

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

Développement d'un traitement acoustique
basses-fréquences à base d'écrans
micro-perforés pour application aéronautique

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Majdi Tebbeb

Jury : Nouredine Atalla (directeur)
Saïd Elkoun (Rapporteur)
Maxime Bolduc

RÉSUMÉ

Les traitements acoustiques jouent un rôle important dans la réduction du bruit des avions et doivent satisfaire de nombreuses contraintes de conception et d'exploitation. Ils sont utilisés depuis longtemps au niveau de l'isolation. Le concept étudié dans ce projet est basé sur l'ajout ou l'intégration d'un écran résistif ou microperforé dans les traitements usuels à base de fibre de verre ou de mousse afin d'optimiser l'absorption des traitements acoustiques et améliorer l'isolation en configurations double-paroi dans une bande étroite en basses fréquences et sans la détruire en hautes fréquences. Cette étude a pour objectif final de définir les propriétés physiques et mécaniques d'un traitement acoustique à base d'écrans avec performance maximale pour un ajout de poids minimal. Les résultats de cette étude visent donc à améliorer le confort des passagers dans les avions.

Mots-clés : Écrans microperforés, traitement acoustique, basses fréquences, aéronautique, optimisation.

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier chaleureusement mon directeur de recherche, Monsieur Noureddine Atalla pour m'avoir encadré pendant ces deux ans avec beaucoup de patience, de disponibilité et de professionnalisme en me faisant ainsi profiter de ses compétences, expériences et conseils.

Je suis particulièrement honoré à Saïd Elkoun d'avoir accepté de participer à l'évaluation de ce travail. Je remercie sincèrement Maxime Bolduc, membre de jury, qui a accepté d'examiner ce travail. Qu'ils trouvent ici l'expression de ma reconnaissance.

Je suis très reconnaissant envers Raef Cherif pour ses aides précieuses, ses conseils avisés, son soutien et pour avoir toujours été présent lorsque j'en avais besoin. Mes remerciements vont aussi à Maxime Bolduc pour son soutien et ses conseils précieux qui a été le coordinateur de projet avant qu'il ne quitte l'université.

Un grand merci à Maxime Bolduc, Rémy Oddo, Olivier Robin, Andrée Paradis, Chantal Simard, Patrick Lévesque et à tout le personnel du GAUS pour leur soutien, leur contribution, leur gentillesse et pour l'ambiance de travail qui fut toujours agréable.

Merci également à tous mes camarades avec qui j'ai partagé ces deux années de maîtrise, tout particulièrement, Omar Chakroun, Valentin Cholet, Kamal Kesour, Ahmad Abbad, Mansour Jenzri, Kévin Verdière et Patrick Bouche.

Rien n'aurait été possible sans la présence et le soutien indéfectible de ma famille. Que mes parents Youssef et Nassima, notre ange Bacem, ma soeur Hela, mon frère Chaker et leurs familles trouvent en cet aboutissement le fruit de la confiance qu'ils m'ont toujours accordée, et des sacrifices qu'ils ont faits pour moi durant ces deux années.

Je souhaiterais finir en exprimant ma profonde reconnaissance à ma chère fiancée Fatma qui est pour moi la source de tendresse et d'amour qui n'a jamais cessé de m'encourager depuis notre rencontre. Que ce travail soit le témoignage de mon profond amour.

TABLE DES MATIÈRES

1	INTRODUCTION	1
1.1	Mise en contexte	1
1.2	Problématique	2
2	État de l'art	5
2.1	Modélisation des matériaux poreux	5
2.1.1	Caractérisation des matériaux poreux	5
2.1.2	Modèle empirique	6
2.1.3	Modèle des fluides équivalents	7
2.1.4	Modèle phénoménologique	8
2.2	Les écrans microperforés	9
2.2.1	Caractéristiques des écrans microperforés	9
2.2.2	Modélisation des écrans	10
2.2.3	Contrôle de l'absorption par l'intégration des écrans	14
2.3	Méthode des Matrices de transfert (TMM)	15
3	Création d'une banque de données	19
3.1	Méthodes de caractérisation des propriétés non acoustiques	19
3.1.1	Caractérisation des matériaux poreux-élastiques	19
3.1.2	Caractérisation des écrans microperforés	24
3.2	Méthode de caractérisation des propriétés mécaniques	25
3.3	La base de données	28
4	Étude et optimisation	31
4.1	Effet de collage du traitement	31
4.2	Effet de couplage traitement-structure	32
4.3	Effet des conditions aux limites	34
4.4	Performances en absorption en fonction du GSM et RPA	35
4.5	Calcul de la performance optimale en utilisant un algorithme génétique	37
5	Tests et résultats	43
5.1	Mesure de la perte par transmission	43
5.2	Simulation SEA	45
5.3	Simulation EF	48
5.4	Mesures de la pression quadratique dans la cabine Bêta	49
6	CONCLUSION ET PERSPECTIVES	53
	LISTE DES RÉFÉRENCES	55

LISTE DES FIGURES

1.1	Les différentes sources de bruits pour une paroi d’avion : (http://www.gaus.recherche.usherbrooke.ca/)	1
1.2	Exemples d’écrans ajoutés à une mousse mélamine.	2
2.1	Absorbeurs microperforés utilisés dans le compartiment moteur d’un bateau [Herrin et Liu, 2011]	9
2.2	Schéma d’un écran avec une cavité d’air [Qian <i>et al.</i> , 2014]	10
2.3	Phénomènes physiques impliqués dans une plaque perforée [Atalla et Sgard, 2007]	12
2.4	Onde plane à incidence normale traversant un domaine d’épaisseur h	16
3.1	Organigramme de la méthode de caractérisation directe et validation.	19
3.2	Absorption d’une mélamine d’épaisseur 52 mm (Simulation TMM vs Mesure en tube d’impédance).	20
3.3	Porosimètre Mecanum du LCMA.	21
3.4	Les quatre étapes de la procédure de mesure de la porosité et la densité, la masse est mesurée avec une balance de précision [Salissou, 2009].	21
3.5	Résistivimètre Mecanum du LCMA.	22
3.6	Tortuosimètre du LCMA	22
3.7	Schéma explicatif d’un chemin tortueux de longueur L parcourue par une onde dans un matériau d’épaisseur h	23
3.8	Schéma explicatif de la géométrie d’une pore d’un matériau poreux.	24
3.9	(a) Organigramme de la méthode de caractérisation et validation des écrans microperforés, (b) tube d’impédance (diamètre 44.5 mm), (c) porte échantillons des écrans, (d) tube d’impédance (diamètre 100 mm).	25
3.10	Analyseur mécanique quasi-statique du LCMA.	26
3.11	Les conditions de montage pour la caractérisation mécanique par méthode inverse d’un matériau poreux.	26
3.12	Absorption d’une mélamine Ultra-Légère d’épaisseur 76 mm (Mesure en tube d’impédance vs Simulation TMM utilisant les propriétés mécaniques obtenues par les deux méthodes).	27
4.1	Investigation d’effet de collage sur l’absorption d’une configuration bicouche collée de 51.5 mm mélamine + 3 mm feutre.	31
4.2	Schéma explicatif pour un traitement couplé et un autre découplé.	32
4.3	Investigation par des simulations EF de l’effet de couplage sur l’absorption des configurations monocouche et bicouche.	33
4.4	Système de résonance masse-ressort d’une configuration bicouche.	33
4.5	Investigation par des simulations EF de l’effet des conditions aux limites sur l’absorption.	34

4.6	Courbe de performance en absorption moyenne d'une configuration bicouche (4" Mélamine UL + écran) en fonction du GSM et RPA de l'écran : (a) absorption moyennée entre 20 et 100 Hz ; (b) absorption moyennée entre 20 et 500 Hz.	35
4.7	Courbe de performance en absorption moyennée entre 20 et 100 Hz d'une configuration bicouche couplée (4" Mélamine UL + écran) en fonction du GSM et RPA de l'écran.	36
4.8	Courbe de performance en absorption moyennée entre 20 et 500 Hz d'une configuration bicouche découplée (4" Mélamine UL + écran) en fonction du GSM et RPA de l'écran.	37
4.9	Courbe de performance en absorption moyennée entre 20 et 1000 Hz d'une configuration bicouche découplée (4" Mélamine UL + écran) en fonction du GSM et RPA de l'écran.	38
4.10	(a) illustre une partie zoomée en basse fréquence de la figure (b) qui représente une Comparaison de l'absorption optimale par bandes de tiers d'octave obtenue avec le scénario N°1.	40
4.11	(a) illustre une partie zoomée en basse fréquence de la figure (b) qui représente une Comparaison de l'absorption optimale par bandes de tiers d'octave obtenue avec le scénario N°2.	42
5.1	(a) La salle semi-anéchoïque, (b) La salle réverbérante	43
5.2	Perte par transmission analytique-TMM et expérimentale pour le panneau, panneau + mousse(4"PU) et panneau+mousse(4"PU) + écran (DA0135).	45
5.3	Perte par insertion expérimentale par rapport au panneau pour mousse(4"PU) et mousse (4"PU) + écran (DA0135).	46
5.4	Modèle SEA du Sylva sur VAOne [Bolduc, 2015].	46
5.5	Résultats SEA de la perte par transmission pour le panneau, panneau + mousse (4"PU), panneau+mousse (4"PU) + écran (DA0135) et panneau+mousse (4"PU) + écran (DA0135) pénalisé par la masse d'écran.	47
5.6	Représentation 2D du modèle étudié	48
5.7	Niveau de la pression quadratique dans la cavité sans traitement, avec mousse (4"PU), avec mousse (4"PU) + écran (DA0135).	49
5.8	(a) La cabine Bêta, (b) mise en place de la mousse PU, (c) mise en place de la mousse PU + l'écran (DA0135).	50
5.9	(a) Mesures de la perte par transmission des parois latérales de la cabine (b) Représentation schématique de la cabine.	50
5.10	(a) Mesure de la pression quadratique dans la cabine sans traitement vs avec traitement, (b) Zoom en basses fréquences de la figure 5.10.(a), (c) Mesure de la pression quadratique dans la cabine moyennée en tiers d'octave, (d) Mesure de la pression quadratique dans la cabine moyennée en octave.	51

LISTE DES TABLEAUX

2.1	Les propriétés d'un matériau poreux	6
2.2	Expressions de la tortuosité équivalente en fonction des milieux adjacents.	14
3.1	Les propriétés mécaniques d'une mousse de mélamine blanche obtenue par méthodes directe et inverse.	27
3.2	Banque de données.	29
4.1	Les contraintes du travail.	40
4.2	La configuration optimale obtenue avec le scénario N°1, la configuration initiale et la configuration de référence.	41
4.3	La configuration optimale obtenue avec le scénario N°2, la configuration initiale et la configuration de référence	41
5.1	Les propriétés d'aluminium utilisées.	44
5.2	Propriétés mécaniques des peaux et du coeur du panneau sandwich.	47

LISTE DES SYMBOLES

Symbole	Définition
j	$\sqrt{-1}$
f	Fréquence
ω	Fréquence angulaire
α	Coefficient d'absorption
ϕ	Porosité
ρ	Densité
σ	Résistivité à l'écoulement d'air
α_∞	Tortuosité
Λ	Longueur caractéristique visqueuse
Λ'	Longueur caractéristique thermique
ν	Coefficient de Poisson
η	Coefficient d'amortissement
E	Module de Young
m	Masse
r	Rayon de perforation
d	Diamètre de perforation
t	Épaisseur de l'écran
ρ_0	Densité de l'air
c_0	Célérité de son dans l'air
η_0	Viscosité dynamique de l'air
ν_0	Viscosité cinématique de l'air
α_t	Diffusion thermique de l'air
γ	Rapport des capacités thermiques
P_0	Pression atmosphérique de l'air
$\tilde{\alpha}_{eq}$	Densité équivalente
\tilde{k}_e	Nombre d'ondes
\tilde{Z}_c	Impédance caractéristique
\tilde{K}_{eq}	Module de compressibilité équivalent
\tilde{Z}_s	Impédance de surface
\tilde{Z}_{ecran}	Impédance de l'écran
R_s	Résistance surfacique
\tilde{R}	Coefficient de réflexion
f_p	Fréquence de résonance

LISTE DES ACRONYMES

Acronyme	Définition
CRIAQ	Consortium de Recherche et d'Innovation en Aérospatiale au Québec
GAUS	Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke
LCMA	Laboratoire de Caractérisation des Matériaux Acoustiques
QMA	Quasi-static Mechanical Analyzer (Analyseur quasi-statique)
JCA	Modèle Johnson-Champoux-Allard
SEA	Statistical Energy Analysis
EF	Éléments Finis
TL	Transmission Loss (Perte par transmission)
IL	Insertion Loss (Perte par insertion)
UL	Ultra Light (Ultra léger)
TMM	Transfer Matrix Method (Méthode de matrice de transfert)
PU	Polyuréthane
GSM	Grams per Square Meter (g/m^2)
RPA	Resistance of Unit Area (Résistance par unité de surface)
NCT	Noise Control Treatment (Traitement de contrôle de bruit)

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte

Les forts niveaux sonores dans les cabines d'avions, dus aux différentes sources de bruit (la figure 1.1), sont un défi pour l'industrie aéronautique pour laquelle le confort des passagers joue un rôle très important dans un marché concurrentiel [Rötger, 1997].

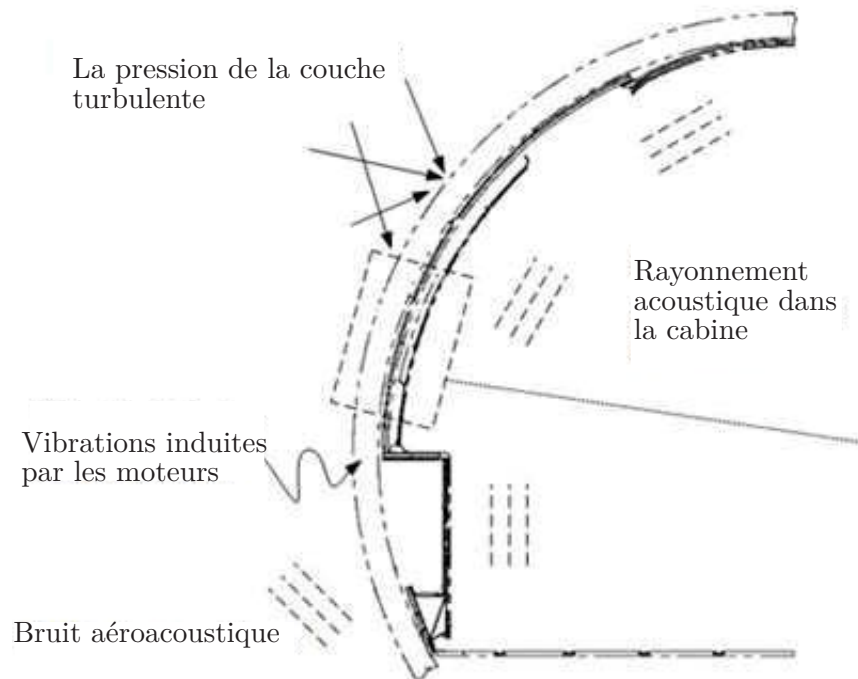


Figure 1.1 Les différentes sources de bruits pour une paroi d'avion : (<http://www.gaus.recherche.usherbrooke.ca/>)

En phase croisière, les sources de bruit prédominantes sont les fluctuations de pression dans la couche limite, les bruits produits par les moteurs alors que les équipements intérieurs (conditionnement d'air, système hydraulique, etc.) sont normalement moins importants. L'espace compris entre la structure du fuselage et l'habillage commercial (finition)

contient des matelas composés d'un matériau d'isolation thermo phonique. Cet arrangement constitue une double paroi acoustique [Rötger, 1997]. Pour réduire le niveau sonore dans la cabine, il est souhaitable d'augmenter l'absorption des parois ou en ajoutant une couverture absorbante contenant des éléments poreux.

Ce mémoire de maîtrise s'inscrit dans le cadre du projet industriel CRIAQ-ACOU 504 (Le Consortium de recherche et d'innovation en aérospatiale au Québec) visant l'optimisation des traitements acoustiques pour des structures sandwich-composites utilisées dans les avions en partenariat avec Bombardier Aerospace et dans les coiffes de lanceurs avec Airbus Defence and Space.

Ce projet est sous la direction de Nouredine Atalla, professeur titulaire au Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke (GAUS) et la coordination de Raef Cherif, professionnel de recherche.

1.2 Problématique

L'objectif de ce projet est le développement d'un traitement acoustique efficace en basses et moyennes fréquences (100-1000 Hz) pour l'isolation d'une cabine intérieure d'un avion construit en matériaux sandwich-composites. Le concept étudié est basé sur l'ajout ou l'intégration d'un écran résistif ou microperforé (figure 1.2) dans les traitements usuels à base de fibre de verre ou de mousse. L'objectif de ce projet est de déterminer les matériaux (mousse, fibreux, nature de l'écran,...) et les configurations (épaisseurs, emplacements de l'écran,...) permettant d'optimiser l'efficacité acoustique de cette solution sur la bande de fréquence étudiée tout en respectant les contraintes de poids et d'épaisseur.

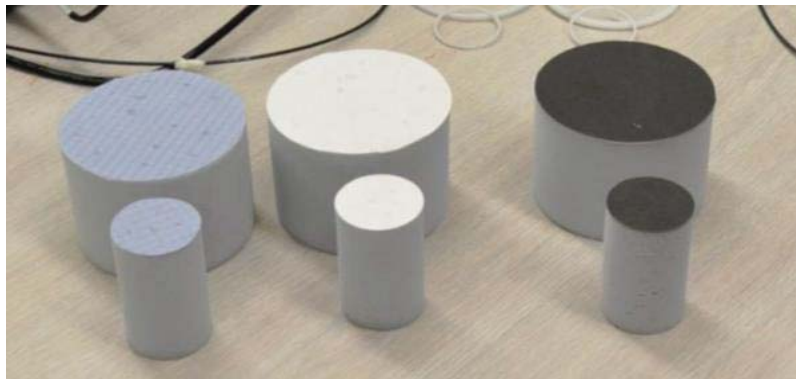


Figure 1.2 Exemples d'écrans ajoutés à une mousse mélamine.

Ce projet est une continuation du travail de maîtrise de [KERKENI, 2015] qui a étudié l'intégration des écrans dans les revêtements acoustiques passifs afin d'améliorer les performances acoustiques sur les basses fréquences, dans le cadre d'une application aérospatiale.

CHAPITRE 2

État de l'art

2.1 Modélisation des matériaux poreux

Les matériaux poreux sont généralement : les mousses, les laines, les feutres, les roches poreuses, les écrans perforés, etc... Ces matériaux sont constitués d'un squelette solide qui comporte des pores ouverts saturés par un fluide (air, eau...). La modélisation de ces matériaux consiste à prédire les propriétés acoustiques (absorption, perte par transmission) à partir de ces propriétés non acoustiques et mécaniques. Nous allons présenter par la suite les caractéristiques des matériaux poreux, ainsi que les différents modèles de modélisation des matériaux acoustiques.

