

Conservatoire national des arts et métiers

ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES DES MÉTIERS DE L'INGÉNIEUR

Laboratoire de Mécanique des Structures et des Systèmes Couplés

Thèse de doctorat

Présentée par : Soraya BAKHOUCHE

Soutenue le : 20 juin 2025

Discipline : Mécanique, génie mécanique, génie civil

Spécialité : Mécanique

Étude, modélisation et optimisation des propriétés acoustiques des coffres de volets roulants

THÈSE dirigée par :

M. Walid LARBI Professeur des Universités, Cnam

et co-dirigée par :

M. Jean-François DEÛ Professeur des Universités, Cnam

Jury

M. Christophe DESCELIERS	Prof. des Universités, Univ. Gustave-Eiffel	Président
M. Nouredine ATALLA	Prof. des Universités, Univ. de Sherbrooke	Rapporteur
M. Philippe LECLAIRE	Prof. des Universités, Univ. de Bourgogne	Rapporteur
M^{me} Ludivine MENEZ	Déléguee technique de l'UFME	Examinatrice
M. Philippe MACQUART	Délégué général de l'UFME	Examineur
M. Walid LARBI	Prof. Des Universités, Cnam Paris	Directeur
M. Jean-François DEÛ	Prof. des Universités, Cnam Paris	Co-directeur

Remerciements

Cette thèse a été réalisée au sein du Laboratoire de Mécanique des Structures et des Systèmes Couplés (LMSSC) du Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris. Ce travail n'aurait pu voir le jour sans le soutien financier et logistique du CODIFAB (Comité Professionnel de Développement des Industries Françaises de l'Ameublement et du Bois), que je tiens à remercier très sincèrement pour sa confiance et son engagement constant en faveur de la recherche appliquée. Je tiens à adresser mes plus sincères remerciements à mon directeur de thèse, Walid Larbi, pour son accompagnement tout au long de cette aventure scientifique. Sa disponibilité, ses conseils avisés et la richesse de nos échanges ont été déterminants pour la progression de mes recherches. Ma reconnaissance va également à mon co-directeur, Jean-François Deü, pour ses orientations pertinentes, son soutien et pour avoir facilité la poursuite de mes travaux au-delà de mon contrat doctoral.

Je souhaite également exprimer toute ma gratitude aux quatre industriels partenaires qui ont activement contribué à ce projet : GEPLAST, OXXO, MILLET et REHAU. Leur implication, leur disponibilité et les échanges constructifs que nous avons eus ont été essentiels au bon déroulement de ces travaux. Un grand merci à Nicolas Secember pour son accueil chaleureux lors de ma visite chez OXXO, pour son invitation aux essais expérimentaux, et pour sa disponibilité tout au long de ce projet.

Je remercie chaleureusement Nouredine Atalla pour son regard expert, son écoute bienveillante et ses conseils précieux lors des comités de suivi. Mes remerciements vont aussi à Philippe Macquart, pour la confiance qu'il m'a témoignée, la pertinence de ses remarques, ainsi que pour l'opportunité qui m'a été donnée de présenter mes recherches lors des visites au sein de l'UFME.

Je suis honorée que Philippe Leclaire et Nouredine Atalla aient accepté d'être rapporteurs de ce manuscrit. Je les remercie sincèrement pour le temps qu'ils ont consacré à la lecture de ce travail et pour la qualité de leurs retours. J'adresse également mes remerciements à l'ensemble des membres du jury : Christophe Desceliers, Ludivine Menez et Philippe Macquart, pour leur intérêt, leurs remarques enrichissantes et leurs échanges stimulants.

Je tiens également à remercier Philippe et Fred, membres du LMSSC, pour leur précieuse aide logistique, ainsi que mes collègues doctorants pour leur solidarité, leur bonne humeur et l'ambiance conviviale que nous avons partagée. Enfin, je souhaite exprimer ma profonde gratitude à ma famille et mes amies pour leur soutien indéfectible. À ma mère, Meriem, à qui je dédie cette thèse : merci pour ton amour, ta patience et ta force. Merci à vous tous.

CODIFAB

comité professionnel de développement
des industries françaises de l'ameublement et du bois



GEPLAST



MILLET

GROUPE Fenêtres et Façades



REHAU

Résumé

L'isolation acoustique des bâtiments constitue un enjeu majeur, en particulier en milieu urbain où les nuisances sonores sont de plus en plus fréquentes. Parmi les éléments de façade, les coffres de volets roulants représentent une faiblesse notable, notamment pour les basses fréquences. L'évaluation expérimentale de leurs performances acoustiques s'avère coûteuse, tant en temps qu'en ressources financières, du fait de la fabrication de prototypes et de la mobilisation de moyens de mesure spécialisés. Ces essais présentent également des problèmes de reproductibilité entre laboratoires, et restent peu adaptés à l'étude d'un grand nombre de configurations. Pour pallier ces limites, cette thèse propose une approche numérique visant à modéliser et optimiser l'isolation acoustique des coffres de volets roulants. L'objectif est de développer des outils prédictifs fiables, capables d'analyser l'influence des matériaux et des géométries, tout en facilitant l'exploration de multiples scénarios sans recourir systématiquement à l'expérimentation. La démarche repose sur une modélisation hybride : la méthode des éléments finis couplée à celle des éléments infinis est utilisée pour les basses fréquences, tandis que la méthode des matrices de transfert finies est employée pour les moyennes et hautes fréquences. Une analyse de sensibilité globale, reposant sur les méthodes de Morris et de Sobol, permet d'identifier les paramètres les plus influents sur la transmission acoustique du coffre. Afin de réduire les coûts de calcul liés à l'évaluation des indices de Sobol, des métamodèles sont introduits. Le krigeage par chaos polynomial a été retenu pour sa précision. L'optimisation de l'isolation acoustique du coffre est abordée via l'amélioration des propriétés acoustiques de la mousse de polyuréthane intégrée au coffre. Un modèle micro-macro relie les caractéristiques microstructurales de la mousse, comme la géométrie des pores, à ses propriétés acoustiques macroscopiques, comme la résistivité. Un algorithme génétique permet alors de déterminer les configurations optimales de la microstructure de la mousse, améliorant ainsi les performances acoustiques du coffre. Ce travail, soutenu par le CODIFAB, s'inscrit dans la continuité des recherches sur l'acoustique des fenêtres et des entrées d'air, et vise à fournir aux industriels des outils d'aide à la conception pour le développement de solutions acoustiquement performantes.

Mots-clés : vibro-acoustique, coffres de volets roulants, simulation numérique, éléments finis, éléments infinis, méthode des matrices de transfert finies, comparaison calculs-essais, analyse de sensibilité, Morris, Sobol, métamodèle, krigeage, chaos polynomial, optimisation, algorithme génétique, matériau poreux.

Abstract

Acoustic insulation of buildings is a major challenge, particularly in urban environments where noise pollution is becoming increasingly frequent. Among facade elements, roller shutter boxes represent a notable weakness, particularly at low frequencies. Experimental evaluation of their acoustic performance is costly, both in terms of time and financial resources, due to the need to manufacture prototypes and mobilize specialized measuring equipment. These tests also present problems of reproducibility between laboratories and remain ill-suited to the study of many configurations. To overcome these limitations, this thesis proposes a numerical approach aimed at modeling and optimizing the acoustic insulation of roller shutter boxes. The aim is to develop reliable predictive tools capable of analyzing the influence of materials and geometries, while facilitating the exploration of multiple scenarios without systematically resorting to experimentation. The approach is based on hybrid modeling: the finite element method coupled to the infinite element method is used for low frequencies, while the finite transfer matrix method is employed for medium and high frequencies. A global sensitivity analysis, based on Morris and Sobol methods, is used to identify the most influential parameters on the acoustic transmission of the box. To reduce the computational cost of evaluating Sobol indices, meta-models are introduced. Polynomial chaos kriging was chosen for its accuracy. Optimization of the acoustic insulation of the box is addressed by improving the acoustic properties of the polyurethane foam integrated into the box. A micro-macro model links the foam's microstructural characteristics, such as pore geometry, to its macroscopic acoustic properties, such as resistivity. A genetic algorithm is then used to determine the optimum configurations of the foam's microstructure, thereby improving the acoustic performance of the box. This work, supported by CODIFAB, is a continuation of research into the acoustics of windows and air inlets, and aims to provide manufacturers with design support tools for the development of acoustically efficient solutions.

Keywords: vibro-acoustics, roller shutter boxes, numerical simulation, finite elements, infinite elements, finite transfer matrix method, comparison calculations-experiments, sensitivity analysis, Morris, Sobol, metamodel, kriging, polynomial chaos, optimization, genetic algorithm, porous material.

Table des matières

Remerciements	3
Résumé	5
Abstract.....	7
Introduction générale.....	23
Chapitre 1 – Contexte industriel et scientifique	27
1.1. Introduction	28
1.2. Enjeux et utilités des coffres de volets roulants	28
1.2.1. Le marché français du coffre de volet roulant.....	28
1.2.2. L’isolation des coffres de volets roulants.....	31
1.2.3. Impacts économiques, énergétiques et sanitaires	34
1.3. Présentation des coffres de volets roulants.....	36
1.3.1. Composition et installation.....	36
1.3.2. Matériaux d’isolation utilisés	41
1.3.3. État de l’art des performances acoustiques des coffres de volets roulants...	44
1.4. Méthodes et normes relatives aux performances acoustiques.....	46
1.4.1. Mesures in situ des bruits aériens.....	47
1.4.2. Mesures en laboratoire des bruits aériens.....	47
1.4.3. Positionnement des sources sonores et des microphones.....	51
1.4.4. Indicateurs acoustiques normalisés	53
1.4.5. Incertitudes de mesures	59
1.5. Méthodes prédictives en vibro-acoustique	60
1.5.1. Les basses fréquences.....	61

1.5.2. Les hautes fréquences.....	63
1.5.3. Les moyennes fréquences	64
1.6. Analyse de sensibilité à l'aide de métamodèles	65
1.7. Positionnement de l'étude	66
1.8. Conclusion.....	67
Chapitre 2 – Modélisation éléments finis des coffres de volets roulants en basses fréquences	69
2.1. Introduction	70
2.2. Formulation éléments finis d'un problème vibro-acoustique avec matériaux poreux	70
2.2.1. Équations locales élasto-acoustiques.....	72
2.2.2. Couplage avec un matériau poreux en formulation de Biot-Allard.....	73
2.2.3. Couplage avec un matériau poreux en formulation fluide équivalent.....	77
2.2.4. Critères de discrétisation par éléments finis	80
2.2.5. Étude de cas : comparaison des modèles de poreux	81
2.3. Excitation par champ diffus.....	88
2.3.1. Définition.....	88
2.3.2. Description mathématique du champ diffus	89
2.3.3. Formulation numérique du champ diffus	92
2.4. Calcul de la puissance acoustique rayonnée.....	93
2.4.1. Formulation par intégrale de Rayleigh	94
2.4.2. Formulation par éléments infinis	96
2.4.3. Calcul de la perte de transmission sonore	98
2.4.4. Étude de cas : calcul de la puissance rayonnée d'une plaque.....	98

2.5. Modélisation numérique de la perte de transmission sonore d'un coffre de volet roulant.....	101
2.5.1. Présentation du modèle numérique du coffre de volet roulant.....	102
2.5.2. Corrélation entre calculs numériques et essais.....	106
2.5.3. Analyse paramétrique du coffre de volet roulant	109
2.6. Conclusion.....	117
Chapitre 3 – Modélisation vibro-acoustique des coffres de volets roulants en utilisant la méthode des matrices de transfert	119
3.1. Introduction	120
3.2. Méthode des matrices de transfert.....	121
3.2.1. Formulation générale.....	121
3.2.2. Formulation matricielle pour différents domaines	123
3.2.3. Conditions de couplage	128
3.2.4. Calcul de la perte de transmission sonore	132
3.2.5. Perte de transmission sonore d'une double paroi avec et sans poreux avec la TMM	133
3.3. Méthode des matrices de transfert finies	134
3.3.1. Calcul de la perte de transmission sonore avec correction de la taille finie....	135
3.3.2. Comparaison de la perte de transmission sonore d'un multicouche obtenue expérimentalement, par la TMM et la FTMM	136
3.4. Modélisation du coffre de volet roulant déroulé avec la méthode des matrices de transfert.....	138
3.4.1. Hypothèses de modélisation du coffre déroulé.....	138
3.4.2. Comparaison entre calculs et essais.....	140
3.4.3. Choix du modèle du poreux.....	142
3.5. Conclusion.....	143

Chapitre 4 – Étude de sensibilité et optimisation des performances acoustiques du coffre de volet roulant.....	145
4.1. Introduction	146
4.2. Méthodes d’analyse de sensibilité	147
4.2.1. Méthode de Morris	148
4.2.2. Indices de Sobol.....	149
4.2.3. Méthode FAST étendue.....	152
4.2.4. Analyse de sensibilité d’une structure à double paroi avec couche poreuse ...	154
4.3. Utilisation de métamodèles pour l’analyse de sensibilité.....	164
4.3.1. Méthode du Chaos Polynomial.....	164
4.3.2. Krigeage.....	167
4.3.3. Krigeage par Chaos Polynomial	169
4.3.4. Sélection du métamodèle pour le modèle du coffre déroulé par FTMM	170
4.4. Étude de sensibilité du coffre de volet roulant déroulé avec le modèle FTMM	172
4.4.1. Généralités sur les étapes de cette étude.....	173
4.4.2. Analyse de sensibilité avec la méthode de Morris	174
4.4.3. Analyse de sensibilité avec les indices de Sobol.....	178
4.4.4. Analyse de sensibilité des paramètres matériaux des isolants.....	180
4.4.5. Analyse de sensibilité des paramètres matériaux du poreux	182
4.5. Optimisation de l’isolation acoustique du coffre déroulé à l’aide d’un algorithme génétique	184
4.5.1. Algorithme génétique	184
4.5.2. Modèle micro-macro pour les mousses polyuréthane	187

4.5.3. Optimisation de la mousse polyuréthane présente dans le coffre de volet roulant déroulé	189
4.6. Conclusion	193
Conclusion générale et perspectives	195
Bibliographie	199
Annexe A – Calcul de la perte de transmission sonore en bande de tiers d’octave	209

Liste des tableaux

Tableau 1.1 – L'écart-type maximal toléré entre 100 Hz et 315 Hz en bande de tiers d'octave	52
Tableau 1.2 – Définition des termes C et C_{tr} en fonction du type de bruit [45]	57
Tableau 2.1 – Comparaison des temps de calculs pour les différentes configurations	101
Tableau 2.2 – Description du maillage utilisé pour le coffre	105
Tableau 2.3 – Résultats expérimentaux du Dn,e en décibels (dB) du coffre de volet roulant : configurations enroulée et déroulée, sans (a) et avec (b) isolation, et incertitudes de reproductibilité estimées par bande de tiers d'octave données par la norme.	107
Tableau 2.4 – Résultats numériques de la perte de transmission sonore (dB) du coffre de volet roulant enroulé et déroulé : (a) non isolé, (b) isolé : mousse de mélamine et masses lourdes	109
Tableau 4.1. Paramètres incertains pour la structure double paroi avec une couche poreuse.	155
Tableau 4.2. Liste des familles de polynômes univariés utilisées.....	165
Tableau 4.3. Paramètres incertains du modèle FTMM du coffre déroulé.....	175
Tableau 4.4. Propriétés de la microstructure de la mousse PU-V2 d'après [173].	189
Tableau 4.5. Résultats de l'optimisation par AG du coffre de volet roulant déroulé FTMM.	192

Liste des figures

Figure 1.1 – Marché des volets par type de volets en 2023 en % de volume, d'après [13].....	29
Figure 1.2 – Évolution du marché des volets en France en millions d'unités, d'après [13]	30
Figure 1.3 – Répartition du marché par matériau pour la construction du coffre, d'après [14]	31
Figure 1.4 – Chiffrage du coût social du bruit en Ile-de-France et en France, d'après [1].....	35
Figure 1.5 – (a) Coffre de volet roulant dans sa configuration enroulé et (b) intérieur du caisson sans le tablier, la trappe de visite et la face de dessous d'après [23]	37
Figure 1.6 – Coffre de volet roulant installé sur une fenêtre, d'après [24]	38
Figure 1.7 – Coffre de volet roulant dans sa configuration déroulé, d'après [23]	39
Figure 1.8 - Intérieur du coffre avec le tablier et les matériaux d'isolation, d'après [23]	39
Figure 1.9 – Vue de profil du tablier, d'après [23]	40
Figure 1.10 – Type de pose pour les coffres de volets roulants, d'après [25] et [26]	40
Figure 1.11 – Mousse de mélamine combinée à de la masse lourde pour l'isolation du coffre	43
Figure 1.12 – Polystyrène expansé (PSE) combiné à de la masse lourde pour l'isolation du coffre	43
Figure 1.13 – Montage expérimental de l'essai acoustique, d'après [23]	49
Figure 1.14 - Essai expérimental du coffre de volet roulant (a) du point de vue de la chambre d'émission et (b) de la chambre de réception, d'après [23]	50
Figure 1.15 – Vue en coupe de l'installation du coffre de volet roulant pendant le test en laboratoire d'après [23]	50
Figure 1.16 – Détermination de la valeur Dn, e, w , d'après [45]	56

Figure 1.17 – Exemple de rapport d’essai par le CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment) d’après [19]	58
Figure 2.1 – Problème couplé fluide-structure-poroélastique [23]	72
Figure 2.2 – Notion de tortuosité [93].....	74
Figure 2.3 – Notion des deux longueurs caractéristiques [94]	74
Figure 2.4 – Configuration du système	81
Figure 2.5 – Premier mode couplé du système plaque-cavité (36,1 Hz).....	82
Figure 2.6 – Comparaison entre le test expérimental et le résultat numérique de la vitesse quadratique moyenne de la plaque	83
Figure 2.7 – Comparaison numérique de la vitesse quadratique moyenne de la plaque entre les trois modèles de matériau poreux.....	84
Figure 2.8 – Comparaison numérique de la pression quadratique moyenne de la plaque entre les trois modèles de matériau poreux	85
Figure 2.9 – Comparaison numérique de la vitesse quadratique moyenne de la plaque entre les trois modèles de matériau poreux (mousse PU).....	86
Figure 2.10 – Comparaison numérique de la pression quadratique moyenne de la plaque entre les trois modèles de matériau poreux (mousse PU)	87
Figure 2.11 – Onde plane incidente en un point	89
Figure 2.12 – Rayonnement acoustique lointain (a) et maillage avec des éléments finis/infinis du domaine de rayonnement (b) d’après [108]	97
Figure 2.13 – Plaque rayonnant dans une cavité (Configuration 1).....	99
Figure 2.14 – Configurations d'intérêt : (a) éléments finis avec un domaine en demi-sphère et (b) éléments finis avec domaine parallélépipédique rectangulaire	99
Figure 2.15 – Puissance rayonnée de la plaque dans une cavité avec différentes méthodes en bande fine	100

Figure 2.16 – Modèle CAO (a) du coffre de volet roulant et (b) du profil du coffre de volet roulant enroulé.....	102
Figure 2.17 – Coupe du modèle numérique 3D utilisé pour la simulation acoustique du coffre de volet roulant enroulé : (a) Configuration non isolée et (b) Configuration isolée avec de la mousse de mélamine et des masses lourdes.	104
Figure 2.18 – Modèle numérique utilisé pour la simulation acoustique du coffre de volet roulant déroulé et isolé avec de la mousse de mélamine et des masses lourdes.....	104
Figure 2.19 – Comparaison de la perte de transmission sonore entre les résultats numériques et expérimentaux pour un coffre de volet roulant enroulé : (a) configuration non isolée (b) configuration isolée avec de la mousse de mélamine et des masses lourdes.	108
Figure 2.20 – Comparaison de la perte de transmission sonore entre les résultats numériques et expérimentaux pour un coffre de volet roulant déroulé : (a) configuration non isolée (b) configuration isolée avec de la mousse de mélamine et des masses lourdes.	108
Figure 2.21 – Impact des embouts sur la perte de transmission acoustique calculée numériquement (dB) pour le coffre de volet roulant non isolé : (a) enroulé et (b) déroulé	110
Figure 2.22 – Impact des conditions aux limites sur la perte de transmission acoustique calculée numériquement (dB) pour le coffre de volet roulant non-isolé : (a) enroulé et (b) déroulé.	112
Figure 2.23 – Impact de la position du matériau d'isolation acoustique (mousse de mélamine et masses lourdes) sur la perte de transmission acoustique calculée numériquement (dB) pour le coffre de volet roulant isolé : (a) enroulé et (b) déroulé.....	114
Figure 2.24 – (a) Configuration 1, (b) Configuration 2 et (c) Configuration 3.....	115
Figure 2.25 – Impact de la position et du nombre de masses lourdes sur la perte de transmission sonore calculée numériquement (dB) pour le coffre de volet roulant isolé : (a) enroulé et (b) déroulé.	116
Figure 3.1 – Double paroi avec une couche poreuse soumise à une propagation d'onde plane [120].	122

