté au TL n'étant que ceux appliqués sur le toit et le plancher. Ses performances en isolation (figure 64) en dessous de 5000 Hz lui confèrent un NR (figure 63) similaire aux références 2 et 3 et il jouit de l'effet double paroi par rapport à la référence 1.

En hautes fréquences le NR du cas 2 s'altère et cela est dû à un effet combiné de la chute due à la fréquence critique (6000 Hz) et à la première fréquence (5800 Hz) des résonances de cavité. En effet, ces fréquences sont approximées par la formule [Berry A, 2009]

$$f_n = \frac{nc_0}{2e} \quad (23)$$

où  $n$  est un entier naturel,  $f_n$  la fréquence de résonance d'indice  $n$ ,  $c_0$  la vitesse du son dans l'air (343 m/s) et  $e$  l'épaisseur de la cavité.

La formule (23) est valable pour une cavité remplie d'air. Dans le cas où la cavité est remplie d'un matériau poreux, l'élasticité de ce dernier joue un rôle dans la suppression des resonances. Ainsi cette première résonance de cavité est plus ressentie au niveau du cas 2 qu'au niveau de la référence 2 car le matériau qui remplit sa cavité (*l'absorbing foam*) est plus rigide que celui qui remplit la cavité de la référence 2 (« *l'epoxy felt* » ou *feutre époxy*) et induit ainsi un couplage plus important avec les parois. En effet le module de Young de *l'absorbing foam* est de 17000 N/m<sup>2</sup> contre 6000 N/m<sup>2</sup> pour le feutre époxy.

L'utilisation d'une plaque laminée apporterait plus d'amortissement et permettrait d'éliminer la chute due à la fréquence critique.

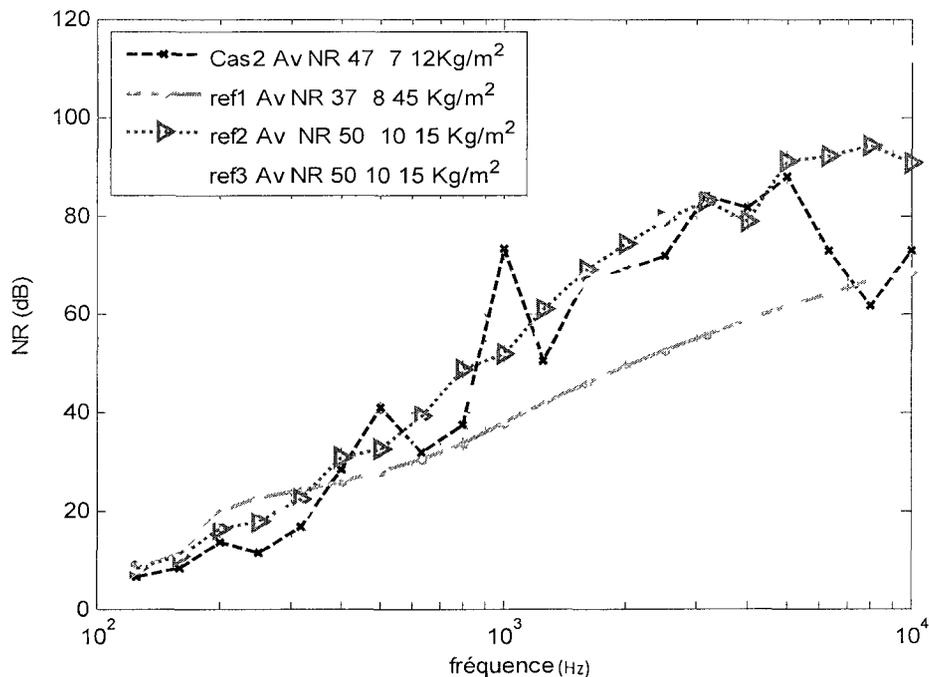


Figure 63: NR du cas 2 comparée aux références

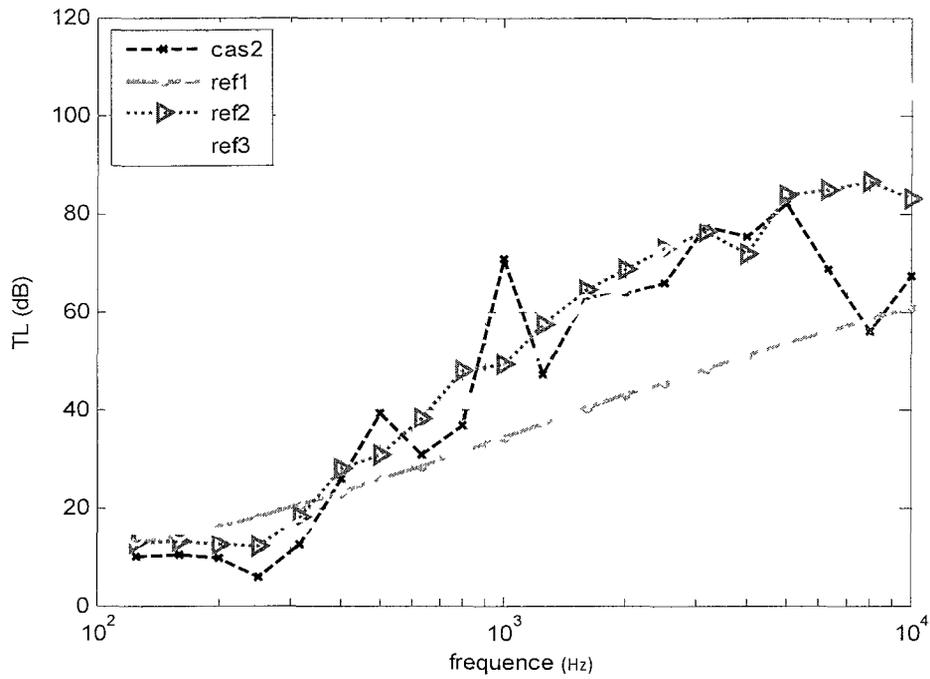


Figure 64: Perte par transmission du cas 2 comparée aux références

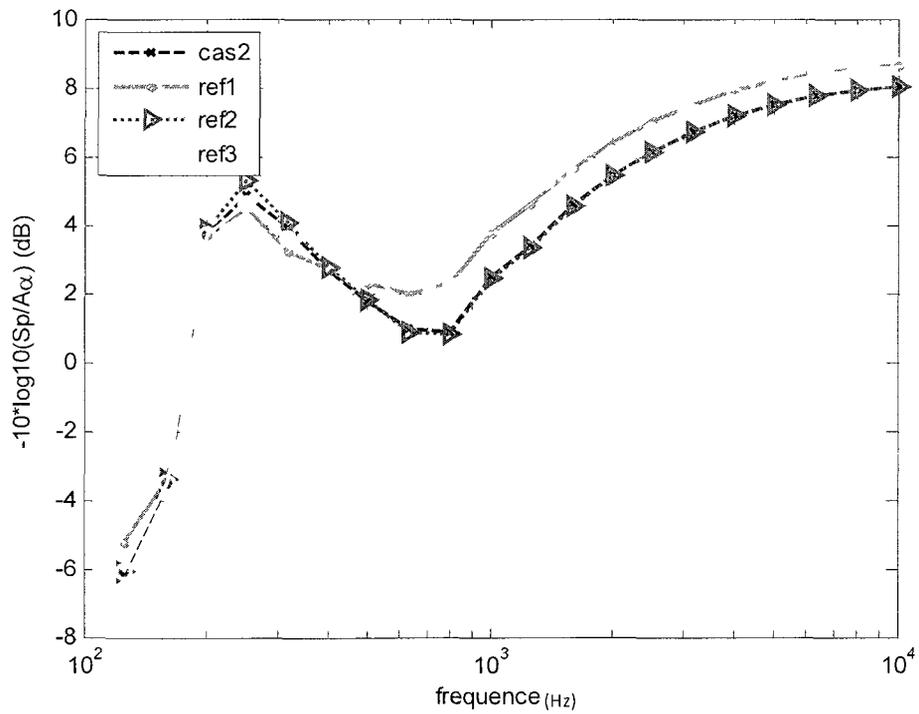


Figure 65: Terme d'absorption ajouté au TL du cas2 vs références

### Cas 3

Le cas 3 a des performances en termes de NR (figure 66) très similaires à celles des références 2 et 3 avec un gain en masse d'environ 17% grâce a une bonne perte par transmission (figure 67) et d'un effet de l'absorption ajoutée (figure 68) similaire à la référence 3 et meilleur que la référence 2.