2.1.1 Caractérisation des matériaux poreux

Selon le modèle de Biot-JCA [Allard et Atalla, 2009; Champoux et Allard, 1991; Johnson *et al.*, 1987], les propriétés d'un matériau poreux sont définies par 6 paramètres non-acoustiques et 3 paramètres mécaniques.

Le tableau 2.1 définit les propriétés d'un matériau poreux.

Pratiquement, pour les paramètres mécaniques, on effectue les mesures à l'aide de l'Analyseur Mécanique Quasi-statique(QMA). Langlois et al. ont proposé une méthode simple basée sur un test de compression quasi statique d'un échantillon poroélastique sous forme de disque permettant de mesurer l'impédance mécanique de l'échantillon et d'identifier simultanément la valeur statique du module de Young, le coefficient de Poisson et l'amortissement [Langlois *et al.*, 2001].

Il existe deux méthodes principales pour caractériser et identifier les propriétés non acoustiques des matériaux poreux : la méthode directe et la méthode inverse.

(1) La méthode inverse

La méthode inverse consiste à prendre des mesures expérimentales en tube d'impédance et, à partir d'un modèle mathématique, retrouver les six propriétés non-acoustiques à l'aide d'une résolution numérique [Atalla et Panneton, 2005].

	symbole	Définition
Paramètre non-acoustique	ϕ	Porosité
	σ	Résistivité à l'écoulement d'air (Ns. m ⁻⁴)
	α_∞	Tortuosité
	Λ	Longueur caractéristique visqueuse (μm)
	Λ'	Longueur caractéristique thermique (μm)
	ρ	Densité (kg. m ⁻³)
Paramètre mécanique	E	Module de Young (MPa)
	ν	Coefficient de Poisson
	η	Coefficient d'amortissement

Tableau 2.1 Les propriétés d'un matériau poreux

(2) La méthode directe

La méthode directe consiste à mesurer directement les six propriétés non-acoustiques à l'aide des techniques et appareils spécialisés pour prédire les propriétés acoustiques à partir des modèles analytiques ou empiriques.

Dans la pratique, il faut des équipements spécialisés pour mesurer les longueurs caractéristiques visqueuses et thermiques ce qui rend ces mesures très coûteuses, on utilise donc la méthode inverse pour prédire ces paramètres [Atalla, 2016; Panneton, 2013].

Plusieurs modèles empiriques et analytiques ont été réalisés pour prédire les propriétés acoustiques de ces matériaux. Dans cette revue, nous nous limitons sur les modèles les plus utilisés, un modèle empirique pour les fibreux, un modèle analytique de fluide équivalent et un modèle phénoménologique.

2.1.2 Modèle empirique

Les modèles empiriques sont généralement obtenus à partir d'une interpolation des mesures expérimentales par ajustement afin d'en tirer un comportement général [Salissou, 2009]

Citons par exemple, le modèle développé par [Komatsu, 2008] pour prédire les propriétés acoustiques, l'impédance caractéristique \tilde{Z}_c et le nombre d'onde \tilde{k} , des matériaux fibreux. Ce nouveau modèle est particulièrement efficace où $f/\sigma < 0,01$ m³/kg et $f/\sigma > 0,1$

m³/kg.

$$\widetilde{Z}_c = \rho_0 c_0 \left\{ 1 + 0.00027 \left(2 - \log \frac{f}{\sigma} \right)^{6.2} \right\} - j \rho_0 c_0 \left\{ 0.0047 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{4.1} \right\} \quad (2.1)$$

$$\widetilde{k} = 0.0062 \frac{\omega}{c_0} \left(2 - \log \frac{f}{\sigma} \right)^{4.1} \frac{\omega}{c_0} \left\{ 1 + 0.0004 \left(2 - \log \frac{f}{\sigma} \right)^{6.2} \right\} \quad (2.2)$$

Ce modèle est une amélioration des modèles [Delany et Bazley, 1970] et [Miki, 1990] pour les matériaux insonorisant fibreux. Ce modèle est le plus efficace des trois modèles puisqu'il nous permet d'avoir une meilleure prédiction.

2.1.3 Modèle des fluides équivalents

Dans cette partie, on se limite à définir le modèle de fluide équivalent développé par Johnson-Champoux-Allard (JCA) pour l'étudier et définir ces paramètres : la densité équivalente $\widetilde{\rho}_{eq}$ et la compressibilité dynamique \widetilde{K}_{eq} équivalente.

L'approche ici consiste à décrire mathématiquement les fonctions de réponses approchées d'un fluide saturant un milieu poreux soumis à une excitation acoustique.

Un modèle proposé par [Johnson *et al.*, 1987] définit la tortuosité dynamique équivalente en introduisant la longueur caractéristique visqueuse Λ pour les effets visqueux. La tortuosité dynamique s'écrit [Allard et Atalla, 2009] :

$$\widetilde{\alpha}_{eq} = \alpha_\infty \left(1 + \frac{\sigma \phi}{j \omega \rho_0 \alpha_\infty} G_j(\omega) \right) \quad (2.3)$$

$$\text{Avec : } G_j(\omega) = \left(1 + j \frac{4 \omega \rho_0 \alpha_\infty^2 \eta_0}{\sigma^2 \phi^2 \Lambda^2} \right)^{1/2} \quad (2.4)$$

Ainsi la densité équivalente est donnée par :

$$\widetilde{\rho}_{eq} = \rho_0 \widetilde{\alpha}_{eq} \quad (2.5)$$

Le modèle proposé par [Champoux et Allard, 1991] définit la compressibilité dynamique équivalente en introduisant la longueur caractéristique thermique Λ' pour les effets thermiques. La compressibilité dynamique s'écrit [Allard et Atalla, 2009] :

$$\widetilde{K}_{eq} = K_a \left[\gamma - (\gamma - 1) \left(1 - j \frac{8 \eta_0}{\Lambda'^2 P_r \omega} G'(\omega) \right)^{-1} \right]^{-1} \quad (2.6)$$

Avec :

$$G'(w) = \left[1 + j \frac{\Lambda'^2 P_r \omega}{16\eta_0} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.7)$$

Avec K_a , le module de la compressibilité adiabatique du fluide donné par l'expression :

$$K_a = \gamma P_0 \quad (2.8)$$

Et avec P_r , ν_0 et α_t respectivement le nombre de Prandtl $P_r = \nu_0/\alpha_t$, la viscosité cinématique de l'air et la diffusivité thermique de l'air.

Le nombre d'ondes complexe est donné par :

$$\tilde{k}(\omega) = \omega \sqrt{\tilde{\rho}_{eq}(\omega)/\tilde{K}(\omega)} \quad (2.9)$$

Et finalement, l'impédance caractéristique qui est donnée par :

$$\tilde{Z}_c = \sqrt{\tilde{\rho}_{eq}(\omega)\tilde{K}(\omega)} \quad (2.10)$$

Le modèle de Johnson-Champoux-Allard est défini par 5 paramètres : (ϕ , σ , α_∞ , Λ et Λ'). D'autres modèles ont été proposés pour améliorer la convergence de ce modèle par l'introduction de nouveaux paramètres [Allard et Atalla, 2009; Brouard *et al.*, 2003]. Par exemple Johnson-Champoux-Allard-Lafarge (6 paramètres) [Lafarge, 1993], Johnson-Lafarge (7 paramètres)[Pride *et al.*, 1993] et Pride-Lafarge (8 paramètres) [Lafarge *et al.*, 1997].

2.1.4 Modèle phénoménologique

En se basant sur les théories de Biot [Biot, 1956] et de [Zwikker et Kosten, 1949], [Allard *et al.*, 1989] ont proposé un modèle nommé Biot-Allard. Ce modèle tient compte du mouvement couplé et simultané de la structure rigide et de la phase fluide d'un matériau poreux-élastique [Panneton, 1996]. Cette théorie prédit deux ondes de compression couplées et une onde de cisaillement qui se propagent simultanément dans les deux phases. Le modèle de Biot-Allard est le modèle le plus généralisé et le plus complet qui emploie 6 paramètres non-acoustiques et 3 paramètres mécaniques pour prédire le comportement acoustique d'un poreux-élastique.

2.2 Les écrans microperforés

2.2.1 Caractéristiques des écrans microperforés

Les écrans microperforés sont devenus une solution prometteuse pour la réduction du bruit en basses fréquences. Ces absorbeurs présentent des avantages notables dans la pratique car ils sont légers, peu coûteux, résistants au vent et à l'humidité et ne causent aucun problème pour la santé [Qian *et al.*, 2014]. En conséquence, ils sont utilisés dans un certain nombre d'industries telles que le transport et les applications architecturales.



Figure 2.1 Absorbeurs microperforés utilisés dans le compartiment moteur d'un bateau [Herrin et Liu, 2011]

On peut classer les écrans comme suit :

- Les écrans résistifs imperméables (non perforés) ;
- Les écrans microperforés (dimension des pores de taille submillimétrique) :
 - Tissu (tissé ou non tissé)
 - Membrane microperforée
 - Écran résistif.

L'intérêt principal de ces écrans est d'améliorer l'absorption en basses fréquences [Lee *et al.*, 2005] et, dans certains cas, on peut les utiliser pour la protection du milieu contre l'infiltration des particules dans le matériau poreux (mousse, fibre...).

Suivant un modèle de fluide équivalent [Atalla et Sgard, 2007], l'écran microperforé, représenté dans la figure 2.2, est caractérisé par son taux de perforation ϕ , la résistivité à l'écoulement d'air σ , l'épaisseur t et la masse volumique ρ . La longueur caractéristique thermique et la longueur caractéristique visqueuse sont égales au rayon de perforation $\Lambda = \Lambda' = d/2$ et la tortuosité α_∞ dépend du milieu en contact.

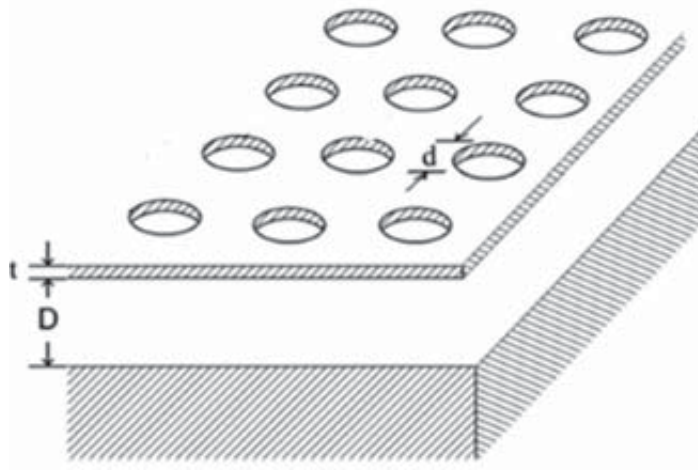


Figure 2.2 Schéma d'un écran avec une cavité d'air [Qian *et al.*, 2014]

Dans la suite, nous décrirons la modélisation utilisée pour prédire les propriétés acoustiques des écrans microperforés.

2.2.2 Modélisation des écrans

Les écrans microperforés sont modélisés par leur impédance de surface, plusieurs travaux ont été faits pour les modéliser. Les différences entre les modèles se trouvent dans les expressions dans la partie résistive (effet visqueux) et la partie réactive (effet d'inertie).

$$Z_s = r_s + jx_s \quad (2.11)$$

- r_s : La partie résistive induite par les effets visqueux qui se produisent au niveau des perforations dues à la couche limite visqueuse et autour de ses bords à la surface des écrans en raison de la distorsion de l'écoulement acoustique. Cet effet rend le passage de l'air plus difficile, et conséquemment la résistivité à l'écoulement d'air augmente.
- x_s : La partie réactive induite par l'effet d'inertie représente le mouvement du volume d'air libre dans les perforations, qui sont plus épaisses que la profondeur de perforation à cause de la correction des longueurs ajoutées (figure 2.3).

Par la suite, trois modèles proposés pour la modélisation des écrans, qui sont les plus utilisés, seront présentés.

1. Modèle des écrans résistifs

Dans le cas d'un écran résistif libre de se déplacer en raison de la différence de pression à travers ce dernier, l'impédance acoustique de surface \tilde{Z}_s s'exprime en fonction de la résistance surfacique R_s et la masse surfacique ρ_s [Atalla et Sgard, 2007] :

$$\tilde{Z}_s = j\omega\rho_s R_s / (j\omega\rho_s + R_s) \quad (2.12)$$

Avec :

$$R_s = \sigma t \quad (2.13)$$

Quand l'écran est collé sur un matériau poreux rigide, le terme d'inertie est négligeable et l'impédance est simplement donnée par :

$$\tilde{Z}_s = R_s \quad (2.14)$$

2. Modèle des plaques microperforées (Modèle de Maa)

Le modèle proposé par [Maa, 1987] pour modéliser l'impédance surfacique des écrans tient compte du déplacement du volume d'air dans les perforations et les distorsions du flux d'air. L'impédance de surface dans ce modèle s'exprime par \tilde{Z}_s :

$$\tilde{Z}_s = \frac{\tilde{Z}}{\phi\rho_0 c_0} = R + j\omega M \quad (2.15)$$

Avec \tilde{Z} : l'impédance acoustique spécifique, R : La résistance spécifique et ωM la réactance spécifique.

$$R = \left(\frac{32\eta_0 t}{\phi\rho_0 c_0 d^2} \right) \left(\sqrt{1 + \frac{X^2}{32}} + \frac{\sqrt{2}Xd}{8t} \right) \quad (2.16)$$

$$\omega M = \left(\frac{\omega t}{\phi c_0} \right) \left(1 + \frac{1}{\sqrt{3^2 + X^2/2}} + \frac{0.85d}{t} \right) \quad (2.17)$$

$$X = d\sqrt{\frac{\omega\rho_0}{4\eta_0}} \quad (2.18)$$

Ce modèle se concentre sur le calcul de l'impédance d'un trou qui est divisé par un taux de perforation et avec une correction ajoutée. Ce modèle suppose une plaque rigide et ne tient donc pas compte des vibrations des écrans. Cet effet est toutefois négligeable pour les tissus.

Selon la théorie de Maa, une approche possible pour obtenir une absorption acoustique élevée sur une large bande de fréquence est de réduire le diamètre de perforation et d'augmenter correctement la densité de perforation [Qian *et al.*, 2014].

3. Modèle des fluides équivalents (Modèle d'Atalla et Sgard)

Le modèle proposé par [Atalla et Sgard, 2007] modélise les écrans comme un fluide équivalent en se basant sur le modèle JCA avec une correction de la tortuosité équivalente en fonction du milieu en contact (voir figure 2.3). Cette correction pour une plaque perforée associée à un espace d'air est donné par :

$$\varepsilon_e = \varepsilon_0 \left(1 - 1.14\sqrt{\phi} \right) \quad (2.19)$$

Avec : $\varepsilon_0 = 8r/3\pi = 0.85r$

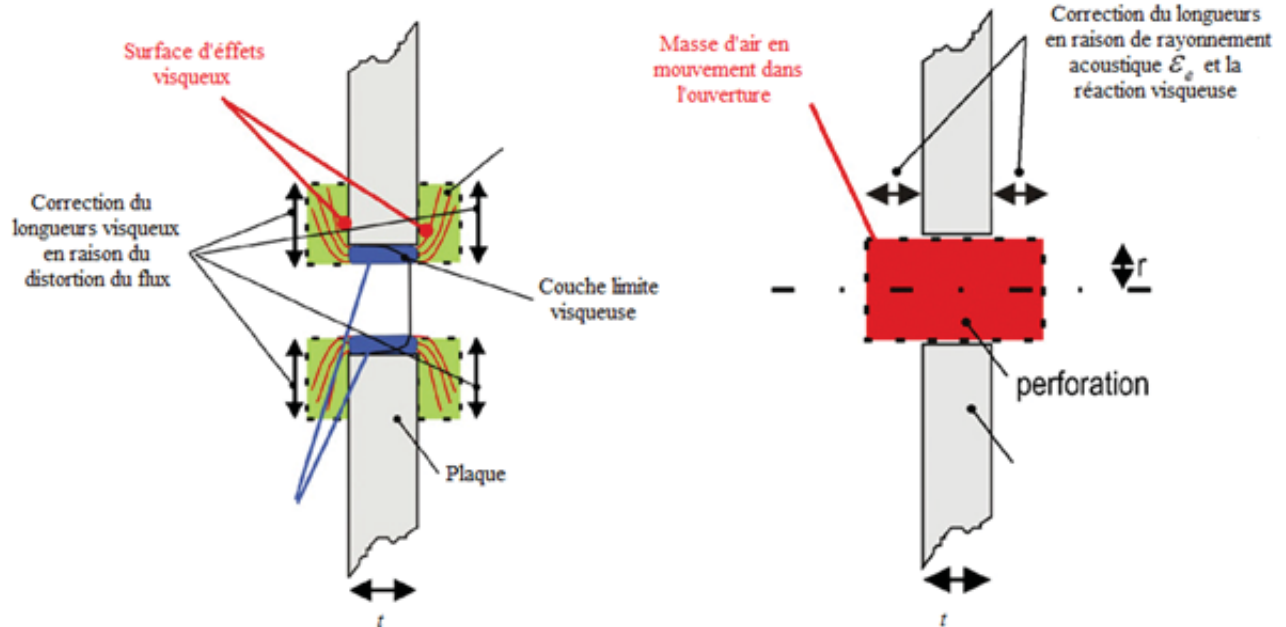


Figure 2.3 Phénomènes physiques impliqués dans une plaque perforée [Atalla et Sgard, 2007]

La tortuosité équivalente doit être corrigée en fonction des milieux adjacents dans lesquels l'écran perforé est placé, cette correction est valable à incidence oblique [Atalla et Sgard,

2007]. Les différentes configurations pour lesquelles ces corrections s'appliquent sont présentées dans le tableau 2.2.

Ce modèle simple et général peut gérer diverses configurations des écrans ou des plaques microperforées qui peuvent être couplées en amont avec de l'air ou des matériaux poreux. L'impédance acoustique de surface totale (écran + milieu en aval) \tilde{Z}_s est la somme de l'impédance acoustique de l'écran \tilde{Z}_{ecran} et l'impédance acoustique du milieu en aval \tilde{Z}_B :

$$\tilde{Z}_s = \tilde{Z}_{ecran} + \tilde{Z}_B \quad (2.20)$$

$$\tilde{Z}_s = \frac{1}{\phi} \tilde{\rho}_e \omega t + \tilde{Z}_B \quad (2.21)$$

Dans le cas où l'écran est soutenu d'une cavité d'air, l'impédance spécifique de la cavité est donnée par

$$\tilde{Z}_B = -j \rho_0 c_0 \cot\left(\frac{\omega D}{c_0}\right) \quad (2.22)$$

Considérons le comportement asymptotique en hautes fréquences correspondant à des rayons de perforations submillimétriques, l'impédance de surface s'écrit :

$$\tilde{Z}_s = \alpha_\infty \frac{2t}{r\phi} R_s (1 + j) + j \frac{\omega \rho_0 \alpha_\infty t}{\phi} + \tilde{Z}_B \quad (2.23)$$

$$\text{Avec } R_s = \frac{1}{2} \sqrt{(2\eta_0 \omega \rho_0)} \quad (2.24)$$

Considérons le comportement asymptotique en basse fréquence correspondant à des rayons de perforations submillimétriques, l'impédance de surface s'écrit :

$$\tilde{Z}_s = j \frac{\omega \rho_0 t \alpha_\infty}{\phi} \left(1 + \frac{\alpha_\infty}{4}\right) + \sigma t + \tilde{Z}_B \quad (2.25)$$

Dans le cas d'un écran résistif, l'impédance acoustique de surface \tilde{Z}_s s'écrit :

$$\tilde{Z}_s = \sigma t + \frac{1}{\phi} (\varepsilon_e (1 + \Re(\tilde{\alpha}_p)) + t) j \omega \rho_0 + \tilde{Z}_B \quad (2.26)$$

Dans le cas des écrans à grande résistivité, la partie réactance sera négligeable et la résistivité s'exprimera par :

$$R_s = \sigma t \quad (2.27)$$





Configuration	Tortuosité équivalente
	$\alpha_\infty = 1 + \frac{2\varepsilon_e}{t}$
	$\alpha_\infty = 1 + \frac{2\varepsilon_e}{t}$
	$\alpha_\infty = 1 + \frac{\varepsilon_e}{t} (1 + Re(\tilde{\alpha}_p))$
	$\alpha_\infty = 1 + \frac{\varepsilon_e}{t} (1 + Re(\tilde{\alpha}_{p,1}) + Re(\tilde{\alpha}_{p,2}))$

Tableau 2.2 Expressions de la tortuosité équivalente en fonction des milieux adjacents.