Figure 3.2 - Calcul de la perte de transmission sonore du double paroi soumis un champ diffus avec la TMM	134
Figure 3.3 - Multicouche composé de deux plaques avec matériau poreux	136
Figure 3.4 - Comparaison entre les mesures expérimentales [128], la TMM et la FTMM ...	137
Figure 3.5 – Section transversale du coffre de volet roulant déroulé avec les matériaux d'isolation (mélamine et masses lourdes).	138
Figure 3.6 – Vue en 2D du modèle FTMM du coffre de volet roulant déroulé.	140
Figure 3.7 – Comparaison entre les résultats de laboratoire et les calculs par TMM et FTMM pour le coffre de volet roulant déroulé avec des matériaux d'isolation (mélamine et masses lourdes).	141
Figure 3.8 – Comparaison des différents modèles de poreux pour le coffre déroulé avec le modèle FTMM	142
Figure 4.1. Effets élémentaires de la structure double paroi avec une couche poreuse en considérant une distribution uniforme pour les paramètres : (a) moyenne et (b) écart type.	157
Figure 4.2. Effets élémentaires de la structure double paroi avec une couche poreuse en considérant une distribution gaussienne pour les paramètres matériau et une distribution uniforme pour les paramètres géométriques : (a) la moyenne et (b) l'écart type.	158
Figure 4.3. Comparaison des indices de premier ordre donnés par les méthodes de Sobol et EFAST.....	160
Figure 4.4. Comparaison des indices totaux donnés par les méthodes de Sobol et EFAST. .	160
Figure 4.5. Indices de Sobol avec distribution uniforme pour toutes les variables.....	162
Figure 4.6. Indices de Sobol avec une distribution uniforme pour les paramètres géométriques et une distribution gaussienne pour les paramètres matériaux.	163
Figure 4.7. Comparaison de la perte de transmission sonore du coffre de volet roulant déroulé donné par le FTMM et les trois métamodèles.....	171

Figure 4.8. Comparaison de l'erreur de validation croisée ϵ_{LOO} pour les métamodèles ECP, Krigeage et KCP.....	172
Figure 4.9. Organigramme de l'analyse de sensibilité basée sur la construction de métamodèles.	174
Figure 4.10. Effets élémentaires concernant le modèle du coffre de volet roulant déroulé par FTMM avec une couche de masse poreuse et lourde : (a) moyenne et (b) écart-type... 177	
Figure 4.11. Indices de Sobol de 9 paramètres incertains en utilisant le KCP entre 200 Hz et 5000 Hz en bande de tiers d'octave.....	178
Figure 4.12. Indices de Sobol des paramètres matériaux de la mousse de mélamine et de la masse lourde à l'aide de KCP.	181
Figure 4.13. Indices de Sobol des paramètres acoustiques de la mousse en utilisant le métamodèle KCP.....	183
Figure 4.14. Étapes générales de l'algorithme génétique.....	185
Figure 4.15. Paramètres de forme de la cellule unitaire, prise de [172].....	188
Figure 4.16. Perte de transmission donnée par le modèle FTMM du coffre de volet roulant déroulé avec une mousse PU-V2 non-optimisée et optimisée	190

Liste des annexes

Annexe A – Calcul de la perte de transmission sonore en bande de tiers d’octave	209
---	-----

Introduction générale

Un des enjeux majeurs dans l'aménagement des espaces de vie et de travail est le confort acoustique. L'exposition aux nuisances sonores constitue aujourd'hui un problème de santé publique de plus en plus critique, notamment dans les zones urbaines denses où la circulation routière, ferroviaire et aérienne, ainsi que les activités industrielles et domestiques, génèrent un niveau sonore élevé. En France, près de 40 % de la population se déclare affectée par le bruit, et dans les grandes agglomérations, ce chiffre dépasse les 50 % [1]. Selon l'Agence Européenne de l'Environnement (AEE), plus de 100 millions d'Européens sont exposés à des niveaux de bruit jugés nocifs pour la santé, faisant de la pollution sonore le deuxième facteur environnemental de risques sanitaires en Europe après la pollution atmosphérique [2]. Les effets du bruit sur la santé humaine sont multiples et bien documentés : troubles du sommeil, fatigue, stress, anxiété, augmentation du risque de maladies cardiovasculaires et réduction de la productivité [3]. À l'échelle nationale, le coût social du bruit a été évalué à 147 milliards d'euros par an, prenant en compte les pertes économiques, la dévalorisation immobilière et les dépenses de santé associées [4]. Face à ces enjeux, la réduction des nuisances sonores passe par deux approches complémentaires : la diminution des émissions sonores à la source et l'amélioration de l'isolation acoustique des bâtiments.

Dans ce contexte, l'optimisation des éléments de façade joue un rôle clé dans la protection contre le bruit extérieur. Parmi ces éléments, les coffres de volets roulants constituent une faiblesse notable en matière d'isolation acoustique. Bien que leur fonction première soit de loger le tablier du volet lorsqu'il est enroulé, les coffres de volets roulants peuvent être responsables de la création de ponts thermiques et sonores. Or, avec l'évolution des réglementations thermiques et acoustiques, notamment la Réglementation Thermique 2012 (RT 2012 [5]) et la Réglementation Environnementale 2020 (RE 2020 [6]), l'amélioration des performances des coffres de volets roulants est devenue une nécessité pour les industriels du bâtiment.

L'évaluation de l'isolation acoustique des coffres de volets roulants repose traditionnellement sur des essais expérimentaux en laboratoire. Ces tests permettent de mesurer la transmission sonore et de comparer différentes configurations en termes de matériaux et de conception. Toutefois, ces essais présentent plusieurs limitations. Ils sont non seulement coûteux et longs à réaliser, mais nécessitent également la fabrication de prototypes et l'application de protocoles

expérimentaux précis. Les mesures dans le domaine des basses fréquences sont particulièrement sensibles aux conditions de montage et aux spécificités du laboratoire. Cela engendre des problèmes de répétabilité et de reproductibilité, rendant difficile la comparaison entre campagnes d'essais. De plus, la diversité des configurations possibles des coffres complique l'exploration systématique des pistes d'amélioration par la seule approche expérimentale. C'est dans ce cadre que la simulation numérique s'impose comme une alternative pertinente, offrant une capacité d'analyse détaillée et flexible pour prédire et optimiser les performances acoustiques des coffres de volets roulants.

Cette thèse est financée par le CODIFAB (Comité professionnel de Développement des Industries Françaises de l'Ameublement et du Bois) qui s'inscrit dans la continuité des thèses de Chaima Soussi sur l'acoustique des fenêtres [7] et de Julien Puig sur l'acoustique des entrées d'air [8]. Ces travaux ont permis de développer des modèles et des méthodologies d'analyse acoustique, et cette thèse poursuit cette démarche en proposant une modélisation numérique des performances acoustiques des coffres de volets roulants. L'objectif principal est de développer des outils permettant d'analyser la transmission sonore à travers ces structures et d'identifier les configurations et matériaux les plus efficaces pour améliorer leur isolation acoustique. Pour cela, une approche hybride combinant différentes méthodes en fonction de la bande fréquentielle est adoptée. La première étape consiste à modéliser le comportement vibro-acoustique des coffres à l'aide de la méthode des éléments finis couplée à la méthode des éléments infinis. Cette méthode est particulièrement adaptée pour l'étude des basses fréquences. Toutefois, son application aux hautes fréquences est limitée par des coûts de calcul élevés et la nécessité d'un maillage très fin [7]. Une seconde approche est employée pour les moyennes et hautes fréquences : la méthode des matrices de transfert finies [9]. Cette technique permet de modéliser la propagation des ondes acoustiques dans des structures multicouches et s'avère bien adaptée à l'analyse des coffres de volets roulants lorsque le volet est déroulé.

Une fois ces modèles établis, l'étude se poursuit par une analyse de sensibilité visant à identifier les paramètres influençant le plus la transmission sonore du coffre de volet roulant dans le cas déroulé. Cette étape est essentielle pour comprendre l'impact de divers facteurs tels que les paramètres géométriques et matériaux. L'analyse est réalisée à l'aide des méthodes de Morris et de Sobol, permettant respectivement une exploration globale et une quantification précise des contributions de chaque paramètre et ses interactions avec les autres variables [10], [11]. Une fois les paramètres clés identifiés, une phase d'optimisation est mise en place afin de

proposer un matériau d'isolation plus performant. Cette optimisation est réalisée à l'aide d'un algorithme génétique, une méthode inspirée de l'évolution naturelle [12].

Les travaux de cette thèse sont organisés en plusieurs étapes, correspondant aux chapitres qui la composent. Le premier chapitre présente le contexte scientifique et industriel des coffres de volets roulants, en détaillant leur impact sur l'isolation acoustique des bâtiments et les enjeux liés à leur optimisation. Une présentation détaillée des coffres de volets roulants sera proposée, incluant leur composition générale, l'installation expérimentale du coffre en laboratoire, les matériaux d'isolation utilisés, ainsi qu'un état de l'art sur les performances acoustiques des coffres de volets roulants. Ce chapitre inclut également une revue des principales normes acoustiques et réglementations en vigueur et met en lumière les principales méthodes de simulation utilisées en vibro-acoustique.

Le deuxième chapitre est consacré à la modélisation numérique des coffres de volets roulants en basses fréquences à l'aide de la méthode des éléments finis, en intégrant la théorie sur les matériaux poreux et le couplage fluide-structure. Un champ diffus est appliqué sur la surface incidente du coffre pour générer la puissance acoustique incidente. Ensuite, la puissance acoustique transmise sur les surfaces rayonnantes du coffre est calculée à l'aide de la méthode des éléments finis. La méthode combinée des éléments finis et des éléments infinis permet de déterminer la perte de transmission sonore, pour évaluer les performances d'isolation sonore du coffre de volet roulant déroulé et enroulé. De plus, ce chapitre intègre la modélisation de matériaux d'isolation, comme la mousse de mélamine et les masses lourdes, qui sont souvent utilisés pour améliorer l'isolation acoustique des coffres de volets roulants. Des études comparatives sont réalisées entre les résultats numériques obtenus et les données expérimentales recueillies en laboratoire. Une étude paramétrique sera également menée pour identifier les paramètres influençant le comportement acoustique du coffre.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude de la méthode des matrices de transfert et de sa variante, la méthode des matrices de transfert finies, appliquées à l'analyse acoustique des coffres de volets roulants en configuration déroulée. Une comparaison entre les résultats obtenus avec ces méthodes et des données expérimentales est présentée afin d'évaluer la précision des différentes méthodes de modélisation. Cette analyse permet de déterminer quelle méthode, entre la méthode des matrices de transfert et sa variante, la méthode des matrices de transfert finies, offre les meilleures performances pour décrire le comportement acoustique du coffre. Une réflexion est ensuite menée sur le choix des modèles pour décrire le milieu poreux : modèle

poroélastique de Biot-Allard et modèles de fluide équivalent à matrice rigide ou à matrice souple.

Le quatrième chapitre se concentre sur l'étude de sensibilité et l'optimisation des performances acoustiques du coffre de volet roulant déroulé, modélisé à l'aide de la méthode des matrices de transfert finies, comme présenté dans le chapitre précédent. Une analyse de sensibilité est réalisée pour identifier les paramètres influents qui affectent la transmission acoustique, en particulier dans le cas d'une structure à double paroi avec une couche poroélastique. Cette analyse est effectuée en utilisant différentes méthodes présentes dans la littérature, à savoir la méthode de Morris, les indices de Sobol et la méthode FAST (Fourier Amplitude Sensitivity Test) étendue. Ce chapitre examine l'impact de la distribution des variables incertaines sur les résultats de l'analyse de sensibilité. De plus, pour réduire le coût de calcul associé à de l'analyse de sensibilité notamment avec les indices de Sobol, l'utilisation de métamodèles est envisagée. L'analyse de sensibilité est appliquée par la suite sur le coffre de volet roulant déroulé modélisée avec la méthode des matrices de transfert finies. Une fois l'analyse de sensibilité menée, une optimisation du matériau d'isolation dans le coffre est effectuée, en considérant la mousse polyuréthane. L'optimisation, réalisée à l'aide d'un algorithme génétique, vise à améliorer les performances acoustiques du coffre déroulé en ajustant les paramètres microscopiques de la mousse. Grâce à la modélisation numérique et à l'optimisation, il devient possible d'anticiper les performances des solutions envisagées avant leur fabrication et de réduire les besoins en essais expérimentaux.

Chapitre 1 – Contexte industriel et scientifique

Contenu

1.1.	Introduction	28
1.2.	Enjeux et utilités des coffres de volets roulants	28
1.3.	Présentation des coffres de volets roulants.....	36
1.4.	Méthodes et normes relatives aux performances acoustiques	46
1.5.	Méthodes prédictives en vibro-acoustique	60
1.6.	Analyse de sensibilité à l'aide de métamodèles	65
1.7.	Positionnement de l'étude.....	66
1.8.	Conclusion.....	67

Le confort sonore joue un rôle fondamental dans la perception du bien-être au sein des habitations. En réaction à aux demandes d'amélioration du confort acoustique des bâtiments, les performances des coffres volets roulants subissent des évaluations conformes à des normes établies. L'évaluation de ces performances passent généralement par des expériences en laboratoire qui peuvent être à la fois coûteuses et chronophages. Chaque modification de design ou de matériau demande la production de prototypes supplémentaires et la répétition des essais, ce qui peut devenir rapidement impossible lorsque de nombreuses configurations doivent être examinées. D'autre part, les résultats des essais peuvent parfois varier en raison des conditions expérimentales ou des laboratoires. Dans cette situation, la simulation numérique est nécessaire pour améliorer la prédiction des performances sonores des bâtiments, en particulier des coffres de volets roulants. Ce chapitre examine aussi les principales méthodes numériques utilisées en acoustique.

1.1. Introduction

Ce premier chapitre présente le contexte industriel et scientifique de la thèse. Il est essentiel d'examiner les enjeux autour des coffres de volets roulants d'un point de vue économique, acoustique, énergétique et sanitaire. La nécessité de diminuer les pertes thermiques et les nuisances sonores dans le secteur du bâtiment a conduit à un effort important pour optimiser les solutions d'isolation.

De plus, ce chapitre expose la constitution générale, les types de pose, les matériaux d'isolation d'un coffre de volet roulant. Les méthodes de mesures expérimentales en laboratoire sont présentées pour évaluer leur performance acoustique. Néanmoins, malgré les résultats utiles qu'ils fournissent, ces essais présentent quelques inconvénients en raison de leur coût, de la variabilité des résultats et de la complexité à tester diverses configurations.

Devant ces contraintes liées aux essais expérimentaux, la simulation numérique est essentielle pour examiner et améliorer les performances d'isolation acoustique des coffres de volets roulants. Ce chapitre présente également les principales méthodes numériques couramment utilisées dans le domaine de la vibro-acoustique.

1.2. Enjeux et utilités des coffres de volets roulants

Les coffres de volets roulants constituent un élément important dans les habitations répondant à des enjeux variés. Dans cette section, nous explorerons le marché français des coffres de volets roulants, en mettant en lumière son évolution et ses particularités. Nous aborderons également l'importance de l'isolation de ces coffres, pour garantir l'efficacité énergétique et le confort sonore des bâtiments. Enfin, nous analyserons les impacts économiques, énergétiques et sanitaires liés à leur utilisation.

1.2.1. Le marché français du coffre de volet roulant

En France, le marché des volets roulants est soumis à des évolutions importantes liées en particulier à une modification des facteurs réglementaires, économiques et environnementaux. La Figure 1.1 illustre la répartition du marché des différents types de volets en France pour l'année 2023, en pourcentage de volume. D'après TBC Innovations [13], les volets roulants jouent un rôle important sur ce marché, avec une part de 75 %, ce qui démontre leur popularité

croissante. Les volets battants et coulissants ne représentent en revanche que 21 % du marché, tandis que les autres types de volets, comme les volets pliants, ne représentent qu'une faible part de 4 %.

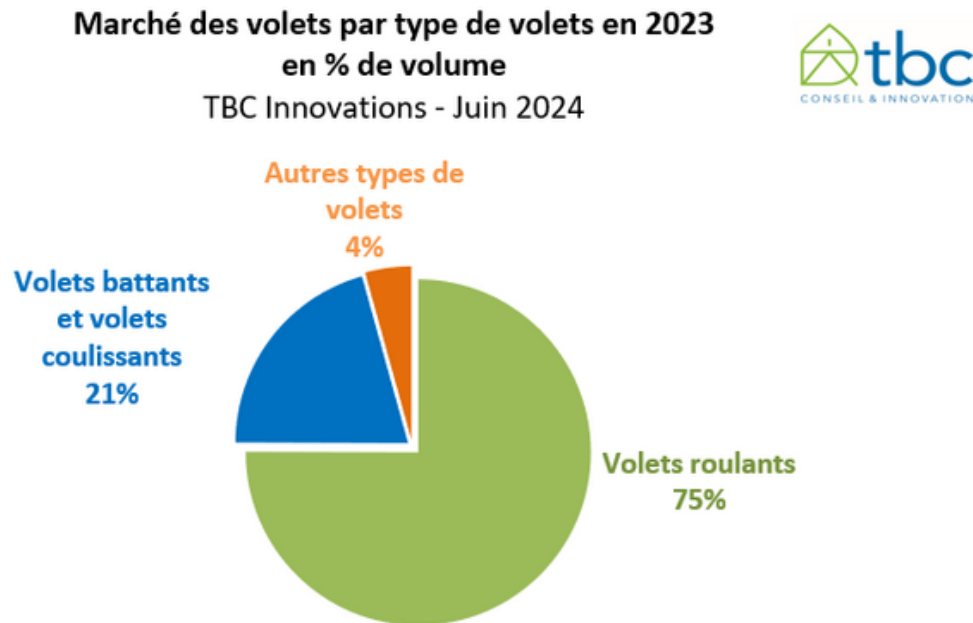


Figure 1.1 – Marché des volets par type de volets en 2023 en % de volume, d'après [13]

L'installation de volets roulants nécessite la mise en place de coffres, qui sont intégrés dans l'architecture des bâtiments et qui doivent assurer des fonctions d'esthétique, de sécurité et d'isolation. Selon [13], environ 7 à 8 millions de volets roulants sont installés chaque année dans le cadre de constructions neuves ou de rénovations illustré en Figure 1.2. Cette demande est liée à l'évolution des normes thermiques et acoustiques, telles que la Réglementation Thermique 2012 (RT 2012) [5] et la Réglementation Environnementale 2020 (RE 2020) [6], qui imposent des exigences de performance énergétique toujours plus strictes.

Evolution du marché des volets en France
en millions d'unités
TBC Innovations - Juin 2024

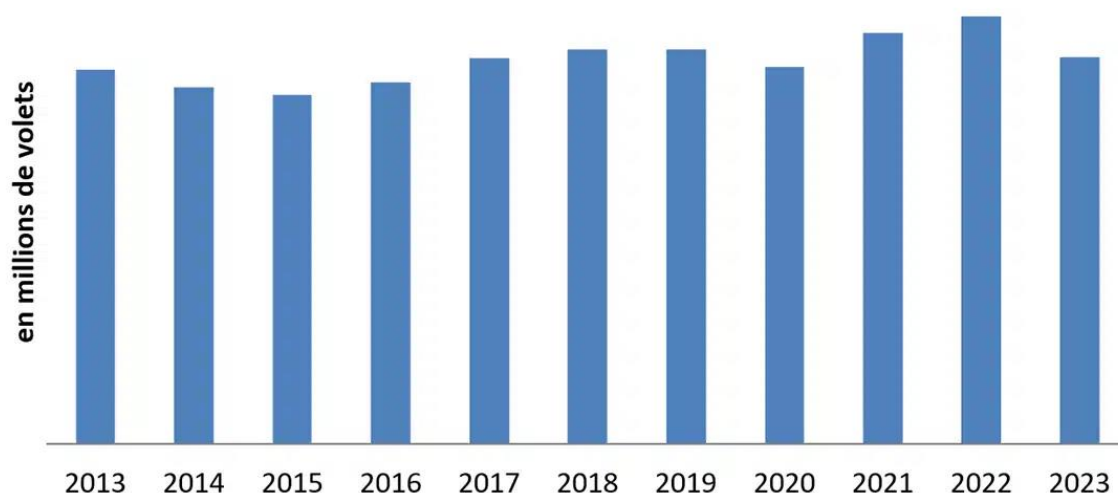


Figure 1.2 – Évolution du marché des volets en France en millions d'unités, d'après [13]

La Figure 1.3 montre la répartition des matériaux utilisés pour la fabrication des menuiseries en France en 2023 d'après l'UFME (Union des Fabricants de Menuiseries) [14]. Le PVC est le matériau dominant, représentant 59 % du marché, en raison de ses caractéristiques avantageuses telles que sa légèreté, sa durabilité et son coût compétitif. Ensuite, l'aluminium détient une part de 30 % et est apprécié pour sa résistance et sa capacité à offrir un esthétisme moderne. Le bois, bien que traditionnel, ne représente que 10 % du marché, reflétant une diminution possible de son utilisation dans un contexte où des matériaux synthétiques sont souvent privilégiés pour leur faible entretien et leur performance. Les volets en matériaux mixtes (bois et aluminium) sont faiblement représentés, avec une part de 1% du marché.

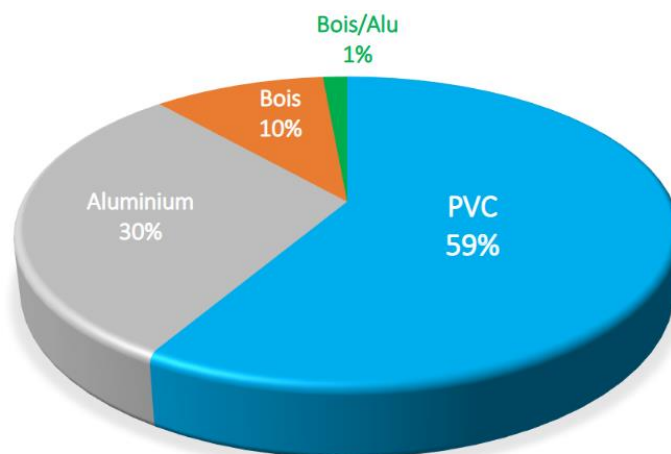


Figure 1.3 – Répartition du marché par matériau pour la construction du coffre, d'après [14]

Le marché français des volets roulants est dominé par plusieurs fabricants renommés, tels que Soprofen, Bubendorff, Oxxo et France Fermetures. Ces entreprises investissent dans la recherche et le développement des propriétés isolantes des coffres de volets roulants afin d'améliorer leurs performances acoustiques et thermiques.