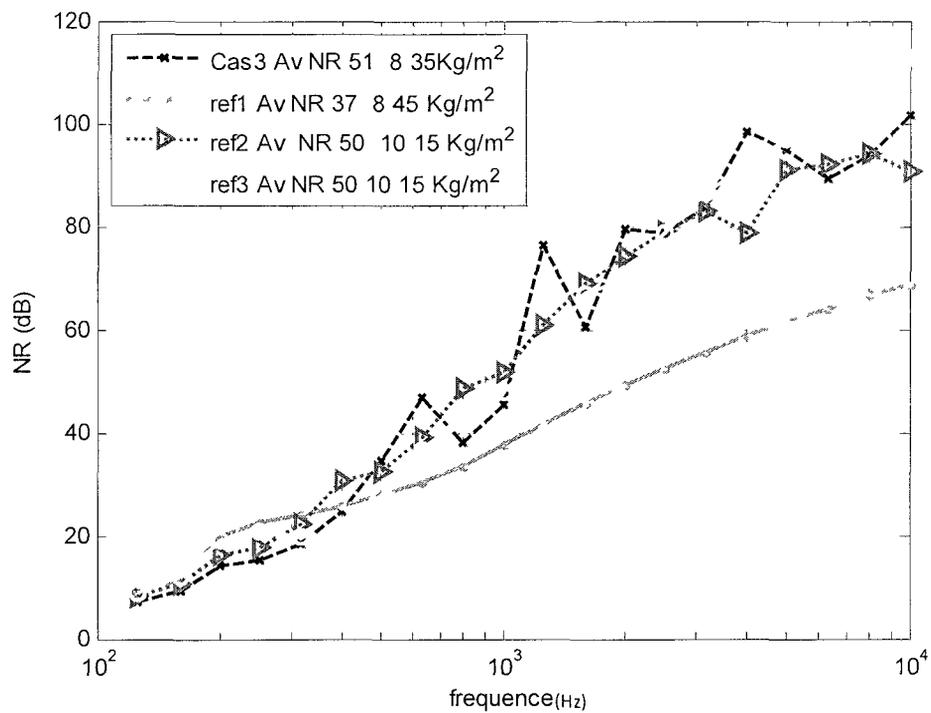


Figure 66: NR dus cas 3 comparée aux références

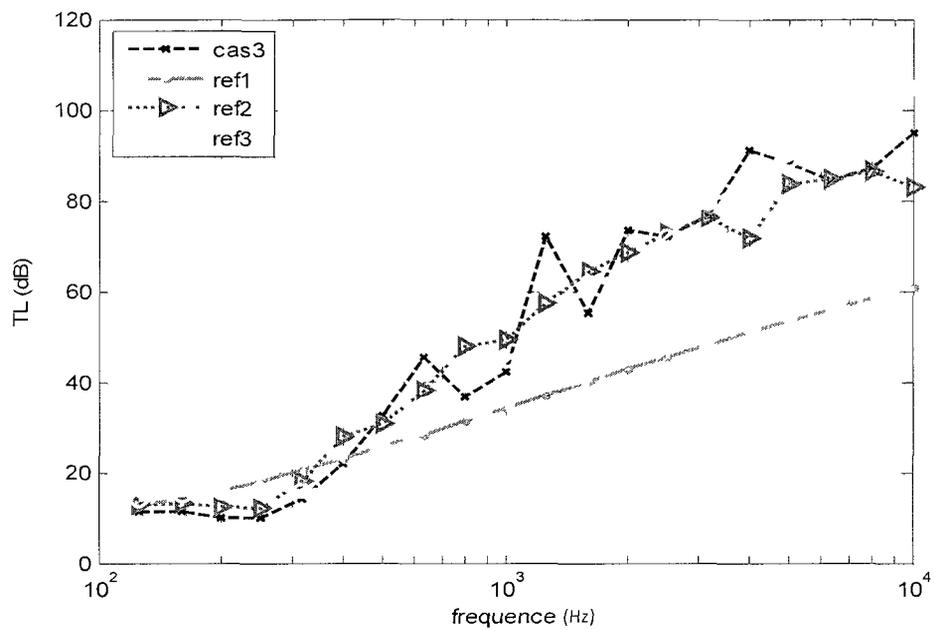


Figure 67: Perte par transmission cas 3 comparée aux références

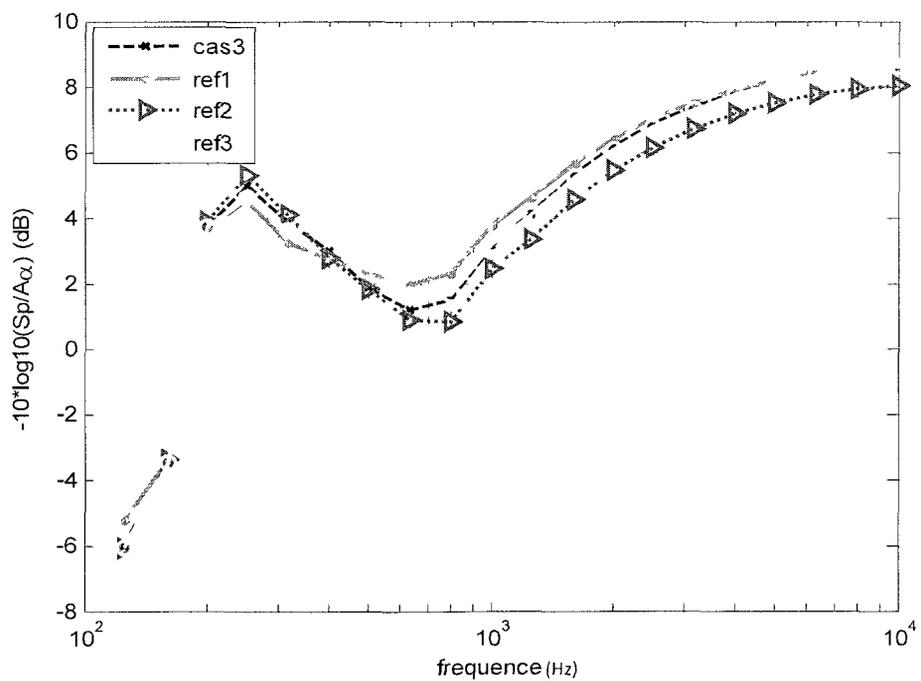


Figure 68: Terme d'absorption ajouté au TL du cas3 vs références

## Cas 8

Le cas 8 a des performances en termes de NR (figure 69) meilleures que celles des références 2 et 3 avec un gain en masse d'environ 17% grâce à une bonne perte par transmission (figure 70) au dessus de 1000 Hz et malgré un effet de l'absorption ajoutée (figure 71) moins important.

La contrainte en masse a favorisé l'émergence de l'*absorbing foam* ( $65 \text{ Kg/m}^3$ ) comme matériau optimal pour compenser la masse des écrans (voir figure 57).

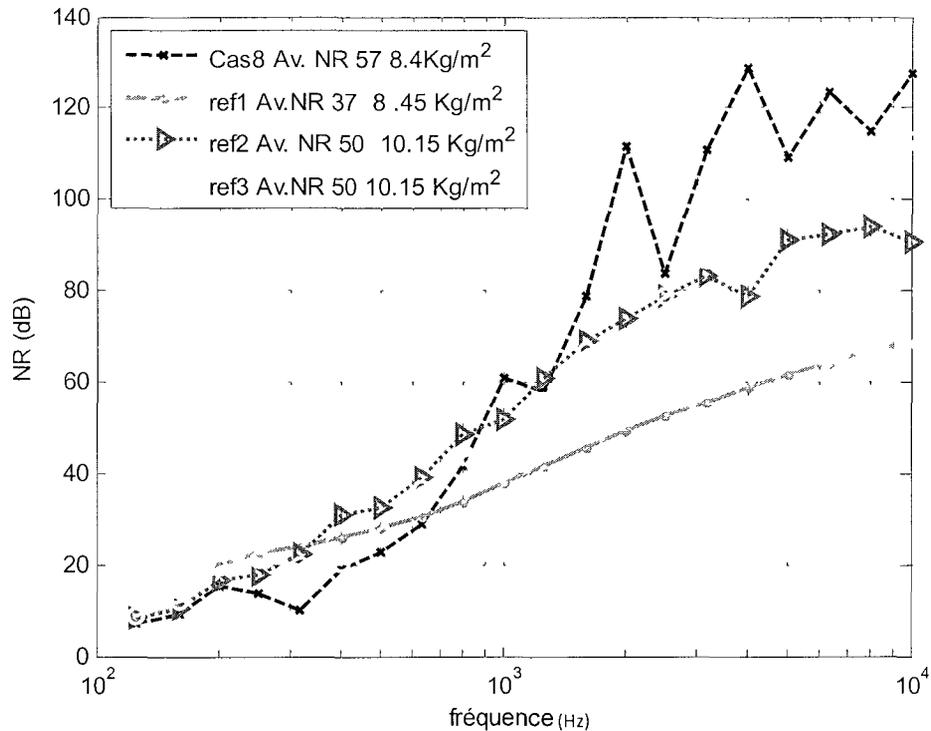


Figure 69 : NR dus cas 8 comparée aux références

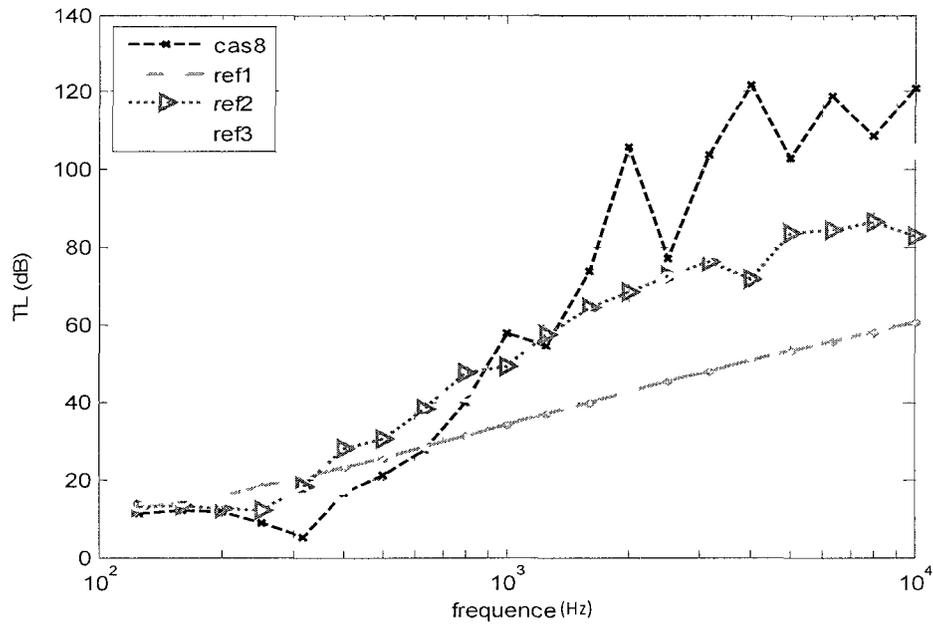


Figure 70 : Perte par transmission cas 8 comparée aux références

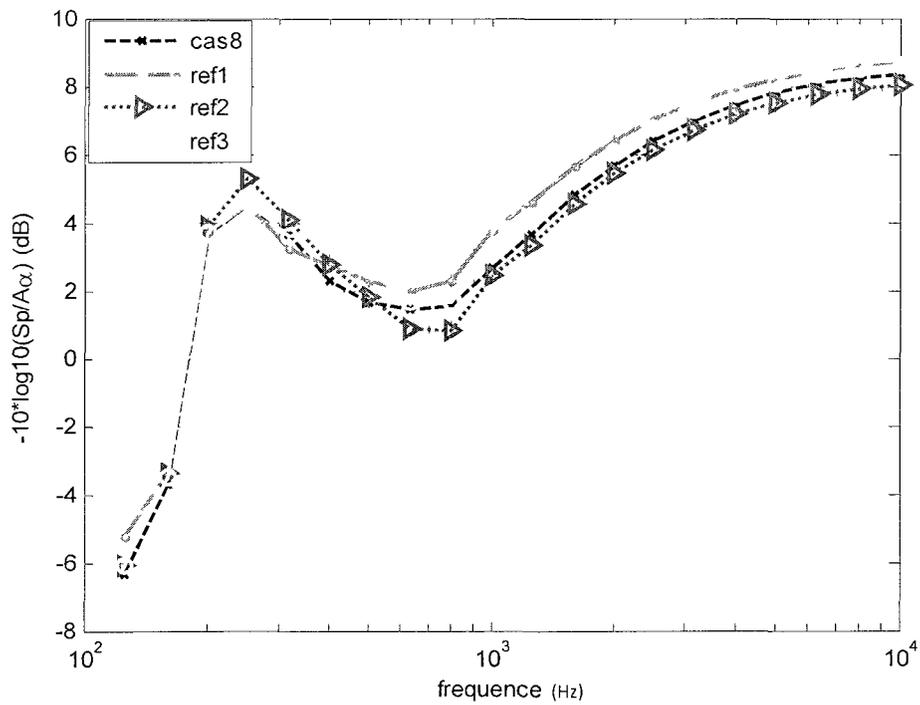


Figure 71 : Terme d'absorption ajouté au TL du cas8- vs références

### 3.2.7 Influence de la couche d'AFR

Nous allons étudier l'effet de l'ajout d'une couche de feutre perméable et très résistante à l'écoulement de l'air comme couche supérieure sur le traitement sur l'absorption (figure 72) et la perte par transmission (figure 73). Ici le cas 1 avec AFR correspond au cas 10 (figure 57), le cas 3 avec AFR au cas 4 et le cas 8 avec AFR au cas 9.

L'intérêt de la couche d'AFR est qu'elle permet d'augmenter l'absorption dans les moyennes fréquences mais peut parfois résulter en une détérioration de la perte par transmission surtout en hautes fréquences [Duval & al, 2006] [Duval & al, 2009].

Le cas 1 avec AFR plus connu sous le nom de « *Tunable absorber* » a été initialement présenté par J. F. Allard [Allard J.F., 1993]. Il consiste en une couche de matériaux poreux classique sur laquelle on pose une autre couche de matériau poreux (ici l'AFR A0135) beaucoup plus résistante à l'écoulement de l'air. Cette couche d'AFR augmente la partie réelle de l'impédance dans les moyennes fréquences augmentant considérablement l'absorption dans cette zone. Ici le cas 1 ne semble pas jouir de cet effet. Cela s'explique par le fait que la couche de poreux sous l'AFR (de résistivité  $2500000 \text{ Nm}^4\text{s}$ ) est le « feutre 1600 RPA » qui présente déjà une grande résistivité ( $152587 \text{ Nm}^4\text{s}$ ) comparé à un matériau comme l'*absorbing foam* ( $38000 \text{ Nm}^4\text{s}$ ). En effet l'AFR est beaucoup plus efficace avec le cas 8 dont la couche inférieure est l'*absorbing foam* en augmentant considérablement son absorption mais détériore sa perte par transmission. Ici le meilleur compromis est donné par le cas 3.