2.2.3 Contrôle de l'absorption par l'intégration des écrans

Il est possible de rencontrer les écrans absorbants dans de nombreuses applications où la taille des perforations est de l'ordre du micromètre, ce qui a pour conséquence d'augmenter la résistance acoustique et de diminuer réactance de l'impédance acoustique qui résultera une absorption large bande en basses fréquences [Maa, 1998].

Le coefficient d'absorption acoustique α pour un écran soutenu d'une cavité d'air s'écrit :

$$\alpha = 1 - \left| \tilde{R} \right|^2 \quad (2.28)$$

Avec le coefficient de réflexion :

$$\tilde{R} = \frac{\tilde{Z}_s - Z_0}{\tilde{Z}_s + Z_0} \quad (2.29)$$

L'absorption acoustique peut être maximisée si la résistance acoustique de l'écran est égale à l'impédance caractéristique de l'air $(\sigma t)_{spe} = Z_0$. Ceci nous permet d'obtenir le diamètre spécifique (D_{spe}) qui nous donne une absorption maximale [Chevillotte, 2012]

$$\sigma = \frac{32\eta_0}{\phi d^2} \quad (2.30)$$

$$D_{spe} = \sqrt{\frac{32\eta_0}{Z_0}} \sqrt{\frac{t}{\phi}} \quad (2.31)$$

Avec $Z_0 = \rho_0 c_0$: l'impédance caractéristique de l'air.

Une approximation est donnée par [Chevillotte, 2012] pour prédire la fréquence de résonance f_p pour laquelle l'absorption est maximale. Cette fréquence dépend du taux de perforation ϕ et de la largeur de la couche en aval D est donnée par les expressions suivantes qui dépendent du taux de perforation :

- Pour un taux de perforation supérieur à 0.2

$$f_p \approx \frac{c_0}{4D}$$

- Pour un taux de perforation inférieur à 0.1

$$f_p \approx \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\phi}{(t+2\varepsilon_e)D}}$$

Tian et al. ont étudié l'influence de l'intégration des écrans microperforés sur la performance d'absorption de la couche d'isolation et ont montré que l'ajout des écrans améliore la performance d'absorption en basses fréquences [Tian *et al.*, 2013], tandis que l'absorption en hautes fréquences n'est pas beaucoup diminuée. La position de l'écran dans le matériau poreux peut également affecter les performances en isolation.

2.3 Méthode des Matrices de transfert (TMM)

La méthode des matrices de transfert (TMM) est une méthode analytique pour modéliser les propriétés acoustiques de matériaux poreux homogènes et isotropes qui peuvent être modélisés en tant que fluides ayant des propriétés complexes [Song et Bolton, 2000]. La propagation du son dans une couche est représentée par une matrice de transfert $[T]$ 2×2 [Allard et Atalla, 2009] tel que :

$$V(M) = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} V(M') \quad (2.32)$$

Où M et M' sont placées à proximité de la face avant et arrière de la couche. Les composantes du vecteur $V(M)$ sont les variables qui décrivent le champ acoustique en un point M du milieu qui est défini par la pression acoustique $p(M)$ et la vitesse du fluide $v_x(M)$ à travers la couche. La figure 2.4 présente une onde plane à incidence normale traversant un domaine d'épaisseur h .

La pression acoustique p et la vitesse du fluide $v_x(x)$ à travers la couche s'écrit :

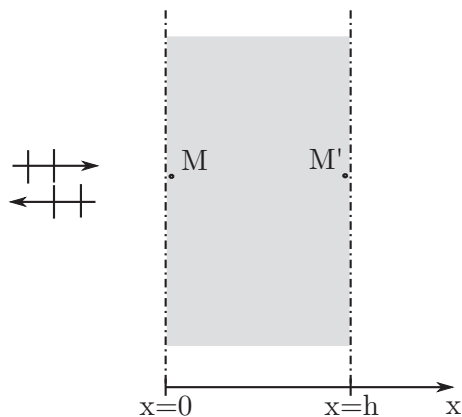


Figure 2.4 Onde plane à incidence normale traversant un domaine d'épaisseur h .

$$p(x) = A \exp(-jk_x x) + B \exp(jk_x x) \quad (2.33)$$

$$v_x(x) = \frac{1}{\tilde{Z}_c} [A \exp(-jk_x x) - B \exp(jk_x x)] \quad (2.34)$$

Avec $k_x = k_a$ est le nombre d'onde complexe et \tilde{Z}_c est l'impédance caractéristique du milieu.

Dans le cas d'une d'onde plane à incidence oblique, le nombre d'onde complexe suivant l'axe x , égale à, $(k_a^2 - k_a^2 \sin^2(\theta))^{1/2}$ où θ est l'angle entre l'onde et l'axe normal.

Donc, la matrice de transfert s'écrit :

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos(k_x h) & j\tilde{Z}_c \sin(k_x h) \\ j\frac{1}{\tilde{Z}_c} \sin(k_x h) & \cos(k_x h) \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

Une fois que les éléments de matrice de transfert sont connus, le coefficient de réflexion R et la perte par transmission TL s'exprimeront par [Song et Bolton, 2000] :

$$R = \frac{T_{11} - Z_0 T_{21}}{T_{11} + Z_0 T_{21}} \quad (2.36)$$

$$TL = \frac{2e^{ik_x h}}{T_{11} + T_{12}/Z_0 + Z_0 T_{21} + T_{22}} \quad (2.37)$$

Dans le cas d'un multicouche en séries, la matrice de transfert globale T_g est le produit des matrices de transfert de chaque couche et s'écrit sous la forme [Atalla, 2014] :

$$[T_g] = \prod_{i=1}^n [T_i] \quad (2.38)$$

Les modèles étudiés seront utilisés par la suite afin de modéliser analytiquement le comportement des matériaux acoustiques et prédire leurs propriétés acoustiques.

CHAPITRE 3

Création d'une banque de données

La création d'une banque de données sur les traitements acoustiques, utilisés dans notre application, ainsi que leurs propriétés acoustiques et mécaniques nous permettra d'étudier leurs effets sur la performance acoustique.

Il est primordial de bien identifier les techniques de caractérisation des matériaux poreux. Dans ce chapitre, nous allons présenter les méthodes analytiques et expérimentales utilisées pour la caractérisation des propriétés non-acoustiques et mécaniques des poreux-élastiques et des tissus. Ensuite nous présenterons la base de données développée.

3.1 Méthodes de caractérisation des propriétés non acoustiques

3.1.1 Caractérisation des matériaux poreux-élastiques

La revue de littérature sur les caractérisations des matériaux poreux nous a amené à identifier la méthode appropriée pour l'identification des propriétés non-acoustiques : la méthode directe est fiable et efficace pour la caractérisation des propriétés non acoustiques des matériaux poreux (mousses, fibreux).

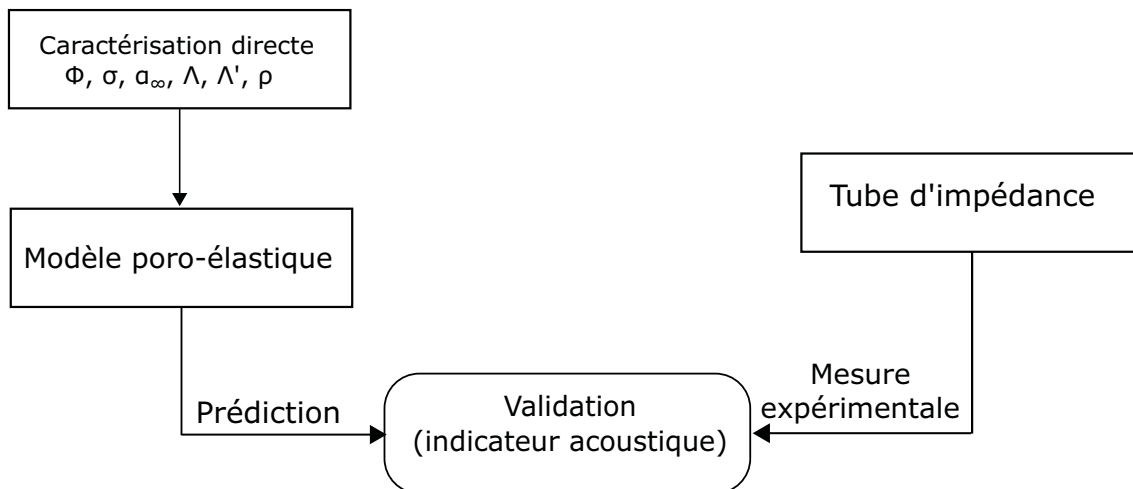


Figure 3.1 Organigramme de la méthode de caractérisation directe et validation.

La figure 3.1 illustre la méthode de caractérisation et validation utilisée pour la création de la banque de données. Un exemple illustré dans la figure 3.2 montre une courbe de validation en absorption (utilisant les propriétés de caractérisation directe) versus la mesure expérimentale pour une mousse de mélamine.

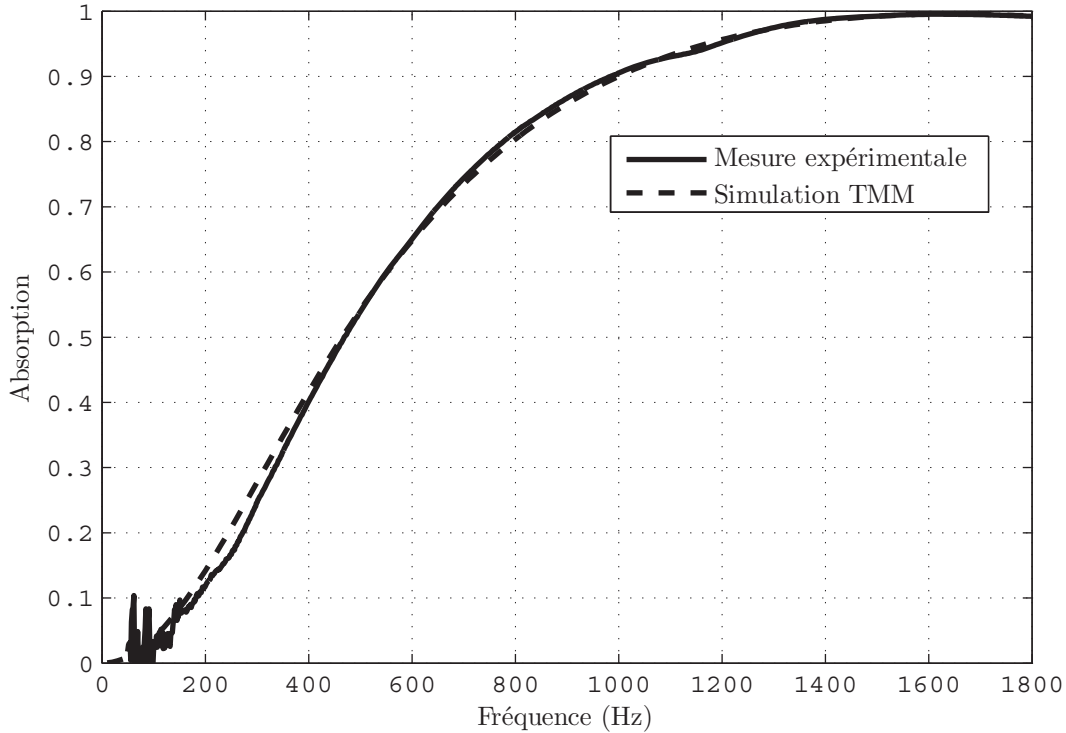


Figure 3.2 Absorption d'une mélamine d'épaisseur 52 mm (Simulation TMM vs Mesure en tube d'impédance).

Dans la suite, on présente les techniques de caractérisation des six propriétés non-acoustiques.

La porosité ϕ et la densité ρ

La figure 3.3 illustre le porosimètre Mecanum (<http://www.mecanum.com>) du LCMA qui nous permet de déterminer à la fois la porosité ϕ et la densité ρ . Le système utilise la méthode Pression/Masse pour mesurer la porosité ouverte des solides poreux développés par [Salissou, 2009]. Elle comporte 4 étapes de mesures (Figure 3.4) afin de déterminer le volume et la masse de la phase solide de l'échantillon testé.

$$\phi = 1 - \frac{V_s}{V_t} \quad (3.1)$$



Figure 3.3 Porosimètre Mecanum du LCMA.

Avec V_s le volume de la phase solide et V_t le volume total apparent de l'échantillon.

$$V_s = \left(\frac{M_2 - M_1}{P_2 - P_1} - \frac{M_4 - M_3}{P_4 - P_3} \right) RT \quad (3.2)$$

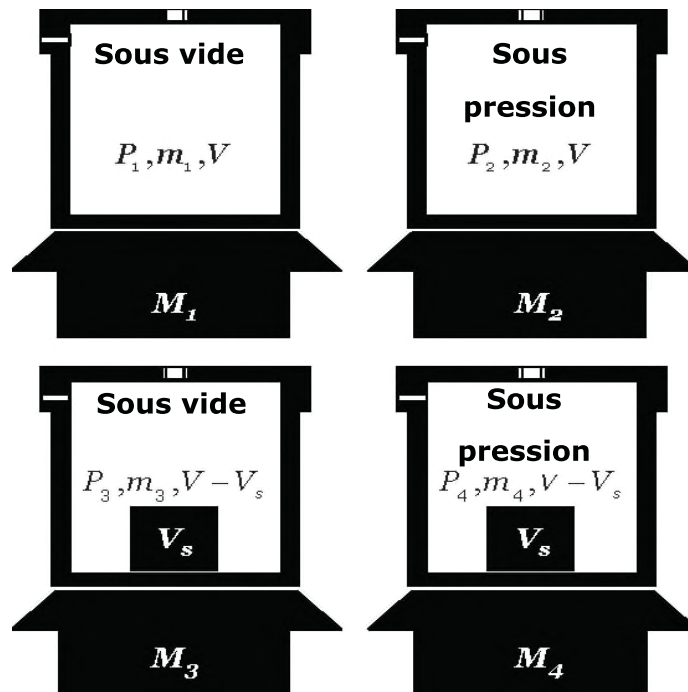


Figure 3.4 Les quatre étapes de la procédure de mesure de la porosité et la densité, la masse est mesurée avec une balance de précision [Salissou, 2009].

Ainsi, la densité peut être calculée par la relation suivante :

$$\rho_s = \frac{M_3 - M_1}{V_s} \quad (3.3)$$

La résistivité σ

La figure 3.5 illustre le résistivimètre Mecanum (<http://www.mecanum.com>) du LCMA qui nous permet de déterminer la résistivité à l'écoulement d'air σ suivant la norme [ASTM C522-03, 2006]. Le paramètre σ définit la résistivité à l'écoulement d'air d'un matériau poreux en fonction de sa surface A et de son épaisseur h .

$$\sigma = \frac{A\Delta P}{Qh} \quad (3.4)$$

Pour obtenir la résistivité d'un matériau, un débit d'air très faible et constant Q est



Figure 3.5 Résistivimètre Mecanum du LCMA.

imposé afin de mesurer la différence de pression ΔP pour pouvoir par la suite appliquer la formule (3.4).

La Tortuosité α_∞

La figure 3.6 illustre la tortuosimètre du LCMA qui nous permet de déterminer la tortuosité α_∞ .



Figure 3.6 Tortuosimètre du LCMA

La longueur moyenne du chemin parcouru par l'air dû à une différence de pression dans un matériau poreux n'est pas forcément égal à son épaisseur. La tortuosité peut être mesurée en plaçant un échantillon de matériau poreux entre deux transducteurs ultrasonore [Allard *et al.*, 1994], le temps parcouru d'une onde émise par l'émetteur vers le récepteur sera mesuré. La tortuosité peut donc être calculée en utilisant la formule (3.5).

$$\alpha_{\infty} = \left(\frac{c_0}{c} (1 - 2\varphi) \right) \quad (3.5)$$

Avec c , la vitesse de l'onde dans la phase fluide du matériaux et φ peut être trouvé à partir l'amortissement de l'impulsion ultrasonore.

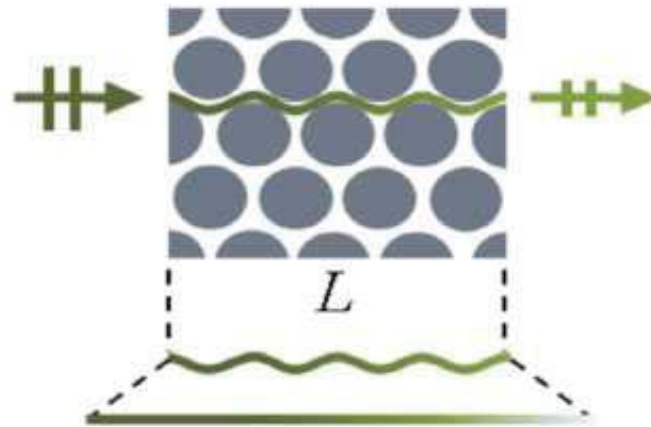


Figure 3.7 Schéma explicatif d'un chemin tortueux de longueur L parcourue par une onde dans un matériau d'épaisseur h .

De ce fait, on a besoin de mesurer la tortuosité définie par la longueur moyenne du chemin parcouru par l'écoulement d'air L et l'épaisseur du matériau h comme indiqué sur la figure 3.7.

Les Longueurs caractéristiques visqueuse et thermique Λ et Λ'

Les longueurs caractéristiques sont des paramètres géométriques liés à la microstructure qui décrivent les dissipations visqueuse et thermique d'un matériau poreux (figure 3.8).