1.2.2. L'isolation des coffres de volets roulants

Le coffre de volet roulant est un élément critique en matière de performance énergétique et acoustique. En effet, il peut être responsable de pertes thermiques et de nuisances sonores, notamment lorsqu'il est équipé de mécanismes manuels, comme les passages de sangle ou de manivelle [15]. Ces mécanismes, souvent moins bien isolés que les modèles motorisés, introduisent des ouvertures dans l'enveloppe du bâtiment, favorisant les infiltrations d'air et la propagation des bruits extérieurs.

Initialement manœuvrés manuellement à l'aide de sangles ou de manivelles, les volets roulants ont été modernisés grâce à l'introduction de moteurs tubulaires, notamment par des marques comme Somfy en 1969 [16]. Aujourd'hui, ces moteurs sont souvent alimentés par des systèmes solaires et permettent un contrôle à distance via des protocoles de communication tels que le RTS (Radio Technology Somfy) [17].

Ces avancées récentes dans l'automatisation des volets roulants répondent ainsi à des enjeux environnementaux et pratiques. D'une part, elles permettent d'améliorer l'isolation acoustique et thermique des bâtiments, contribuant ainsi à la réduction de la consommation énergétique et à l'atténuation des nuisances sonores, un enjeu crucial dans les environnements urbains. D'autre part, elles répondent à une demande croissante des consommateurs pour des solutions de plus

en plus pratiques, en intégrant des technologies intelligentes qui facilitent leur gestion au quotidien, tout en optimisant leur performance à long terme.

L'isolation du coffre joue également un rôle dans la lutte contre l'accumulation de poussières, d'humidité, et de nuisibles, qui peuvent compromettre la durabilité et l'efficacité du système. La performance thermique doit également être prise en compte et dépend de plusieurs facteurs, notamment l'épaisseur et la continuité de l'isolant appliqué sur les surfaces internes du coffre, ainsi que l'étanchéité au passage d'air, en particulier au niveau de la section de passage du tablier. Une perméabilité excessive entraîne une pénétration d'air froid, ce qui nuit à l'efficacité thermique du coffre.

L'isolation acoustique des coffres de volets roulants est également cruciale, surtout dans les zones urbaines où les nuisances sonores peuvent nuire au confort des habitants. Avec l'urbanisation croissante et le développement des infrastructures de transport, la réduction du bruit est devenue une exigence, tant pour les résidents que pour les fabricants. Un volet roulant en position déroulée contribue à atténuer la transmission des bruits extérieurs.

Toutefois, le coffre lui-même peut constituer une faiblesse si son isolation n'est pas adéquate. Ainsi, la conception des coffres doit intégrer des matériaux isolants capables d'atténuer les vibrations sonores et d'entraver le passage du bruit de l'extérieur vers l'intérieur du bâtiment. Des études en laboratoire démontrent que l'ajout de tels matériaux dans les coffres de volets roulants peut améliorer l'indice d'affaiblissement acoustique de plusieurs décibels [18], [19].

Pour améliorer les performances thermiques et acoustiques, des solutions telles que des coques en polystyrène et des mousses absorbantes (comme la mousse de mélamine ou la laine de roche) sont souvent utilisées. Des matériaux denses, comme le bitume ou l'EPDM (Ethylène, Propylène, Diène et Monomère), sont également utilisés pour renforcer l'isolation acoustique des parois.

La performance acoustique et thermique d'un coffre dépend également d'autres facteurs. Tout d'abord, les matériaux de construction jouent un rôle essentiel. Les matériaux utilisés pour le coffre, qu'il s'agisse de PVC, d'aluminium ou de bois, ont des propriétés acoustiques et thermiques différentes. De plus, l'épaisseur des matériaux est un facteur déterminant : une épaisseur accrue peut améliorer les performances acoustiques et thermiques, car les matériaux plus épais ont tendance à mieux atténuer le son et à réduire les pertes de chaleur. Les propriétés des

matériaux, telles que leur densité et leur rigidité, influencent également les performances des coffres de volets roulants.

Ensuite, la conception et la géométrie du coffre sont tout aussi importantes. La forme du coffre, incluant ses dimensions et sa configuration, peut avoir un impact significatif sur l'absorption sonore et l'isolation thermique. L'étanchéité à l'air est un autre facteur crucial : chaque fuite ou ouverture non isolée peut créer des ponts thermiques et phoniques, altérant l'efficacité globale du système. Les systèmes de jointolement, comprenant des joints étanches entre le coffre et les volets, ainsi qu'entre le coffre et le mur, sont cruciaux pour limiter les fuites d'air et garantir une isolation efficace [15]. Cependant, la présence d'entrées d'air dans les coffres peut considérablement augmenter la transmission sonore, réduisant ainsi les performances acoustiques globales.

La configuration du système de volets est également un facteur déterminant. L'état de fonctionnement du volet, qu'il soit ouvert, fermé ou partiellement ouvert, peut influencer l'efficacité de l'isolation. La qualité de l'installation est un autre aspect à considérer. Une installation correcte est cruciale, car des erreurs d'installation peuvent créer des espaces vides ou des fissures, compromettant ainsi les performances du coffre. Les conditions environnementales jouent également un rôle. Les variations de température et d'humidité peuvent modifier les propriétés des matériaux, influençant ainsi la performance du coffre de volet roulant.

Le classement VEMCROS relatif à la certification NF 202 [20], établie par le CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment), fournit des informations essentielles sur la qualité et la durabilité des volets roulants, garantissant ainsi la sécurité et le confort des utilisateurs. Chaque lettre de l'acronyme correspond à un critère spécifique de performance. Le "V" indique la résistance au vent : le volet est testé face à des vents violents pour s'assurer de sa solidité. "E" concerne l'endurance mécanique, évaluant la durabilité de l'équipement par des cycles d'usage intensif. "M" se rapporte à la manœuvre, mesurant la facilité et la sécurité d'utilisation, tandis que "C" évalue la résistance aux chocs. "R" vérifie la tenue face aux rayons du soleil, garantissant que l'exposition aux UV n'affecte pas le fonctionnement. "O" se rapporte à la capacité à limiter le passage de la lumière. Enfin, "S" évalue la résistance à la corrosion, s'assurant que le volet peut résister à l'oxydation. Certains indicateurs peuvent avoir un impact sur l'isolation du coffre de volet roulant. Par exemple, la résistance au vent (V) joue un rôle clé : des vents forts peuvent entraîner des vibrations et des infiltrations d'air, compromettant l'étanchéité du coffre et augmentant les pertes acoustiques et thermiques.

Les exigences réglementaires concernant les performances thermiques et acoustiques peuvent influencer la conception et la fabrication des coffres de volets roulants. Les fabricants doivent se conformer à ces normes pour garantir un niveau d'efficacité approprié. Dans ce contexte, le développement de solutions innovantes et efficaces pour l'isolation des coffres de volets roulants s'avère essentiel, tant pour garantir le confort des occupants que pour répondre aux exigences réglementaires.

1.2.3. Impacts économiques, énergétiques et sanitaires

L'impact économique de l'isolation des coffres de volets roulants se mesure à plusieurs niveaux. En effet, l'amélioration de l'isolation thermique et acoustique des bâtiments réduit les coûts énergétiques et les dépenses liées à la santé publique en limitant les maladies associées à une mauvaise qualité thermique et acoustique des habitations.

Les déperditions thermiques par la menuiserie, qui représentent 15 % [21], sont en effet un facteur important à prendre en compte dans la gestion de l'efficacité énergétique d'une habitation. Même si ce pourcentage peut sembler modéré par rapport aux autres sources de pertes comme la toiture ou les murs, il n'est pas négligeable. Sur une période prolongée, ces 15 % peuvent engendrer des coûts de chauffage ou de climatisation significatifs.

Les économies d'énergie réalisées grâce à une bonne isolation thermique des coffres de volets roulants se traduisent directement par une réduction des factures énergétiques pour les ménages. À plus grande échelle, cela contribue aux objectifs de transition énergétique de la France, qui vise une réduction significative des consommations d'énergie fossile et des émissions de gaz à effet de serre, s'alignant ainsi avec les objectifs de neutralité carbone fixés pour 2050 [22]. De plus, dans le secteur de la rénovation, la mise en place de volets roulants performants est souvent éligible à des aides financières, comme la prime rénovation énergétique. Ce dispositif incite les ménages à investir dans des solutions d'isolation efficaces, et les coffres de volets roulants bien isolés sont particulièrement concernés par cette politique.

La Figure 1.4 présente une comparaison des coûts sociaux du bruit en Île-de-France et pour l'ensemble de la France, selon différentes sources de bruit. Les catégories incluent le trafic routier, ferroviaire, aérien, le voisinage, le bruit lié au travail ou à l'école, et les dépenses de prévention. Le coût du bruit routier s'élève à l'échelle nationale à 80,6 Md€/an et celui au niveau de l'Île-de-France à 18,1 Md€/an, représentant 23 % du total national. De manière similaire, les bruits ferroviaire et aérien induisent des coûts importants, notamment en Île-de-France avec

respectivement 34% et 68% des coûts au niveau national. Le bruit lié au voisinage et au travail est également significatif, avec des parts de 40 % et 25 %. Enfin, les dépenses de prévention du bruit en Île-de-France représentent 41 % du coût national. Ces données soulignent l'impact économique majeur du bruit, particulièrement dans les zones urbaines denses comme l'Île-de-France.

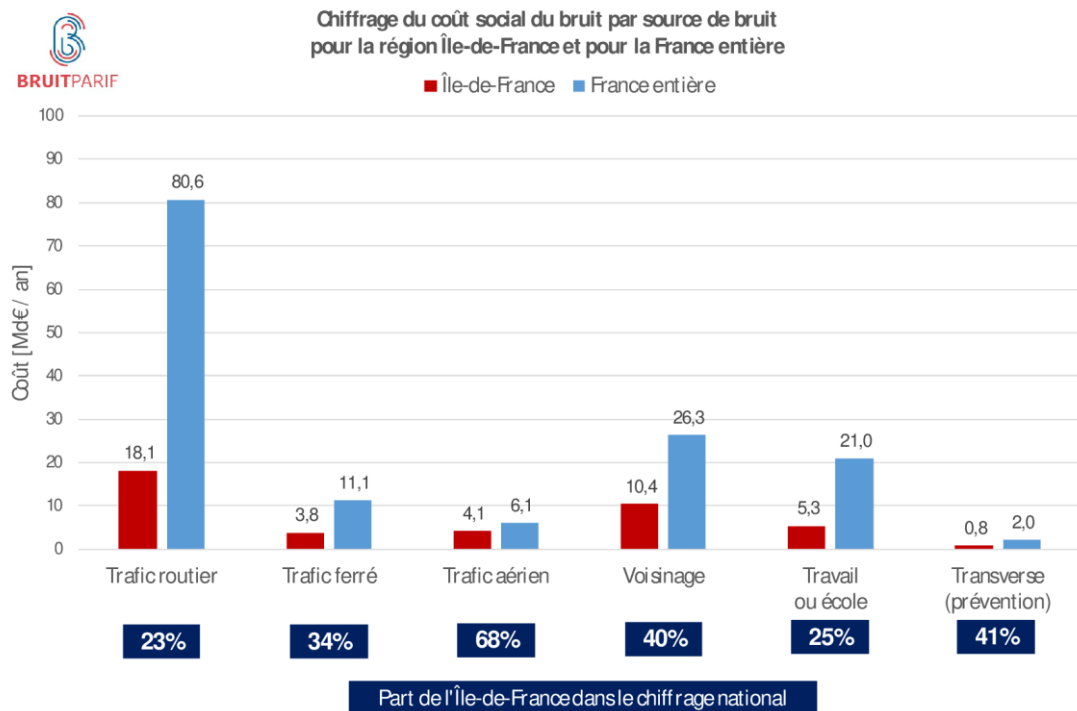


Figure 1.4 – Chiffrage du coût social du bruit en Ile-de-France et en France, d'après [1]

Le développement de coffres de volets roulants isolants représente également une opportunité économique pour les fabricants, qui peuvent répondre à une demande croissante pour des produits alliant esthétique, confort, et performance acoustique et énergétique. Les innovations dans les matériaux et la conception des coffres permettent aux entreprises de proposer de nouveaux produits, renforçant ainsi leur compétitivité sur le marché.

Au-delà des aspects économiques et énergétiques, l'isolation des coffres de volets roulants porte également des enjeux sanitaires importants. Une mauvaise isolation thermique peut entraîner des variations de température à l'intérieur des habitations, augmentant les risques de maladies respiratoires et cardiovasculaires. De même, une isolation acoustique insuffisante peut générer du stress, des troubles du sommeil, et affecter la santé mentale. Le bruit est reconnu par l'Organisation Mondiale de la Santé (OMS) [3] comme une source de stress et de troubles de la

santé, notamment en ce qui concerne les problèmes cardiovasculaires et le sommeil. De plus, une mauvaise isolation acoustique peut avoir des impacts négatifs sur la productivité et le bien-être des individus. Il devient donc crucial de réduire les nuisances sonores dans les habitations, et le coffre de volet roulant peut y contribuer.

Enfin, les coffres de volets roulants ne sont plus de simples éléments fonctionnels dans les bâtiments, mais jouent désormais un rôle crucial dans la performance énergétique, le confort acoustique, et le bien-être des occupants. Ces enjeux, qu'ils soient thermiques, acoustiques, économiques ou sanitaires, justifient l'importance de concevoir des coffres de volets roulants performants et bien isolés, répondant aux normes de la construction durable.

1.3. Présentation des coffres de volets roulants

Les coffres de volets roulants servent à accueillir le tablier enroulé du volet. Leur conception et les matériaux utilisés influencent directement leur efficacité d'isolation, notamment vis-à-vis de la réduction des nuisances sonores et des pertes thermiques. Cette section explore la composition, le type de pose et les matériaux d'isolation des coffres de volets roulants. Elle met également en lumière les études existantes dans la littérature qui traitent de l'impact de ces éléments sur les performances acoustiques et thermiques.

1.3.1. Composition et installation

Un coffre de volet roulant (voir Figure 1.5(a)) comprend un caisson généralement installé au-dessus d'une fenêtre pour abriter un système de volet roulant. Le coffre est conçu pour protéger et dissimuler le mécanisme du volet roulant lorsqu'il n'est pas utilisé. Les éléments inclus dans un coffre de volet roulant peuvent varier en fonction du modèle et du fabricant. Toutefois, les éléments communs sont décrits ci-dessous.

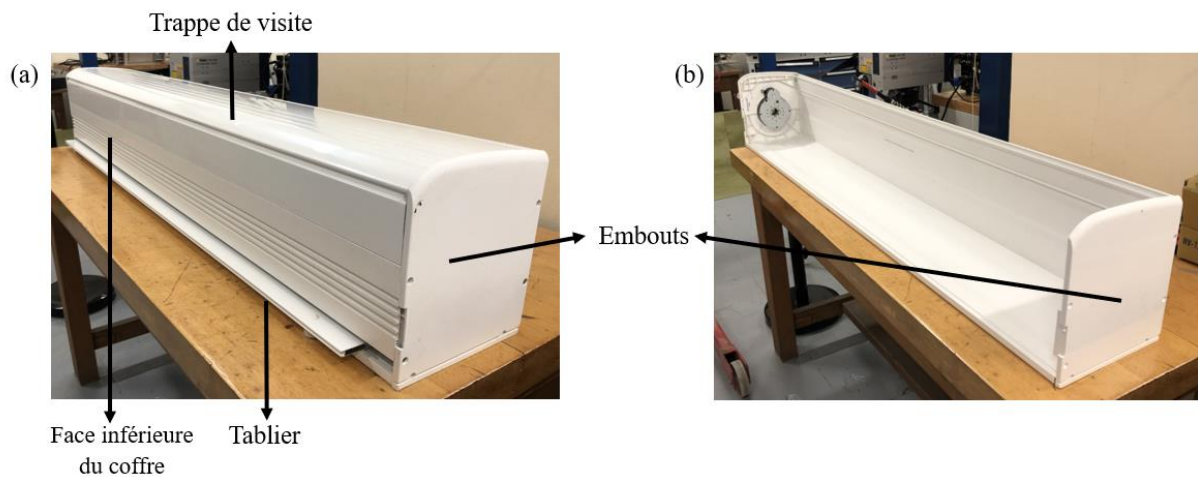
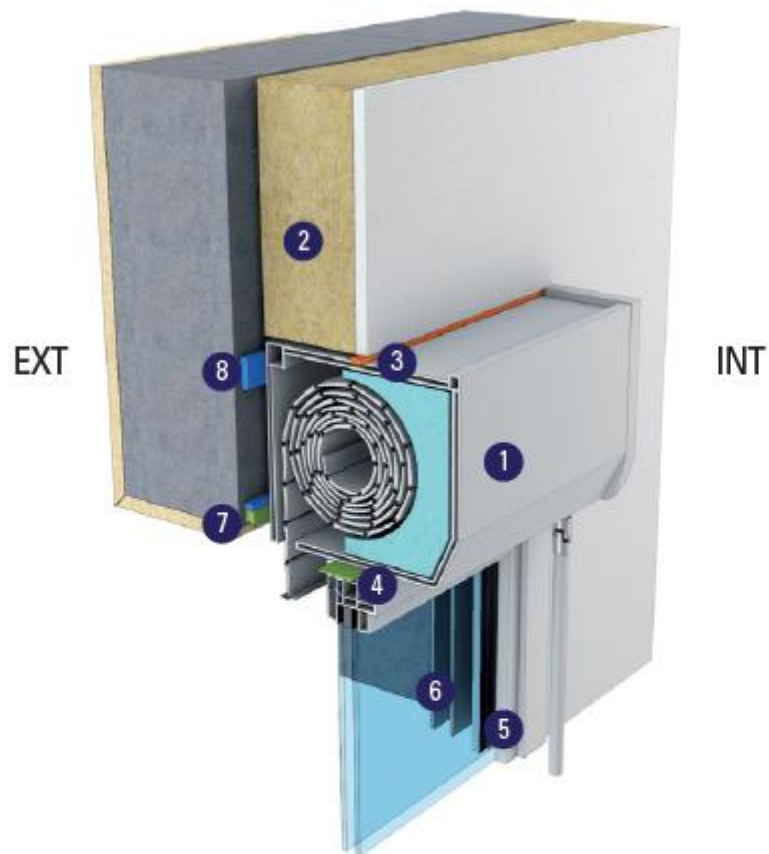


Figure 1.5 – (a) Coffre de volet roulant dans sa configuration enroulé et (b) intérieur du caisson sans le tablier, la trappe de visite et la face de dessous d'après [23]

Le caisson (voir Figure 1.5(b)) est généralement fabriqué en PVC ou en aluminium et est disponible en différentes tailles pour s'adapter aux différentes dimensions du volet. Les caissons sont constitués d'un panneau à double parois avec des raidisseurs. Cette conception permet de réduire le poids du coffre de volet roulant sans compromettre sa résistance. Les raidisseurs répartissent la charge sur le caisson, ce qui le rend plus résistant à la déformation. Ils peuvent également contribuer à l'isolation thermique. En effet, l'air emprisonné dans les cellules des panneaux agit comme un isolant naturel, réduisant le transfert de chaleur entre les environnements extérieur et intérieur.

Le caisson comprend une trappe de visite permettant d'accéder à l'intérieur du caisson pour l'entretien, les réparations ou les réglages. Les embouts, également appelés joues, sont fixés aux deux extrémités du caisson pour sceller et sécuriser le volet roulant à l'intérieur. Les embouts permettent de maintenir l'intégrité globale du caisson et d'empêcher la poussière, les débris ou autres nuisibles d'y pénétrer. Les coulisses (numérotées 6 sur la Figure 1.6) sont des rails verticaux installés sur les côtés du cadre de la fenêtre. Le volet roulant glisse de haut en bas dans ces rails lorsqu'il est actionné. Les coulisses assurent un mouvement fluide et stable du volet.