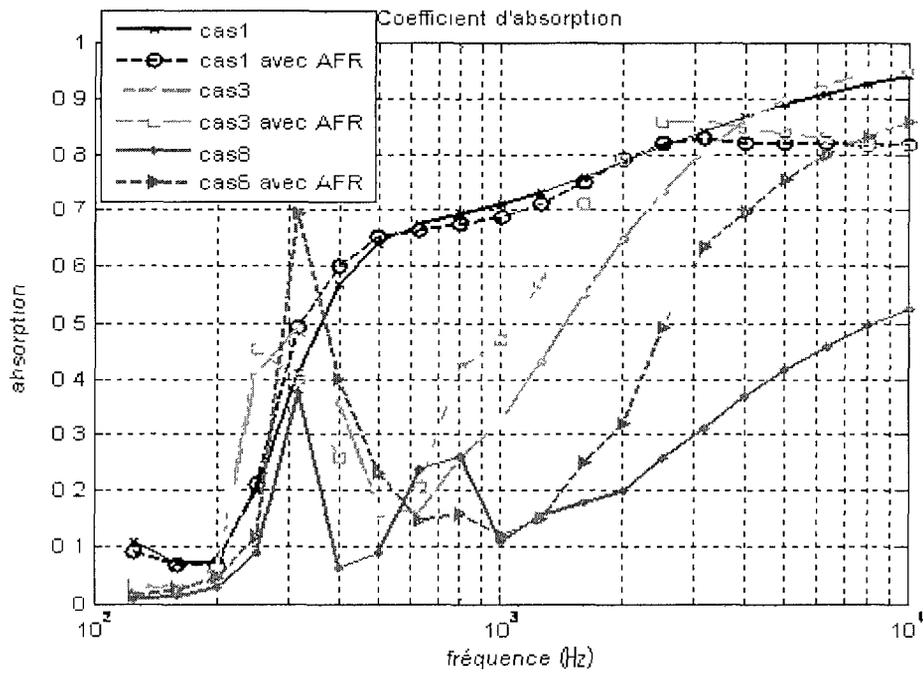


Figure 72: Effet de la couche d'AFR sur l'absorption

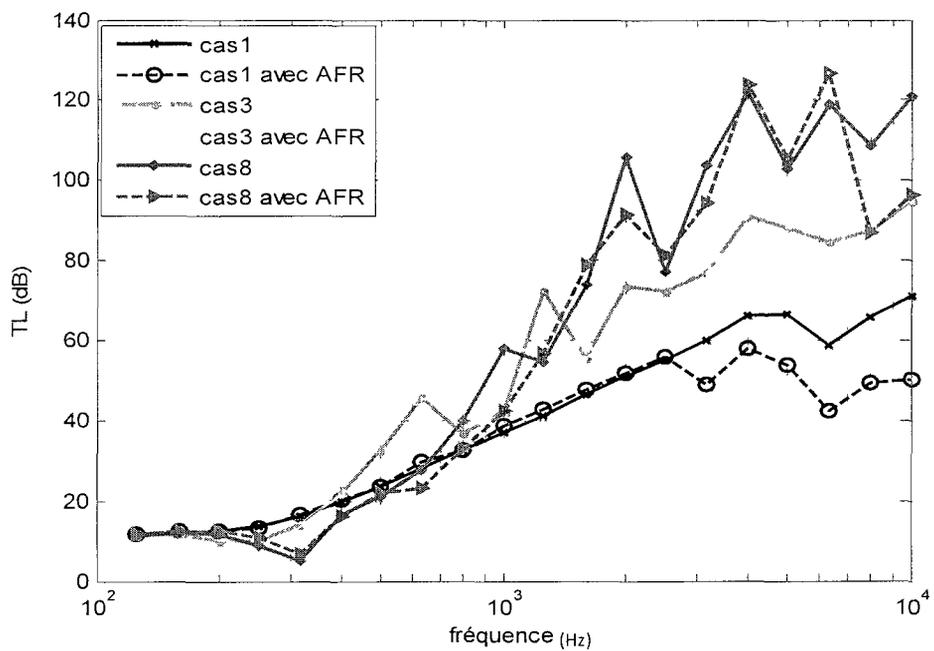


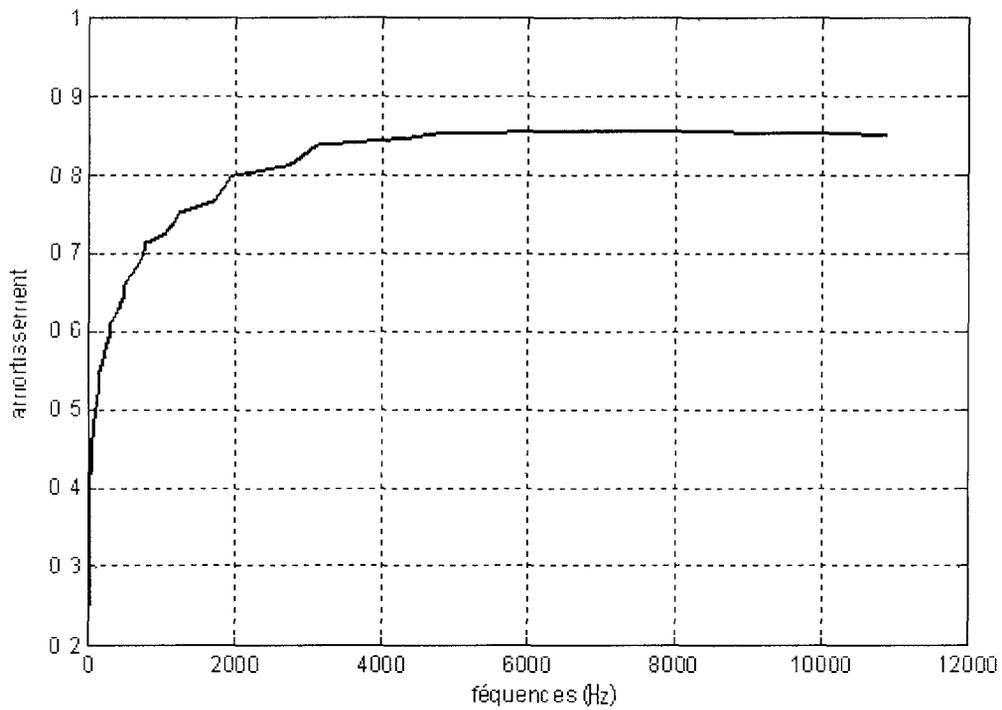
Figure 73: Effet de la couche d'AFR sur la perte par transmission

### 3.2.8 Cas d'une plaque laminée comme tablier

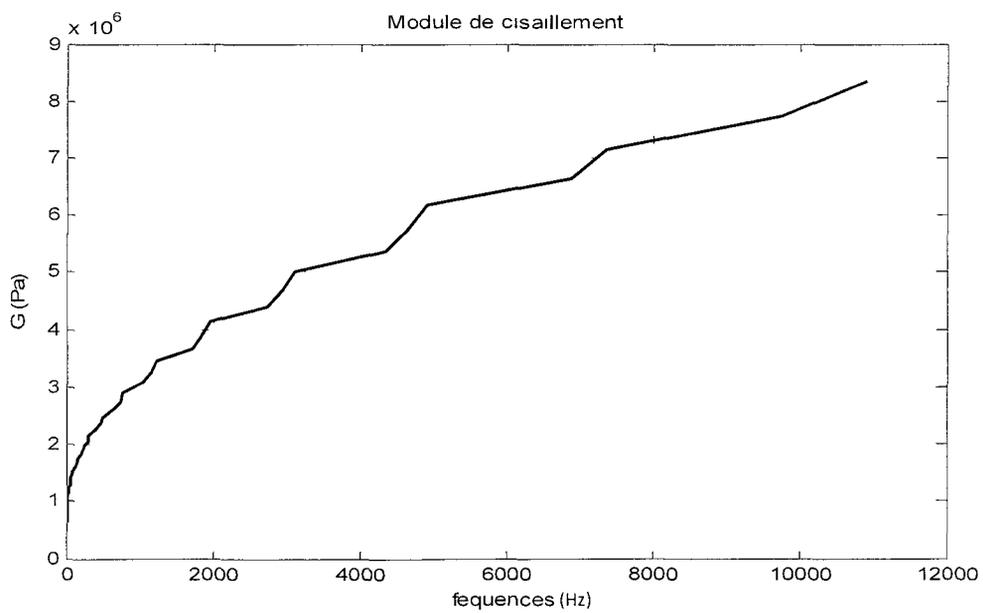
Dans cette partie la plaque de base est une plaque laminée (MPM) en magnésium dont les propriétés sont rappelées au tableau 5. L'amortissement et le module de cisaillement du polymère (A11) associé sont présentés sur les figures 74 et 75 respectivement. La figure 76 présente l'amortissement global (validé avec Va One) du laminé où l'on peut noter une nette amélioration comparé au cas non laminé (0.7 %).

Propriétés	Peau (Mg AZ31-B)	Cœur (Polymère A11)
Epaisseur (mm)	1	0.035
Module de Young (GPa)	45	-
Coefficient de poisson	0.35	0.49
Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	1751	1010
Coefficient d'amortissement	0.007	-

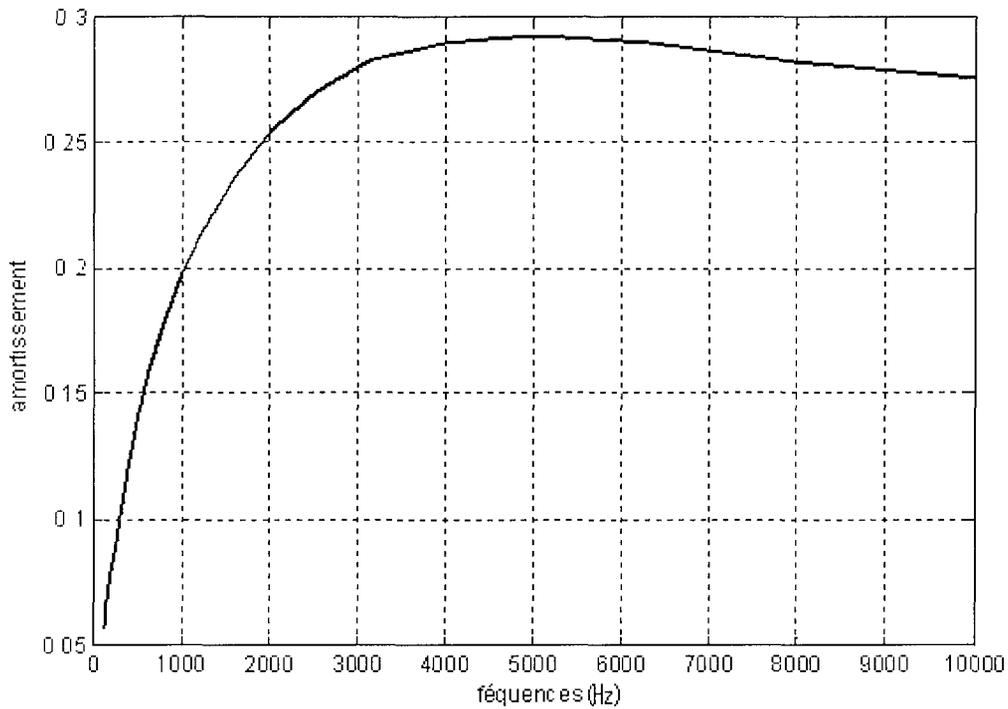
**Tableau 5 : Propriétés du magnésium laminé**