La longueur caractéristique visqueuse introduite par [Johnson *et al.*, 1987] est un indicateur de la taille des pores liés aux échanges visqueux. Ce paramètre définit le rayon moyen de la section des interconnexions des pores. Il est exprimé par l'expression suivante :

$$\frac{2}{\Lambda} = \frac{\int_S v_p^2 dS}{\int_V v_p^2 dV} \quad (3.6)$$

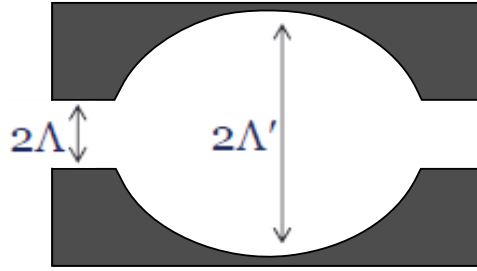


Figure 3.8 Schéma explicatif de la géométrie d'un pore d'un matériau poreux.

Où S et V sont respectivement l'air d'interface des phases fluide-solide et le volume de la phase fluide et v_p désigne la vitesse de la particule fluide.

La longueur caractéristique thermique introduite par [Champoux et Allard, 1991] est un indicateur de la taille des pores liés aux échanges thermiques, ce paramètre définit le rayon moyen des pores. Il est exprimé par l'expression suivante :

$$\frac{2}{\Lambda'} = \frac{\int_S dS}{\int_V dV} \quad (3.7)$$

Pour mesurer les longueurs caractéristiques, on doit utiliser des appareils de précision pour les mesures microscopiques, mais en pratique, on les détermine à partir d'une mesure en tube d'impédance en utilisant la méthode inverse.

3.1.2 Caractérisation des écrans microperforés

En pratique, la caractérisation des écrans microperforés est un cas particulier de la caractérisation des matériaux poreux. L'organigramme de la figure 3.9 décrit la méthode de caractérisation et de validation des propriétés non-acoustiques des écrans identifiés dans notre banque de données.

Vu que les écrans microperforés utilisés sont très minces, leurs épaisseurs sont de l'ordre de $10^{-4}m$, la caractérisation de certaines propriétés sera en conséquence modifiée ou simplifiée :

- **Porosité ϕ** : La porosité ne sera pas mesurée par la méthode directe vu que le volume de l'échantillon est négligeable par rapport au volume du porosimètre. Dans ce cas, on va utiliser la méthode inverse.
- **Densité σ** : De même, la densité ne sera pas mesurée par le porosimètre, elle sera calculée par la formule $\rho = \frac{\text{masse}}{\text{volume}}$.

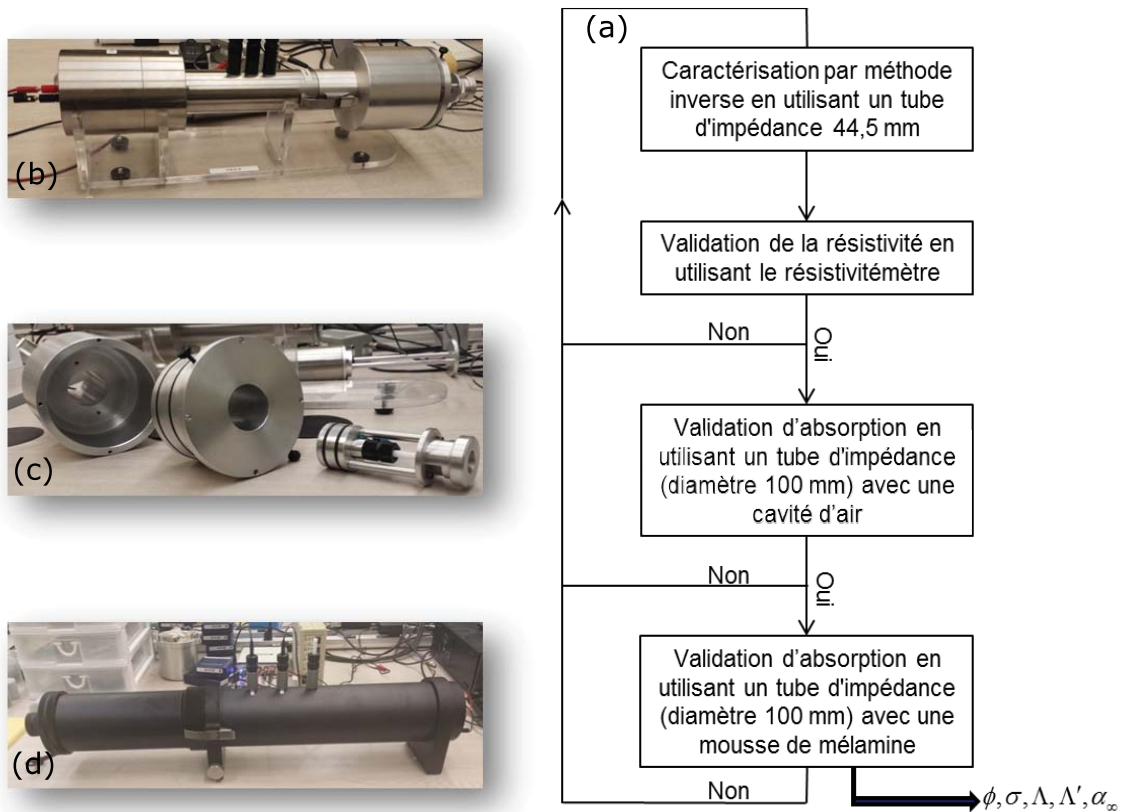


Figure 3.9 (a) Organigramme de la méthode de caractérisation et validation des écrans microperforés, (b) tube d'impédance (diamètre 44.5 mm), (c) porte échantillons des écrans, (d) tube d'impédance (diamètre 100 mm).

- **Tortuosité α_∞** : Le chemin parcouru par l'écoulement d'air sera égale à l'épaisseur de l'écran, d'où $\alpha_\infty = 1$.
- **Les longueurs caractéristiques visqueuse et thermique Λ et Λ'** : En se référant à la section 2.2.1, la longueur caractéristique thermique et la longueur caractéristique visqueuse sont égales au rayon de perforation $\Lambda = \Lambda' = d/2$.

3.2 Méthode de caractérisation des propriétés mécaniques

Pour effectuer la caractérisation des propriétés mécaniques (le module de Young E , le coefficient de poisson ν et le coefficient d'amortissement η), deux méthodes principales sont à suivre : la méthode directe et la méthode inverse.

Méthode directe

En pratique, les mesures de la méthode directe sont effectuées à l'aide du QMA, un test de compression quasi statique qui permet de mesurer l'impédance mécanique (section 2.1.1).

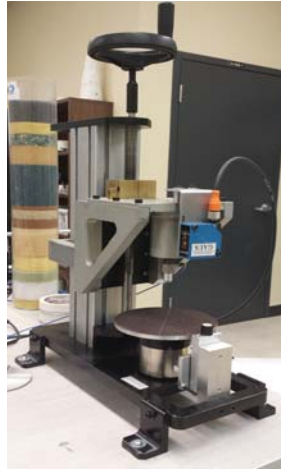


Figure 3.10 Analyseur mécanique quasi-statique du LCMA.

La figure 3.10 illustre l'analyseur mécanique quasi-statique du LCMA qui nous permet de déterminer les propriétés mécaniques des matériaux poreux. Cette méthode n'est pas utilisable pour les écrans, étant donné leur nature ainsi que leur faible épaisseur.

Méthode inverse

Dans cette méthode on a procédé inversement. À partir des mesures d'absorption, on a développé un code Matlab utilisant le modèle de Biot : en appliquant la méthode d'ajustement de courbe (Curve-fitting), on identifie les propriétés mécaniques recherchées à partir de la fréquence de résonance du système.

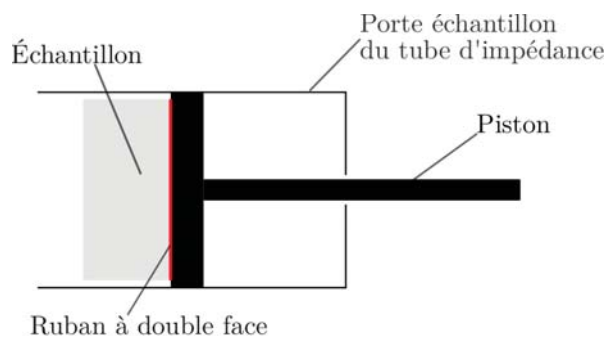


Figure 3.11 Les conditions de montage pour la caractérisation mécanique par méthode inverse d'un matériau poreux.

Lors du montage de l'échantillon dans le tube d'impédance, le contact entre la paroi de l'échantillon et celle du tube influe sur les conditions aux limites et bien évidemment sur la fréquence de résonance du matériau. Afin d'éviter ce contact, on a réduit légèrement le diamètre de l'échantillon et on l'a fixé au fond du tube à l'aide d'un ruban à double face (figure 3.11). Ceci est acceptable en raison de la faible résistivité des matériaux testés (mélamine).

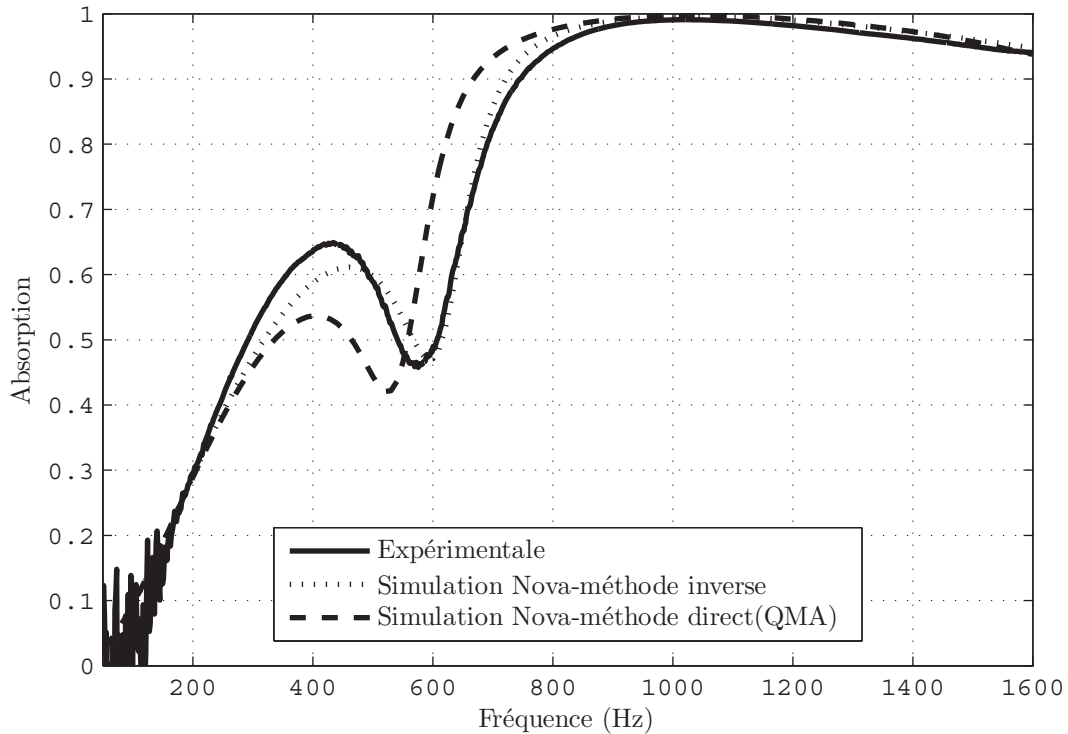


Figure 3.12 Absorption d'une mélamine Ultra-Légère d'épaisseur 76 mm (Mesure en tube d'impédance vs Simulation TMM utilisant les propriétés mécaniques obtenues par les deux méthodes).

	Méthode inverse	Méthode directe (QMA)
Module de Young $E(Pa)$	137800	132000
Coefficient de Poisson ν	0.408	0.38
Amortissement η	0.058	0.062

Tableau 3.1 Les propriétés mécaniques d'une mousse de mélamine blanche obtenue par méthodes directe et inverse.

On a appliqué les deux méthodes pour une mousse de mélamine blanche et on a obtenu les résultats illustrés dans le tableau 3.1, ce qui nous permet de juger de l'efficacité de la méthode inverse. En effet, on remarque que pour les deux méthodes les résultats obtenus sont similaires. Ainsi, sur la figure 3.12 l'allure de la courbe obtenue par la méthode inverse

épouse celle obtenue par la méthode directe. Les simulations sont réalisées avec le code NOVA (<http://www.mecanum.com>).

3.3 La base de données

Le tableau 3.2 donne les propriétés des matériaux poreux caractérisés. Cette base de donnée sera utilisée par la suite pour des études d'optimisation.

	Épaisseur (mm)	Densité (Kg/m ³)	Porosité (%)	Résistivité (Ns/m ⁴)	Tort- uosité	L,C,V (μ m)	L,C,T (μ m)	RPA	GSM (g/m ²)
NW Black	0,52	251,3	23,9	1,350 106	1	23,7	23,7	1,69	130,676
W-Pyjama	0,37	483,6	13,6	3,065 106	1	22,3	22,3	2,73	178,932
WBrown-green-gray	0,7	365,03	8,2	445464,5	1	65,7	65,7	0,75	255,521
Pointe fine	0,68	371,1	16,4	374638,1	1	49	49	0,61	252,348
Victor	0,63	560	20,6	158966,1	1	79	79	0,241	352,8
400 Rayls AFN	0,9	102,39	12,8	458290	1	49,9	49,9	0,994	92,151
750 Rayls AFN	0,9	122,4	16,5	1133038	1	49,9	49,9	2,45	110,16
G9/2019/5083	0,4	156,37	7,5	126941,8	1	126	126	0,122	62,548
EVO 80	0,4	200	89	2215025,3	1	8,2	8,2	2,13	80
DA0135	0,53	252,1	60	1855886	1	21,1	21,1	2,37	135
DA0100	0,34	294,1	60	1685467,7	1	16	16	1,318	100
EVO 60	0,35	171,4	66	692129,6	1	19,8	19,8	0,58	60
PG1 SMS 90	0,54	216,1	38,3	1923291,5	1	25	25	2,5	116,694
E_Black	0,47	229,4	60	1113728,7	1	18,9	18,9	1,26	107,818
Turquoise	0,5	220	87,8	1215163,7	1	11	11	1,46	110
Écran blanc	0,52	450,37	7,3	658400	1	56,4	56,4	0,824	234,1924
Mélamine blanche	75,5	9,32	97,7	9640	1	118,5	160,4	1,753	703,66
Upf	6,35	10,58	96,2	76269	1	23,2	46,4	1,167	67,183
Mousse PU	101,6	29,9	96,5	7272	1,129	86,4	277,7	1,78	3037,84
Mélamine UL	101,6	5,73	99	8432	1,02	138	154	2,06	582,168
Mélamine grise	101,6	9,6	99	10777	1,02	117	134	2,64	975,36

Tableau 3.2 Banque de données.

CHAPITRE 4

Étude et optimisation

Les traitements acoustiques étudiés sont des traitements multicouches d'où l'importance de bien étudier l'effet du collage, leurs conditions aux limites et le couplage traitement-structure afin d'améliorer les performances acoustiques en basses et moyennes fréquences.

Dans ce chapitre, nous allons traiter l'influence de ces différents critères sur les traitements acoustiques pour des configurations optimales en absorption.

4.1 Effet de collage du traitement

Dans les configurations multicouches, le procédé de collage influe sur les indicateurs acoustiques vu qu'il peut avoir un impact sur l'impédance de surface du traitement acoustique. Dans la suite, on va prendre des mesures d'absorption pour une configuration bicouche à partir des matériaux caractérisés et identifiés dans la banque de données.

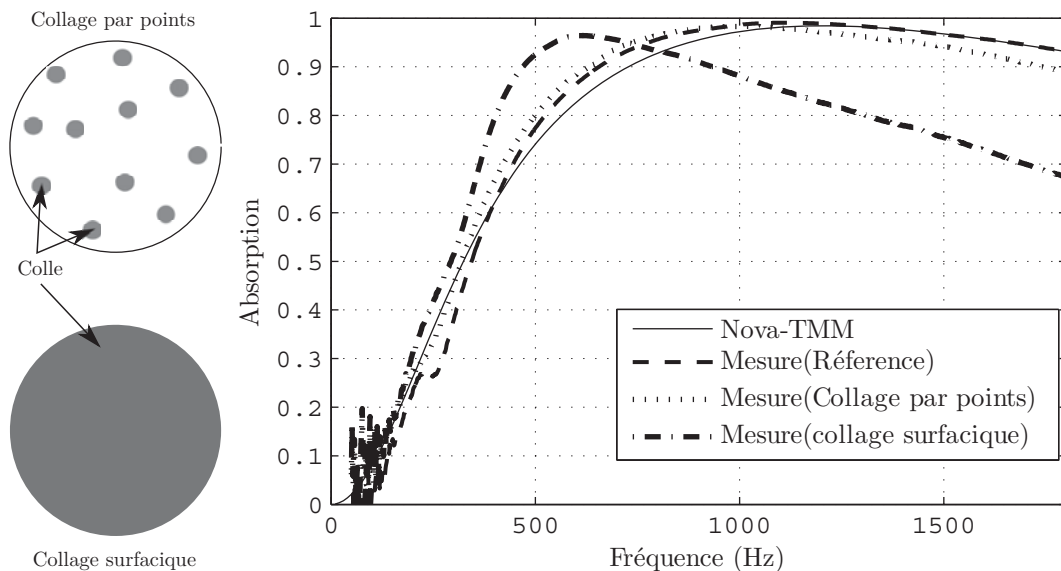


Figure 4.1 Investigation d'effet de collage sur l'absorption d'une configuration bicouche collée de 51.5 mm mélamine + 3 mm feutre.

La figure 4.1 illustre une courbe d'absorption effectuée pour une mousse de mélamine et une couche de feutre collée. Deux méthodes de collage ont été investiguées : collage

surfacique et collage par points. À partir d'une mesure d'absorption de référence (Collage de référence) et des validations sur un modèle Nova-TMM pour une configuration bicouche modélisée en limp et collée sur un mur rigide, la mousse et le feutre sont découplés par une lame d'air d'épaisseur 1 mm. On remarque bien que l'absorption d'une configuration bicouche collée par points est plus cohérente. L'absorption obtenue avec collage surfacique est décalée vers les basses-fréquences. Ce décalage est causé par le film adhésif qui se comporte comme une membrane résistive.

Le collage par point sera pris en considération pour les suites des validations expérimentales afin d'assurer une bonne corrélation modèle-mesure.

4.2 Effet de couplage traitement-structure

La figure 4.3 présente une courbe d'absorption obtenue avec des simulations par éléments finis utilisant NOVAFEM pour deux configurations monochouche et bicouche (écran + mousse). Le couplage signifie que le traitement acoustique est parfaitement collé sur une structure. Afin d'étudier l'influence de couplage traitement-structure, on a simulé pour chaque configuration un traitement couplé (collé sur un mur rigide) et un autre découplé par 1mm lame d'air (Voir figure 4.2). Les dimensions surfaciques du traitement sont $1\text{m} \times 1\text{m}$. On a utilisé un critère de maillage de 8 éléments linéaires par longueur d'onde à la fréquence maximale $f_{max} = 500\text{ Hz}$ et on a obtenu 16×16 éléments surfaciques, 2 éléments suivant l'épaisseur de la mousse, 1 élément suivant l'épaisseur de l'écran et 1 élément pour la lame d'air.