- | | |
|---|---|
| ① Coffre de volet roulant bloc-baie | ⑤ Fenêtre |
| ② Complexe isolant autoportant | ⑥ Coulisses du volet roulant |
| ③ Joint élastomère | ⑦ Calfeutrement avec mastic sur fond de joint |
| ④ Calfeutrement de la liaison entre le coffre et la fenêtre | ⑧ Variante avec mousse imprégnée |

Figure 1.6 – Coffre de volet roulant installé sur une fenêtre, d'après [24]

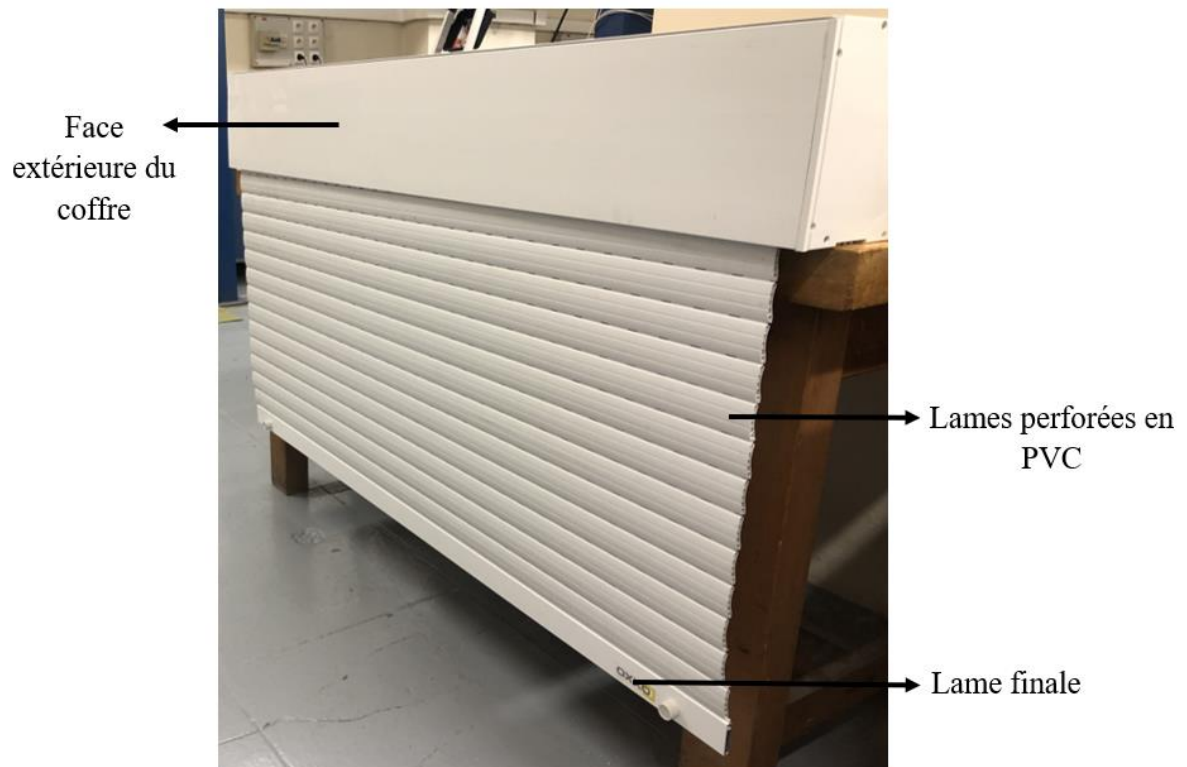


Figure 1.7 – Coffre de volet roulant dans sa configuration déroulé, d'après [23]

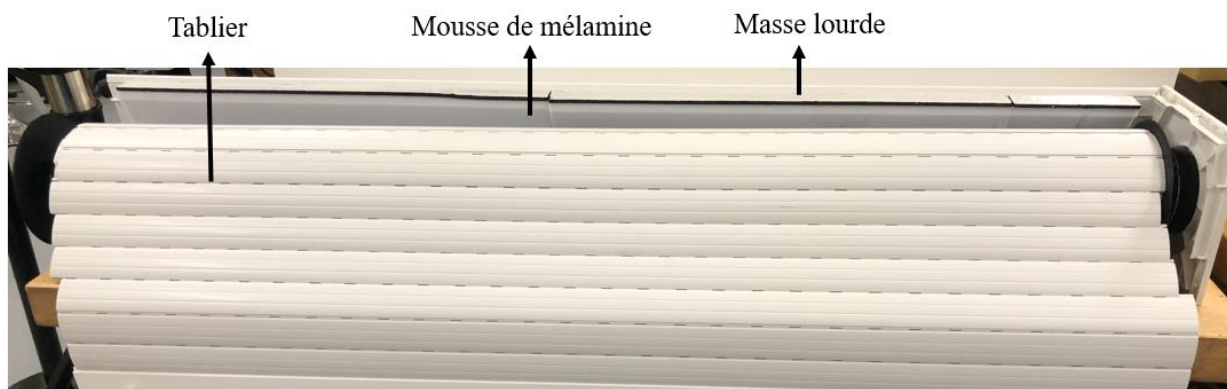


Figure 1.8 - Intérieur du coffre avec le tablier et les matériaux d'isolation, d'après [23]

Le tablier (voir Figure 1.7 et Figure 1.8) est la partie mobile du volet roulant qui se compose de lames. Ces lames sont généralement en PVC ou en aluminium et sont reliées entre elles pour former un rideau continu. Les lames sont conçues pour assurer la sécurité, l'isolation et la protection contre le bruit, la lumière du soleil et les conditions météorologiques. On distingue deux groupes de lames : les lames pleines et les lames perforées. Les lames perforées peuvent être remplies de matériaux isolants tels que la mousse de polyuréthane. La dernière lame constituant

le tablier, également appelée lame finale, est un composant d'un système de volet roulant qui sert d'élément de fermeture au bas du tablier du volet roulant. Elle est spécialement conçue pour assurer une fermeture sûre et étanche lorsque le volet roulant est complètement déroulé.

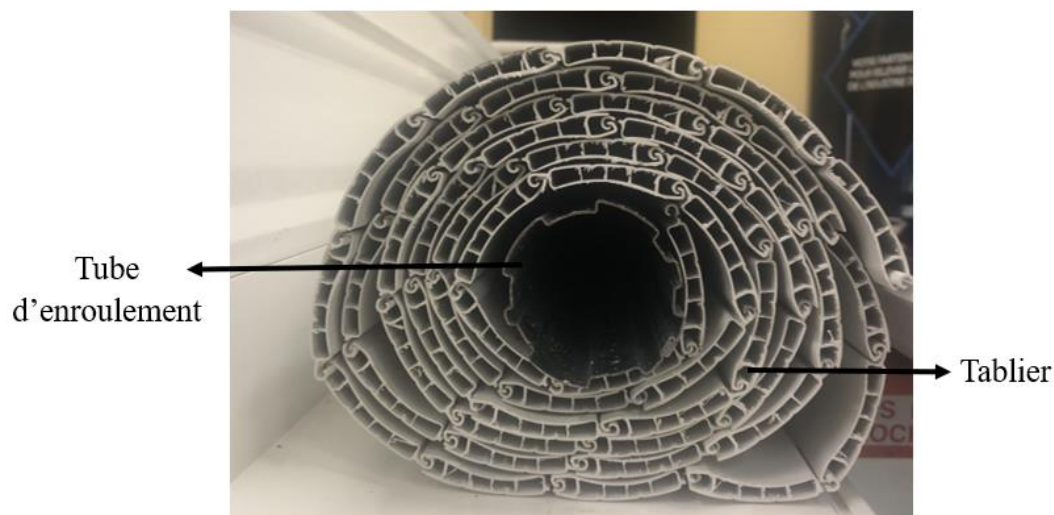


Figure 1.9 – Vue de profil du tablier, d'après [23]

L'axe du tablier (voir Figure 1.9) est constitué d'un tube d'enroulement métallique creux situé dans le coffre du volet roulant. Le tablier s'enroule autour du tube d'enroulement lorsque le volet est enroulé. Dans notre étude, un système motorisé permet d'enrouler et de dérouler le volet pour l'ouvrir et le fermer.

Par ailleurs, les volets roulants sont conçus avec une architecture flexible qui permet de s'adapter à différents scénarios d'installation, répondant ainsi aux besoins variés des utilisateurs et aux contraintes des bâtiments. On distingue plusieurs types de poses illustrés sur la Figure 1.10 :

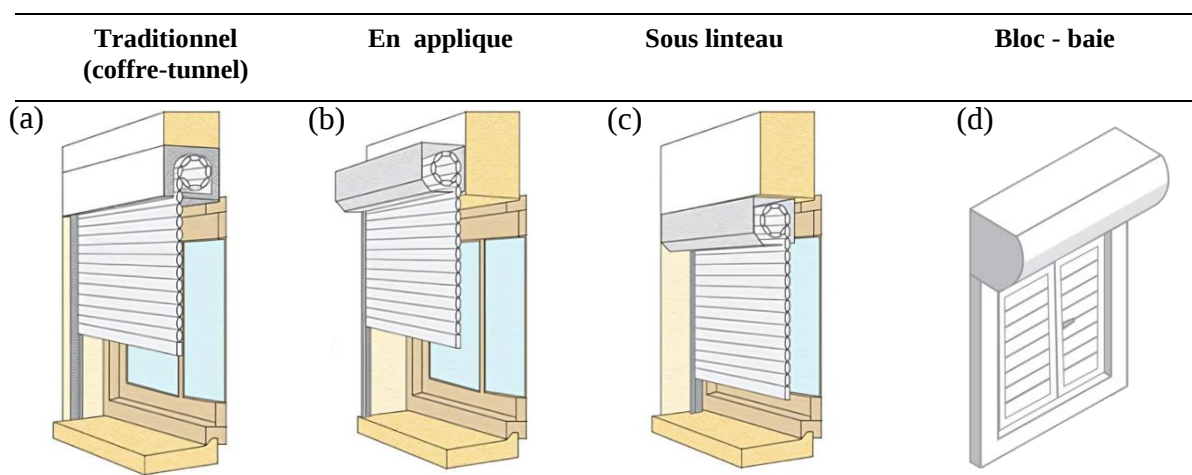


Figure 1.10 – Type de pose pour les coffres de volets roulants, d'après [25] et [26]

Dans le cas de la pose traditionnelle (coffre-tunnel, Figure 1.10(a)), le coffre et le volet sont installés directement dans l'épaisseur du mur. Cette méthode est utilisée pour les constructions neuves, car elle nécessite des dimensions précises. L'avantage principal est que le volet laisse uniquement visible les lames du volet roulant quand il est abaissé. Cependant, il est plus complexe à installer et rend l'accès au coffre plus restreint.

Dans le cas de la pose en applique (Figure 1.10(b)), également appelée pose en rénovation, le volet roulant est fixé à l'extérieur du cadre de la fenêtre, sur la façade du bâtiment. Le coffre est ainsi visible au-dessus de la fenêtre. Cette méthode est couramment utilisée lors de rénovations lorsqu'aucun emplacement n'est prévu pour le coffre dans la menuiserie. Il y a une certaine facilité d'installation et il n'est pas nécessaire de modifier l'ouverture existante. Le coffre reste visible à l'extérieur, ce qui peut ne pas être idéal d'un point de vue esthétique.

Pour le type de pose sous linteau (Figure 1.10(c)), le volet roulant est installé sous le linteau de la fenêtre, à l'intérieur de l'embrasure, mais il est souvent légèrement en retrait de la façade. Cela convient lorsque la hauteur sous plafond est limitée. Cette pose conduit à une installation plus facile que la pose en tunnel. En revanche, le coffre peut empiéter légèrement sur la hauteur de la fenêtre, ce qui réduit l'entrée de lumière.

Dans le cas du volet roulant bloc-baie (Figure 1.10(d)), le volet roulant et la fenêtre constituent un seul et même ensemble. Le coffre du volet et ses coulisses sont directement intégrés à la fenêtre, avec le coffre visible de l'intérieur. Ce type d'installation convient aussi bien pour une rénovation que pour une construction neuve. Le coffre est quasiment invisible une fois l'installation réalisée, car il est intégré directement dans la menuiserie. En revanche, si un problème survient dans le mécanisme du volet roulant, il peut être plus complexe à réparer, car le coffre est intégré à la fenêtre.

1.3.2. Matériaux d'isolation utilisés

Dans les coffres de volets roulants, l'utilisation de matériaux d'isolation est essentielle pour améliorer à la fois les performances thermiques et acoustiques. Plusieurs matériaux se distinguent par leurs propriétés spécifiques et leur adaptation à ces besoins.

La laine de roche se distingue par sa souplesse et sa grande résistance à l'humidité, ce qui en fait un choix privilégié pour des environnements exigeants en termes de durabilité. En tant que

matériau fibreux, la laine de roche assure une excellente isolation thermique tout en offrant une bonne performance acoustique. Elle est généralement proposée sous forme de panneaux et requiert une épaisseur minimale de 30 millimètres [15], [27], offrant ainsi une solution adaptée dans des configurations où l'espace disponible peut accueillir une certaine épaisseur.

Moins onéreuse, la laine de verre constitue une alternative économique à la laine de roche. Elle est disponible en panneaux ou en rouleaux. Bien que sa performance thermique soit similaire à celle de la laine de roche, elle offre une isolation acoustique moyenne, ce qui peut limiter son efficacité dans les applications nécessitant une atténuation sonore accrue. Comme pour la laine de roche, une épaisseur de 30 millimètres est recommandée pour garantir une efficacité thermique optimale [27].

La mousse massique, quant à elle, représente une solution polyvalente pour les espaces confinés. Composée de polyuréthane et de caoutchouc, ou d'autres matériaux synthétiques, elle est souple et offre une isolation thermique et acoustique équilibrée. Sa structure multicouche permet de renforcer ses capacités d'atténuation sonore tout en garantissant une isolation thermique correcte.

La mousse de mélamine, combinée à une masse lourde comme le bitume, est un excellent choix pour améliorer l'isolation acoustique des coffres de volets roulants. La mousse de mélamine se distingue par ses propriétés d'absorption acoustique, réduisant efficacement les bruits aériens grâce à sa structure cellulaire ouverte. Lorsqu'elle est utilisée en combinaison avec du bitume, un matériau à haute densité, elle crée un système d'isolation très performant. En plus de ses performances acoustiques, la mousse de mélamine offre également une isolation thermique qui est cependant modérée.



Figure 1.11 – Mousse de mélamine combinée à de la masse lourde pour l'isolation du coffre

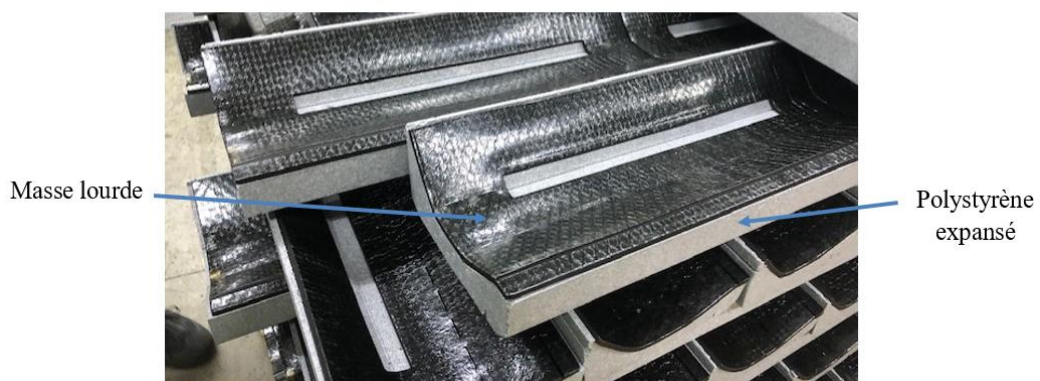


Figure 1.12 – Polystyrène expansé (PSE) combiné à de la masse lourde pour l'isolation du coffre

Enfin, le polystyrène, disponible en versions expansée (PSE) et extrudée (PSX), est un matériau nécessitant peu d'espace pour son installation [27]. Il offre une bonne isolation thermique, bien que ses capacités acoustiques soient relativement faibles, ce qui peut limiter son utilisation dans des applications où le bruit constitue un problème majeur. Le polystyrène extrudé, bien que plus coûteux que l'expansé, présente des performances thermiques accrues [28], en raison de sa structure plus dense, qui limite la conduction de la chaleur de manière plus efficace.

1.3.3. État de l'art des performances acoustiques des coffres de volets roulants

Les performances acoustiques des coffres de volets roulants seront privilégiées dans cette étude, car les industriels rencontrent plus de difficultés à qualifier le comportement acoustique que thermique. Différents travaux existent déjà pour les performances thermiques de différents systèmes de cadres de fenêtres et de coffres de volets roulants, comme l'article présenté dans [29] afin améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments. À travers des simulations par éléments finis (FEM) et des mesures expérimentales, les auteurs évaluent dans [29] le coefficient de transmission thermique de plusieurs configurations, incluant des cadres en PVC, en bois, en bois-aluminium, et des coffres isolés avec du polystyrène expansé (PSE). Les résultats mettent en évidence l'intérêt du matériau d'aluminium à bulles d'air, initialement conçue pour les murs, mais ici appliquée avec succès aux coffres de volets, pour une amélioration notable de l'isolation thermique globale. Cette étude montre qu'en isolant le coffre, il est possible de réduire les pertes de chaleur d'environ 30%. Cependant, la maîtrise des performances acoustiques reste un défi.

Díaz et Pedrero [30] présentent une étude expérimentale sur l'effet du tablier et des coffres de volets sur l'isolation acoustique des fenêtres. L'analyse porte sur des fenêtres en PVC avec double vitrage, équipées de coffres de volets préfabriqués, en position de volet déroulé et enroulé, et avec différents matériaux d'isolation interne (polystyrène expansé, fibre minérale ou vide). Les résultats montrent que les fenêtres sans coffre de volet offrent un meilleur indice de réduction sonore en basses fréquences, tandis qu'à partir de 500 Hz, l'isolation est supérieure lorsque le volet est déroulé. En incluant des matériaux absorbants dans le coffre, l'isolation est améliorée à hautes fréquences.

L'étude expérimentale de Díaz et al. [31] montre l'influence des volets roulants sur l'isolation acoustique des façades. Les mesures acoustiques sont réalisées dans des chambres équipées de fenêtres avec coffres de volets intégrés, dans des configurations avec volets déroulés ou enroulés. Les résultats montrent que, pour les fenêtres coulissantes, le déroulement du volet améliore nettement l'isolation acoustique, particulièrement au-dessus de 500 Hz. Les fenêtres avec vitrage simple montrent un gain d'environ 2,5 dB en isolation lorsque le volet est déroulé, tandis que ce gain est réduit à 1,5 dB pour les vitrages isolants. Pour les fenêtres ouvrantes, le déroulement du volet améliore l'isolation de 1 dB pour les vitrages simples, mais réduit légèrement la performance pour les vitrages isolants. L'étude conclut sur l'importance de spécifier la position du volet lors des mesures d'isolation.

L'étude proposée par Hammad et al. [32] examine les performances acoustiques de cinq types de volets utilisés en Jordanie pour l'isolation contre le bruit extérieur. Testés en laboratoire, ces volets (en bois, plastique, aluminium, métal avec ou sans mousse) ont été évalués en combinaison avec des fenêtres à encadrements en aluminium et plastique, utilisant un vitrage simple ou double. L'étude révèle que les volets apportent une isolation acoustique supplémentaire limitée lorsqu'ils sont installés devant des fenêtres en plastique, mais peuvent améliorer l'isolation des fenêtres en aluminium de 10 à 15 dB, entre 31,5 Hz et 8 kHz. En revanche, pour les fenêtres ouvertes, les volets fournissent une isolation allant de 14 dB pour les modèles en bois et à 20 dB pour ceux en plastique avec mousse. Les résultats soulignent l'importance des techniques de construction, suggérant que réduire les interstices entre les lames pourrait maximiser les performances acoustiques des volets.

Asdrubali et Buratti [33] explorent les performances acoustiques de fenêtres à haute isolation intégrées avec des coffres de volets roulants, une solution adaptée aux bâtiments situés près de sources de bruit élevées. Les fenêtres étudiées, dites HSIVW (« High Sound Insulation Ventilating Windows »), offrent une isolation sonore élevée tout en permettant la ventilation. L'étude expérimentale révèle que, bien que le coffre de volet et l'aérateur soient les principaux points de transmission sonore, les fenêtres intégrant un coffre isolé offrent des indices d'isolation sonore comparables aux fenêtres standards, avec des valeurs élevées (33 à 38 dB). Ces résultats indiquent que les fenêtres HSIVW avec coffre de volet intégré constituent une solution efficace pour atténuer le bruit extérieur sans compromettre la ventilation.

Patrício et Bragança [34] présentent une étude expérimentale sur l'effet des volets roulants sur l'isolation acoustique des façades. L'étude expérimentale inclut des tests en laboratoire et in situ dans un bâtiment résidentiel typique au Portugal. Les auteurs examinent l'impact de différentes positions du volet (enroulé, partiellement déroulé, déroulé) sur la transmission acoustique des fenêtres. Les résultats montrent que les volets déroulés améliorent l'isolation acoustique, mais que cette isolation est moins efficace aux basses fréquences en raison de phénomènes de résonance dans l'espace confiné entre le volet et la fenêtre. La position des volets est particulièrement déterminante lorsque la fenêtre est ouverte, en permettant une réduction significative du bruit. Les tests montrent une différence notable entre les mesures in situ et en laboratoire, soulignant l'importance des conditions réelles pour évaluer la performance acoustique des façades.

Une caractéristique récurrente dans l'ensemble de ces études est l'accent mis sur une approche essentiellement expérimentale pour évaluer les performances acoustiques des bloc-baies. Bien que ces travaux fournissent des données précieuses, les tests portent majoritairement sur des configurations où le volet et la fenêtre sont analysés conjointement, en prenant en compte les positions du volet (enroulé, déroulé, partiellement déroulé) et les matériaux utilisés pour l'isolation.

Il est important de noter qu'aucune étude ne s'intéresse spécifiquement à la transmission acoustique du coffre de volet roulant en tant qu'élément indépendant. Le coffre est pourtant un composant clé dans l'isolation acoustique. Cela laisse une zone d'ombre dans la compréhension fine du comportement acoustique du coffre seul. Ce manque de données spécifiques sur le coffre lui-même limite la capacité à optimiser ses performances acoustiques de manière ciblée.

1.4. Méthodes et normes relatives aux performances acoustiques

Les premières exigences en matière d'isolation acoustique dans les bâtiments résidentiels ont vu le jour dans les années 1950 dans plusieurs pays, en réponse à une prise de conscience croissante des nuisances sonores et de leur conséquence sur le bien-être des habitants. Toutefois, il a fallu attendre plusieurs années avant que des réglementations similaires ne soient appliquées à d'autres types de bâtiments, tels que les écoles, les hôpitaux, ou les bureaux, où la gestion du bruit joue également un rôle crucial dans le confort et le bien-être des occupants. En réponse à cette diversité de sources de bruit, les normes acoustiques encadrant l'isolation des bâtiments ont été subdivisées en cinq catégories principales [7], [35] :

- Bruits aériens extérieur provenant de l'environnement extérieur, en particulier ceux générés par les transports ou les activités industrielles.
- Bruits d'impact transmis par les structures solides, notamment à travers les sols ou les murs, dus à des chocs ou des mouvements.
- Bruits d'équipements techniques produit par les équipements de service, tels que les systèmes de chauffage, de ventilation ou les ascenseurs, pour réduire leur impact sur le confort acoustique.
- Bruits aériens intérieurs émis au sein même du bâtiment, entre différentes pièces ou logements, et leur limitation est essentielle pour garantir une cohabitation paisible.
- Mesure de temps de réverbération et de l'absorption acoustique des matériaux.