**Figure 74: Coefficient d'amortissement du polymère A11**



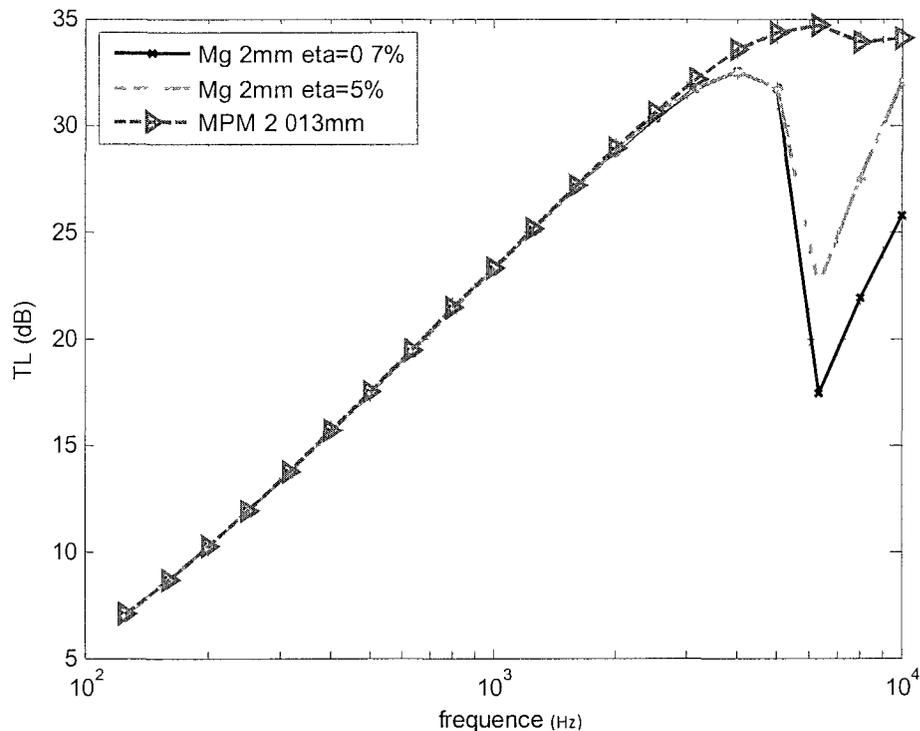
**Figure 75: Module de cisaillement du polymère A11**



**Figure 76: Coefficient d'amortissement global du magnésium laminé**

### 3.2.9 Effet de l'amortissement sur le TL

Le principal effet recherché en augmentant l'amortissement est de diminuer la chute du TL à la fréquence critique et aux autres résonnances du système (double paroi). En effet comme on peut le voir sur la figure 77 où on a fait passer l'amortissement du magnésium de 0.7% à 5%, la chute à la fréquence critique est atténuée. Ainsi l'intérêt d'utiliser un laminé est qu'il confère un bon amortissement à la structure et en plus permet de déplacer la fréquence critique vers les plus hautes fréquences comparée à une structure non laminée de même épaisseur. On rappelle que la fréquence critique peut s'approximer par  $12000/h$  où  $h$  est l'épaisseur de la plaque en mm [Atalla & al, 2008].



**Figure 77: Influence de l'amortissement sur le TL**

### 3.2.10 Effet du magnésium laminé sur les concepts optimaux

Dans cette partie nous avons remplacé la plaque en Mg d'épaisseur 2 mm de la figure 57 par la magnésium laminé. On regarde ici les cas 1, 2, 3 et 8.

#### Cas 1 laminé

Le cas 1 laminé permet d'améliorer la NR à partir de 4000 Hz par rapport au cas 1 non laminé (figure 78) en éliminant la chute due à la fréquence critique qui passe de 6000 à 12000 Hz. Cela ne permet d'améliorer le NR global que d'un point dans la zone optimisée (125-6300 Hz) mais cela peut avoir un impact net sur le bruit ressenti. En effet un son pur (comme le son produit à la fréquence critique), à intensité et durée d'exposition égale est plus traumatisant qu'un son complexe.

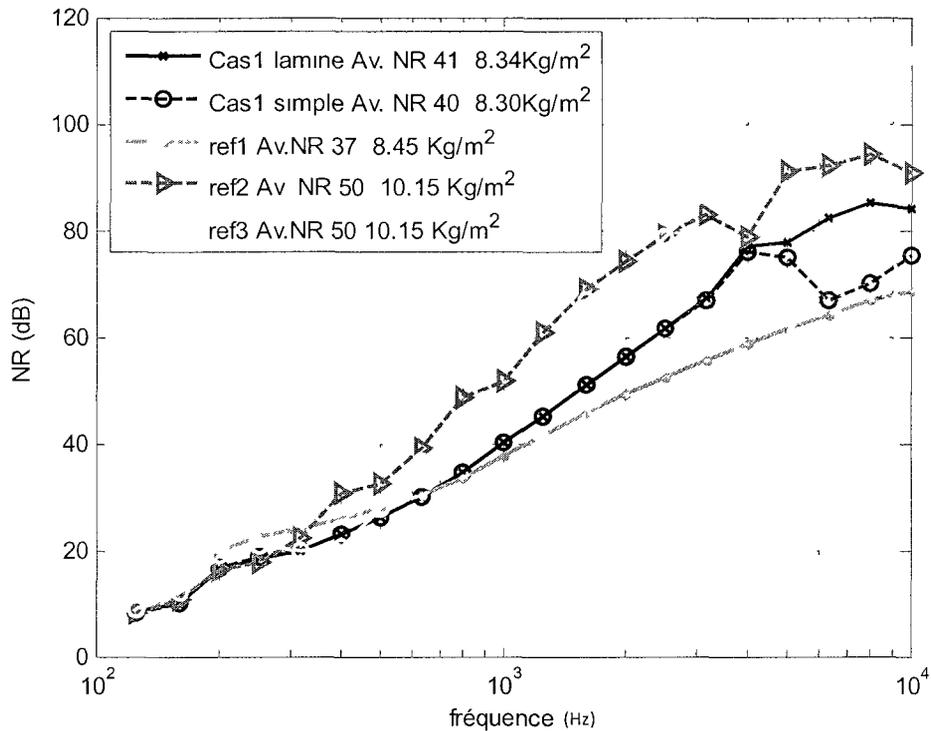


Figure 78: NR du cas 1 laminé vs non laminé et références

### Cas 2 laminé

La configuration laminée du cas 2 permet d'améliorer le NR global (figure 79) en hautes fréquences en éliminant la chute due à la fréquence critique. L'effet combiné de la chute due à la fréquence critique (6000 Hz) et de la première fréquence (5800 Hz) des résonances de cavité dont on parlait pour le cas 2 non laminé se confirme ici. En effet, dans le cas laminé la chute observée autour de 6000 Hz est moins prononcée car la contribution due à la fréquence critique est éliminée

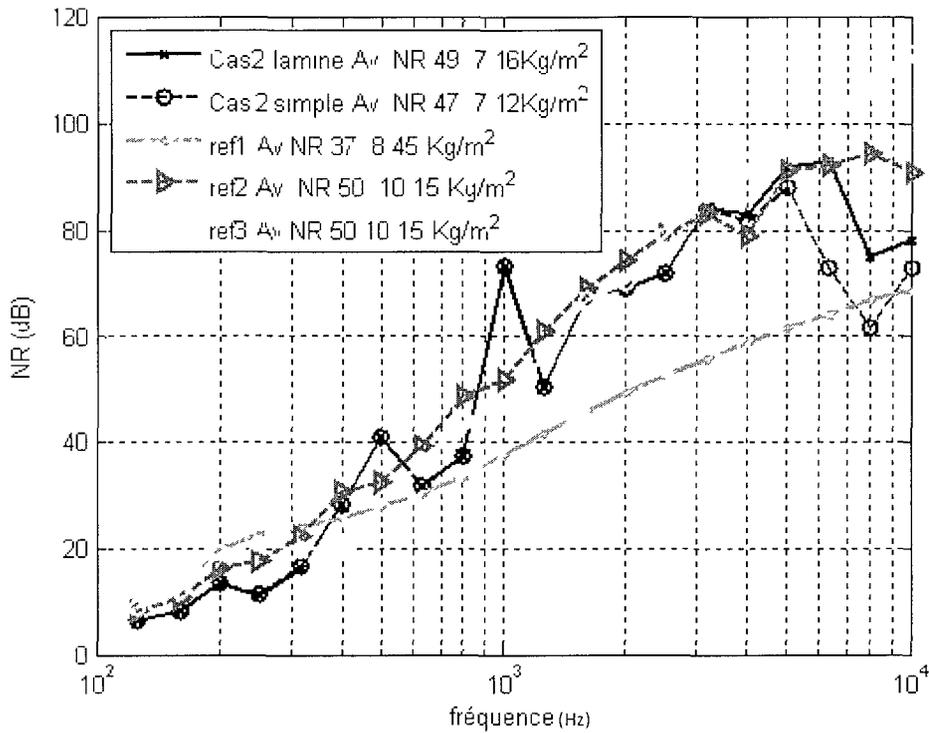


Figure 79: NR du cas 2 laminé vs non laminé et références

### Cas 3 laminé

Ici encore la configuration laminée améliore le NR (figure 85) du cas 3 en lui conférant des performances équivalentes sur tout le spectre à celle de la référence 3 tout en garantissant un gain en masse de 17%.

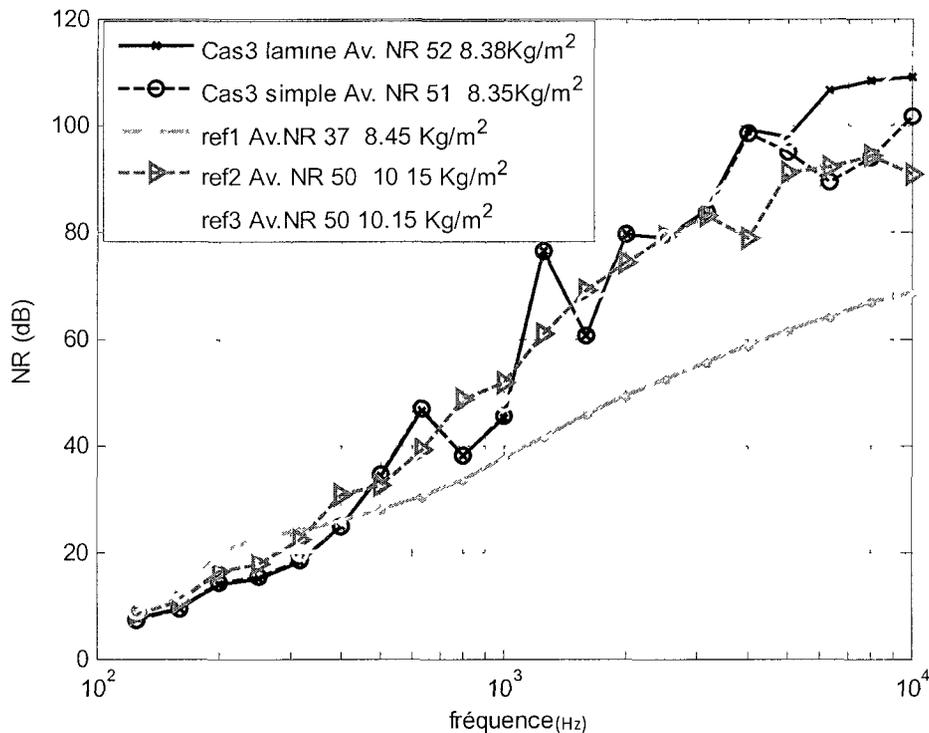


Figure 80: NR du cas 3 laminé vs non laminé et références

### Cas 8 laminé

Ici encore la configuration laminée améliore les performances en termes de NR (figure 88) du cas 8 en hautes fréquences grâce à l'effet bénéfique autour de la fréquence critique. Le point faible de ce design est ces performances entre 200 et 700 Hz. Compte tenu de ces très bonnes performances en hautes fréquences (dus à ces performances en isolation grâce aux deux écrans) on peut trouver un compromis qui rehausserais ses performances en basses fréquences pour une baisse acceptable en hautes fréquences. Pour cela on peut remplacer son matériau optimal, l'*absorbing foam* (voir figure 57) par un matériau de masse volumique et de résistivité proches mais de rigidité inférieure (module de Young inférieur) pour mieux amortir les cavités et augmenter les performances autour de la fréquence double paroi (250 Hz). En effet en ajoutant un matériau dans la cavité, le ressort constitué par l'air est remplacé par de l'air emprisonné dans un matériau poreux, de sorte que le dit ressort devient moins rigide et amortit mieux. Ainsi l'isolation acoustique se trouve améliorée. Le matériau de la banque de données considérée qui satisfait ces critères est le feutre epoxy. Leurs propriétés comparées sont données au tableau 6. Ainsi comme

on le voit sur la figure 82, le NR du cas8 avec le feutre époxy est amélioré en dessous de 600 Hz avec un pic de 12 dB de plus à 500 Hz comparé au cas8 avec l'*absorbing foam*.