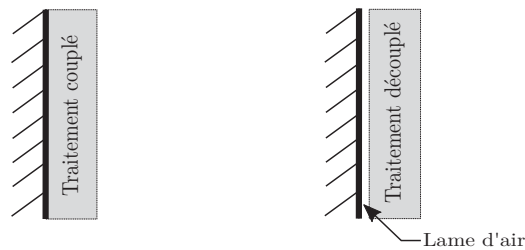


Figure 4.2 Schéma explicatif pour un traitement couplé et un autre découplé.

Le couplage d'un traitement acoustique a un effet notable, en basses fréquences, sur l'absorption [Kanfoud *et al.*, 2009]. Ceci s'explique par l'effet de la résonance mécanique du squelette. La résonance peut être observée lorsque le traitement acoustique est collé sur un mur rigide et est soumis à une excitation acoustique. La fréquence de résonance dépend notamment des propriétés mécaniques des matériaux et des conditions aux limites.

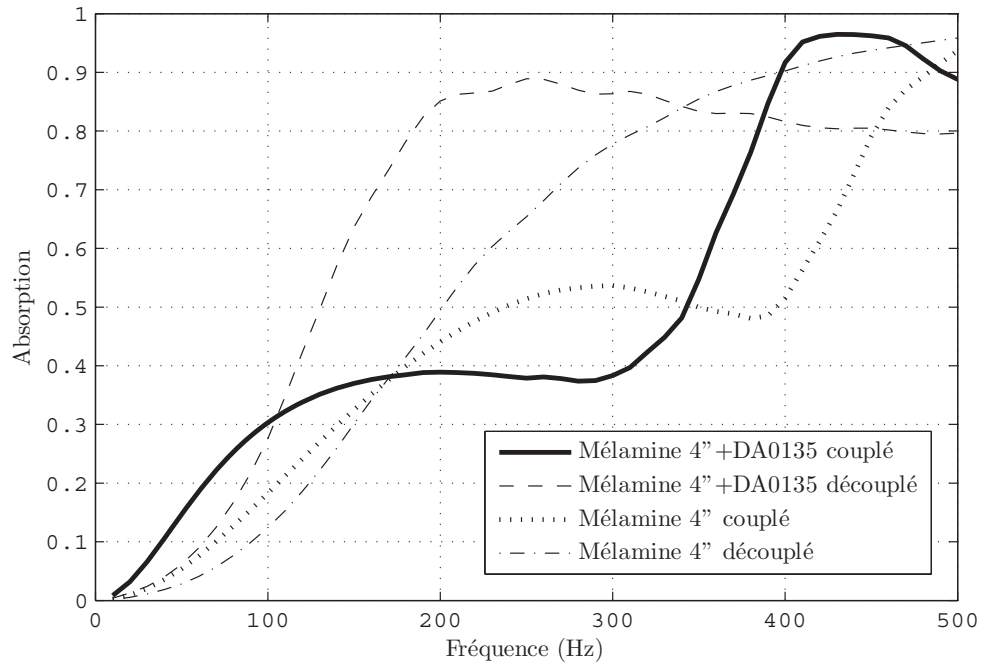


Figure 4.3 Investigation par des simulations EF de l'effet de couplage sur l'absorption des configurations monocouche et bicouche.

La fréquence de résonance f_r [Doutres *et al.*, 2007] s'écrit, avec L , l'épaisseur de l'échantillon.

$$f_r = \frac{1}{4L} \sqrt{E \frac{(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}} / \rho \quad (4.1)$$

Pour le cas d'une configuration monocouche : La figure 4.3 présente l'effet de couplage d'une mousse de 4 pouces de mélamine sous incidence normale. On remarque qu'autour de la fréquence de résonance, l'absorption du traitement couplé diminue. Par contre elle augmente en très basse fréquence jusqu'à 150 Hz.

Pour le cas d'une configuration bicouche : La configuration (écran-mousse) se comporte comme un système masse ressort, d'où par analogie (figure 4.4), la résonance obtenue est la résonance d'un système masse-ressort de raideur k (la mousse) et de masse m (l'écran).



Figure 4.4 Système de résonance masse-ressort d'une configuration bicouche.

La figure 4.3 présente l'effet de couplage d'une bicouche (mousse de 4" de mélamine + DA0135) sous incidence normale. On remarque qu'autour de la fréquence de résonance l'absorption du traitement couplé diminue par contre elle augmente en très basse fréquence jusqu'à 100 Hz. Cette résonance a été décalée vers les basses fréquences dû à la masse de l'écran ajouté, par contre on ne voit pas la résonance masse-ressort de la configuration présentée dans la bande fréquentielle étudiée.

4.3 Effet des conditions aux limites

Les conditions aux limites latérales d'un traitement acoustique peuvent affecter le comportement de l'effet mécanique du matériau. La présence des conditions encadrées sur les bords d'une mousse d'épaisseur finie la rigidifiée acoustiquement [Kang et Bolton, 2016].

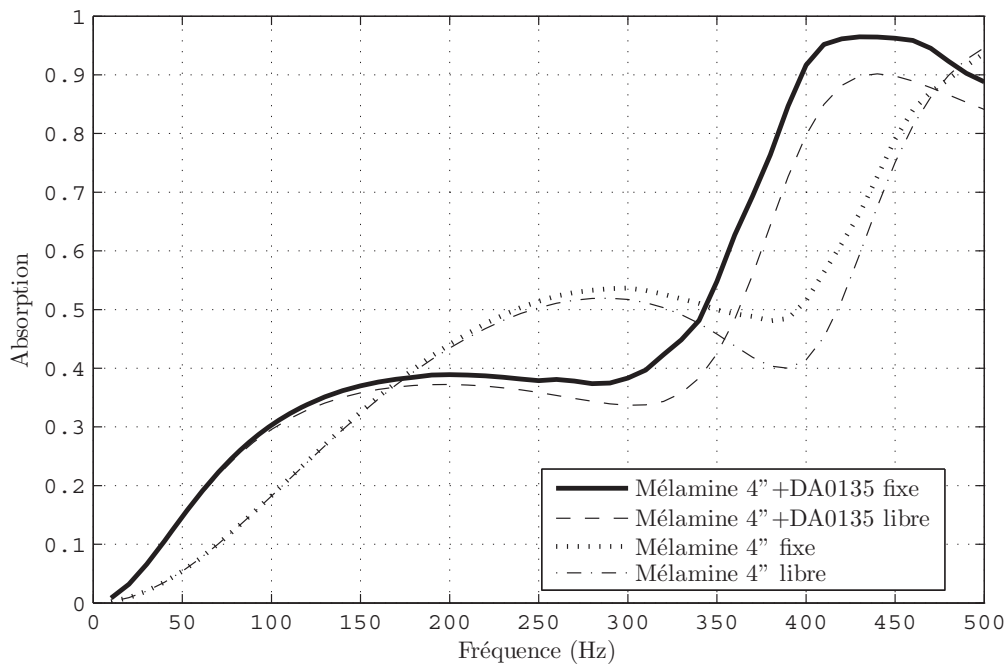


Figure 4.5 Investigation par des simulations EF de l'effet des conditions aux limites sur l'absorption.

La figure 4.5 présente une courbe d'absorption obtenue par des simulations par éléments finis utilisant NOVAFEM pour deux configurations couplées monochouche et bicouche (écran + mousse). La condition aux limites fixe signifie que les surfaces latérales sont collées sur un mur rigide et la condition libre signifie que les surfaces latérales sont libres de glisser. Le maillage utilisé est le même que dans la section précédente.

On peut bien constater que, pour les deux configurations monocouche et bicouche, l'absorption est légèrement améliorée.

4.4 Performances en absorption en fonction du GSM et RPA

Dans cette section, on va étudier la performance des écrans, identifiés dans la banque de données, dans une configuration bicouche avec 4 pouces de mélamine UL. L'étude porte principalement sur les deux principaux paramètres non acoustiques qui gouvernent l'effet de l'écran sur l'absorption : sa résistance par unité de surface (RPA) et sa masse surfacique (GSM).

Cette étude de performance nous permet de qualifier le gain réalisé en absorption moyennée sur 3 plages de fréquences données : [20-100] Hz, [20-500] Hz et [20-1000] Hz. L'étude est faite pour un écran d'épaisseur $t=1$ mm et un taux de perforation $\phi = 0.7$. À partir de chaque valeur de GSM et RPA on retrouve les propriétés équivalentes correspondantes.

$$\sigma = RPA/t \quad (4.2)$$

$$\rho = GSM \times t \quad (4.3)$$

$$\Lambda = \Lambda' = r/2 \quad (4.4)$$

On calcule le rayon de perforation $r = \sqrt{(\phi\sigma)/(8\eta_0)}$ à partir de l'équation (2.30).

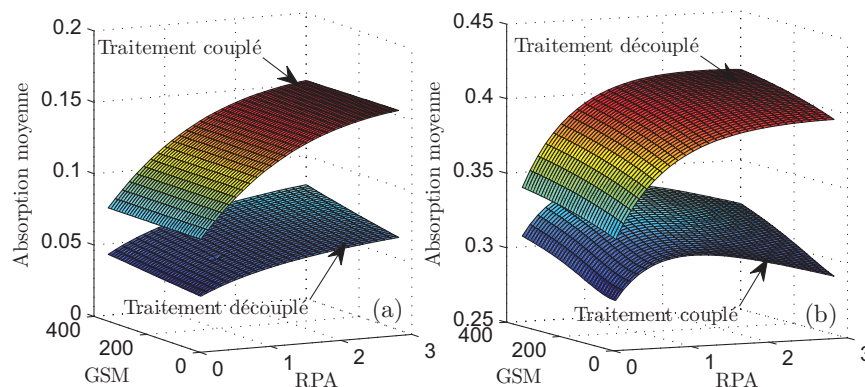


Figure 4.6 Courbe de performance en absorption moyenne d'une configuration bicouche (4" Mélamine UL + écran) en fonction du GSM et RPA de l'écran : (a) absorption moyennée entre 20 et 100 Hz ; (b) absorption moyennée entre 20 et 500 Hz.

L'absorption est simulée à l'aide d'un modèle de Biot pour la mousse et l'écran dans NOVA-TMM, puis on calcule l'absorption moyenne qui est donnée par la formule (4.5).

$$Abs_{moy} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha(f_i, GSM, RPA)}{n} \quad (4.5)$$

La figure 4.6.(a) présente l'absorption moyenne sur l'intervalle [20-100]. On remarque que le traitement couplé possède une meilleure absorption que celui en traitement découplé. Par contre, sur la figure 4.6.(b) qui représente l'absorption moyenne sur l'intervalle de fréquence [20-500], le traitement découplé possède une absorption meilleure. Ceci est cohérent avec les résultats de la section 4.2 sur l'effet de couplage traitement-structure.

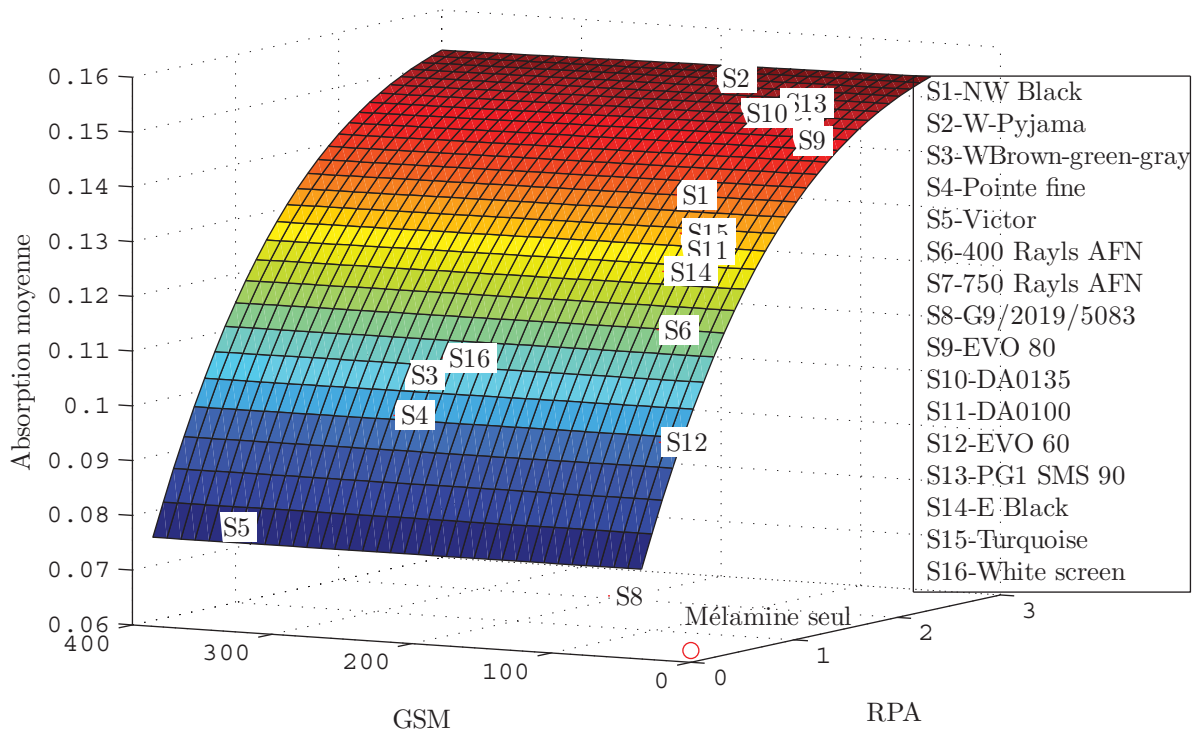


Figure 4.7 Courbe de performance en absorption moyennée entre 20 et 100 Hz d'une configuration bicouche couplée (4" Mélamine UL + écran) en fonction du GSM et RPA de l'écran.

De ce fait, dans ce qui suit, on va procéder avec un traitement couplé pour une application visant les fréquences de l'intervalle [20-100] et avec un traitement découplé pour les fréquences des intervalles [20-500] et [20-1000].

Sur la figure 4.7, dont la fréquence est comprise entre 20 et 100Hz, la masse de l'échantillon ne présente aucun effet sur l'absorption moyennée. On observe que les échantillons ayant

la résistance la plus importante possède les meilleures absorptions. Dans cette bande basse fréquence, le traitement couplé est contrôlé par la résistance de l'écran.

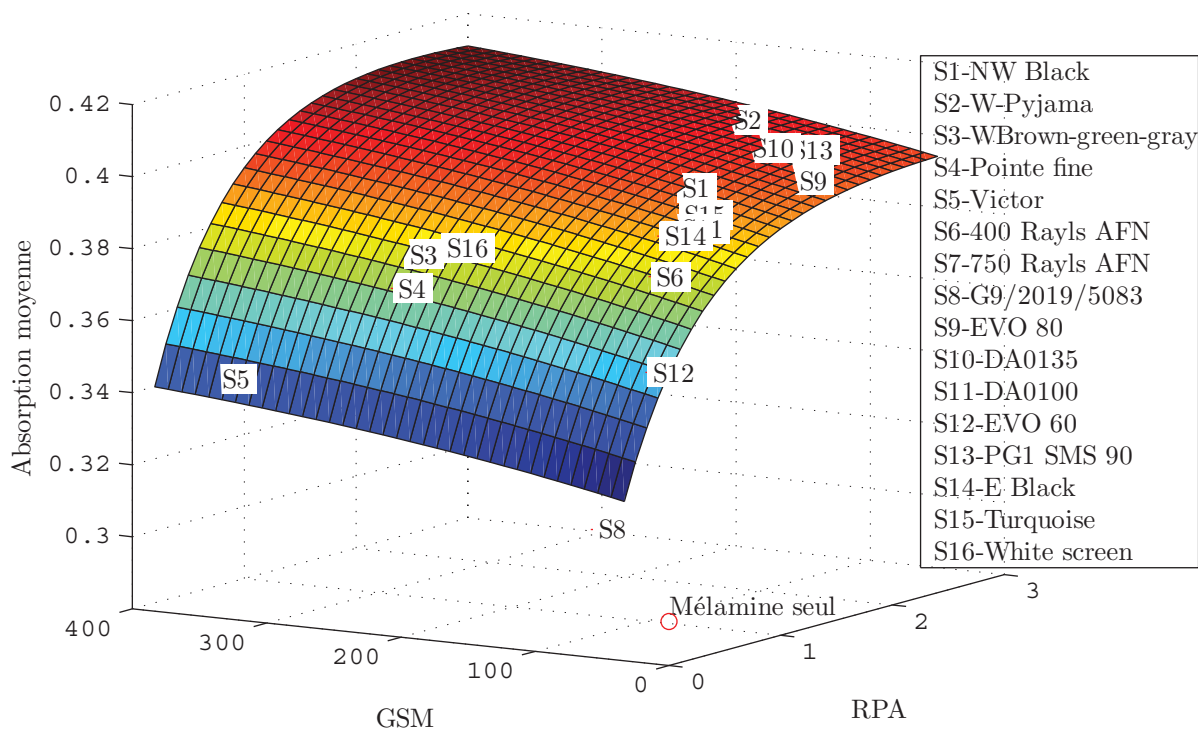


Figure 4.8 Courbe de performance en absorption moyennée entre 20 et 500 Hz d'une configuration bicouche découplée (4" Mélamine UL + écran) en fonction du GSM et RPA de l'écran.

Les figures 4.8 et 4.9 sont élaborées suite à un traitement découplé. En faisant lien avec la courbe précédente on peut distinguer l'effet du type de traitement sur la masse. Ainsi en examinant l'allure des courbes, on peut voir qu'un échantillon plus performant, en absorption moyenne, qu'un autre n'est pas forcément plus lourd.

En effet, les figures 4.7, 4.8 et 4.9 prouvent que les échantillons S2, S13, S10 et S9 situés dans la zone rouge possèdent les meilleures performances.