Dans le cadre de cette étude, l'accent est mis sur l'isolation des bruits aériens extérieurs, en particulier ceux qui affectent les façades extérieures des bâtiments, comme les coffres de volets roulants. Les mesures acoustiques des bruits aériens peuvent être réalisées de deux manières principales : in situ, c'est-à-dire sur le terrain, ou en laboratoire, dans un environnement contrôlé. Chacune de ces approches a ses avantages et ses limites, et leur choix dépend des objectifs de l'étude, des conditions du bâtiment ou des éléments testés, ainsi que des réglementations en vigueur.

1.4.1. Mesures in situ des bruits aériens

Les mesures in situ se réfèrent à des tests réalisés directement dans l'environnement réel où les performances acoustiques d'un élément sont évaluées. Ces mesures prennent en compte les conditions d'installation réelles, ainsi que l'influence de facteurs externes qui peuvent affecter les performances acoustiques.

La méthode de mesures in situ est souvent guidée par la norme ISO 16283-3 [36] basée sur la mesure de la pression acoustique. Cette norme décrit les procédures pour mesurer l'isolation acoustique des bâtiments et des éléments de construction en situation réelle. Le protocole expérimental proposé s'applique principalement aux bâtiments résidentiels, mais peut également être utilisé pour d'autres types de constructions. Il consiste à placer des émetteurs sonores ou des bruits environnementaux naturels à l'extérieur du bâtiment et à mesurer le niveau sonore transmis à l'intérieur du bâtiment à l'aide de microphones positionnés selon des critères précis. Cette méthode permet d'évaluer l'isolation acoustique en conditions d'utilisation réelles, en prenant en compte les effets des matériaux, des joints, ainsi que d'éventuelles anomalies présentes dans la construction.

Toutefois, les mesures in situ présentent certaines limites. Les résultats peuvent être influencés par des facteurs environnementaux externes tels que les conditions météorologiques, la proximité d'autres structures, l'angle d'incidence du son extérieur ou encore la position du microphone de mesure extérieur par rapport à la façade du bâtiment [34], [29]. Cela rend difficile la reproductibilité des résultats d'un site à un autre. En outre, la diversité des configurations des bâtiments et des matériaux rend les comparaisons entre les différents sites complexes.

1.4.2. Mesures en laboratoire des bruits aériens

Les mesures en laboratoire sont réalisées dans des environnements contrôlés, généralement au sein de chambres acoustiques spécialement conçues pour évaluer les performances

acoustiques des éléments de construction dans des conditions normalisées. Ces tests sont effectués conformément à des normes internationales, telles que la norme ISO 10140 [37] basée sur la mesure du niveau de pression moyen, qui définit les méthodes de mesure de l'isolation acoustique en laboratoire. Les éléments testés peuvent inclure des fenêtres, des entrées d'air ou encore des coffres de volets roulants.

Les laboratoires acoustiques sont classiquement équipés de deux chambres réverbérantes de volume différent de 10% et supérieur à 50 m³. L'élément testé est installé entre deux chambres distinctes : une salle d'émission et une salle de réception. Des microphones sont placés de chaque côté de l'échantillon pour mesurer la quantité de bruit transmis à travers celui-ci. Les données recueillies permettent de déterminer la perte de transmission sonore, qui représente la capacité de l'élément à atténuer le bruit aérien. Les résultats sont analysés en fonction des différentes bandes de fréquences, afin de caractériser précisément les performances acoustiques de l'élément testé. Cependant, il est impératif que le son transmis par des chemins indirects (fuites acoustiques ou autres interférences) soit négligeable par rapport au son transmis par l'échantillon lui-même.

La température et le taux d'humidité relative sont maintenus constants dans chaque salle, car ces paramètres influencent la propagation du son. Une température stable permet de garantir la cohérence des mesures, en minimisant les variations de la vitesse du son à travers l'air. De même, le taux d'humidité relative est contrôlé pour éviter les fluctuations acoustiques, puisque l'humidité peut influencer la densité de l'air.

Dans le cadre de ce travail, les chambres d'émission et de réception ont respectivement des volumes de 78 m³ et 62.3 m³ présentées en Figure 1.13. La température des deux salles est de 23° et le taux d'humidité est de 43% et 53% respectivement pour la salle d'émission et la salle de réception. Les murs de la chambre de réception notés (1) sont en béton de 200 mm d'épaisseur, avec une couche d'isolation en laine minérale notée (2). Le mur de séparation entre les deux chambres noté (6) est construit en blocs de béton de 100 mm d'épaisseur. Dans le mur séparateur, on retrouve une ouverture afin d'y placer le coffre testé qui est noté (C). Les deux chambres sont montées sur des boîtes à ressorts notées (7) pour réduire les vibrations latérales. La salle d'émission est dotée de deux tôles d'acier d'épaisseurs respectives de 2 mm notée (4) et 6 mm notée (5), également séparées par une couche de laine minérale notée (2) pour assurer une isolation supplémentaire.

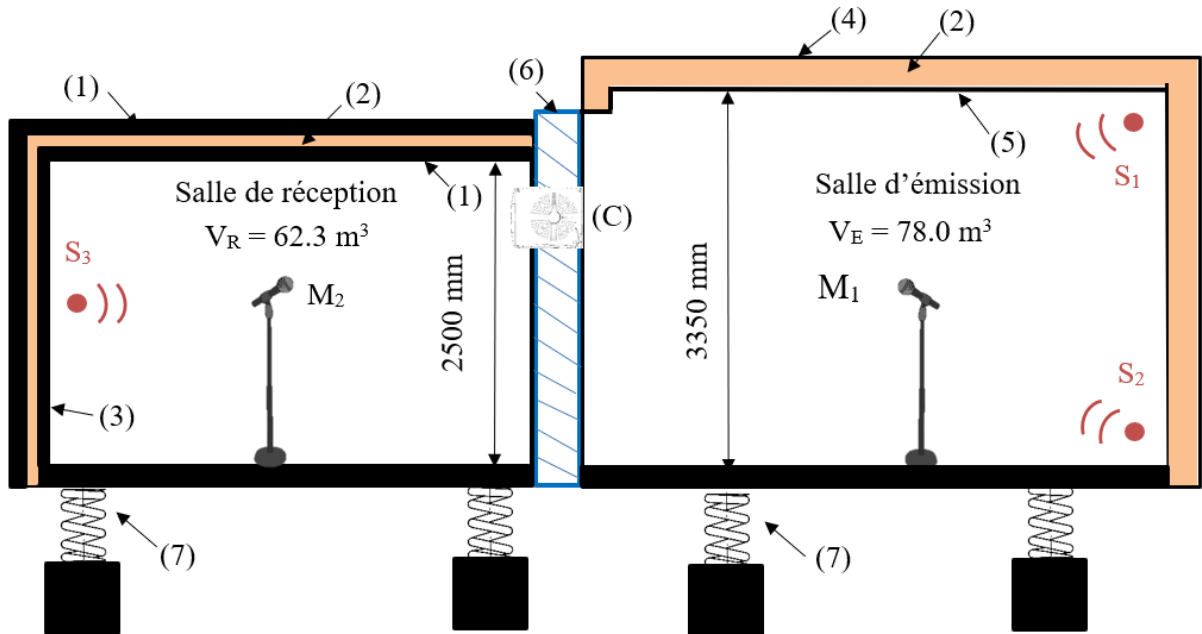


Figure 1.13 – Montage expérimental de l'essai acoustique, d'après [23]

Dans la chambre d'émission, deux haut-parleurs, notés S_1 et S_2 , sont placées dans les coins de la pièce pour générer plusieurs réflexions d'ondes acoustiques sur les murs afin de créer un champ suffisamment diffus. La pression acoustique générée par le champ diffus est mesurée par un microphone rotatif noté M_1 dans la chambre d'émission. Dans la salle de réception, on trouve un microphone rotatif noté M_2 et un haut-parleur noté S_3 pour mesurer le temps de réverbération de la salle. Le microphone de la salle de réception M_2 mesure également le niveau de pression acoustique transmis par l'élément testé. Dans la salle de contrôle, on trouve un analyseur de spectre en temps réel, pour obtenir les résultats en bandes de tiers d'octave. Un calibre est également présent pour vérifier et ajuster la précision des microphones, en produisant un signal sonore de référence avec une fréquence et un niveau de pression sonore connus avant chaque mesure. Enfin, un ordinateur est utilisé pour le post-traitement des résultats, permettant de traiter, visualiser et interpréter les données collectées.

Pour garantir un champ acoustique diffus, le temps de réverbération T_r des salles doit être soigneusement contrôlé. Il ne doit être ni excessivement long ni trop court afin de ne pas influencer les niveaux sonores mesurés. La norme ISO 10140 [37] propose un intervalle à respecter pour ce paramètre :

$$1 \leq T_r \leq 2 \left(\frac{V}{50} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (1.1)$$

où V est le volume de la salle (en m^3) et T_r le temps de réverbération (en secondes). Pour ajuster ce temps, il est possible d'utiliser des dispositifs comme des panneaux réfléchissants qui agissent comme diffuseurs et permettent de mieux contrôler la propagation des ondes sonores dans l'espace.



Figure 1.14 - Essai expérimental du coffre de volet roulant (a) du point de vue de la chambre d'émission et (b) de la chambre de réception, d'après [23]

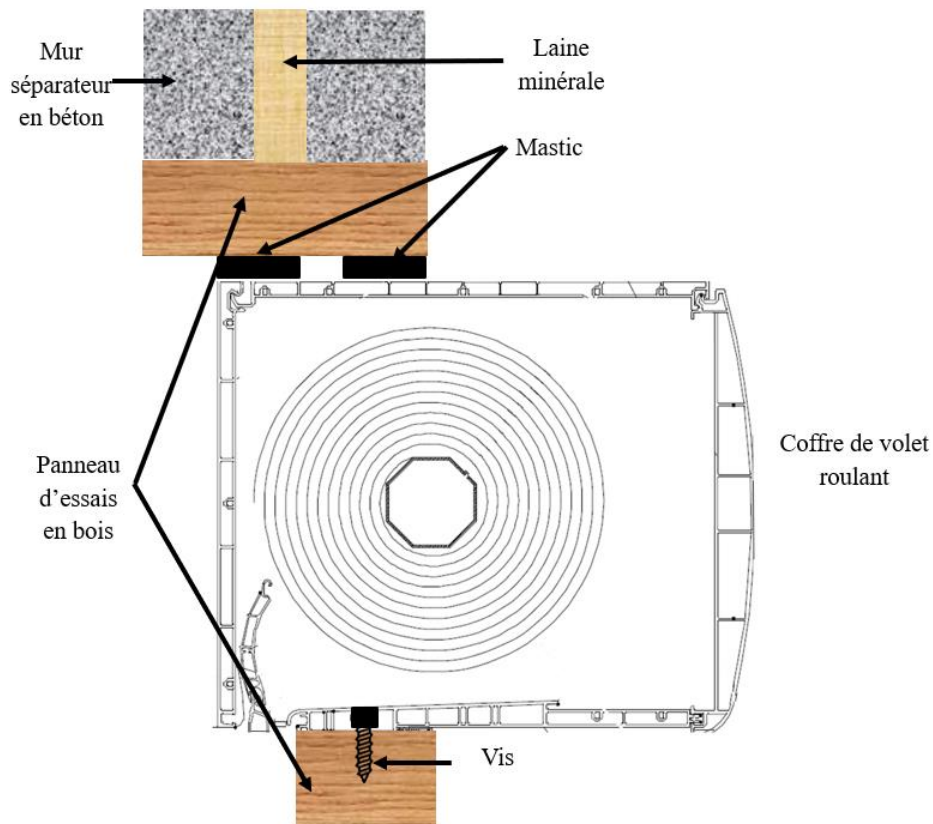


Figure 1.15 – Vue en coupe de l'installation du coffre de volet roulant pendant le test en laboratoire d'après [23]

Le mur séparateur est construit en béton et comprend une couche de laine minérale. Sa conception permet de supprimer la transmission latérale du son. Ce mur séparateur comporte le panneau d'essai en bois dans laquelle se trouve une ouverture pour y introduire l'élément testé illustré en Figure 1.14. Le panneau d'essai peut s'adapter à différentes tailles de coffres de volets roulants. Le coffre est ensuite solidement fixée sur trois côtés du mur et vissée en bas à une traverse en bois scellée avec du plâtre dans le panneau d'essai. Pour assurer l'étanchéité à l'air, le périmètre du coffre est scellé à l'aide d'un fond de joint et du mastic oléoplastique en Figure 1.15. Pour chaque échantillon, la position du volet est modifiée et deux configurations sont testées : volet enroulé et volet déroulé.

1.4.3. Positionnement des sources sonores et des microphones

Avant de commencer les essais expérimentaux, il est essentiel de mesurer le temps de réverbération des salles et de définir les positions des sources sonores ainsi que des microphones. Cette mesure doit se faire conformément aux normes ISO 3382 [38] et ISO 18233 [39], en appliquant des méthodes telles que la technique du bruit interrompu ou la réponse impulsionnelle.

Pour garantir la précision des résultats, la décroissance du niveau sonore doit être observée sur une plage d'au moins 20 dB. La mesure commence immédiatement après l'arrêt du bruit et se poursuit jusqu'à ce que le niveau sonore soit supérieur de 10 dB au bruit de fond. Afin de garantir la fiabilité des données, il est conseillé de répéter cette procédure six fois à trois emplacements différents pour les microphones.

1.4.3.1. Positionnement des sources

Pour assurer une bonne diffusion sonore, on commence par définir le nombre de positions disponibles pour les haut-parleurs [37]. La formule suivante est utilisée pour déterminer ce nombre :

$$m > \frac{152}{V^{\frac{2}{3}}} \quad (1.2)$$

où V représente le volume de la salle d'émission en mètres cubes. Chaque haut-parleur doit être installé à une distance minimale de 0,7 m les uns des autres, et au moins deux doivent être espacés de moins de 1,4 m. De plus, chaque haut-parleur doit se situer à plus de 0,7 m de toute

paroi. Les positions des haut-parleurs doivent éviter la symétrie par rapport aux plans de la salle et doivent être suffisamment espacées dans différentes directions pour éviter des plans parallèles.

Une fois les haut-parleurs installés, il est nécessaire de mesurer les différences de niveau sonore D_{ij} entre la salle d'émission et la salle de réception pour chaque bande de tiers d'octave i , avec des fréquences centrales allant de 100 Hz à 315 Hz. Pour chaque bande, on calcule la moyenne des différences de niveau sonore, notée μ_i , selon la formule suivante :

$$\mu_i = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m D_{ij} \quad (1.3)$$

Ensuite, on calcule l'écart-type S_i (non biaisé) des différences de niveau sonore pour chaque bande de tiers d'octave de 100 Hz à 315 Hz, ce qui permet d'évaluer la variabilité des mesures :

$$S_i = \sqrt{\frac{1}{m-1} \sum_{j=1}^m (D_{ij} - \mu_i)^2} \quad (1.4)$$

Le nombre N de positions de sources doit respecter les trois critères suivants :

- $N \geq 2$;
- $N \geq (S_i/\sigma_i)^2$ avec σ_i l'écart-type maximal toléré pour les différences de niveau selon le Tableau 1.1 ;
- $N \geq \left(\sum_i \frac{S_i}{4.8} \right)^2$.

Tableau 1.1 – L'écart-type maximal toléré entre 100 Hz et 315 Hz en bande de tiers d'octave

f (Hz)	100	125	160	200	250	315
σ_i (dB)	1.4	1.2	1.0	0.8	0.8	0.8

Une condition additionnelle doit être remplie : si $2N > m$, il est nécessaire de porter m à $2N$ et de répéter l'analyse. On détermine alors un nombre q satisfaisant les trois conditions précédentes de positions pour les sources sonores parmi les m positions totales disponibles. Il convient ensuite d'identifier ces q positions spécifiques.

Pour chaque position j du haut-parleur, on calcule la somme des carrés des écarts entre les niveaux sonores mesurés et la moyenne pour chacune des six bandes d'octaves :

$$S_j = \sum_{i=1}^6 (D_{ij} - \mu_i)^2 \quad (1.5)$$

Les q valeurs les plus faibles obtenues désignent les q positions de sources sonores qui seront conservées.

1.4.3.2. Positionnement des microphones

Le placement des microphones doit être réalisé avec une certaine flexibilité tout en respectant les conditions suivantes :

- Les microphones doivent être espacés d'au moins 0,7 m les uns des autres, ainsi qu'entre un microphone et une paroi ou un diffuseur de la salle.
- La distance minimale entre un microphone et l'élément testé ou la source sonore doit être d'au moins 1 m.
- Les microphones ne doivent pas être positionnés dans le même plan par rapport aux limites de la salle, et leurs placements doivent être variés sans être uniformément répartis.
- Chaque salle doit comporter au moins cinq positions de microphones pour chaque position de haut-parleur, avec une répartition maximale dans l'espace disponible.

Ces exigences visent à garantir que l'évaluation de la pression quadratique se déroule dans des zones de la pièce où le champ acoustique est réellement diffus, c'est-à-dire à une distance suffisante de la source pour que le champ direct soit négligeable par rapport au champ réverbérant, et loin des parois et des diffuseurs, où la pression quadratique est généralement plus élevée [40]. Ces recommandations permettent de mesurer le $D_{n,e}$, l'indicateur de référence pour la caractérisation des performances acoustiques des coffres de volets roulants, comme détaillé dans la section suivante.

1.4.4. Indicateurs acoustiques normalisés

L'indice d'affaiblissement acoustique R en décibels (dB) est calculé à partir des mesures expérimentales à l'aide de la formule suivante [23], [41] :

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \left(\frac{S}{A} \right) \quad (1.6)$$

où L_1 et L_2 sont respectivement le niveau de pression acoustique moyen dans la salle d'émission et la salle de réception, S est la surface de l'ouverture dans laquelle l'élément d'essai est

installé en m^2 et A est la surface d'absorption acoustique équivalente dans la salle de réception en m^2 qui peut être calculée à partir de la formule de Sabine [7], [8] :

$$T_R = \frac{0.16V}{A} \quad (1.7)$$

où V est le volume de la salle réceptrice et T_R son temps de réverbération. Le terme $10 \log(S/A)$ est conçu pour apporter une correction aux valeurs mesurées de l'indice de perte de transmission, en tenant compte à la fois de la taille de l'ouverture et des caractéristiques de la pièce de réception.

Les intensités et puissances émises par des sources acoustiques non-corrélées en champ diffus sont généralement estimées à partir de la mesure de la pression acoustique quadratique moyenne [42]. Le niveau de pression acoustique peut être mesuré à l'aide d'un microphone rotatif ou de plusieurs microphones fixes. Pour n positions différentes de microphones, le niveau sonore L est donné par la relation suivante [8]:

$$L = 10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{p_i^2}{p_0^2} \right) \quad (1.8)$$

où p_i représente la pression acoustique quadratique moyenne (valeur efficace) mesurée à la position i et p_0 représente la pression acoustique de référence, qui est généralement fixée à $20 \mu Pa$ dans l'air, correspondant au seuil d'audition humaine. Généralement, le niveau sonore L est plutôt déterminé à partir des niveaux sonores L_i :

$$L = 10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}} \right) \quad (1.9)$$

Cependant, l'indice R n'est pas approprié pour la caractérisation expérimentale des petits éléments de construction d'aire inférieure à $1 m^2$ comme les coffres de volets roulants [43]. Il est essentiel d'ajuster la valeur du niveau de pression acoustique mesurée du côté réception en tenant compte de la durée de réverbération, afin d'isoler uniquement l'effet des transmissions à travers les parois. En effet, l'utilisation de l'isolement acoustique normalisé permet d'obtenir une évaluation cohérente et précise de la performance acoustique de ces éléments en tenant compte des conditions spécifiques de mesure, notamment par l'usage d'une aire d'absorption équivalente de référence dans le local de réception. Les caractéristiques acoustiques de ces

éléments sont plutôt représentées par l'indice d'isolation acoustique normalisé d'un élément, noté $D_{n,e}$ en décibels (dB) et défini par :

$$D_{n,e} = L_1 - L_2 - 10 \log\left(\frac{A}{A_0}\right) \quad (1.10)$$

où A_0 est une surface d'absorption équivalente de référence, fixée à 10 m² et A est la surface d'absorption acoustique équivalente dans la salle de réception en m².

L'isolement acoustique normalisé est évalué par des bandes de tiers d'octave dont les fréquences centrales sont les suivantes : 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000 et 5000 Hz.

Les résultats des essais illustrés en Figure 1.16 se présentent sous forme d'une courbe de l'indice d'affaiblissement normalisé en fonction de la fréquence , représentée par des points bleus. À partir de ces courbes, on peut extraire une valeur unique, l'indice d'isolation acoustique pondéré $D_{n,e,w}$, qui reflète les performances acoustiques globales d'un élément sur l'ensemble du spectre. Cette valeur est obtenue selon la méthode décrite dans la norme ISO 717 [44], en comparant les résultats d'essai avec un spectre de référence pour l'isolation acoustique pour tenir compte de la sensibilité de l'oreille humaine, ce qui donne une nouvelle courbe en vert avec le symbole (▲). La valeur corrigée de $D_{n,e}$ à 500 Hz, appelée $D_{n,e,w}$, est alors déterminée. Dans ce cas, $D_{n,e,w}$ est de 34 dB.