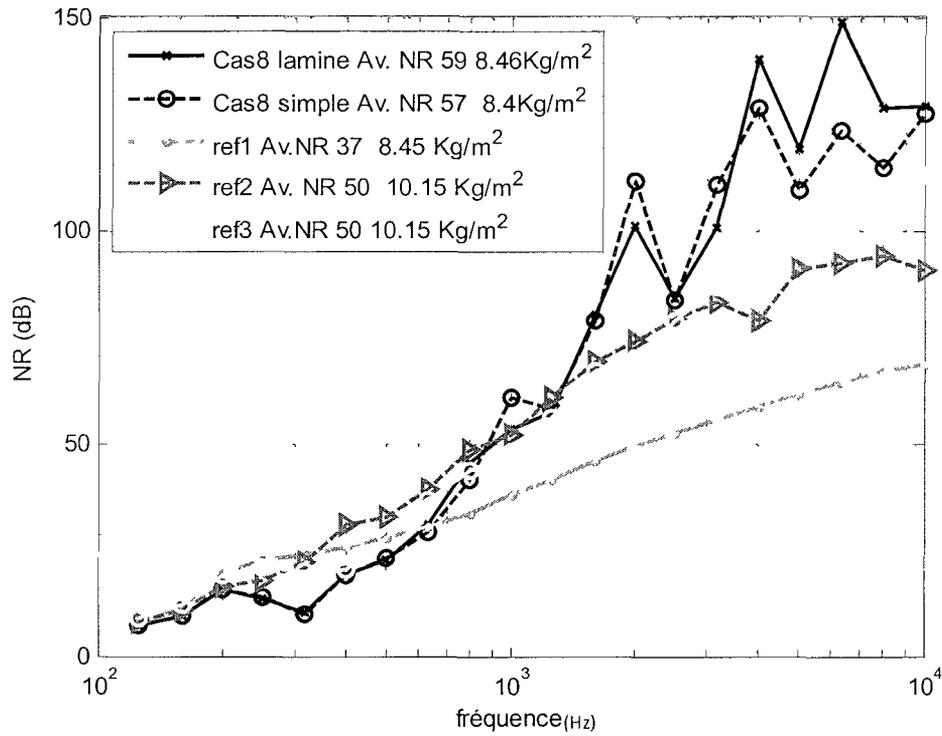
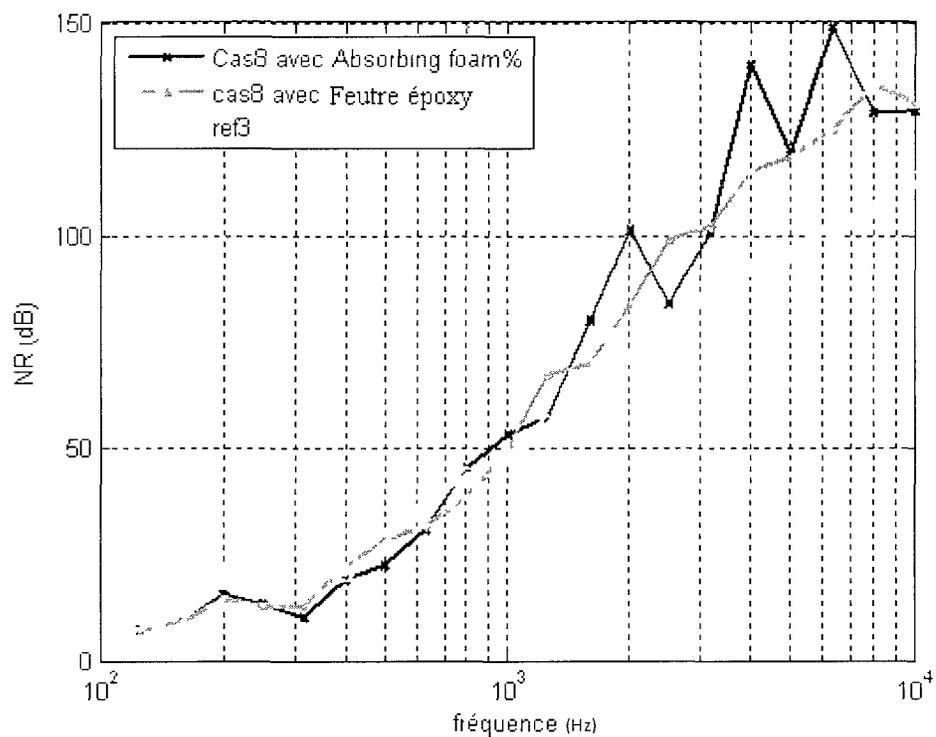


Figure 81 : NR du cas 8 laminé vs non laminé et références

Propriétés	Absorbing foam	Feutre époxy
Masse volumique ( $\text{Kg/m}^3$ )	60	58
Résistivité ( $\text{Nm}^{-4}\text{s}$ )	38000	26514
Module de Young ( $\text{N/m}^2$ )	<b>17000</b>	<b>6000</b>

Tableau 6: Propriétés comparées du feutre époxy et l'*absorbing foam*



**Figure 82: Cas8 avec Absorbing foam vs. Feutre époxy**

### 3.2.11 Conclusion

Dans cette partie nous avons mené une étude d'optimisation basé sur un modèle SEA pour optimiser l'indice d'isolement brut (NR) des tabliers de type plaque et laminé avec différents concepts de traitements acoustiques. Il ressort de l'étude que le concept 5 couches F-M-F-M-F (F pour matériau poreux et M pour écran de type plaque) donne les meilleures performances en termes d'indice d'isolement brut aussi bien pour le cas d'une plaque simple que d'une plaque laminée. Ces performances sont dues à sa très bonne isolation et une bonne absorption. Ces performances en dessous de 800 Hz sont moins bonnes que celles des références 2 et 3 à cause des effets de double paroi mais un choix de matériau moins rigide permet de les améliorer avec une baisse acceptable en hautes fréquences. La configuration laminée permet d'améliorer la NR en déplaçant vers les plus hautes fréquences, la fréquence critique du système tout en l'amortissant.

## Conclusion

Dans ce mémoire, nous avons dans un premier temps, effectué une revue de la littérature sur les types de traitements acoustiques pour tablier d'automobiles ainsi que des techniques de leur modélisation. Ces traitements vont de concepts purement absorbants (les plus légers) à des concepts purement isolants (les plus lourds) en passant par des concepts combinant les deux et peuvent être rangés sur une échelle appelée Galvanomètre [Duval, 2009]. Pour leur modélisation nous avons regardé en particulier, la méthode de l'analyse statistique énergétique (SEA). Nous avons également vu l'effet d'un traitement acoustique appliqué sur un côté d'un panneau sur les paramètres SEA du système.

Dans un second temps, nous avons effectué une étude paramétrique pour comparer les performances du tablier en magnésium à celles des tabliers en acier et en aluminium. Nous avons appliqué sur ces tabliers un traitement monocouche, un traitement bicouche et un traitement tricouches. Au terme de cette étude il vient que le magnésium est moins performant principalement par effet de masse et que les traitements combinant isolation et absorption peuvent donner de meilleures performances qu'un traitement purement isolant ou purement absorbant avec un bon compromis en masse. La baisse d'isolation due à la basse fréquence critique du magnésium dans le cas de la structure complexe du tablier est moins accentuée que le cas d'une plaque. Pour gagner en masse tout en ayant de bonnes performances il semble qu'il faille utiliser un magnésium moins épais et alourdir le traitement qu'on lui applique. Cela ne corrige pas la chute de la réduction du bruit autour de la fréquence critique mais la maintient à un niveau suffisamment élevé pour des performances semblables à l'acier.

Dans un dernier temps, nous avons effectué une étude d'optimisation à partir d'un modèle SEA couplé à un algorithme génétique sur différents concepts de traitements acoustiques inspirés du galvanomètre. Nous avons étudié l'effet d'une plaque laminée. Il ressort de cette étude que le concept à 5 couches F-M-F-M-F (F pour matériau poreux et M pour écran de type plaque) donne les meilleures performances en termes d'indice d'isolement brut aussi bien pour le cas d'une plaque simple que d'une plaque laminée. Ces performances sont dues à sa très bonne isolation et une bonne absorption. Toutefois ses performances en dessous de 800 Hz sont moins bonnes que celles des références 2 et 3 à cause des effets de double paroi mais un choix de matériau moins

rigide permet de les améliorer avec une baisse acceptable en hautes fréquences. La configuration laminée permet d'améliorer l'indice d'isolement brut (NR) en déplaçant vers les plus hautes fréquences, la fréquence critique du système tout en l'amortissant.

## Perspectives

Pour améliorer et continuer ce travail, il serait intéressant de regarder certains points non abordés, à savoir :

- Effectuer une validation expérimentale des concepts développés.
- Regarder l'influence de la géométrie complexe du tablier : la forme du tablier ainsi que les trous qu'il comporte peuvent entraîner une baisse de performance acoustique et influencer la qualité et /ou l'ordre de performance des traitements acoustiques.
- Considérer l'effet d'une cavité de confinement entre le tablier et l'habitacle (figure 83). En effet l'ajout d'une planche de bord entre le tablier et l'habitacle crée une cavité de confinement qui peut avoir pour effet d'augmenter les performances en absorption des traitements acoustiques.

On peut utiliser la méthodologie présentée dans ce travail en couplant le code d'optimisation à un code commercial comme Va One pour prendre en compte ces complexités géométriques.

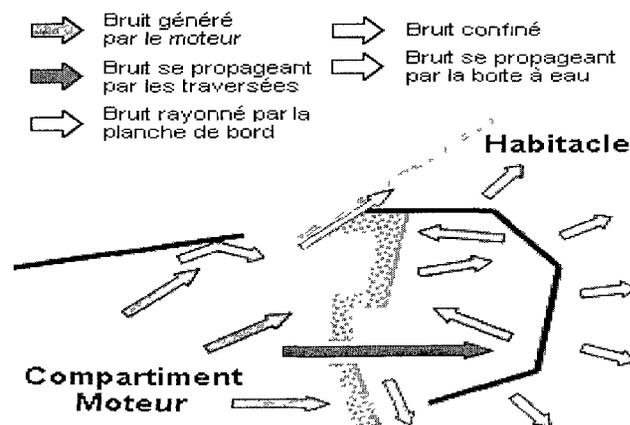


Figure 83: Chemins de propagation du bruit entre le moteur et l'habitacle [Monet Descombey, 2009]

## Références :

ALLARD J.-F., ATALLA N (2009) *Propagation of sound in porous media: modeling sound absorbing materials*, 2e edition, John Wiley.

ATALLA N. (2009) *Une introduction à la SEA*, Notes du cours GMC 722 : Méthodes numériques en interaction fluide-structure, Université de Sherbrooke, Québec, Canada.

ATALLA N., Amichi K., Amedin C. K (2008) Numerical Modeling of Acoustic Performance of Magnesium Alloy flat Panels in Automobiles, part of progress report 3

ATALLA N., Balouet C. (2007) *AS2NOVA: A sound package modeller for AutoSEA models of aircraft structures*, Technical note.

ATALLA N., GHINET S., HAISAM O. (2004) *Transmission loss of curved sandwich composite panels*, 18th ICA, Kyoto.

Batoz J-L. et Dhatt G. Modélisation des structures par éléments finis, Tomes I, II et III. Les presses de l'Université Laval, Sainte-Foy, 1990.

BERANEK L.L., VER I.L. (1992) *Noise and Vibration Engineering: Principles and Applications*, John Wiley & Sons, New York, USA.

BERRY A. (2009) *Rayonnement acoustique des structures* , Université de Sherbrooke, Notes de cours GMC 721, Québec, Canada

BREKKE A. (1981) *Calculation methods for the transmission loss of single, double and triple partitions*, Applied Acoustics 14, p.225-240.

CIMERMAN B., BREMNER P., QIAN Y., VAN BUSKIRK J.A. (1995) *Incorporating layered acoustic trim materials in body structure acoustic models*, Proceeding of SAE Noise and Vibration Conference, 951307, p.611-616.