4.5 Calcul de la performance optimale en utilisant un algorithme génétique

L'étude est portée sur l'étude d'une configuration à quatre couches superposées par alternance : écran-mousse-écran-mousse. Pour avoir la configuration optimale, les deux couches

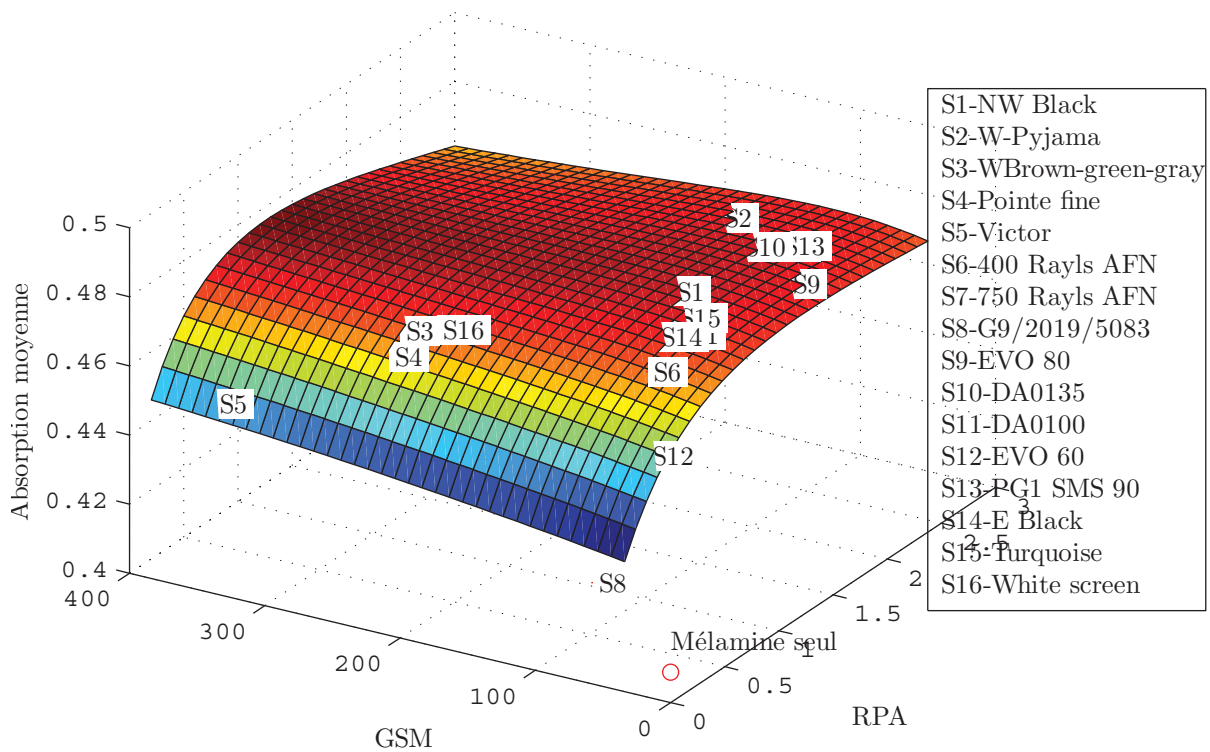


Figure 4.9 Courbe de performance en absorption moyennée entre 20 et 1000 Hz d'une configuration bicouche décollée (4" Mélamine UL + écran) en fonction du GSM et RPA de l'écran.

d'écrans doivent être utilisées en permutant les matériaux sélectionnés dans la base de données pour trouver la meilleure séquence ou combinaisons d'écrans. Ainsi que les deux différentes couches de mousse doivent être sélectionnées pour modification simultanée de leurs épaisseurs afin de trouver les épaisseur optimales. D'où la nécessité d'utiliser un logiciel d'optimisation (NOVA-Optimizer).

Description générale de l'optimizer [GAUS, 2011]

- OptimizerR2011a est un optimisateur basé sur NOVA dédié pour les traitements acoustiques attachés à des panneaux plats. Implémenté dans Matlab, cet optimisateur utilise NOVA comme un solveur et un code maison d'algorithme génétique (GA).
- En se basant sur NOVA, le traitement acoustique peut être une combinaison de matériaux poreux (mousse, fibres et feutres), des cavités d'air, viscoélastique, écrans résistifs, écrans étanches, etc.

- Le code est capable d'optimiser une fonction de coût basée sur les indicateurs NOVA calculés en vertu de tout type d'excitation traitée par NOVA (Champ diffus acoustique, onde plane, charge mécanique ou force de position aléatoire (Rain on the roof), monopole, couche limite turbulente...).
- L'optimiseur présenté peut être utilisé pour : (i) une étude paramétrique rapide et automatisée et (ii) pour la minimisation d'une fonction «coût» :
 - (i) La séquence de superposition d'une configuration multicouche et des matériaux associés peut être modifiée automatiquement (couches permutées ou matériaux choisis dans la base de données des matériaux de NOVA) pour trouver la meilleure séquence ou combinaison de matériaux. Dans ce cas, aucune optimisation n'est à effectuer ; le code utilisé traite, automatiquement, toutes les configurations possibles et en sort la meilleure.
 - (ii) Le code minimise une fonction de coût en modifiant simultanément les épaisseurs de couche, les matériaux de la couche et la séquence globale du NCT sous des contraintes de masse et d'épaisseur. Chaque couche est soumise à des limitations d'épaisseur individuelles. En outre, tout le traitement acoustique peut être soumis à une contrainte sur l'épaisseur totale et/ou la masse totale. Aussi, certaines couches peuvent être fixes tandis que d'autres sont autorisées à permuter. Même si les épaisseurs, les matériaux et les séquences peuvent être optimisés en même temps, chacune de ces propriétés peut également être optimisée séparément.
- Le processus d'optimisation mis en œuvre est basé sur un algorithme génétique dont les épaisseurs et les séquences des couches sont les variables principales. Les algorithmes génétiques sont des processus évolutifs dont un groupe de personnes (dans notre cas, différentes configurations pour l'épaisseur et la séquence de superposition) évolue de génération en génération suivant le principe Darwinien de la «survival of the fittest».

Notre étude est portée sur l'amélioration de l'absorption en basses fréquences ayant pour fréquence maximale 125Hz afin d'atteindre l'objectif ciblé. En effet, l'optimisation de l'absorption a été effectuée en deux scénarios :

- Scénario 1 : on a effectué une optimisation en trois bandes d'octaves (31.5, 63 et 125Hz),

- Scénario 2 : l'optimisation est effectuée sur toute la bande fréquentielle de l'objectif ciblé (31.5 jusqu'à 4000 Hz).

Les conditions de travail soient : la contrainte d'épaisseur maximale et la contrainte de masse maximale du traitement acoustique (NCT) qui ne doit pas dépasser 4% de la masse ajoutée sont prédéfinies dans le tableau 4.1. Les tableaux 4.2 et 4.3 définissent la configuration initiale qui représente la configuration optimum utilisée juste avant d'effectuer cette étude, la configuration de référence et la configuration obtenue suite à la présente étude par l'Optimizer. Ainsi, on associe à chaque configuration sa masse surfacique ajoutée GSM.

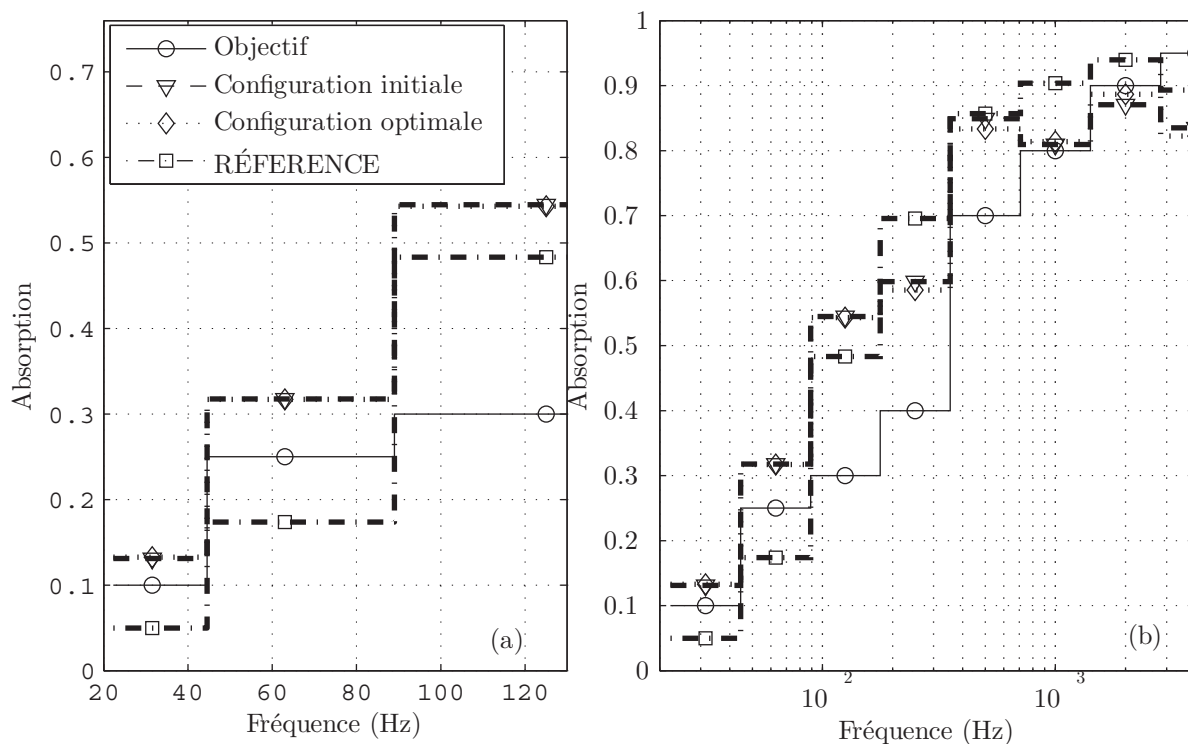


Figure 4.10 (a) illustre une partie zoomée en basse fréquence de la figure (b) qui représente une Comparaison de l'absorption optimale par bandes de tiers d'octave obtenue avec le scénario N°1.

La figure 4.10.(a) présente la configuration de référence actuelle donnée par l'industriel [Kanfoud *et al.*, 2009]. L'objectif fixé par l'industrie et qu'on vise l'atteindre par la pré-

Contrainte	Max masse NCT	Épaisseur max	Épaisseur de l'écran	Épaisseur du mousse
Valeur	4% = 0.782kg/m ²	102.6mm	1mm	¼" jusqu'à 4" (Pas=¼")

Tableau 4.1 Les contraintes du travail.

Configuration	Configuration initiale	Optimizer	Référence
GSM (kg/m^3)	0.7158	0.692	0.7522

Tableau 4.2 La configuration optimale obtenue avec le scénario N°1, la configuration initiale et la configuration de référence.

sente étude, ainsi que les configurations initiale et optimale. On remarque qu'en basses fréquences, l'absorption des configurations initiale et optimale sont identiques et dépassent clairement celle de la référence et de l'objectif.

La figure 4.10.(b) montre qu'on a les mêmes résultats à moyennes fréquences. Mais, au-delà de 1200Hz (haute fréquence), on remarque que l'absorption subit une chute. En conclusion, l'absorption obtenue avec la configuration du scénario N°1, a été bien améliorée en basses fréquences mais elle n'a pas atteint l'objectif en hautes fréquences, mais ceci n'est pas grave vu l'importance des basses fréquences. Le tableau 4.2 présente la configuration initiale et la configuration optimale obtenue du scénario N°1 qui est composée d'une bicouche de 4 pouces de Mélamine UL et un écran AFN 750 Rayls.

D'après la figure 4.11.(a), on remarque qu'en basse fréquence, l'absorption de la configuration optimale, pour la scénario N°2, a dépassé celle de la référence et d'après la figure 4.11.(b), elle a réussi à dépasser l'objectif ciblé. D'après le tableau 4.3 la configuration optimale obtenue est une configuration de quatre couches superposées : une première couche en Mélamine UL d'épaisseur 3" 3/4, un premier écran en Turquoise, une deuxième couche de Mélamine UL mesurant 1/4 de pouce d'épaisseur et un deuxième écran en G9/2019/5083.

Configuration	Configuration initiale	Optimizer	Référence
GSM (Kg/m^3)	0.7158	0.755	0.7522

Tableau 4.3 La configuration optimale obtenue avec le scénario N°2, la configuration initiale et la configuration de référence

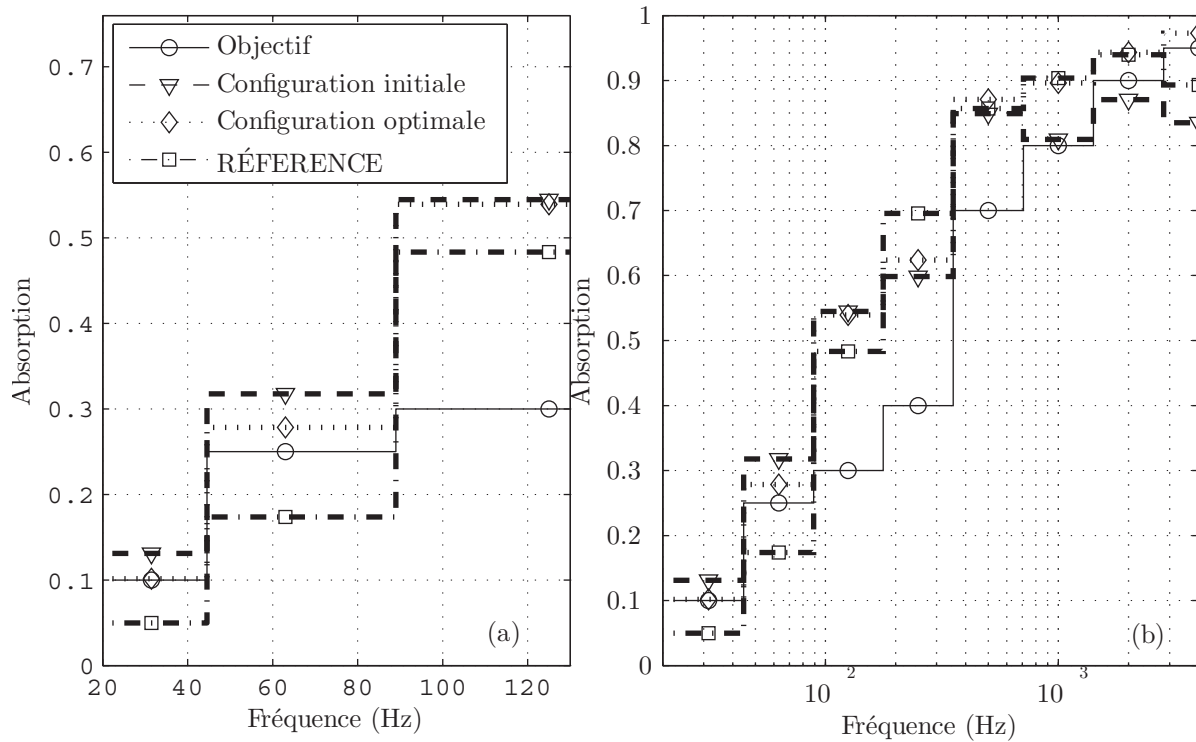


Figure 4.11 (a) illustre une partie zoomée en basse fréquence de la figure (b) qui représente une Comparaison de l'absorption optimale par bandes de tiers d'octave obtenue avec le scénario N°2.

Afin d'améliorer les performances acoustiques en basses fréquences, on a étudié l'absorption du traitement acoustique pour savoir si on peut minimiser l'effet sonore dans une cabine. Dans le chapitre suivant, on va effectuer des tests et des simulations de validation et on va aussi regarder l'effet de l'ajout de l'écran sur la perte par transmission.

CHAPITRE 5

Tests et résultats

L'étude du traitement acoustique effectué au cours de ce mémoire permettra d'optimiser leur absorption afin d'améliorer les performances acoustiques dans les cavités avec des sandwich-composites. Dans le but de minimiser cet effet, on va effectuer, dans ce chapitre, des tests et des simulations permettant la validation des résultats obtenus.

5.1 Mesure de la perte par transmission

Basé sur la norme [ISO15186-1, 2000], on a effectué des mesures de perte par transmission en chambre couplée du laboratoire GAUS de l'Université de Sherbrooke (Voir figures 5.1). Les chambres de transmission sont constituées de deux chambres, la première est une salle réverbérante de volume 143m^3 , la deuxième est une salle semi-anéchoïque. Les deux salles sont connectées à travers une ouverture, cette ouverture sert à placer le panneau ou une configuration multi-couche afin de mesurer la perte par transmission de ces derniers.

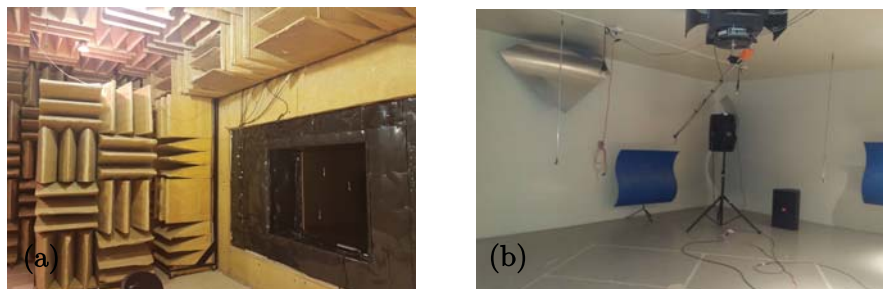


Figure 5.1 (a) La salle semi-anéchoïque, (b) La salle réverbérante

Un champ diffus est créé dans la salle réverbérante en utilisant des haut-parleurs JBL EON 15 G2 de 175 W, sous une large bande de fréquence comprise entre 100 Hz et 4 kHz. La pression acoustique dans la salle est mesurée à l'aide d'un microphone tournant de diamètre $1/2''$. L'intensité acoustique du côté de la chambre semi-anéchoïque, rayonnée par le panneau, est mesurée à l'aide d'une sonde intensimétrique (B&K 3595 avec Remote Control Unit ZH-0632) avec un espacement de 12mm entre les deux microphones dont le diamètre est $1/2''$. La mesure de l'intensité est effectuée sur l'ensemble du panneau en balayant sur toute la surface durant 60s afin de moyennner spatialement et sur le temps les

résultats. La perte par transmission calculée par la formule suivante :

$$TL = L_p - L_i - 6\text{dB} \quad (5.1)$$

Avec L_p et L_i représentent respectivement, le niveau de pression acoustique dans la chambre réverbérante référencé à $20\mu\text{Pa}$ et l'intensité acoustique mesurée par la sonde intensimétrique référencée à $1\text{pW}/\text{m}^2$.

Les tests effectués en chambre de transmission sont :

- Perte par transmission d'un panneau d'aluminium d'épaisseur 3.2mm et de dimensions $1.5\text{m} \times 1.25\text{m}$.
- Perte par transmission du panneau d'aluminium + 4" (10.16cm) d'un mousse de Polyuréthane (PU). Le tableau 3.2 illustre les propriétés des matériaux poreux utilisés.
- Perte par transmission du panneau d'aluminium + 4"(PU) + écran microperforé DA0135

Le tableau 5.1 illustre les propriétés d'aluminium utilisées.

Épaisseur (mm)	Masse Volumique (kg/m ³)	Module de Young (GPa)	Coefficient de poisson	Coefficient d'amortissement
3.2	2740	69	0.33	0.029

Tableau 5.1 Les propriétés d'aluminium utilisées.

En parallèle, les configurations testées ont été simulées utilisant la méthode TMM du code NOVA. La figure 5.2 montre que, dans les trois cas traités, les mesures expérimentales et analytiques ont donné pratiquement les mêmes résultats. L'insertion d'une couche de PU d'épaisseur 4" a augmenté la perte par transmission à partir de 200 Hz ; ainsi, l'ajout de la couche DA0135 l'a encore augmenté à partir de 400Hz.

La figure 5.3 présente la perte par insertion par rapport au panneau $IL = TL_{\text{panneau+traitement}} - TL_{\text{panneau}}$. Le traitement effectué suite à l'insertion de 4" PU offre une perte par insertion d'environ 5dB à 500Hz. Ce gain peut dépasser les 20dB au-delà de 1000Hz ; en ajoutant par la suite une couche de DA0135, on obtient une perte par insertion d'environ 2dB de plus, ce gain peut dépasser les 8dB au-delà de 1000Hz. L'ajout de l'écran améliore bien la performance de la perte par transmission avec une faible masse ajoutée. Toutefois les gains en basses fréquences restent faibles et difficiles à cerner vu la limite basse fréquence du test utilisé.