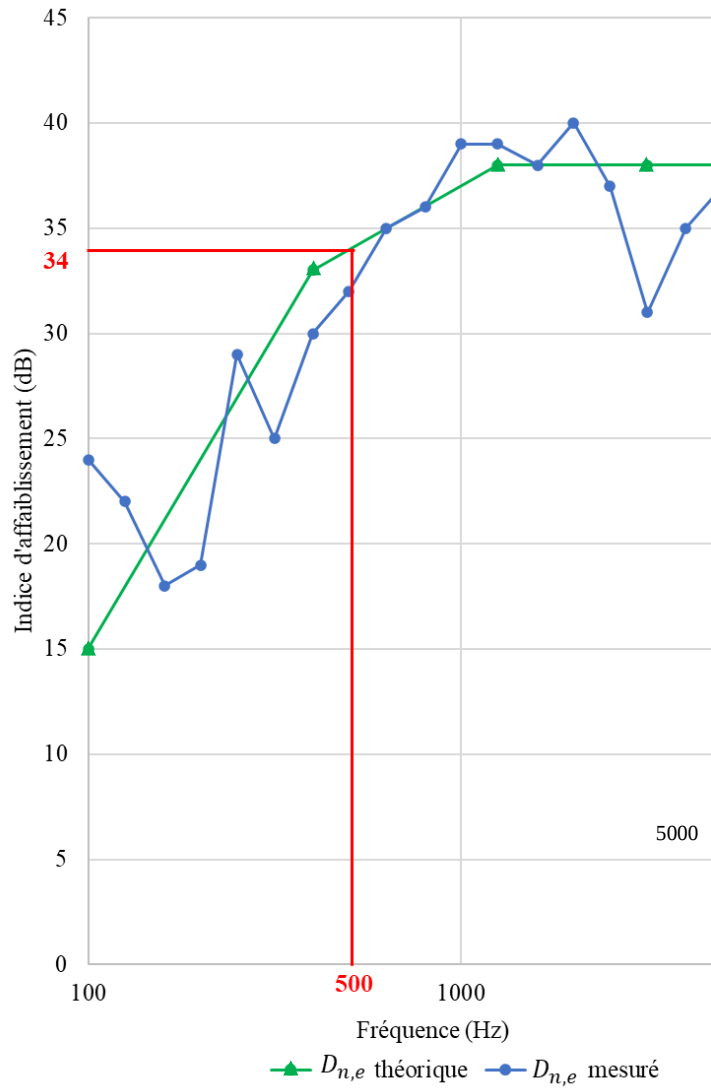


Figure 1.16 – Détermination de la valeur $D_{n,e,w}$, d'après [45]

Des coefficients d'adaptation C et C_{tr} peuvent également être calculés pour tenir compte du type de bruit incident, comme illustré dans le Tableau 1.2. Les résultats s'écrivent ainsi : $D_{n,e,w}(C; C_{tr})$. Enfin, lors des mesures, la durée de moyennage doit être supérieure à 6 secondes par position de microphone pour chaque bande de tiers d'octave comprise entre 100 et 400 Hz, et d'au moins 4 secondes pour les autres fréquences. Il est important de préciser que chaque rapport d'essai doit également inclure les informations relatives à la température et au taux d'humidité dans les salles de laboratoire.

Tableau 1.2 – Définition des termes C et C_{tr} en fonction du type de bruit [45]

Type de source sonore	Terme d'adaptation à un spectre approprié
<i>Bruit rose</i>	
Exemples : Bruits liés à l'activité humaine, au trafic ferroviaire à grande vitesse et aérien à basse vitesse	C
<i>Bruit de route</i>	
Exemples : Bruits liés au trafic routier, ferroviaire à basse vitesse et aérien à grande vitesse	C_{tr}

Le bruit rose est un type de bruit standardisé dont le niveau reste constant sur chaque bande de tiers d'octave. Il est représentatif des bruits intérieurs courants associés aux activités humaines dans un bâtiment, mais aussi de certains types de trafic ferroviaire à vitesse moyenne ou élevée, et du trafic aérien à basse vitesse.

Le bruit de route, quant à lui, est un bruit standardisé qui contient davantage de fréquences graves que le bruit rose. Il est représentatif des bruits provenant principalement de l'extérieur, comme les véhicules sur la chaussée, les trains sur les voies ferrées et les bruits de moteurs générés par le trafic routier, ferroviaire à basse vitesse et aérien à grande vitesse.

Le bruit rose ainsi que le bruit de route sont utilisés pour évaluer les performances des systèmes d'isolation et des structures de bâtiments.

Les spécifications précédemment énumérées permettent, pour chaque échantillon, de rédiger un rapport d'essai, dont un exemple est présenté à la Figure 1.17. Ce rapport détaille le lieu de réalisation des mesures, rappelle les conditions expérimentales, fournit les valeurs d'isolement acoustique par bande de tiers d'octave, et précise l'isolement acoustique normalisé, accompagné des corrections C et C_{tr} . Bien que les exigences soient scrupuleusement respectées, les mesures réalisées en laboratoire comportent des incertitudes, qui seront abordées dans la section suivante.

ISOLEMENT ACOUSTIQUE NORMALISÉ $D_{n,e}$ D'UN COFFRE DE VOLET ROULANT

AD92

Essais 3 et 4
Date 30/06/04
Poste EPSILON

DEMANDEUR, FABRICANT PROFINE KÖMMERLING

APPELLATION Rola Plus

CONFIGURATION Coffre traversant, avec PSE d'épaisseur 10 mm dans la trappe de visite

CARACTÉRISTIQUES DIMENSIONNELLES

Longueur : 1450
Largeur : 250
Hauteur : 210

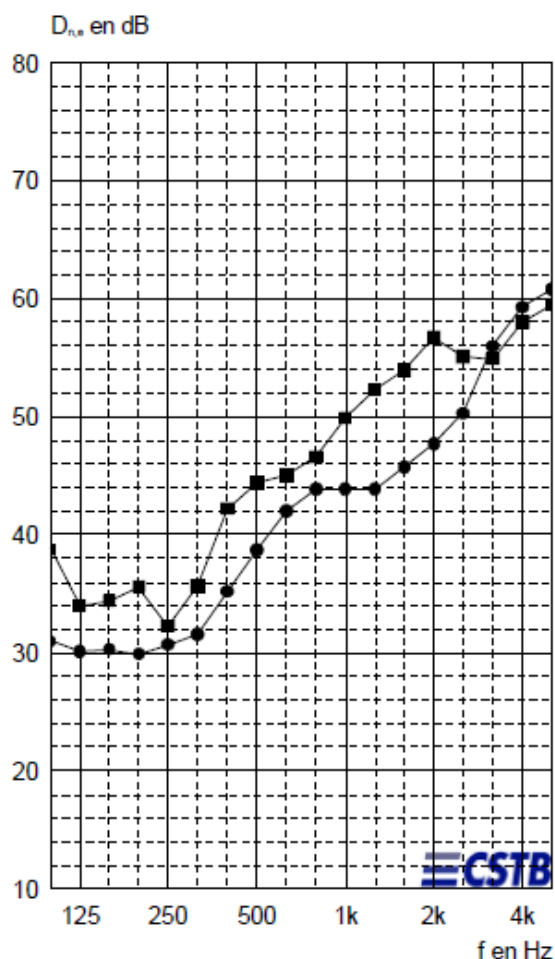
CONDITIONS DE MESURES

Salle émission :
Température : 23 °C
Humidité relative : 43 %

Salle réception :
Température : 23 °C
Humidité relative : 53 %

RÉSULTATS

■ Essai : Tablier enroulé
● Essai : Tablier déroulé



Code	■	●
f	$D_{n,e}$	$D_{n,e}$
100	38,8	31,0
125	34,0	30,1
160	34,4	30,3
200	35,6	29,9
250	32,3	30,7
315	35,7	31,6
400	42,2	35,2
500	44,4	38,7
630	45,1	42,0
800	46,6	43,9
1k	49,9	43,9
1,25k	52,3	43,9
1,6k	53,9	45,7
2k	56,7	47,7
2,5k	55,1	50,3
3,15k	54,9	56,0
4k	58,0	59,3
5k	59,5	60,8
Hz	dB	dB

(*) : valeur corrigée. (-) : limite de poste.

■	$D_{n,e,w} (C;C_v) = 47(-2;-5) \text{ dB}$
●	$D_{n,e,w} (C;C_v) = 42(-1;-4) \text{ dB}$

Figure 1.17 – Exemple de rapport d'essai par le CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment) d'après [19]

1.4.5. Incertitudes de mesures

Les calculs et mesures acoustiques sont inévitablement associés à des incertitudes qu'il est essentiel de prendre en compte [46], [47]. Bien que les normes visent à assurer la fiabilité des mesures, des recherches ont démontré que les résultats peuvent varier entre différents essais, ce qui conditionne la répétabilité et la reproductibilité des données d'isolement acoustique. La répétabilité est l'estimation de la variabilité entre les mesures d'un même échantillon réalisées dans un même laboratoire, avec les mêmes opérateurs et selon le même mode opératoire. La reproductibilité est l'estimation de la variabilité entre les mesures du même échantillon effectuées dans différents laboratoires, avec des opérateurs distincts. La norme ISO 12999-1 [46] offre des méthodes pour quantifier ces incertitudes en évaluant l'écart-type des mesures réalisées dans différents laboratoires. Les incertitudes typiques sont supérieures à 3 dB pour les fréquences basses, jusqu'à 100 Hz, et varient de 1 à 3 dB pour les fréquences comprises entre 100 Hz et 5 000 Hz, en fonction de l'opérateur et du laboratoire concernés.

L'impact des caractéristiques des laboratoires d'essai et des conditions de montage sur les mesures d'isolement acoustique a été mis en lumière par Kilhman au début des années 1970 [48]. Cette période coïncide avec l'émergence des premières réglementations acoustiques pour les bâtiments, nécessitant des indicateurs de performance fiables. L'étude de Kilhman compare l'isolement acoustique de panneaux en aggloméré et en béton, mesuré dans cinq laboratoires de tailles variées. Les résultats montrent des écarts dépassant 10 dB en basse fréquence.

De nombreuses recherches mettent en évidence la difficulté à reproduire les mesures à basse fréquence [49], [50]. Une explication souvent avancée est que, à ces fréquences, la densité modale du champ acoustique est insuffisante pour que l'hypothèse du champ diffus soit valide. En effet, la réponse acoustique dans ces cas est principalement influencée par les modes propres des salles, rendant les niveaux sonores très sensibles aux caractéristiques géométriques des espaces testés, en particulier lorsqu'ils présentent une forte réverbération qui accentue les résonances des modes propres.

Pour surmonter ces défis, de nouvelles approches modales ont été mises au point pour mesurer l'isolement acoustique en dessous de 100 Hz, une plage généralement négligée dans les rapports d'essai habituels, comme le montre la Figure 1.17. Par ailleurs, des études utilisant la méthode des éléments finis ont également exploré l'impact des paramètres des salles sur les mesures [51], [52].

Ces recherches ont révélé, par exemple, que lorsque les salles d'émission et de réception ont des volumes similaires, l'isolement acoustique mesuré tend à diminuer en raison d'un couplage accru entre ces espaces. De plus, Vercammen [53] a mis en lumière que la configuration et la disposition des diffuseurs dans les salles d'essai influencent les valeurs d'affaiblissement observées. En somme, les sources d'incertitudes sont multiples et incluent la géométrie des salles, la position des haut-parleurs, la localisation et la sensibilité des microphones, ainsi que la fixation des échantillons mesurés.

Une autre forme d'incertitude dans le calcul de l'indice acoustique pondéré $D_{n,e}$ provient de l'arrondi des valeurs mesurées [54], [55]. Les résultats sont souvent arrondis au décibel entier le plus proche, ce qui peut introduire une erreur significative. Par exemple, une mesure de 42,5 dB sera arrondie à 43 dB, tandis qu'une mesure de 42,4 dB sera arrondie à 42 dB. Ainsi, l'écart pris en compte peut être de 1 dB, bien que la différence réelle entre les mesures soit de seulement 0,1 dB. De plus, les incertitudes sur le calcul du $D_{n,e}$ se répercutent mécaniquement sur la détermination du $D_{n,e,w}$ et des termes d'adaptation C et C_{tr} .

Les informations fournies montrent que la modélisation numérique des coffres de volets roulants pourrait être très bénéfique pour réduire les incertitudes, en particulier celles dues à l'influence des salles et du matériel de mesure sur les valeurs d'affaiblissement acoustique enregistrées. C. Soussi [7] a montré dans sa thèse qu'il était possible de s'affranchir de la modélisation des deux salles pour prédire l'isolation acoustique de menuiseries extérieures, telles que les fenêtres.

La création d'un modèle numérique repose sur une description mathématique des phénomènes physiques impliqués. La section suivante présente une revue des principales approches employées pour prédire le comportement vibro-acoustique du système étudié.

1.5. Méthodes prédictives en vibro-acoustique

Pour analyser le comportement vibro-acoustique des structures, on peut considérer différentes approches : expérimentales, analytiques et numériques. Les méthodes expérimentales, bien qu'importantes, sont limitées en reproductibilité et se concentrent généralement sur les performances acoustiques de structures existantes, c'est-à-dire qu'elles sont appliquées à des échantillons qui ont déjà été construits et qui sont en usage. En revanche, les approches

prédictives utilisent des modélisations analytiques ou numériques, sélectionnées selon leur validité fréquentielle en basses, moyennes ou hautes fréquences. De plus, les méthodes analytiques et numériques permettent d'étudier le comportement vibro-acoustique de structures dès la phase de conception, avant leur construction. Cette thèse vise à concevoir un modèle numérique pour prédire et optimiser les performances acoustiques des coffres de volets roulants, en explorant diverses méthodes de calcul en vibro-acoustique entre 100 Hz et 5000 Hz.

1.5.1. Les basses fréquences

Lorsque les fréquences sont basses, la longueur d'onde physique dominante de la réponse dynamique est comparable ou plus grande que la taille du système étudié. Dans ces conditions, les modes propres sont peu nombreux et bien distincts. Quelques méthodes de résolution adaptées à ces basses fréquences sont présentées.

1.5.1.1. Méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis (FEM : *Finite Element Method*) est une technique numérique très utilisée pour résoudre des problèmes complexes dans divers domaines de l'ingénierie [8], [56], [57], [58]. Le principe de la méthode des éléments finis consiste à diviser le problème en un maillage constitué de petits éléments (tels que les éléments barres, poutres, triangulaires, quadratiques, tétraédriques, hexaédriques...), adaptés à la dimension du modèle, qu'il soit en 1D, 2D ou en 3D. Chaque élément est associé à des fonctions de forme, qui permettent d'approcher le comportement d'un champ physique, comme le déplacement, la température ou la pression [59].

Les équations différentielles régissant le problème physique sont transformées en un système d'équations algébriques par la méthode des éléments finis. Cette transformation est réalisée en intégrant les équations différentielles sur chaque élément, en appliquant les conditions aux limites appropriées, puis en assemblant les équations locales pour obtenir un système global. Ce système d'équations, linéaire ou non linéaire, est ensuite résolu numériquement pour obtenir des approximations des variables d'intérêt.

Parmi les nombreux avantages de cette méthode, on note sa flexibilité géométrique qui permet de gérer des formes complexes et des conditions aux limites variées, ainsi que sa capacité d'adaptation, permettant de raffiner localement le maillage pour une résolution plus précise dans les zones d'intérêt. Cependant, la méthode présente certains inconvénients. Elle exige des ressources de calcul importantes en raison de sa précision qui est étroitement liée à la qualité du

maillage : un maillage inadéquat peut compromettre la fiabilité des résultats et allonger le temps de simulation, surtout pour des modèles complexes. À mesure que la fréquence augmente, un raffinement supplémentaire du maillage s'impose, entraînant un coût supplémentaire en temps et en ressources.

1.5.1.2. La méthode des éléments infinis

La méthode des éléments infinis (IEM : *Infinite Element Method*) [60], [61], [62] constitue une extension de la méthode des éléments finis, qui a été développée pour surmonter les limitations de cette dernière dans des problèmes liés à des phénomènes qui se propagent dans un espace infini en intégrant des éléments qui modélisent le comportement des champs à l'infini, permettant ainsi de simuler l'influence des conditions au loin sans avoir à discrétiser l'ensemble de l'espace infini.

Le principe fondamental de la méthode des éléments infinis repose sur l'utilisation de fonctions de forme spéciales aux frontières extérieures du domaine modélisé, de sorte que ces fonctions permettent de représenter la décroissance des ondes dans l'infini, tout en limitant le domaine d'étude à une région de taille finie. Le nombre de fonctions et de points d'interpolation détermine la précision de l'élément dans la direction infinie. De plus, la méthode des éléments infinis permet de conserver une précision élevée tout en minimisant les besoins en ressources numériques, car elle n'impose pas de mailler l'ensemble du domaine extérieur.

1.5.1.3. La méthode des éléments de frontière

La méthode des éléments de frontière (BEM : *Boundary Element Method*) est une approche numérique également utilisée en ingénierie, notamment dans le domaine de l'acoustique. À la différence des méthodes telles que les éléments finis (FEM), qui nécessitent un maillage complet du volume, la méthode des éléments de frontière se concentre uniquement sur les surfaces délimitant le domaine d'étude [63]. Cette spécificité permet de réduire de manière significative le nombre de degrés de liberté nécessaires, simplifiant ainsi les calculs. La méthode des éléments de frontière s'appuie sur la formulation intégrale des équations régissant le phénomène étudié. Pour les problèmes acoustiques, cela implique de convertir ces équations en intégrales le long des surfaces délimitant le domaine. Cependant, cette approche présente certains inconvénients, en particulier la complexité des matrices résultantes. En effet, à mesure que les cas étudiés deviennent plus complexes, les matrices issues de ces formulations peuvent rapidement devenir denses et non symétriques. Cette densité accroît considérablement la demande en mémoire et en ressources de calcul, rendant la résolution des équations plus difficile. Sa

programmation peut être complexe, notamment en raison des problèmes de singularités qui doivent être résolus. De plus, le nombre de codes commerciaux disponibles pour cette technique reste limité par rapport à la méthode des éléments finis (FEM). Les opérateurs utilisés dépendent de la fréquence, ce qui limite son applicabilité.

1.5.2. Les hautes fréquences

En hautes fréquences, où la longueur d'onde physique dominante de la réponse dynamique est petite devant la taille du système, la modélisation et l'analyse deviennent complexes en raison de la croissance exponentielle du nombre de degrés de liberté, ce qui entraîne des temps de calcul potentiellement excessifs. Les méthodes de discrétisation classiques ne sont plus adaptées, et d'autres méthodes sont utilisées pour estimer la réponse du système.

1.5.2.1. L'Analyse Statistique de l'Énergie (SEA)

Parmi les approches probabilistes, également appelées méthodes énergétiques, on retrouve l'Analyse Statistique de l'Énergie (SEA : *Statistical Energy Analysis*) qui est utilisée dans le domaine de la vibro-acoustique. L'idée fondamentale de cette méthode repose sur une analogie avec l'énergie thermique : l'énergie vibro-acoustique se comporte comme l'énergie thermique, c'est-à-dire qu'elle se transmet d'un système à haute énergie vers un système à plus faible énergie à un taux proportionnel à la différence d'énergie entre eux. Dans la méthode SEA, les domaines ne sont plus divisés en petits éléments, mais en sous-systèmes capables de supporter certains types d'ondes de propagation [64]. La SEA se base sur deux types de descriptions : modale et ondulatoire. La première approche, la description modale, traduit les interactions entre sous-systèmes en synthétisant les modes découplés. La seconde, la description ondulatoire, s'appuie sur la théorie de Sabine pour modéliser les échanges d'énergie à travers des coefficients de réflexion et de transmission [65]. Chaque sous-système est défini par son énergie stockée, directement liée à sa vitesse vibratoire moyenne. L'équation fondamentale de cette technique est celle de l'équilibre de puissance pour chaque sous-système. Le comportement dynamique des systèmes est représenté par des facteurs de perte : les facteurs de perte dus à l'amortissement régissent le taux de dissipation d'énergie à l'intérieur d'un sous-système, tandis que les facteurs de perte de couplage contrôlent les échanges d'énergie entre les sous-systèmes. Cependant, la subdivision des domaines n'est pas un processus simple, et la détermination des facteurs de couplage pose de nombreux défis.

1.5.2.2. La méthode des matrices de transfert

La méthode des Matrices de Transfert (TMM : *Transfer Matrix Method*) se concentre sur la propagation des ondes à travers des couches de matériaux, en utilisant des matrices pour représenter les effets de transmission et de réflexion à chaque interface. La méthode des matrices de transfert, basée sur des approches simplificatrices [9], offre une manière efficace et rapide de modéliser la transmission des ondes dans des structures multicouches.

Cependant, l'hypothèse de la méthode des matrices de transfert est faite quand les géométries étudiées sont planes et de dimensions latérales infinies, ce qui implique que la méthode originale ne prend pas en compte les effets de bord. La méthode des matrices de transfert finies (FTMM : *Finite Transfer Matrix Method*) permet de mieux prendre en compte les dimensions latérales finies du système multicouche [66].

Par ailleurs, il existe la méthode des matrices de transfert en parallèle [67]. Plutôt que de superposer les couches successivement, cette méthode consiste à établir la matrice globale pour un assemblage de couches disposées côte à côte, parallèlement à la direction de propagation du son.