CRAIK R.J.M., WILSON R. (1996a) *Sound Transmission through dry lined walls*, Journal of Sound and Vibration 192(2), p.563-579.

CRAIK R.J.M. (1996b) *Sound Transmission through buildings using Statistical Energy Analysis*, Gower.

CRAIK R.J.M., SMITH R.S. (2000a) *Sound Transmission through double leaf lightweight partitions, part I: airborne sound*, Applied acoustics 61, p.223-245.

CRAIK R.J.M., SMITH R.S. (2000b) *Sound Transmission through lightweight parallel plates, part II: structureborne sound*, Applied acoustics 61, p.247-269.

CRAIK R.J.M. (2003) *Non-resonant Sound Transmission through double walls using Statistical Energy Analysis*, Applied acoustics 64, p.325-341.

DAUCHEZ N., DOUTRES O., GENEVAUX J-M, LE ROUX J-C, *Optimisation acoustique de paroi par algorithme génétique et influence de l'habillage par une couche poreuse*, 10ème Congrès Français d'Acoustique, Lyon, 12-16 Avril 2010.

- DONATO R.J. (1972) *Sound transmission through a double leaf wall*, Journal of the Acoustical Society of America 51, p.807-815.
- DUVAL, A. (2009) *Generalized Light-Weight Concepts: Improving the Acoustic Performance of Less than 2500 g/m<sup>2</sup> Insulators*, SAE paper
- DUVAL, A and al. (2006) *Generalized light-weight concept: a comprehensive acoustic package weight reduction strategy*. In Congrès SIA Confort automobile et ferroviaire - Le Mans, 2006.
- DUVAL, A. (2004) *Faurecia Acoustic Light-Weight Concept*, Proceedings of SIA 2004, Le Mans, France, 10 pages.
- EDGAR T.F, HIMMELBLAU D. M, LASDON L. S, (2001) *Optimization of chemical processes*, Mc Graw Hill, 2e edition.
- ESI Softwares (2009), *Va One user's guide*.
- GHINET Sebastian (2001), *Etude numérique et optimisation de la perte par transmission des parois insonorisant multicouches*, mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke.
- INGARD K.U. (1994) *Notes on Sound Absorption Technology*, Noise Control Foundation, Arlington Branch Poughkeepsie, NY.
- HAMDI M. A. *Chapitre 9 dans Lesueur C. 'Rayonnement acoustique des structures Eyrolles, Paris, 1988.*
- LAI HENG-YI & al. (1999) *Optimization of multilayered liners based on SEA models*, Internoise 1999.
- LAI HENG-YI & al. (1997) *Layered treatments for a sound absorption and sound transmission*, SAE 1997, 1553-1560.
- LEGAULT, J. (2007), *NOVA Optimizer Users guide. Rapport de stage, GAUS, Université de Sherbrooke.*
- LYON R.H and Dejong R.G. (1995) *Theory and application of statistical energy analysis*. 2nd edition, Butterworth-Heinemann.
- LYON R.H (1975) *Statistical energy analysis of dynamical systems: Theory and applications*. M.I.T press
- MANNING J.E., HEBERT B.F. (1995) *SEA models for Transmission Loss of double wall designs*, Inter-Noise 95, Newport Beach, CA, USA, p.1247-1252.
- MONET DESCOMBEY J. (2009) *Modélisation Numérique de Multicouches Poroélastiques pour une Application Automobile*, mémoire de thèse.
- MUELLER P.P. et al.(1989) *Modelling of flat multi-layer acoustic structures with transfer matrices*. SAE,1989,111-115.

VILLOT M., GUIGOU C., GAGLIARDINI L. (2001) *Predicting the Acoustical Radiation of finite size multilayered structures by applying spatial windowing on Infinite structures*, Journal of Sound & Vibration, 245(3), p.433-455.

## Annexe 1: Mode d'emploi du code d'optimisation

Le code d'optimisation a été adapté (utilisation de deux configurations, une de référence et une à optimiser au lieu d'une seule à optimiser, implantation de nouvelles fonctions coût) d'un code développé au GAUS [Legault, 2007]. Ce code utilise directement NOVA pour calculer les indicateurs (TL, IL, Absorption). On y a également incorporé un module SEA pour optimiser l'indice d'isolement brut. On décrit ici le fonctionnement du code dont la figure 86 donne l'organigramme.

### Mode d'emploi de l'interface graphique

Pour lancer une étude d'optimisation il faut suivre les étapes suivantes :

- 1) Lancer *master.m* qui ouvre l'interface graphique *master.fig*.
- 2) Charger le fichier de référence via le bouton *load referernce*. Ce fichier contient la configuration que l'on cherche à battre. C'est un fichier *.nlp* qui ne contient qu'une seule configuration (*multilayer*) et une seule *solution set* avec l'option *cavity* (voir NOVA user guide). Le code récupère alors les indicateurs que sont la perte par transmission, la perte par insertion, l'absorption et l'amortissement ajouté par un traitement s'il y'a lieu. Ces indicateurs peuvent alors être affichés et sont enregistrés dans la structure *handles* de Matlab avec respectivement les labels : *initial\_TL*, *initial\_IL*, *initial\_alpha* et *initial\_neta*. On peut également afficher l'isolement brut NR associé à un système SEA cavité-plaque –cavité défini dans la fonction *solve\_abs.m*. Ces indicateurs peuvent alors être utilisés à d'autres fins comme pour définir une fonction coût.
- 3) Charger la configuration à optimiser via le bouton *load conf. test*. Il s'agit d'un fichier *.nlp* qui ne contient qu'une seule configuration (*multilayer*) et une seule *solution set* avec l'option *cavity*. Cette configuration dite initiale est alors affichée avec les matériaux qui constituent ses couches, les épaisseurs correspondantes, l'épaisseur et la masse surfacique totale.
- 4) Régler les paramètres d'optimisation via le bouton *Set Parameters* qui ouvre l'interface graphique *param.fig* associée à la fonction *param.m*.  
On peut alors choisir d'optimiser en permutant des couches (lettre *P*) , en faisant varier l'épaisseur des couches dans un intervalle (*C.T*) ou des valeurs discrètes (*D.T*), en faisant varier les matériaux des couches dans une banque de données (*M*) de matériaux classés selon les classes définis dans le logiciel NOVA. Les boutons *add* et *retrieve* permettent d'ajouter ou d'enlever un matériau de la banque de données pour l'optimisation.

Ensuite on peut appliquer les contraintes sur l'épaisseur totale et/ou la masse surfacique totale en définissant une valeur maximale le plus souvent ou une valeur fixe.

Enfin on règle les derniers paramètres de l'optimisation. Il s'agit de choisir le nombre de membres de la population par génération qui en fait le nombre d'épaisseurs générées par génération pour chaque couche dont l'épaisseur varie ou en d'autres termes le nombre de configurations (*individual*) par génération et par combinaison de matériaux. On choisit alors le nombre de générations (générations de populations) pour chaque combinaison de matériaux. On définit ensuite la gamme de fréquence où l'on veut optimiser un indicateur choisit dans le groupe *Optimized property* et associé à une fonction *coût* choisit dans la liste *cost function* (voir tableau 1). Si on optimise le *TL*, la fonction coût associée est soit *Average\_STL* (moyenne arithmétique de la perte par transmission) ou *STC* (Sound Transmission Class entre 125 et 4000 Hz) ; si on optimise le *NR* (Noise Reduction), la fonction coût est *Average\_NR* ; si on optimise le *IL*, la fonction coût est *customised* ; et si on optimise l'absorption, on a pas à choisir de fonction coût, celle-ci étant par défaut la moyenne arithmétique du coefficient d'absorption. On choisit le plus souvent de maximiser cette fonction coût (en fait le code effectue une minimisation avec donc une fonction coût négative) dans le domaine linéaire ou logarithmique. Dans le cas du domaine log on doit rentrer les valeurs exactes des fréquences centrales des bandes de tiers d'octaves dans la gamme de fréquence optimisée. On peut aussi choisir d'utiliser un spectre qui est un fichier .mat avec deux colonnes contenant les fréquences et les valeurs. Cette option reste encore à être développée.

On termine en cliquant sur le bouton *OK* pour continuer l'optimisation ou *Cancel* pour annuler les réglages et revenir sur master.fig.

- 5) On peut alors débiter l'optimisation via le bouton *Start Optimization* et en suivre l'évolution via les graphiques que sont celui de la propriété optimisée de la population par génération, la valeur de la fonction coût du meilleur individu de la génération en cours ainsi que la distance entre les individus de la population. La distance est un indicateur sur l'homogénéité de la population. La propriété optimisée de la meilleure configuration trouvée est affichée sur un même graphique avec la configuration de référence. **Ne pas appuyer sur la touche ctrl** durant l'optimisation, cela l'arrêterais.

A la fin de l'optimisation, la configuration optimale est affichée et les principales informations sont stockées dans la structure *Memory*. On a ainsi accès dans *Memory* à l'indice de la combinaison de matériau optimale. Cet indice correspond à celui de l'élément de la structure *results* de *Memory* qui donnent toutes les informations et résultats pertinents de la configuration optimale. On a également accès dans *Memory* à la structure *config*, qui contient toutes les informations sur les paramètres entrés, à *TreatedSubsystems*, qui contient toutes les propriétés du fichier *.nlp* choisi pour être optimisé et enfin, à la structure *nlp*, qui contient toutes les informations sur les matériaux de la base de données, les spectres, le type de chargement, les fréquences, etc.

Ces étapes sont synthétisées dans l'organigramme à la figure 84. Les figures 85 et 86 présentent les interfaces graphiques.

Propriété	TL	NR	IL	Absorption
Fonction coût	Average_STL, STC	Average_NR	Customised (Average_IL)	– (par défaut moyenne de l'absorption)