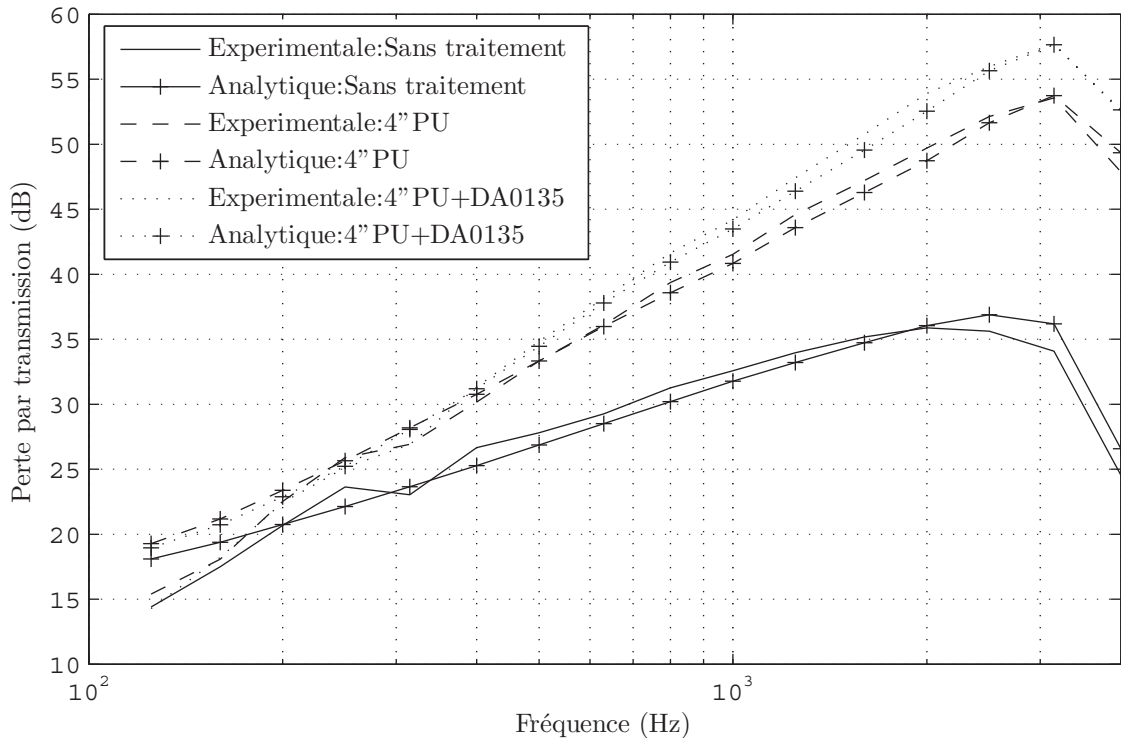


Figure 5.2 Perte par transmission analytique-TMM et expérimentale pour le panneau, panneau + mousse(4"PU) et panneau+mousse(4"PU) + écran (DA0135).

5.2 Simulation SEA

Le calcul par éléments finis ne permet pas de réaliser des calculs vibroacoustiques des structures en hautes-fréquences, en raison de la densité modale élevée qui rend le système très sensibles aux incertitudes. En plus, en haute fréquence, la longueur d'onde est très petite et vue qu'on utilise un minimum de 6 éléments par longueur d'onde lors du maillage dans un calcul par élément finis, cela requiert un maillage très fin et des calculateurs puissants. Même si on dispose des calculateurs puissants, le calcul sera très couteux et non fiable. D'où l'appel à la méthode d'Analyse Statistique de l'Énergie (SEA), la méthode SEA est basée sur une analyse énergétique qui s'applique aux problèmes vibroacoustiques.

Dans cette partie on va effectuer des calculs vibroacoustiques en moyennes et hautes-fréquences afin de démontrer la performance du traitement acoustique développé pour le Syllda. Le Syllda est une structure représentative de la structure interne de la coiffe du lanceur Ariane 5. Le traitement phonique permet de protéger la charge utile contre les extrêmes niveaux de pression sonore au décollage. Un modèle SEA du Syllda (Voir figure

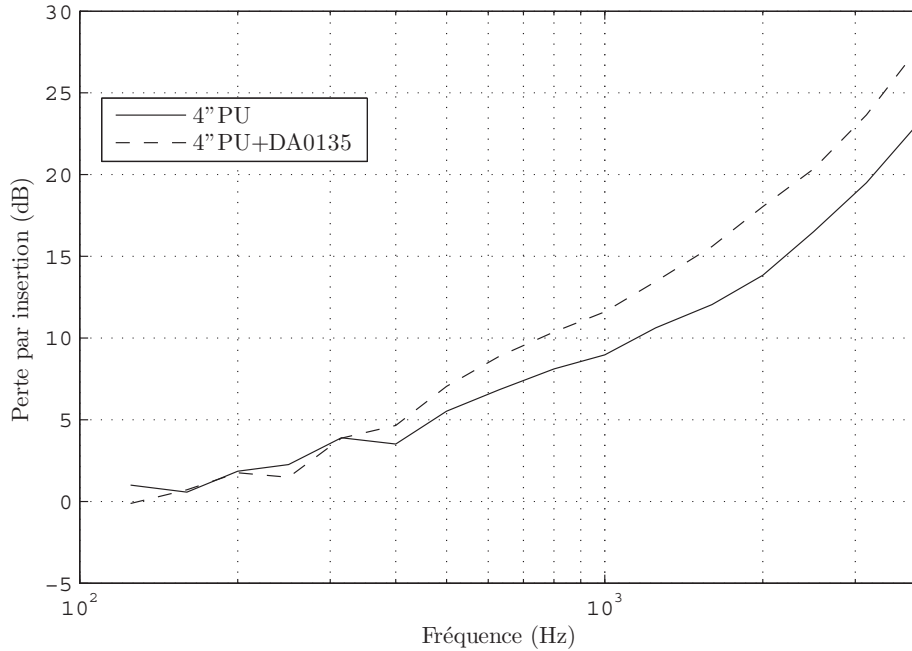


Figure 5.3 Perte par insertion expérimentale par rapport au panneau pour mousse(4"PU) et mousse (4"PU) + écran (DA0135).

5.4) est déjà développé et validé au GAUS à l'aide du logiciel VAOne [Bolduc, 2015]. Nous allons utiliser ce modèle pour corroborer la performance des traitements sélectionnés.

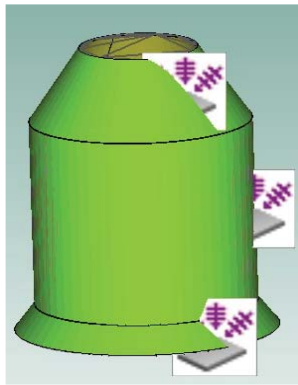


Figure 5.4 Modèle SEA du Sylda sur VAOne [Bolduc, 2015].

La figure 5.5 illustre la perte par transmission du Sylda dans le cas sans traitement, avec 4 pouces de mousse mélamine UL et finalement avec 4 pouces de mousse mélamine UL + écran (DA0135) sous excitation en champs diffus. Vu que le modèle SEA n'est pas valide lorsque la densité modale est faible, ce modèle n'est valide qu'à partir de la bande du tiers d'octave centré à 315Hz (on utilise un critère de validité de la densité modale de 5 modes par tiers d'octave). [Les propriétés mécaniques du panneau sandwich sont listées dans le tableau 5.2.]

	Épaisseur (mm)	Densité (Kg/m ³)	$E_1 = E_2 = E_3$ (MPa)	G_{12} (MPa)	G_{23} (MPa)	G_{31} (MPa)	$\nu_{12} = \nu_{23} = \nu_{31}$
peau	6.35	1530	47×10^3	7.4×10^3	7.4×10^3	7.4×10^3	0.1
coeur	12.7	63	78	49	28	49	0.2

Tableau 5.2 Propriétés mécaniques des peaux et du coeur du panneau sandwich.

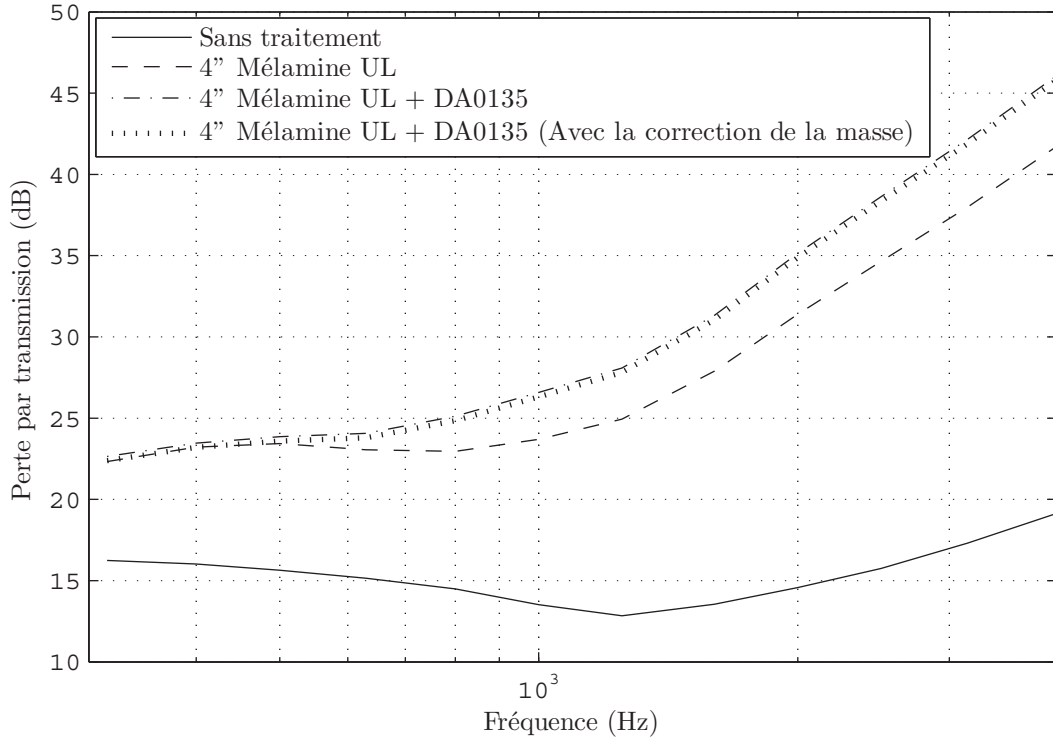


Figure 5.5 Résultats SEA de la perte par transmission pour le panneau, panneau + mousse (4" PU), panneau+mousse (4" PU) + écran (DA0135) et panneau+mousse (4" PU) + écran (DA0135) pénalisé par la masse d'écran.

On observe bien que la mousse de mélamine a un effet remarquable sur l'augmentation de la perte par transmission de la structure sur toute la bande fréquentielle. L'intégration de l'écran (DA0135) a clairement amélioré la performance acoustique du traitement à partir de 600 Hz malgré sa faible épaisseur de 0.53 mm et sa masse de 135 g/m². La courbe de la perte par transmission (4" Mélamine UL+DA0135 (avec la correction de la masse)) dans la figure 5.5, prouve que le gain est donné par l'effet acoustique de l'écran et non par son effet de masse, cette courbe TL_{cor} est calculée par l'équation 5.2.

$$TL_{cor} = TL_{4'' \text{MélamineUL+DA0135}} - 20 \log_{10} \frac{\rho_s(4'' \text{MélamineUL+DA0135})}{\rho_s(4'' \text{MélamineUL})} \quad (5.2)$$

Avec ρ_s la densité surfacique

5.3 Simulation EF

Pour vérifier la performance de l'écran en basses-fréquences, un calcul éléments finis sur une configuration simplifiée est présenté. En utilisant le code de simulation par éléments finis NOVAFEM, on a effectué une comparaison de la pression quadratique moyenne dans une cavité avant et après l'ajout du traitement sélectionné.

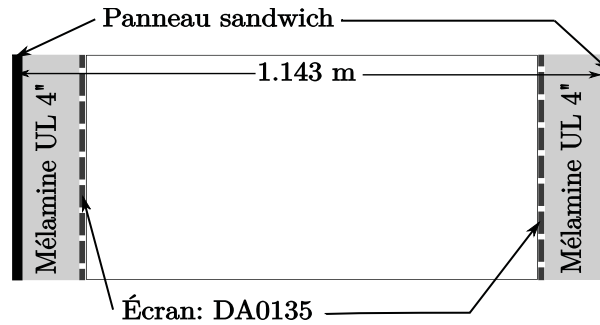


Figure 5.6 Représentation 2D du modèle étudié

La figure 5.6 illustre le modèle EF étudié. Les panneaux sandwich ont les mêmes propriétés que la structure du Sylda. La distance entre les deux panneaux est égale au diamètre intérieur de la partie cylindrique du Sylda. Le traitement utilisé est le traitement sélectionné suite à l'étude de l'optimisation (4" Mélamine UL+écran DA0135).

Les dimensions latérales du modèle est $1\text{ m} \times 1\text{ m}$ avec un maillage qui contient au moins 8 éléments par longueur d'onde pour une fréquence maximale $f_{max} = 500\text{ Hz}$, soit 17 éléments par direction. Le même critère de maillage est utilisé pour définir le nombre d'élément suivant l'axe z , soient 3 éléments pour le panneau sandwich, 8 éléments pour la couche de mélamine, 2 éléments pour la couche d'écran et 16 éléments pour la cavité. L'excitation appliquée est de type champs diffus.

On peut observer, sur la figure 5.7, que l'ajout du traitement acoustique absorbe les modes de la cavité et atténue le niveau sonore dans la cavité, par exemple, le niveau de pression quadratique du premier mode à 127Hz a subi une atténuation de 30 dB. Ainsi, l'insertion de l'écran (DA0135) a amélioré clairement la performance acoustique du traitement à partir du 110Hz, par exemple, l'ajout de l'écran nous a offert un gain de 2dB de plus à 127Hz par rapport à la mousse seule.

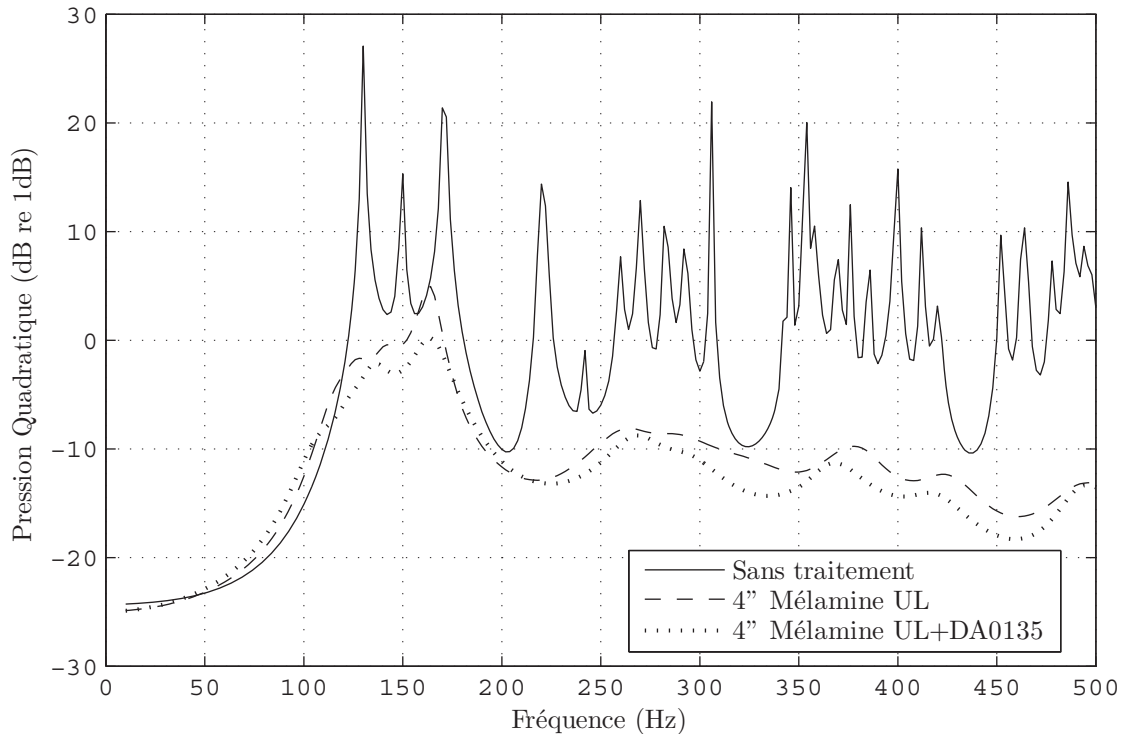


Figure 5.7 Niveau de la pression quadratique dans la cavité sans traitement, avec mousse (4'' PU), avec mousse (4'' PU) + écran (DA0135).

5.4 Mesures de la pression quadratique dans la cabine Bêta

Cette partie sera consacrée à la validation de la performance du traitement en absorption, lorsqu'il est utilisé pour diminuer le niveau de la pression sonore dans une cavité. En se basant sur l'intégration des écrans microperforés en basses-moyennes fréquences, plusieurs traitements acoustiques ont été développés. Ainsi, après avoir étudié l'effet de plusieurs phénomènes sur les traitements effectués (effet de collage du traitement, effet de couplage traitement-structure, effet des conditions aux limites) et calculé la performance optimale du traitement effectué, on est arrivé à exploiter les résultats obtenus.

En effet, dans cette section, on va étudier l'effet du traitement partiel d'une cabine fermée de volume 2.9m^3 . On va donc étudier l'influence du traitement (mousse, mousse+écran) sur le niveau de la pression sonore dans la cabine d'une part, et d'autre part présenter une investigation sur l'effet d'insertion d'un écran. Les dimensions surfaciques du traitement sont $1.5\text{m} \times 1.25\text{m}$, ce qui couvre 15% de la surface intérieure totale. L'écran est collé sur la mousse par des petites morceaux du ruban à double face (figure 5.8.(b)) par contre le traitement est placé dans la cabine sans collage.

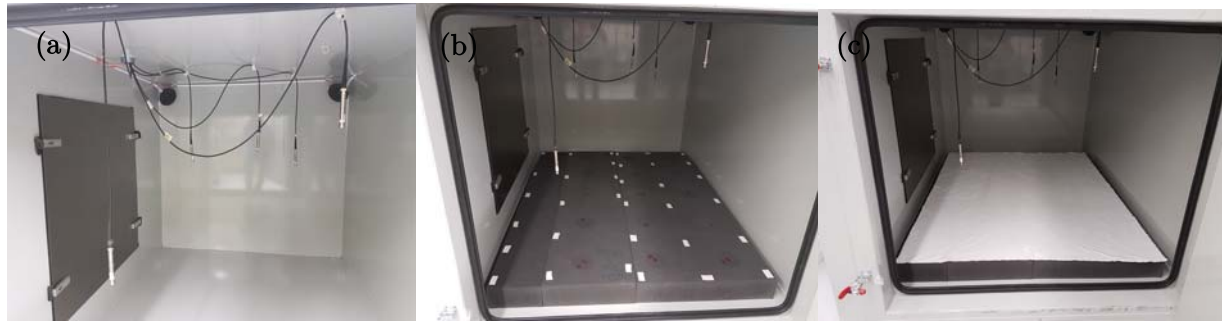


Figure 5.8 (a) La cabine Bêta, (b) mise en place de la mousse PU, (c) mise en place de la mousse PU + l'écran (DA0135).