Enfin, une autre limitation de la méthode des matrices de transfert est son manque de précision en très basses fréquences, où les phénomènes ondulatoires sont moins dominants et où les effets modaux et les conditions aux limites jouent un rôle plus important. Cependant, cette méthode peut rester valable et pertinente dans la gamme des moyennes fréquences dans certains cas, où elle offre un bon compromis entre précision et coût de calculs. De nombreux progrès ont été réalisés, permettant de traiter des géométries plus complexes, notamment en couplant la méthode des matrices de transfert avec des calculs par éléments finis [68].

1.5.3. Les moyennes fréquences

Dans la plage des moyennes fréquences, un système ne peut être entièrement considéré comme modal ni entièrement statistique [69]. Les approches en hautes fréquences sont souvent trop simplificatrices pour résoudre les problèmes en moyennes fréquences. Inversement, les approches déterministes des basses fréquences, comme la méthode des éléments finis, engendrent des modèles numériques volumineux et difficilement exploitables pour cette plage de fréquences. Les approches développées peuvent être regroupées en trois grandes catégories

pour les moyennes fréquences : l'extension des méthodes déterministes, l'extension des méthodes statistiques et les méthodes hybrides.

Concernant les techniques utilisées lors de l'extension des méthodes déterministes, on retrouve la TVRC (Théorie Variationnelle des Rayons Complexes), qui étend la méthode des éléments finis en utilisant des fonctions de forme discontinues à travers les frontières des éléments [70], ainsi que la WBM (Wave Based Method), qui repose sur l'emploi de fonctions d'onde exactes plutôt que d'approximations polynomiales pour les éléments finis [71].

A propos de l'extension des méthodes statistiques, l'approche SmEdA (Statistical Modal Energy Distribution Analysis) est proposée par Maxit et Guyader [72]. Cette approche améliore la SEA en introduisant une description modale pour chaque sous-système du modèle dans la gamme des moyennes fréquences.

Enfin, les méthodes hybrides combinent les approches déterministes et statistiques. Des techniques, telles que la FE-SEA [73] (Finite Element - Statistical Energy Analysis) et la WBM-SEA (Wave Based Method - Statistical Energy Analysis), ont été développés. La FE-SEA utilise les éléments finis pour une précision géométrique, tandis que la WBM-SEA [74] exploite des fonctions d'onde exactes, chacun couplé via une analyse statistique.

1.6. Analyse de sensibilité à l'aide de métamodèles

L'étude de sensibilité permet d'analyser l'impact des différents paramètres d'un système sur ses performances [75], [76]. En identifiant les paramètres les plus influents, cette approche favorise non seulement l'optimisation de la sortie (ou la réponse) du système, mais permet aussi de guider les choix de conception. Parmi les méthodes d'analyse de sensibilité existantes, trois approches sont généralement utilisées : la méthode de Morris, les indices de Sobol et la méthode FAST (Fourier Amplitude Sensitivity Test).

La méthode de Morris est une méthode d'analyse qualitative et globale qui repose sur une exploration systématique de l'espace des paramètres d'entrée en effectuant des perturbations successives autour de points spécifiques [10]. Elle permet de classer les paramètres en fonction de leur influence, tout en restant peu coûteuse en termes de calcul. Les indices de Sobol, quant à eux, offrent une analyse quantitative en décomposant la variance de la réponse du système pour attribuer des contributions spécifiques à chaque paramètre ou à leurs interactions [11]. Bien qu'elle soit précise, cette méthode est souvent coûteuse car elle nécessite un nombre

d'échantillons important. Enfin, la méthode FAST repose sur l'utilisation de la série de Fourier afin d'approximer la fonction de la sortie du modèle [77]. Elle peut être limitée dans le cas d'interactions fortes entre les variables. L'extension de la méthode FAST, connue sous le nom d'eFAST (extended Fourier Amplitude Sensitivity Test), permet de calculer les indices de sensibilité totaux. Cette amélioration permet la prise en compte des interactions entre les variables d'entrée [78].

Pour réduire les coûts numériques liés à l'analyse de sensibilité et/ou aux modèles plutôt complexes, l'utilisation de métamodèles s'est développée [79], [80]. Ces outils permettent de construire des approximations simplifiées mais précises des modèles d'origine. Parmi les métamodèles, le chaos polynomial est une méthode probabiliste qui représente la réponse du système sous forme d'un développement polynomial en fonction des variables d'entrée [81]. Une autre méthode de métamodèles est le krigeage. Le krigeage est une technique d'interpolation statistique qui utilise efficacement un processus gaussien pour estimer la sortie du modèle [82]. Une méthode hybride, combinant le krigeage et le chaos polynomial, a également été développée. Cette approche vise à tirer parti des avantages des deux méthodes : le chaos polynomial pour représenter les dépendances globales et le krigeage pour capturer des détails locaux [83].

Ces différentes méthodes seront explorées et appliquées dans le contexte de l'analyse vibroacoustique des coffres de volets roulants au chapitre 4. L'objectif est de démontrer comment ces outils permettent de hiérarchiser les paramètres influents et d'optimiser les solutions tout en réduisant les coûts numériques.

1.7. Positionnement de l'étude

De nombreux problèmes physiques, notamment en ce qui concerne leur performance acoustique, sont aujourd'hui modélisés et résolus à l'aide de méthodes numériques, qui font encore l'objet d'améliorations continues [56], [84], [85], [86]. Cependant, à ce jour, il n'existe aucun modèle numérique pour les coffres de volets roulants, en particulier pour ce qui est de leur comportement acoustique en fonction de l'état du tablier (enroulé ou déroulé) et de l'influence des matériaux isolants intégrés dans ces systèmes. Le développement d'un tel modèle représenterait une avancée significative pour l'industrie, permettant d'affiner la conception de ces dispositifs et d'améliorer leur efficacité en termes d'isolation acoustique.

Dans cette thèse, les objectifs incluent non seulement l'étude et la modélisation de ces systèmes de coffres de volets roulants, mais aussi leur optimisation. L'optimisation joue également un rôle important, notamment pour identifier les paramètres influents sur la perte de transmission sonore et améliorer les performances des matériaux d'isolation.

Dans cette thèse, plusieurs méthodes ont été employées pour atteindre ces objectifs. Les basses fréquences ont été abordées en utilisant la méthode des éléments finis (FEM) pour permettre le calcul du rayonnement acoustique du coffre. Les moyennes et hautes fréquences ont été traitées à l'aide de la méthode de matrice de transfert car c'est une méthode simple et peu coûteuse en termes de temps de calcul pour atteindre des fréquences plus élevées. Une attention particulière a été accordée à l'analyse paramétrique et à l'optimisation des performances acoustiques à l'aide d'approches telles que l'analyse de sensibilité (méthodes de Morris, Sobol, et FAST) avec les métamodèles (chaos polynomial, krigeage et krigeage par chaos polynomial) afin de réduire le coût de calcul de l'analyse de sensibilité. Enfin, une optimisation des propriétés acoustiques des matériaux absorbants a été réalisée grâce à un algorithme génétique, dans le but d'améliorer la performance d'isolation du coffre de volet roulant.

Cette thèse s'inscrit dans la continuité de travaux comme ceux de C. Soussi, achevés en 2021, qui portaient sur la modélisation acoustique des fenêtres en bois en basses fréquences [7]. Les travaux de thèse de J. Puig, achevés en 2023, ont contribué à l'étude et à la modélisation numérique de la transmission acoustique des entrées d'air de fenêtres [8]. À l'avenir, il sera désormais possible de prédire le comportement acoustique d'un bloc baie, incluant à la fois la fenêtre, l'entrée d'air et le coffre, offrant ainsi des outils efficaces pour prédire les performances acoustiques et optimiser l'isolation acoustique des éléments de façades.

1.8. Conclusion

Le coffre de volet roulant constitue un chemin pour la transmission de l'énergie acoustique, permettant ainsi à celle-ci de passer de l'extérieur vers l'intérieur des bâtiments. En effet, la mise en place de ces coffres dégrade la performance acoustique des fenêtres et accroît l'exposition aux bruits extérieurs, notamment lorsque le coffre est mal isolé. La mesure des performances acoustiques de ces systèmes est régie par des normes qui visent à garantir un certain niveau de précision. Cependant, la détermination de l'indice d'affaiblissement acoustique normalisé $D_{n,e}$ en laboratoire est coûteuse et présente des difficultés de reproductibilité, particulièrement en

très basses fréquences. Plusieurs études [48], [49] montrent que les indicateurs acoustiques mesurés sont sensibles aux montages d'échantillons et aux particularités des chambres acoustiques utilisées pour les essais.

Dans ce contexte, la simulation numérique émerge comme une alternative intéressante aux essais expérimentaux. Elle permet d'obtenir des analyses paramétriques pour optimiser les caractéristiques des matériaux utilisés, ainsi que la géométrie des coffres de volets roulants, sans nécessiter la fabrication systématique d'un nouvel échantillon. Ces procédures d'optimisation doivent prendre en considération les contraintes industrielles liées à ces systèmes, telles que les contraintes d'installation, de dimensions, des matériaux utilisées et des normes. Actuellement, il n'existe pas d'outil numérique pour prédire l'isolement acoustique d'un coffre de volet roulant.

Ce projet de thèse vise donc deux objectifs principaux : développer un modèle numérique capable de prédire le comportement acoustique des coffres et optimiser la performance acoustique à des fins de réduction du bruit extérieur, en tenant compte des contraintes industrielles. Les travaux de recherche présentés s'intéressent à la fois aux basses, moyennes et hautes fréquences. Le premier modèle développé s'appuie sur la méthode des éléments finis (FEM) pour simuler le comportement acoustique intrinsèque du coffre sur la plage de fréquence de 100 Hz à 1000 Hz. Le deuxième modèle concerne la méthode des matrices de transfert pour modéliser la performance acoustique du coffre déroulé sur la plage 200 Hz à 5000 Hz. Concernant l'optimisation, une analyse de sensibilité sera proposée afin d'identifier les paramètres les plus influents sur la perte de transmission sonore du coffre de volet roulant. Par la suite, l'optimisation des propriétés des matériaux isolants sera développée à l'aide d'un algorithme génétique.

Chapitre 2 – Modélisation éléments finis des coffres de volets roulants en basses fréquences

Contenu

2.1. Introduction	70
2.2. Formulation éléments finis d'un problème vibro-acoustique avec matériaux poreux	70
2.3. Excitation par champ diffus.....	88
2.4. Calcul de la puissance acoustique rayonnée	93
2.5. Modélisation numérique de la perte de transmission sonore d'un coffre de volet roulant	101
2.6. Conclusion	117

Ce chapitre se concentre sur la simulation numérique du comportement acoustique d'un coffre de volet roulant dans le domaine des basses fréquences, en utilisant la méthode des éléments finis. Un champ de pression diffus est appliqué sur la surface incidente du coffre pour générer la puissance acoustique incidente. La puissance acoustique transmise est ensuite calculée sur les surfaces rayonnantes du coffre grâce à la combinaison des méthodes des éléments finis/infinis, permettant d'évaluer l'indice d'affaiblissement acoustique, également appelé perte de transmission sonore (Sound Transmission Loss, STL, en anglais). L'approche intègre la modélisation de la mousse de mélamine et des masses lourdes, en ce qui concerne l'isolation acoustique. Les modèles numériques correspondant aux configurations étudiées sont détaillés et comparés aux résultats expérimentaux obtenus en laboratoire. Ainsi le modèle numérique proposée dans cette étude sera utilisée pour effectuer des études paramétriques permettant d'identifier les facteurs influençant les performances acoustiques des coffres roulants.

2.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous nous concentrons sur la modélisation vibro-acoustique des coffres de volets roulants en basses fréquences à l'aide de la méthode des éléments finis. Ce type de modélisation est essentiel pour comprendre les mécanismes d'interaction entre les vibrations mécaniques et les ondes acoustiques, en particulier lorsqu'un matériau poreux est utilisé pour l'isolation [23], [87].

La première partie de ce chapitre est dédiée à la formulation des problèmes vibro-acoustiques intégrant des matériaux poreux. Deux approches sont étudiées : l'utilisation des modèles poroélastiques basés sur la théorie de Biot et des modèles simplifiés considérant les matériaux poreux comme des fluides équivalents [88], [89]. Une étude comparative de ces deux approches est ensuite présentée, permettant de mieux comprendre leurs domaines d'application.

Par la suite, l'excitation du système par un champ acoustique diffus, couramment utilisé lors des essais acoustiques en laboratoire, est abordée. Après une présentation des concepts généraux, des formulations mathématique et numérique de ce champ diffus sont développées.

La troisième section traite de l'estimation de la puissance rayonnée, l'indicateur acoustique principal permettant de caractériser les performances acoustiques d'une structure donnée. Deux méthodes sont mises en avant : l'intégrale de Rayleigh et les éléments infinis, chacune illustrée par une étude de cas sur une simple plaque.

Enfin, la modélisation numérique spécifique des coffres de volets roulants est discutée. Cette section met en lumière la corrélation entre les résultats numériques et les données expérimentales, validant ainsi les modèles développés. L'analyse paramétrique est également explorée pour étudier l'influence de divers facteurs, tels que les embouts, les conditions aux limites, la position des matériaux isolants et le placement des masses lourdes.

2.2. Formulation éléments finis d'un problème vibro-acoustique avec matériaux poreux

Cette section introduit la formulation par éléments finis d'un problème vibro-acoustique intégrant des matériaux poreux, en mettant en lumière les différents modèles utilisés pour représenter le comportement des matériaux poreux. Dans le contexte de la modélisation des structures élastiques en interaction avec un fluide acoustique, les matériaux poreux jouent un rôle

essentiel en influençant la propagation des ondes et en contribuant à la dissipation d'énergie acoustique.

Plusieurs modèles sont pris en compte : le modèle de Biot, qui considère la phase solide du poreux (matrice ou squelette) comme élastique, et les modèles de fluide équivalent, notamment le modèle où la matrice du poreux est considéré comme souple (*limp*, en anglais) et le modèle où la matrice du poreux est considéré comme rigide (*rigid*, en anglais). Chacun de ces modèles possède des caractéristiques spécifiques qui influencent la réponse vibro-acoustique de la structure, permettant ainsi d'adapter la modélisation aux particularités du matériau poreux étudié. La formulation développée repose sur les équations locales de chaque domaine et leur discrétisation par éléments finis.

On étudie une structure élastique située dans le domaine Ω_E , adjacente à un fluide compressible et non visqueux occupant le domaine Ω_A (Figure 2.1). Les effets de la gravité sont négligés dans cette analyse. La structure est fixée au niveau de sa frontière Γ_u et soumise à des forces surfaciques extérieures $\vec{F}^d$ sur sa frontière Γ_F . La densité de la structure est désignée par ρ_E , tandis que la vitesse du son et la densité du fluide dans Ω_F sont respectivement notées c_A et ρ_A . L'interface séparant le fluide et la structure est désignée par Σ_{EA} .

Un matériau poreux, occupant le domaine Ω_P , est fixé à la structure élastique et en contact direct avec le domaine acoustique. Les interfaces entre le fluide et le matériau poroélastique, ainsi qu'entre la structure et le matériau poroélastique, sont respectivement notées Σ_{AP} et Σ_{EP} . Les normales extérieures aux domaines de la structure, du fluide et du matériau poroélastique sont respectivement désignées par $\vec{n}_E$, $\vec{n}_A$ et $\vec{n}_P$.

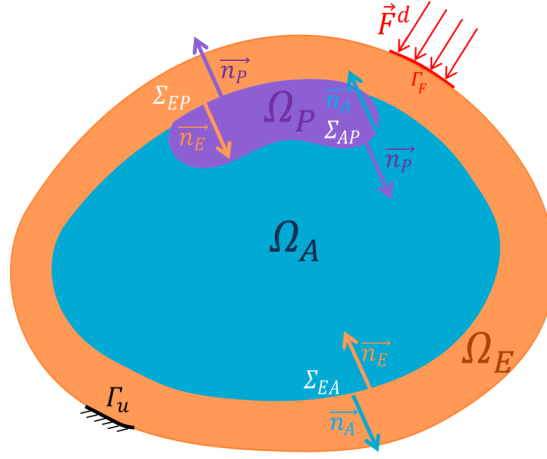


Figure 2.1 – Problème couplé fluide-structure-poroélastique [23]

2.2.1. Équations locales élasto-acoustiques

Les équations locales pour le problème couplé élasto-acoustique peuvent être exprimées en fonction des variables suivantes : le déplacement de la structure élastique $\vec{u}^E$ et la pression de la cavité acoustique p^A [90], [91]. L'équation locale pour la structure élastique est donnée par :

$$\overrightarrow{\text{div}} \bar{\bar{\sigma}}^E(\vec{u}^E) + \rho_E \omega^2 \vec{u}^E = \vec{0} ; \forall M \in \Omega_E \quad (2.1)$$

Cette équation (2.1) exprime l'équilibre dynamique de la structure élastique sous l'effet des forces internes représentées par le terme de divergence des contraintes $\bar{\bar{\sigma}}^E$ et des forces d'inertie, où ρ_E est la densité de la structure élastique et ω la fréquence angulaire.

La condition sur la frontière Γ_F , où la structure est soumise à une force surfacique externe $\vec{F}^d$, est donnée par :

$$\bar{\bar{\sigma}}^E \vec{n}_E = \vec{F}^d ; \forall M \in \Gamma_F \quad (2.2)$$

Enfin, sur la frontière Γ_u , la structure est supposée encastree et la condition aux limites associée est :

$$\vec{u}^E = \vec{0} ; \forall M \in \Gamma_u \quad (2.3)$$

Dans la cavité acoustique, la dynamique du fluide est régie par l'équation de Helmholtz, qui décrit la propagation des ondes acoustiques :

$$\Delta p^A + \frac{\omega^2}{c_A^2} p^A = 0 ; \forall M \in \Omega_A \quad (2.4)$$

Cette équation (2.4) exprime l'évolution de la pression acoustique dans la cavité en fonction de la fréquence ω angulaire et de la vitesse du son c_A .

Entre le domaine acoustique et la structure élastique, deux conditions de couplage doivent être satisfaites [9], [23]:

$$\overrightarrow{\text{grad}} p^A \cdot \overrightarrow{n_A} = \omega^2 \rho_A \vec{u}^E \cdot \overrightarrow{n_A}; \forall M \in \Sigma_{EA} \quad (2.5)$$

$$\bar{\sigma}^E \overrightarrow{n_E} = p^A \overrightarrow{n_A}; \forall M \in \Sigma_{EA} \quad (2.6)$$

L'équation (2.5) garantit la continuité du déplacement normal moyen, tandis que l'équation (2.6) assure la continuité de la contrainte normale à l'interface Σ_{EA} .

2.2.2. Couplage avec un matériau poreux en formulation de Biot-Allard

On considère que les domaines électroacoustiques du problème défini précédemment sont couplés à un matériau poreux. Le matériau poreux est modélisé en utilisant la théorie de Biot [9], [57], [92]. Cette théorie s'applique lorsque la phase solide du milieu poreux est considérée comme élastique. Dans ce cas, le matériau poroélastique est décrit par 9 paramètres au total : sa porosité ϕ , sa résistance à l'écoulement σ , sa tortuosité α_∞ , sa longueur visqueuse Λ et sa longueur thermique Λ' . Le squelette élastique est caractérisé par son module de Young E_S , son coefficient de Poisson ν_S , son coefficient d'amortissement η_S et sa densité ρ_S .

2.2.2.1. Paramètres caractéristiques du matériau poreux

La porosité ϕ est définie comme étant le rapport entre le volume de fluide et le volume total :

$$\phi = \frac{V_F}{V_T} = 1 - \frac{V_S}{V_T} \quad (2.7)$$

où $V_T = V_F + V_S$ est le volume total du matériau poreux avec V_F le volume de la phase fluide et V_S celui de la phase solide.

La résistivité σ est la résistance rencontrée par le fluide lorsqu'il s'écoule à travers un matériau poreux. Cette résistance est liée aux forces d'interaction visqueuses entre le fluide et le squelette solide. La force visqueuse $\overrightarrow{F_R}$ correspondante est proportionnelle à la vitesse relative entre la phase solide $\dot{\vec{u}}$ et la phase fluide $\dot{\vec{U}}$:

$$\overrightarrow{F_R} = \sigma \phi (\dot{\vec{u}} - \dot{\vec{U}}) \quad (2.8)$$

La tortuosité α_∞ mesure la complexité du chemin qu'une particule d'air doit suivre pour passer d'un point à un autre (Figure 2.2). Il est le rapport au carré entre la longueur du chemin réel et le chemin direct dans le matériau poreux.

$$\alpha_\infty = \left(\frac{L_e}{L} \right)^2 \quad (2.9)$$

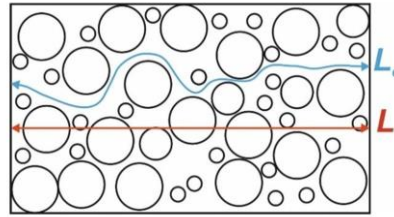


Figure 2.2 – Notion de tortuosité [93]

La longueur visqueuse Λ est le rayon macroscopique moyen des pores en relation avec la perte visqueuse. La longueur thermique Λ' est le rayon macroscopique moyen des pores en relation avec la perte thermique (Figure 2.3).