**Tableau 7: Fonction coût associée à l'indicateur optimisé**

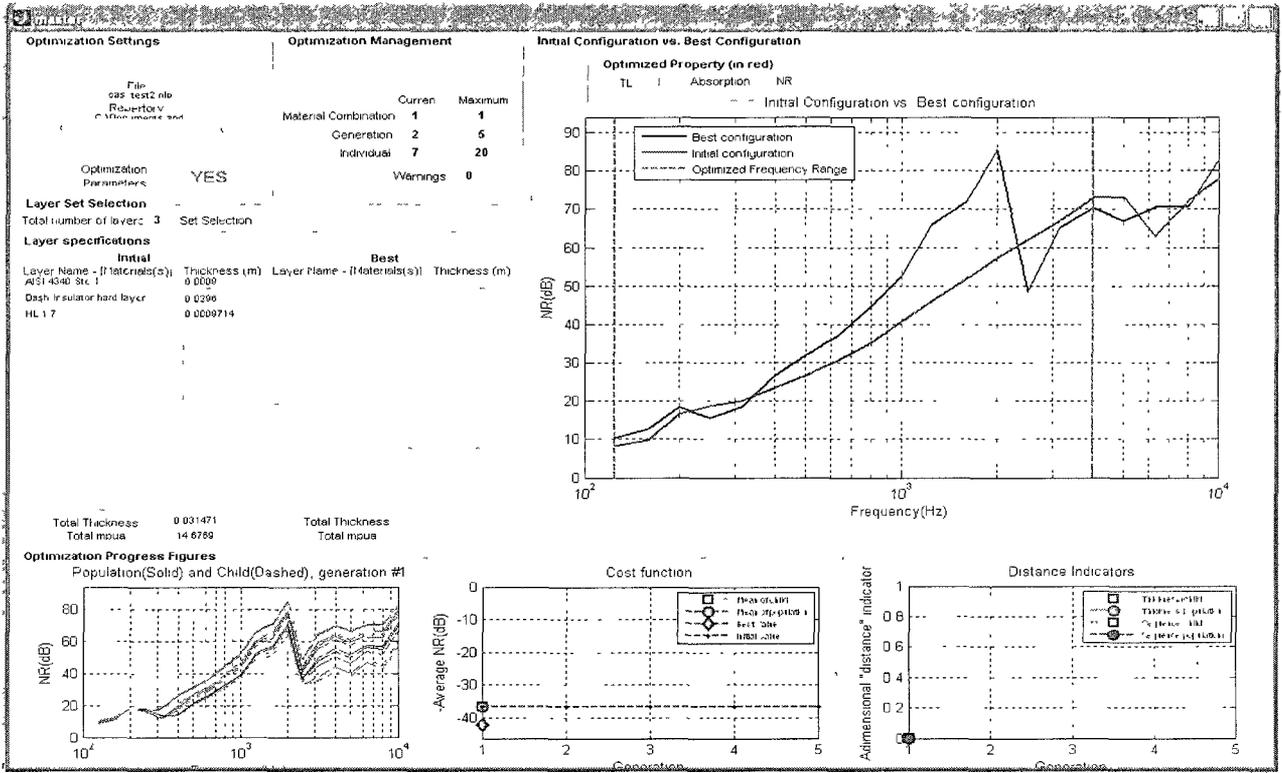
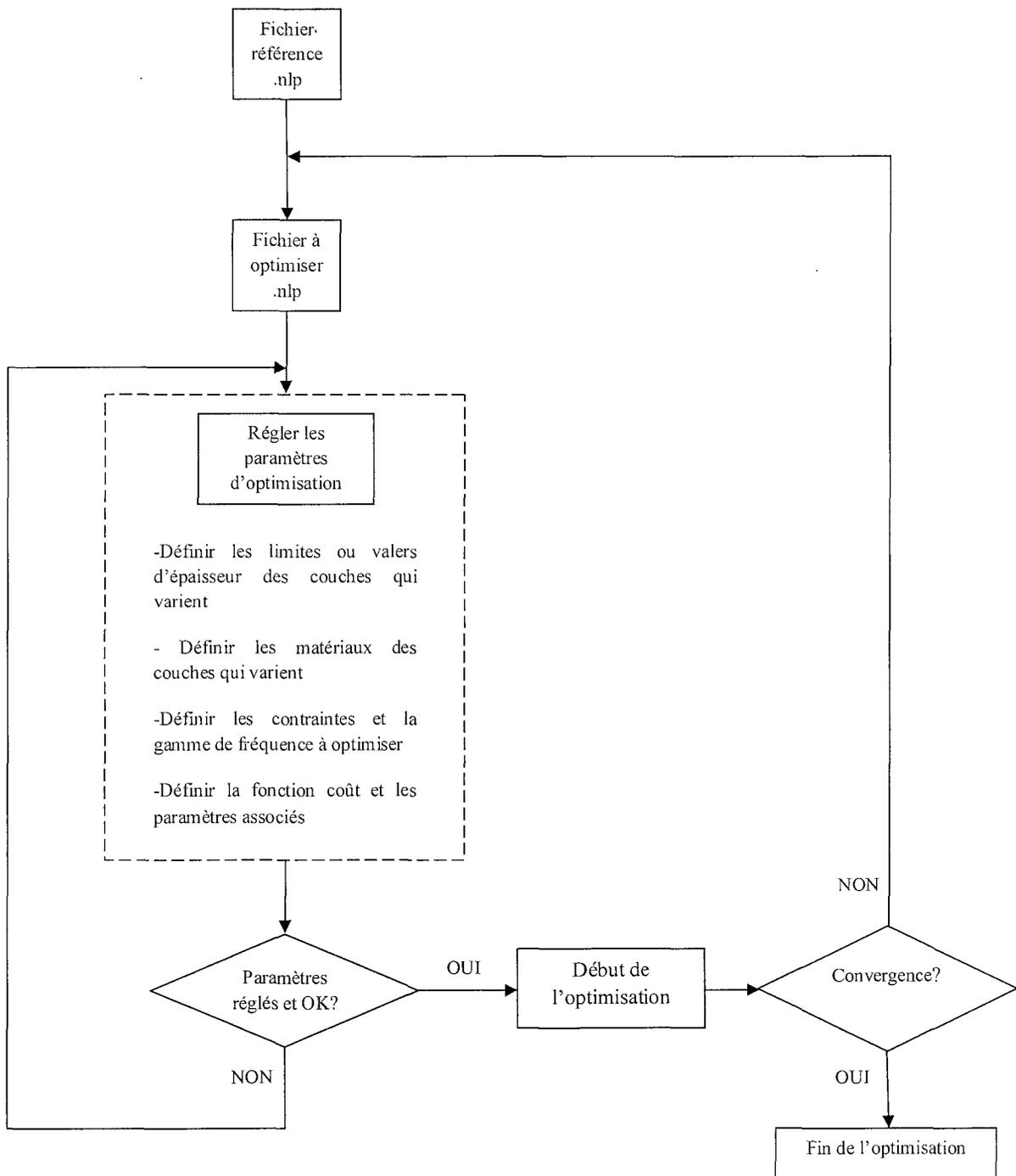


Figure 84: Fenêtre pour charger les fichiers et suivre l'évolution de l'optimisation





**Figure 86: Organigramme de l'Optimizer**

## Les routines du code d'optimisation

La routine principale du code est *master.m* qui est associée à l'interface graphique *master fig*. Cette routine appelle les sous routines *param.m* qui permet de récupérer les paramètres d'optimisation entrés par l'utilisateur, *genetic\_algorithm.m* (voir l'annexe 2) qui contient l'algorithme génétique utilisé par l'optimisation et *solve\_abs* pour calculer l'indice d'isolement brut (NR) d'un système cavité-plaque-cavité en SEA.

On retrouve dans *master.m* trois sous-fonctions principales que sont *readnlp* qui récupère toute l'information contenue dans le fichier *.nlp* choisi par l'utilisateur, *testnlp*, qui génère les fichiers *nlp* (les nouvelles configurations générées par l'optimisation), les résout avec *novahi* (s'assurer des bonnes version de *novahi.exe*, *NOVAHI4EUREKA.DAT*, *novahi.dll* et *novasea.dll* du répertoire d'optimisation), le solveur de NOVA et récupère les indicateurs (TL, IL, ...) et la fonction *cost* qui calcule la fonction coût (peut être modifiée au besoin).

Dans le cas de la SEA, le système étudié est celui de la figure 87. On peut alors optimiser l'indice d'isolement brut (Noise reduction NR) calculée avec *solve\_abs*. La NR permet de prendre en compte l'absorption du milieu environnant. Dans ce cas la plaque de base reste fixée, on optimise seulement le traitement qui lui est appliqué.

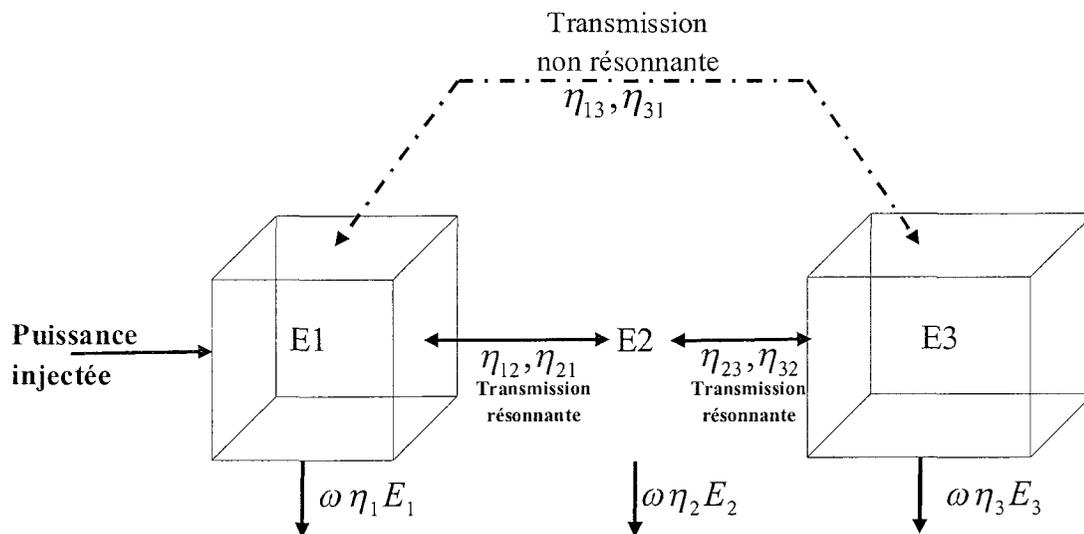


Figure 87: Réseau SEA dans une approche SWL

Dans le cas d'une plaque simple, l'utilisateur doit seulement rentrer les volumes, surfaces et périmètres des cavités, les dimensions de la plaque, l'absorption moyenne de la cavité émettrice, l'absorption moyenne de la cavité réceptrice sans considérer la face constituée par la plaque (on considère que le traitement acoustique est appliqué sur la face qui est commune avec la cavité réceptrice). L'efficacité de rayonnement est alors calculée par la routine *getsigma\_4kb* qui utilise l'approche de Leppington<sup>1</sup>.

Dans le cas d'une plaque laminée, il faut en plus rentrer dans *solve\_abs*, son efficacité de rayonnement, son amortissement, sa densité modale et sa masse surfacique.<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> Leppington F G. *The acoustic radiation efficiency of rectangular panels*, Proc., Royal Society of London, A 382, 245-271 (1982)

## Annexe 2: Concepts de l'algorithme génétique et validation

NB : Les programmes Matlab cités dans ce rapport ont été adaptés à partir de la routine *genetic\_algorithm.m* du code d'optimisation.

### I. Définition du problème

Dans ce rapport nous allons présenter les principes des algorithmes génétiques et évolutifs sur les quels on s'est basé pour développer un code pour optimiser les traitements acoustiques. Ce rapport comporte deux parties :

- Présentation des principes d'un algorithme génétique
- Application sur la fonction de Rosenbrock avec contrainte :

$$\begin{cases} \underset{x}{\text{Min}} f(x) = 100(x_2 - x_1^2)^2 + (1 - x_1)^2 \\ x_1^2 + x_2^2 \leq 1 \end{cases}$$

- Validation avec Matlab

### II. Présentation des principes des algorithmes génétiques

Dans son article [1], Evelyne Lutton présente les principes des algorithmes génétiques.

La caractéristique principale de ces algorithmes est qu'ils manipulent des populations – qui représentent par exemple des points d'un espace de recherche – et les font évoluer *via* des opérations stochastiques. Ces opérations sont usuellement organisées en générations et copient de façon plus ou moins simplifiée la génétique naturelle. Elles sont de deux types :

- *la sélection*, fondée sur la performance d'un individu, ou plus précisément sur une mesure de la qualité de cet individu vis-à-vis du problème que l'on cherche à résoudre ;

- *les opérateurs génétiques*, le plus souvent nommés croisement et mutation, pour faire un parallèle avec la génétique, et qui produisent de nouveaux individus, pour la génération suivante.

Du point de vue de l'optimisation, l'intérêt des algorithmes évolutionnaires est que ce sont des méthodes stochastiques d'ordre 0, c'est-à-dire que seule la connaissance des valeurs de la fonction à optimiser aux points d'échantillonnages est nécessaire (pas de dérivées), ce qui en fait des méthodes d'optimisation utilisables pour des fonctions très irrégulières, mal conditionnées ou complexes à calculer. En revanche, un algorithme évolutionnaire a un coût calculatoire qui peut devenir important. Ces deux caractéristiques en font des méthodes adaptées aux cas où les méthodes standards plus rapides du point de vue du calcul (par exemple des méthodes de gradient requérant l'existence et le calcul de dérivées) ne sont plus applicables, du fait qu'elles se trouvent trop rapidement piégées dans des optima locaux : espace de recherche trop vaste, fonctions trop irrégulières, etc. Il est aussi intéressant d'hybrider approche traditionnelle et approche évolutionnaire : par exemple utiliser un algorithme génétique pour trouver un point initial et l'insérer dans un algorithme traditionnel pour plus de précision.

Malgré l'apparente simplicité d'un processus évolutionnaire, fabriquer un algorithme évolutionnaire efficace est une tâche difficile, car les processus évolutionnaires sont très sensibles aux choix algorithmiques et paramétriques, aux représentations du problème notamment. Le design des ingrédients de base d'un algorithme évolutionnaire efficace n'est pas une tâche simple et l'expérience prouve que les grandes réussites sont fondées sur une très bonne connaissance du problème à traiter, sur beaucoup de créativité, et sur une bonne compréhension des mécanismes évolutionnaires. Il est tout bonnement hasardeux de considérer ces techniques en « boîte noire », comme un « optimiseur universel ».