La figure 5.8.(a) représente la cabine utilisée. Il s'agit d'une cabine fermée équipée de : 4 haut-parleurs (RS52AN-8) installés sur les coins supérieurs de la cabine, un amplificateur à 2 entrées et 4 sorties de 100 Watt chacune et 5 microphones (microphone B&K de type 378-B2) afin de moyenner les mesures dans l'espace. Vu qu'en basse fréquence la réponse est modale et qu'elle ne peut pas être considérée comme un champ diffus uniforme, ces microphones sont installés en position fixe. Chaque mesure dure 20 secondes afin de moyenner sur 58 échantillons de temps.

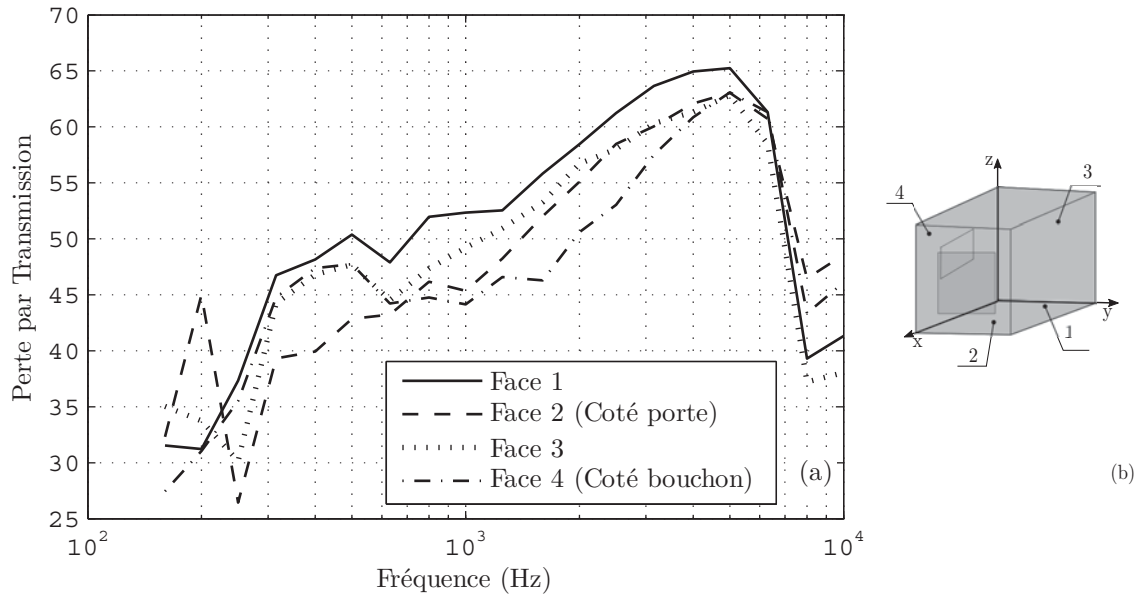


Figure 5.9 (a) Mesures de la perte par transmission des parois latérales de la cabine (b) Représentation schématique de la cabine.

La figure 5.9 illustre la perte par transmission des 4 faces latérales de la cabine ayant comme dimension : $L_x=1.845m$, $L_y=1.321m$ et $L_z=1.194m$. Au dessous de 300 Hz, on remarque bien que la puissance des haut-parleurs est faible et la fréquence à 8000 Hz est

une fréquence critique des parois (épaisseur) puisque la pression subit une chute brusque, on remarque aussi la faiblesse de la cabine coté bouchon et coté porte. En conséquence, la pression quadratique sera mesurée dans une plage de fréquence située entre 300 et 8000 Hz.

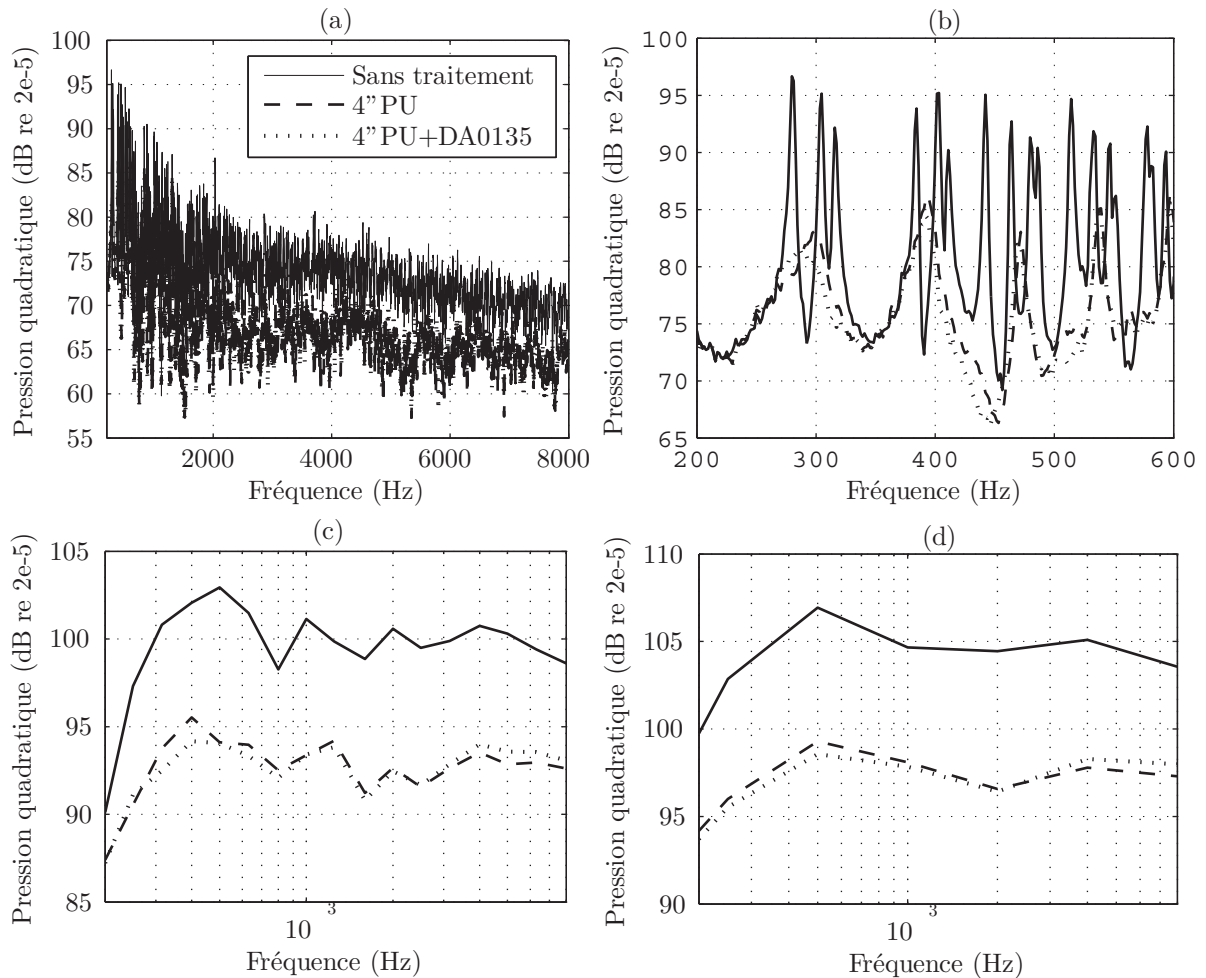


Figure 5.10 (a) Mesure de la pression quadratique dans la cabine sans traitement vs avec traitement, (b) Zoom en basses fréquences de la figure 5.10.(a), (c) Mesure de la pression quadratique dans la cabine moyennée en tiers d'octave, (d) Mesure de la pression quadratique dans la cabine moyennée en octave.

La figure 5.10.(a) représente la réponse de la pression quadratique dans la cabine fermée. Il est clair que la réponse obtenue sans traitement présente une pression quadratique importante. Après avoir appliqué le traitement, on remarque une réduction importante du niveau de pression. À cause de la forte densité modale, on passe à la figure 5.10.(b) qui représente une partie zoomée de la figure 5.10.(a) au niveau des basses fréquences, dont on peut observer clairement le gain réalisé. Les figures 5.10.(c) et 5.10.(d) donnent, respectivement, les moyennes en tiers d'octave et en octave. Dans ces figures, on peut

observer clairement le gain réalisé suite à l'application du traitement. Sous une fréquence de 500 Hz moyennée en octave (Figure 5.10.d), la mousse PU a réalisée un gain sur la pression quadratique de 8 dB.

Le traitement appliqué consiste à insérer une couche de mousse (4" PU), puis rajouter un écran (DA0135). Comme l'on a déjà mentionné, à 500 Hz l'insertion de la couche de mousse a réalisé un gain de 8dB. Par contre, l'ajout de l'écran n'a permis de réaliser qu'un gain supplémentaire de 1 dB de plus. Ce gain n'est pas si important mais considérant la surface traitée, la faible épaisseur et masse de l'écran, ce gain reste acceptable. Notons qu'au delà de 2000Hz, à 4000 Hz par exemple, le traitement n'a plus le même effet, ceci est cohérent vu que l'ajout des écrans microperforés améliore la performance en absorption en basses et moyennes fréquences mais et le réduisent en hautes fréquences.

Bien que les performances obtenues restent faible, on peut conclure qu'à basse fréquence, le traitement appliqué est efficace et il est cohérent avec les résultats obtenus précédemment. De nouveaux tests, utilisant une plus grande surface de traitement sont nécessaires pour corroborer cette conclusion. Ceci n'a pas été possible à cause du manque de matériaux. On peut toutefois affirmer que le but de ce mémoire est partiellement atteint, on a donc minimisé la pression quadratique à basse fréquence dans une cabine fermée.

CHAPITRE 6

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Ce travail de recherche vise l'optimisation des traitements acoustiques pour des cavités avec des parois sandwich-composites en se basant sur des écrans micro-perforés en basses-moyennes fréquences.

Dans ce but, on a fabriqué des prototypes qui ont été testés dans un tube d'impédance. Ces tests ont servis à valider les modèles utilisés et corroborer expérimentalement la performance acoustique des concepts sélectionnés sous incidence normale.

Ensuite, une base de données qui englobe les propriétés des matériaux poreux caractérisés a été créée. Cette base de données a été utilisée par la suite pour l'étude de l'effet de collage, effet de couplage, effet des conditions aux limites. Elle a été aussi utilisée pour une étude de performances en absorption (en fonction du GSM et RPA) et des études d'optimisation, et ce dans la finalité d'identifier une configuration prometteuse à tester en chambre de transmission et en cabine Bêta.

En outre, on a pu sélectionner la configuration optimale (mousse, conditions de collage, condition de montage et conditions aux limites) et l'écran ; ceci nous a permis d'améliorer la performance des traitements acoustiques en basses fréquences avec un très faible poids ajouté.

Finalement, il était nécessaire d'appuyer le traitement optimal par des simulations éléments finis pour différentes configurations simple et double parois et des simulations SEA en utilisant un modèle existant d'une coiffe de lanceur (SYLDA). Cette corroboration a permis de valider le traitement développé en hautes fréquences avec un maximum de performance et un minimum du poids ajouté. En particulier,

- La configuration optimale conçue a réussi à dépasser la configuration de référence du SYLDA sur toute la bande fréquentielle avec une masse surfacique ajoutée inférieure à 4 %.
- L'écran sélectionné pour la configuration optimale n'est pas celui le plus lourd, au contraire, le gain obtenu est issu de son effet acoustique et non pas de son effet de masse (Figure 5.5).

- Les tests expérimentaux dans la cabine Bêta ont corroborés partiellement les résultats obtenus, l'écran micro-perforé ne nous a apporté qu'un gain de 1dB. Ceci est sûrement dû à la faible surface (15% de la surface de la cabine)

Perspectives

Les principales perspectives qui sont à développer à l'issu de ce mémoire peuvent se résumer par les points suivants :

- Effectuer des tests expérimentaux sur une maquette d'avion en taille réelle
- Refaire les tests en cabine Bêta avec une plus grande surface traitée et un contrôle du montage.
- une étude approfondie sur les conditions aux limites sera peut être intéressante afin d'améliorer les traitements acoustiques en basses fréquences et en champ diffus.
- Combiner les écrans avec des inclusions résonantes passives ou actives comme les résonateurs de Helmholtz qui ont démontré leur efficacité en basses-fréquences.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- Allard, J. et Atalla, N. (2009). *Propagation of Sound in Porous Media*, 2^e édition. John Wiley & Sons, Ltd, 374 p.
- Allard, J. F., Castagnede, B. et Henry, M. (1994). Evaluation of tortuosity in acoustic porous materials saturated by air. *American Institute of Physics*, volume 65, numéro 9, p. 754–755.
- Allard, J.-F., Depllier, C. et Rebillard, P. (1989). [1996 Allard] Biot waves in layered media.pdf. *American Institute of Physics*.
- ASTM C522-03 (2006). Standard Test Method for Airflow Resistance of Acoustical Materials. *ASTM International*.
- Atalla, N. (2014). Introduction to the numerical modeling and experimental characterization of porous materials. Dans *Public technical course*. Graz (Austria).
- Atalla, N. (2016). Structural and Acoustic Noise Control Material Modeling. Dans *Engineering Vibroacoustic Analysis*. John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK, p. 230–267.
- Atalla, N. et Sgard, F. (2007). Modeling of perforated plates and screens using rigid frame porous models. *Journal of Sound and Vibration*, volume 303, p. 195–208.
- Atalla, Y. et Panneton, R. (2005). Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements. *Canadian Acoustics*, volume 33, numéro 1, p. 11–24.
- Biot, M. A. (1956). Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid-Saturated Porous Solid. I. Low-Frequency Range. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 28, numéro 2, p. 168.
- Bolduc, M. (2015). *Présentation projet CRIAQ* (Rapport technique). GAUS, Université de Sherbrooke.
- Brouard, B., Castagnède, B., Michel, H., Lafarge, D. et Sahraoui, S. (2003). Mesure des propriétés acoustiques des matériaux poreux. *Technique de l'ingénieur. Mesures et contrôle*, , numéro r6120.
- Champoux, Y. et Allard, J.-F. (1991). Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media. *Journal of Applied Physics*, volume 70, numéro 4, p. 1975.
- Chevillotte, F. (2012). Controlling sound absorption by an upstream resistive layer. *Applied Acoustics*, volume 73, numéro 1, p. 56–60.
- Delany, M. et Bazley, E. (1970). Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*, volume 3, numéro 2, p. 105–116.

- Doutres, O., Dauchez, N., Gènevaux, J.-M. et Dazel, O. (2007). Validity of the limp model for porous materials : a criterion based on the Biot theory. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 122, numéro 4, p. 2038–2048.
- GAUS (2011). *User’s guide NOVA based Optimizer for the vibroacoustics of flat multi-layered system* (Rapport technique April).
- Herrin, D. et Liu, J. (2011). Properties and Applications of Microperforated Panels. *Sound & Vibration*, , numéro 7, p. 6–9.
- ISO15186-1 (2000). Acoustics - measurement of sound insulation in buildings and of building elements using sound intensity - part 1 : Laboratory measurements. *International Standard Organization*.
- Johnson, D. L., Koplik, J. et Dashen, R. (1987). Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media. *Journal of Fluid Mechanics*, volume 176, numéro 176, p. 379–402.
- Kanfoud, J., Hamdi, M. A. et Jaouen, L. (2009). Development of an analytical solution of modified Biot’s equations for the optimization of lightweight acoustic protection. , numéro February, p. 863–872.
- Kang, Y. J. et Bolton, J. S. (2016). Finite element modeling of isotropic elastic porous materials coupled with acoustical finite elements. *Acoustical society of america*, volume 98, numéro 1, p. 635–643.
- KERKENI, D. (2015). *Développement d’un traitement acoustique basses-fréquences pour application aérospatiale*. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, 1–130 p.
- Komatsu, T. (2008). Improvement of the Delany-Bazley and Miki models for fibrous sound-absorbing materials. *Acoustical Science and Technology*, volume 29, numéro 2, p. 121–129.
- Lafarge, D. (1993). *Propagation du son dans les matériaux poreux à structure rigide saturés par un fluide viscothermique*. Thèse de doctorat, université du Maine, 1–296 p.
- Lafarge, D., Lemarinier, P., Allard, J. et Tarnow, V. (1997). Dynamic compressibility of air in porous structures at audible frequencies. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 102, numéro 4, p. 1995–2006.
- Langlois, C., Panneton, R. et Atalla, N. (2001). Polynomial relations for quasi-static mechanical characterization of isotropic poroelastic materials. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 110, numéro 6, p. 3032–3040.
- Lee, Y. Y., Lee, E. W. M. et Ng, C. F. (2005). Sound absorption of a finite flexible micro-perforated panel backed by an air cavity. *Journal of Sound and Vibration*, volume 287, numéro 1-2, p. 227–243.
- Maa, D.-Y. (1987). Microperforated-panel wideband absorbers. *Noise Control Engineering Journal*, volume 29, numéro 3, p. 77–84.

- Maa, D.-y. (1998). Potential of microperforated panel absorber. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 104, numéro 5, p. 2861–2866.
- Miki, Y. (1990). Acoustical properties of porous materials. Modifications of Delany-Bazley models. *Journal of the Acoustical Society of Japan (E)*, volume 11, numéro 1, p. 19–24.
- Panneton, R. (1996). *Université de Sherbrooke*. Mémoire de thèse, Université de Sherbrooke, 1–194 p.
- Panneton, R. (2013). Acoustics of Porous Materials : Experimental techniques. Dans *Winter school on the Acoustics of Poro-Visco-Elastic Media*. Lyon (France).
- Pride, S. R., Morgan, F. D. et Gangi, F. (1993). Drag forces of porous-medium acoustics. *Physics revue*, volume 47, numéro 9, p. 4964–4978.
- Qian, Y. J., Cui, K., Liu, S. M., Li, Z. B., Kong, D. Y. et Sun, S. M. (2014). Numerical study of the acoustic properties of micro-perforated panels with tapered hole. *Noise Control Engineering Journal*, volume 62, numéro 3, p. 152–159.
- Rötger, T. (1997). Le confort acoustique dans les cabines d’avions. Dans *salon du bourget*, http://www.infobruit.com/revues/78_09472.PDF. p. 29–38.
- Salissou, Y. (2009). *Caractérisation des propriétés acoustiques des matériaux poreux*. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke.
- Song, B. H. et Bolton, J. S. (2000). A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials. *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 107, numéro 3, p. 1131.
- Tian, X., Huang, W. et Zhu, K. (2013). Influence of inserted micro perforated membrane on sound absorption performance of sound insulation layer. Dans *20th International Congress on Sound and Vibration (ICSV20), Bangkok, Thailand*. Numéro July, p. 7–11.
- Zwikker, C. et Kosten, C. W. (1949). Sound absorption materials.