### III. Notions et vocabulaire

L'origine biologique des algorithmes évolutionnaires colore leur vocabulaire, il mérite ici d'être précisé afin d'éviter toute confusion. En effet, comme souvent en pareil cas, ces emprunts de vocabulaire ont favorisé la dérive (et la simplification parfois abusive !) de bon nombre de termes.

Les principaux éléments de vocabulaire sont résumés dans le tableau 8. Les *individus* représentent des solutions ou des points de l'espace de recherche. Cet espace de recherche est

appelé *environnement*. C'est sur cet environnement que l'on cherche à maximiser (ou minimiser) une fonction (positive) appelée *fonction d'évaluation* ou *fitness*. Les représentations ou codages (discrets ou continus) des solutions sont appelés *chromosomes*, et dans le cas de l'AG canonique, ils sont discrets, binaires et de longueur fixe. On emploie aussi le terme de *génotype* en ce qui concerne les chromosomes, tandis que les solutions (les vecteurs de l'espace de recherche) constituent le *phénotype*. L'algorithme travaille ainsi au niveau du *génotype*, qui à l'aide des opérateurs génétiques induit une topologie de recherche dans l'espace phénotypique, et conditionne l'efficacité de la recherche.

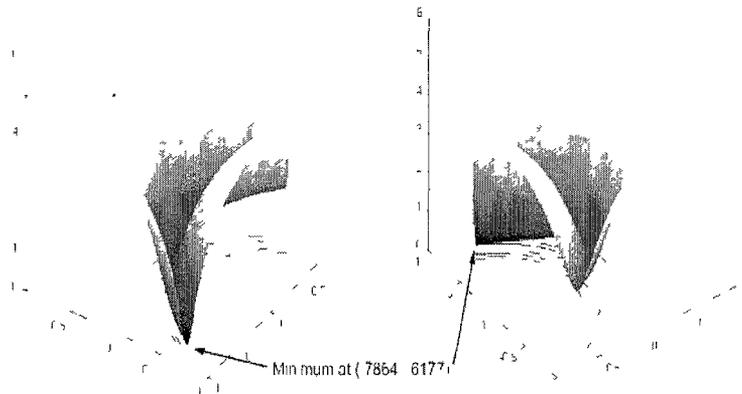
L'algorithme évolutionnaire fait évoluer sa population de façon à *adapter* les individus à l'environnement, cela se traduit au sens algorithmique du terme par une *maximisation* (ou *minimisation*) de la fonction d'évaluation sur les individus de la population.

Algorithme évolutionnaire	Méthode d'optimisation
Individu	Solution : vecteur
Population	Ensemble de solutions
Chromosome	Représentation/codage de la solution (reel ou binaire, par exemple)
Croisement ou recombinaison	Opération sur deux codes
Mutation	Opération sur un code
Environnement	Espace de recherche
« Fitness », degré d'adaptation à l'environnement	Valeur de la fonction d'évaluation
Evolution	Maximisation de la fonction d'évaluation

**Tableau 8: Vocabulaire des algorithmes génétiques [1]**

## IV. Application sur la fonction de Rosenbrock

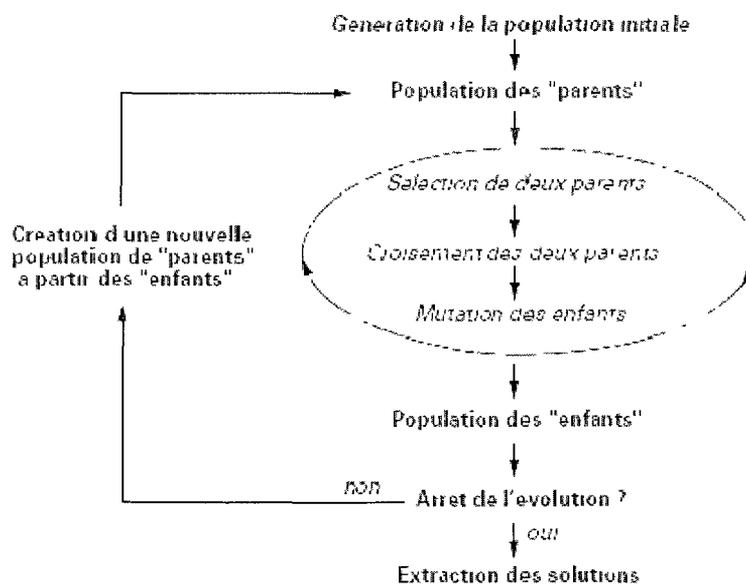
Minimiser la fonction de Rosenbrock est un challenge pour bon nombre d'algorithmes du fait qu'elle présente un long et fin plateau comme le montre la figure 88.



**Figure 88: Fonction de Rosenbrock sur le cercle unitaire**

L'algorithme génétique du code présenté dans l'annexe 1 et inspiré des articles [2], [3] a été adapté pour optimiser la fonction de Rosenbrock sur le cercle unitaire de centre (0,0). Cette partie décrit les différentes stratégies utilisées pour la sélection, le croisement et la mutation.

L'algorithme génétique est décrit par les étapes présentées sur la figure 89.



**Figure 89: Organigramme de l'algorithme génétique [1]**

L'optimisation se fait via le programme principal `Optimize_rosenbrock.m`. L'optimum et le temps de calcul est affiché sur la ligne de commande Matlab. Ce programme permet au début de définir le nombre d'élément NP de la population, le nombre d'itération maximal qui constitue le critère d'arrêt ainsi que l'environnement (domaine d'étude). Lors de la première itération le programme appelle la fonction `generate_rosenbrock.m` (*generate\_thickness* de *genetic\_algorithm.m* dans le cas de l'optimiseur) qui génère aléatoirement un nombre NP de vecteurs dans l'environnement constituant ainsi la première population de parents. Par la suite le programme appelle l'algorithme génétique `GA_rosenbrock.m` qui procède à la sélection, croisement et mutation:

- La sélection se fait via le programme `selection_rosenbrock.m` qui choisit le meilleur parent de la population et un autre parent aléatoirement pour produire un enfant (dans le cas de l'optimiseur, cette sélection dépend du rapport `iter/iter_max` pour éviter la convergence rapide). Toutefois la sélection de la population de la prochaine itération se fait à partir de la population des enfants et des parents en choisissant un individu par ordonnancement linéaire ('linear ranking' en anglais). Ainsi la probabilité d'un individu i d'être choisi va dépendre de son rang. Cette probabilité peut être modulée de sorte que la sélection soit très élitiste ou équiprobable (tous les individus ont la même chance d'être choisi) (Voir [3] ou la sous fonction *selection* de *genetic\_algorithm* )
- Le croisement [2] se fait via le programme `crossover_rosenbrock.m` . Du point milieu qui est la somme des deux parents divisée par 2, on affecte une modulation aléatoire à partir de la déviation standard de croisement afin de donner soit plus de poids au parent1 ou plus de poids au parent2 ou aucun des deux. (Pour l'optimiseur voir les sous fonctions *crossover* de *genetic\_algorithm.m*).
- La mutation [2] se fait via le programme `mutation_rosenbrock.m` qui appelle le programme `bcg_mutation_rosenbrock.m` [2]. Il utilise la méthodologie décrite dans l'article [2]. Le taux de mutation est variable d'une génération à l'autre et s'inspire de l'article [4] à la page 4(pour l'optimiseur voir les sous fonctions *mutation* de *genetic\_algorithm*).

## V. Validation avec Matlab

On a utilisé Matlab pour valider le code et le comparer à un algorithme génétique de Matlab. On a utilisé l'Optimization toolbox de Matlab. La référence pour valider notre code est le programme `fmincon` qui permet d'optimiser une fonction soumise à des contraintes linéaires ou non linéaires. L'algorithme de `fmincon` est basé sur les méthodes classiques utilisant des directions de descentes fournies par le gradient de la fonction. On compare notre algorithme génétique à l'algorithme génétique `ga.m` de Matlab.

On a lancé les programme `Optimize_rosenbrock`, `ga` et `fmincon` 10 fois et on a fait la moyenne des solutions trouvées à chaque lancement. Pour comparer les deux algorithmes génétiques on a utilisé le même nombre d'individu dans la population. Notre algorithme converge rapidement en moins de 20 itérations pour une population de 200 individus contrairement à l'algorithme génétique de Matlab qui nécessite une plus grande population (J'ai testé par exemple 1000 individus). Les résultats présentés ci-après ont été obtenu à partir d'une population de 200 individus.

Les tableaux 9, 10 et 11 présentent le minimum obtenu pour chaque essai et pour les différents algorithmes, la valeur de la fonction au minimum et la durée de chaque essai. Le tableau 5 présente une synthèse avec les moyennes obtenues.

Essai	x1	x2	coût	Durée (s)
1	0,786	0,618	0,04567	1,05
2	0,786	0,618	0,04567	1,05
3	0,786	0,618	0,04567	1,05
4	0,786	0,618	0,04567	1,05
5	0,786	0,618	0,04567	1,05
6	0,786	0,618	0,04567	1,05
7	0,786	0,618	0,04567	1,05
8	0,786	0,618	0,04567	1,05
9	0,786	0,618	0,04567	1,05
10	0,786	0,618	0,04567	1,05
Moyenne X	0,786	0,618	0,04567	1,05

**Tableau 9: Optimum avec fmincon**

Essai	x1	x2	coût	Durée (s)
1	0,786	0,618	0,04567	7,6
2	0,786	0,618	0,04567	7,4
3	0,786	0,618	0,04567	7,4
4	0,786	0,618	0,04567	7,4
5	0,786	0,618	0,04567	7,5
6	0,786	0,618	0,04567	7,6
7	0,786	0,618	0,04567	7,8
8	0,786	0,618	0,04567	7,7
9	0,786	0,618	0,04567	7,3
10	0,786	0,618	0,04567	7,4
Moyenne X	0,786	0,618	0,04567	7,51

**Tableau 10: Optimum avec Optimize\_rosenbrock**

Essai	x1	x2	coût	durée
1	0,786	0,617	0,0459	6,73
2	0,773	0,597	0,0516	11,98
3	0,782	0,611	0,0474	10,19
4	0,785	0,616	0,0461	12,38
5	0,781	0,61	0,0478	12,17
6	0,781	0,608	0,0484	11,76
7	0,778	0,606	0,049	10,22
8	0,77	0,591	0,0534	11,99
9	0,73	0,535	0,072	7,61
10	0,784	0,615	0,0466	11,82
Moyenne	0,775	0,6006	0,0506	10,685

**Tableau 11: Optimum avec ga**

	x1	x2	coût (f(x1,x2))	Erreur relative	Durée (s)
fmincon	0,786	0,618	0,04567		1,05
Optimize_rosenbrock	0,786	0,618	0,04567	0,00%	7,51
ga	0,775	0,6006	0,0506	11%	10,68

**Tableau 12: Optimum: synthèse des différentes stratégies**

Ainsi on voit que la méthodologie développée à travers Optimize\_rosenbrock converge rapidement et avec une grande précision. Elle est même meilleure que l'algorithme génétique de Matlab (qui par exemple utilise un taux de mutation fixe).

Un algorithme génétique peut par exemple être utilisé pour trouver un bon point de départ à injecter dans un algorithme à gradient pour plus de précision.

## Références

- [1] Evelyne LUTTON , Algorithmes génétiques et algorithmes évolutionnaires, Techniques de l'ingénieur.
- [2] R. K. Kincaid, M. M. Griffith, R. Sykes, J . Sobieszczanski-Sobieski, Bell-Curve Genetic Algorithm for Mixed Continuous and Discrete Optimization Problems.
- [3] J. E. Smith, Introduction to evolutionary computing genetic algorithms, Présentation PowerPoint.
- [4]T. Bäck, M. Schütz ,Intelligent mutation rate controle in canonical genetic algorithms.