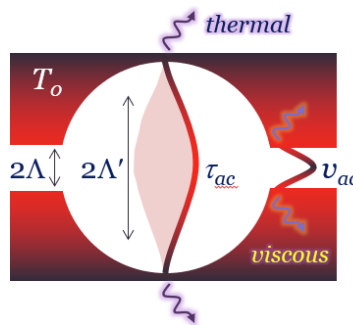


Figure 2.3 – Notion des deux longueurs caractéristiques [94]

2.2.2.2. Formulation ($\vec{u}^S$, p^F) du matériau poreux selon la théorie de Biot-Allard

Le matériau poroélastique est composé de deux phases : solide et fluide. Pour la phase solide, l'équation locale est :

$$\overrightarrow{\text{div}} \bar{\sigma}^S(\vec{u}^S) + \omega^2 \tilde{\rho}_S \vec{u}^S + \tilde{\gamma} \overrightarrow{\text{grad}} p^F = \vec{0}; \forall M \in \Omega_P \quad (2.10)$$

Cette équation décrit l'équilibre des forces dans la phase solide du matériau, où $\bar{\sigma}^S$ est le tenseur des contraintes, $\tilde{\rho}_S$ est la densité de la phase solide, et $\vec{u}^S$ est le déplacement de la phase solide. Le terme $\tilde{\gamma} \nabla p^F$ représente l'interaction entre la phase solide et le fluide dans les pores, modélisant l'effet de la pression fluide sur la phase solide.

Pour la phase fluide, l'équation locale est :

$$\frac{\phi^2}{\tilde{\rho}_{22}} \Delta p^F + \omega^2 \frac{\phi^2}{\tilde{R}} p^F - \omega^2 \tilde{\gamma} \text{div} \vec{u}^S = 0; \forall M \in \Omega_P \quad (2.11)$$

Dans cette équation, p^F représente la pression du fluide dans le matériau poroélastique, $\tilde{R}$ peut être interprété comme le module de compressibilité de l'air occupant une fraction ϕ d'un volume unitaire agrégé, $\tilde{\rho}_{22}$ est la densité effective précisée ultérieurement et ϕ est la porosité. Le premier terme modélise l'effet de la compressibilité du fluide, le deuxième terme décrit l'interaction entre la pression du fluide et le fluide lui-même, et le dernier terme représente l'effet de la phase solide sur le fluide (par l'intermédiaire de $\vec{u}^S$). $\tilde{\gamma}$ est un coefficient de couplage entre les deux phases du poreux défini ultérieurement dans la section 2.2.3.

2.2.2.3. Conditions de couplage

Entre le domaine acoustique et le domaine poroélastique, trois conditions doivent être remplies:

$$p^F = p^A; \forall M \in \Sigma_{AP} \quad (2.12)$$

$$\frac{1}{\rho_A \omega^2} \overrightarrow{\text{grad}} p^A \cdot \vec{n}_P = (1 - \phi) \vec{u}^S \cdot \vec{n}_P + \phi \vec{u}^F \cdot \vec{n}_P = \vec{u}^S \cdot \vec{n}_P + \phi (\vec{u}^F - \vec{u}^S) \cdot \vec{n}_P; \forall M \in \Sigma_{AP} \quad (2.13)$$

$$\bar{\sigma}^T \vec{n}_P = p^A \vec{n}_A; \forall M \in \Sigma_{AP} \quad (2.14)$$

où $\bar{\sigma}^T$ est le tenseur total des contraintes du matériau poreux et $\vec{u}^F$ est le déplacement de la phase fluide du matériau poreux. L'équation (2.12) représente la continuité de la pression à

travers la frontière. L'équation (2.13) assure la continuité du flux de masse relative. Enfin, l'équation (2.14) représente la continuité de la contrainte normale.

Entre la structure élastique et le milieu poroélastique, trois conditions de continuité sont présentes :

$$\vec{u}^S = \vec{u}^E; \forall M \in \Sigma_{EP} \quad (2.15)$$

$$(\vec{u}^F - \vec{u}^S)\vec{n}_P = 0; \forall M \in \Sigma_{EP} \quad (2.16)$$

$$\vec{\sigma}^T \vec{n}_P = -\vec{\sigma}^E \vec{n}_E; \forall M \in \Sigma_{EP} \quad (2.17)$$

L'équation (2.15) assure la continuité du déplacement entre le squelette solide et la structure élastique. L'équation (2.16) exprime le fait qu'il n'y a pas de flux de masse relative à travers la frontière. Enfin, la continuité de la contrainte normale totale entre la structure élastique et le matériau poroélastique est exprimée par l'équation (2.17).

2.2.2.4. Discrétisation par éléments finis

En introduisant les vecteurs nodaux des déplacements de la structure élastique $\vec{U}^E$ et de la phase solide du matériau poreux $\vec{U}^S$, ainsi que les vecteurs nodaux des pressions dans la cavité acoustique $\vec{P}^A$ et dans la phase fluide du matériau poroélastique $\vec{P}^F$, le système matriciel couplé suivant est obtenu à partir des équations locales précédentes et de la formulation variationnelle du problème telle que décrite dans [9], [95] :

$$\begin{bmatrix} K_E - \omega^2 M_E & -C_{EA} & C_{ES} & 0 \\ -\omega^2 C_{EA}^T & K_A - \omega^2 M_A & 0 & C_{AF} \\ C_{ES}^T & 0 & K_S(\omega) - \omega^2 M_S(\omega) & -C_{SF} \\ 0 & C_{AF}^T & -\omega^2 C_{SF}^T & K_F(\omega) - \omega^2 M_F(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{U}^E \\ \vec{P}^A \\ \vec{U}^S \\ \vec{P}^F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \vec{F} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Dans ce système, K_E et M_E , K_A et M_A , K_S et M_S , K_F et M_F représentent respectivement les matrices de rigidité et de masse de la structure élastique, de la cavité acoustique, de la phase solide et de la phase fluide du matériau poreux. Les matrices de couplage fluide-structure et entre les phases poroélastiques sont notées C_{EA} et C_{SF} , respectivement. De plus, C_{ES} et C_{AF} sont des matrices de couplage garantissant la continuité des champs en déplacements et en pression : $\vec{U}^E = \vec{U}^S$ sur Σ_{EP} et $\vec{P}^A = \vec{P}^F$ sur Σ_{AP} , respectivement. Enfin, $\vec{F}$ désigne le vecteur des forces nodales appliquées à la structure élastique.

Le système (2.18) est résolu par une méthode directe dans le domaine fréquentiel, avec une mise à jour des matrices dépendantes de la fréquence pour le matériau poreux à chaque pas de calcul [96]. Cette résolution fournit simultanément les déplacements nœaux de la structure élastique et de la phase solide poreuse, ainsi que les pressions nœales dans la cavité acoustique et dans la phase fluide poreuse.

Il est important de noter que la formulation $(\bar{u}^S, p^F)$ pour le matériau poreux comprend 4 degrés de liberté par nœud : trois variables pour le déplacement pour la phase solide et 1 variable pour la pression pour la phase fluide. Cela permet de réduire le coût numérique et simplifie ainsi le couplage avec d'autres domaines comparativement à une formulation impliquant les déplacements des deux phases (solide et fluide) du matériau poreux, soit 6 degrés de liberté par nœud.

2.2.3. Couplage avec un matériau poreux en formulation fluide équivalent

2.2.3.1. Fluide équivalent à matrice rigide

La deuxième modélisation du poreux considère le milieu poreux comme un fluide homogène. C'est la notion de fluide équivalent [9]. Cette notion est valable pour des milieux poreux dont la matrice est rigide ou très souple.

A partir d'une fréquence de coupure f_c , on peut considérer que la phase solide d'un matériau poreux est découplée partiellement de la phase fluide. Cette fréquence est donnée par [8], [97]:

$$f_c = \frac{\phi^2 \sigma}{2\pi \rho_1} \quad (2.19)$$

où σ est la résistivité à l'écoulement et ρ_1 est la masse volumique de la phase solide.

Dans le cas d'une matrice rigide, seul le mouvement du fluide équivalent est considéré et une seule onde de compression se propage dans le milieu. On considère une matrice rigide lorsque sa rigidité est grande ou lorsque sa masse volumique est élevée. Cependant, on utilise une masse volumique dynamique complexe et un module de compression dynamique qui dépendent de la fréquence. Dans l'approche fluide équivalente à matrice rigide, l'équation d'Helmholtz est la suivante :

$$\Delta p + \omega^2 \frac{\tilde{\rho}_{eq}}{\tilde{B}_{eq}} p = 0 \quad (2.20)$$

où $\tilde{\rho}_{eq} = \tilde{\rho}_f / \phi$ est la densité complexe équivalente avec $\tilde{\rho}_f$ la densité de la phase fluide, $\tilde{B}_{eq} = \tilde{B}_f / \phi$ le module de compressibilité équivalent avec $\tilde{B}_f$ le module de compressibilité de la phase fluide.

2.2.3.2. Fluide équivalent à matrice souple

Une représentation de fluide équivalent peut également être utilisée pour des matériaux à matrices souples. Il est cependant important de tenir compte de l'inertie du squelette dans la modélisation de leur comportement dynamique. Le modèle souple peut être dérivé de la théorie de Biot, en supposant que la rigidité du squelette est négligeable [9], [98].

$$\overrightarrow{\text{div}} \bar{\sigma}^S(\vec{u}^S) + \omega^2 \tilde{\rho} \vec{u}^S + \tilde{\gamma} \overrightarrow{\text{grad}} p = 0 \quad (2.21)$$

$$\Delta p + \omega^2 \frac{\tilde{\rho}_{eq}}{\tilde{B}_{eq}} p - \omega^2 \tilde{\rho}_{eq} \tilde{\gamma} \overrightarrow{\text{div}} \vec{u}^S = 0 \quad (2.22)$$

où $\bar{\sigma}^S$ est le tenseur des contraintes de la phase solide à vide (in vacuo), $\tilde{\gamma} = \phi \left(\frac{\tilde{\rho}_{12}}{\tilde{\rho}_{22}} - \frac{\tilde{Q}}{\tilde{R}} \right)$ et $\tilde{\rho} = \tilde{\rho}_{11} - (\tilde{\rho}_{12})^2 / \tilde{\rho}_{22}$. $\tilde{\rho}_{11}$, $\tilde{\rho}_{12}$ et $\tilde{\rho}_{22}$ sont les densités dynamiques complexes de Biot, définies par : $\tilde{\rho}_{11} = (1 - \phi)\tilde{\rho}_s + \phi\rho_0(\tilde{\alpha}(\omega) - 1)$, $\tilde{\rho}_{12} = -\phi\rho_0(\tilde{\alpha}(\omega) - 1)$ et $\tilde{\rho}_{22} = \phi\rho_0\tilde{\alpha}(\omega)$ avec ρ_0 la densité du fluide dans les pores, $\tilde{\rho}_s$ la densité du matériau du squelette et $\tilde{\alpha}(\omega)$ la tortuosité dynamique [57].

Les coefficients $\tilde{\rho}_{eq}$ et $\tilde{B}_{eq}$ sont liés à $\tilde{\rho}_{22}$ et $\tilde{R}$ par $\tilde{\rho}_{22} = \phi^2 \tilde{\rho}_{eq}$ et $\tilde{R} = \phi^2 \tilde{B}_{eq}$. En supposant un squelette souple, le tenseur des contraintes de la phase solide dans le vide est négligé ($\bar{\sigma}^S \approx 0$) et l'équation (2.21) conduit à $\omega^2 \tilde{\rho} \text{div} \vec{u}^S = -\tilde{\gamma} \Delta p$. La substitution de cette équation dans l'équation (2.22) donne l'équation équivalente du fluide pour un matériau à matrice souple :

$$\Delta p + \omega^2 \frac{\tilde{\rho}_{limp}}{\tilde{B}_{eq}} p = 0 \quad (2.23)$$

où $\tilde{\rho}_{limp}$ est une densité effective équivalente qui tient compte de l'inertie de la phase solide définie comme suit :

$$\tilde{\rho}_{limp} = \frac{\tilde{\rho} \tilde{\rho}_{eq}}{\tilde{\rho} + \tilde{\rho}_{eq} \tilde{\gamma}^2} \quad (2.24)$$

2.2.3.3. Conditions de couplage

Concernant les conditions de couplage, le fluide équivalent et la cavité acoustique sont couplés par une condition de continuité de la pression, ce qui signifie que la pression dans le fluide équivalent p^F doit être égale à celle dans la cavité acoustique p^A sur la frontière de contact Σ_{AP} :

$$p^F = p^A; \forall M \in \Sigma_{AP} \quad (2.25)$$

Ensuite, pour le couplage entre le fluide équivalent et la structure élastique, deux conditions de couplage existent. La première condition indique que le flux de pression dans le fluide équivalent p^F au niveau de la surface de la structure Σ_{EP} est proportionnel à l'accélération de la structure élastique, avec $\tilde{\rho}_{eq}$ représentant la densité effective du fluide équivalent et $\vec{u}^E$ le déplacement de la structure. Cette condition peut être exprimée par :

$$\overrightarrow{\text{grad} p^F} \cdot \vec{n}_p = \omega^2 \tilde{\rho}_{eq} \vec{u}^E \cdot \vec{n}_p; \forall M \in \Sigma_{EP} \quad (2.26)$$

Enfin, la deuxième condition concerne la pression du fluide équivalent p^F qui exerce une contrainte sur la structure élastique sur la surface Σ_{EP} comme suit :

$$\vec{\sigma}^E \vec{n}_E = p^F \vec{n}_p; \forall M \in \Sigma_{EP} \quad (2.27)$$

2.2.3.4. Discrétisation par éléments finis du problème couplé

L'équation matricielle (2.28) représente un système dynamique couplé décrivant les interactions entre une structure élastique, un matériau poreux modélisé comme fluide équivalent, et une cavité acoustique. Cette équation matricielle découle directement des équations locales et de la formulation variationnelle qui régissent le comportement dynamique de ce système couplé. Le vecteur $\vec{U}^E$ représente les déplacements de la structure élastique, tandis que $\vec{P}^F$ et $\vec{P}^A$ désignent respectivement les pressions dans le fluide équivalent et la cavité acoustique. Le terme $\vec{F}$ représente les forces externes appliquées à la structure.

$$\begin{bmatrix} K_E - \omega^2 M_E & -C_{EF} & 0 \\ -\omega^2 C_{EF}^T & K_{eq}(\omega) - \omega^2 M_{eq}(\omega) & C_{FA} \\ 0 & C_{FA}^T & K_A - \omega^2 M_A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{U}^E \\ \vec{P}^F \\ \vec{P}^A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \vec{F} \\ \vec{0} \\ \vec{0} \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

La matrice de couplage C_{EF} , modélise l'interaction entre la structure élastique et le fluide équivalent. Pour le fluide équivalent, la matrice de rigidité K_{eq} et la matrice de masse

M_{eq} , dépendent de la fréquence d'excitation ω . La matrice de couplage C_{FA} traduit les interactions entre le fluide équivalent et la cavité acoustique.

2.2.4. Critères de discrétisation par éléments finis

Pour garantir la convergence de la solution par éléments finis, il est nécessaire de choisir une discrétisation suffisamment fine pour les composants fluide et structure en fonction de la longueur d'onde associée à chaque domaine. Pour le fluide, la longueur d'onde acoustique λ_f est déterminée à partir de la célérité des ondes dans le fluide c_0 et de la fréquence maximale f_{max} de la bande d'intérêt, selon la relation [7], [62] :

$$\lambda_f = \frac{c_0}{f_{max}} \quad (2.29)$$

Concernant la structure élastique, la taille des éléments est définie en fonction de la longueur d'onde de flexion λ_s . En théorie de Kirchhoff-Love, λ_s est calculée à partir de la vitesse de phase des ondes de flexion c_f , donnée par:

$$\lambda_s = \frac{c_f}{f_{max}} \quad (2.30)$$

$$c_s = \sqrt{2\pi f_{max}} \left(\frac{D}{m} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.31)$$

où D représente la rigidité en flexion de la structure et m est la masse surfacique de la structure. En général, pour garantir une précision suffisante avec une interpolation linéaire, il est recommandé d'utiliser : 8 éléments par longueur d'onde acoustique λ_f pour le fluide, et 10 éléments par longueur d'onde de flexion λ_s pour la structure [62].

Pour les matériaux poreux, il n'existe pas de règle universelle précise pour déterminer la taille des éléments dans les problèmes de propagation d'ondes en 3D [62], [99], [100]. Cette absence de règle spécifique s'explique par la complexité des phénomènes physiques dans ces matériaux, où interagissent les ondes se propageant dans le fluide saturant et dans le squelette solide, avec un couplage étroit entre ces deux phases. Une approche consiste à définir un maillage initial, puis à raffiner (soit dans le plan ou dans l'épaisseur du poreux) progressivement ce maillage en réduisant la taille des éléments jusqu'à ce que les résultats convergent et deviennent indépendants de la taille des éléments.

2.2.5. Étude de cas : comparaison des modèles de poreux

Dans cette section, nous proposons d'étudier un système élastique-poreux-acoustique afin de comparer les trois approches de modélisation du matériau poreux précédemment exposées. Le système étudié est composé d'une plaque en aluminium couplée à une cavité acoustique rigide. Une mousse de mélamine est insérée entre la plaque et la cavité pour réduire le bruit et les vibrations du système couplé. La Figure 2.4 illustre ce système. La plaque en aluminium mesure $1,15 \text{ m} \times 0,868 \text{ m}$ avec une épaisseur de $6,63 \text{ mm}$ et est simplement appuyée. Les dimensions de la cavité sont de $1,15 \text{ m} \times 0,868 \text{ m} \times 1,02 \text{ m}$. La mousse a des dimensions de $1,15 \text{ m} \times 0,868 \text{ m} \times 0,0762 \text{ m}$. Cet exemple a été repris de la littérature [85], [101].

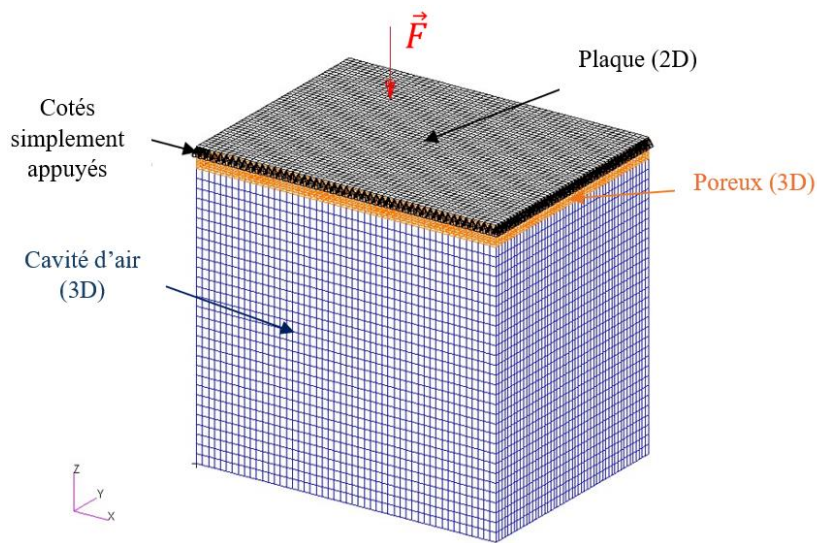


Figure 2.4 – Configuration du système

La plaque a été discrétisée à l'aide d'éléments Quad4 (50×50 éléments). Pour modéliser la cavité, des éléments Hex8 ont été utilisés ($50 \times 50 \times 30$ éléments). Quant à la mousse, elle a été modélisée comme un matériau poroélastique suivant la théorie de Biot, en adoptant une formulation déplacement-pression. Cette partie du modèle est constituée de $50 \times 50 \times 10$ éléments Hex8. Le matériau poreux (mousse de mélamine) est défini par 9 propriétés : résistivité au flux $\sigma = 12569 \text{ N} \cdot \text{m}^{-4} \cdot \text{s}$, porosité $\phi = 0,995$, tortuosité $\alpha_\infty = 1$, longueur visqueuse $\Lambda = 78 \times 10^{-6} \text{ m}$, longueur thermique $\Lambda' = 192,10 \times 10^{-6} \text{ m}$, coefficient de Poisson $\nu = 0,44$, module de Young $E = 93348 \text{ Pa}$, facteur de perte $\eta = 0,064$, et densité du matériau $\rho = 8,85 \text{ kg/m}^3$. Les propriétés du matériau de la plaque élastique en aluminium sont : coefficient de Poisson $\nu = 0,33$, module de Young $E_E = 75 \times 10^9 \text{ Pa}$, facteur de perte $\eta_E = 0,007$, et densité $\rho_E = 2742 \text{ kg/m}^3$. Les propriétés de l'air dans la cavité acoustique sont : célérité $c_A = 338 \text{ m/s}$, facteur de perte $\eta_A = 0,01$, et densité $\rho_A = 1,21 \text{ kg/m}^3$.

Dans cette configuration, la plaque est soumise à l'application d'une force ponctuelle de 1 N, localisée à la position (0,309 m, 0,6575 m). Une réponse forcée directe en fréquence a été utilisée. L'indicateur acoustique utilisé pour évaluer le système est la vitesse quadratique moyenne de la plaque et la pression quadratique moyenne à l'intérieur de la cavité, sur la plage de fréquence de 0 à 500 Hz. La Figure 2.5 montre le niveau de pression dans la cavité d'air et la déformation de la plaque pour le premier mode couplé à 36,1 Hz.

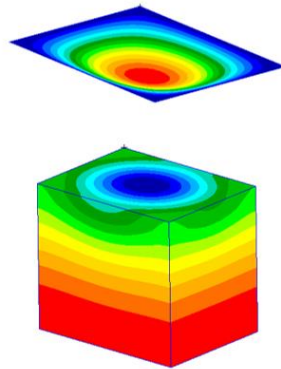


Figure 2.5 – Premier mode couplé du système plaque-cavité (36,1 Hz)

La Figure 2.6 montre une comparaison de la vitesse quadratique moyenne calculée en utilisant une formulation EF avec le modèle de Biot pour décrire le matériau poreux et les résultats expérimentaux issus de [101]. Nous observons une bonne cohérence entre le résultat expérimental et le résultat numérique obtenu avec le logiciel Actran aux très basses fréquences. Cependant, à mesure que la fréquence augmente, les prédictions numériques tendent à surestimer la réponse.

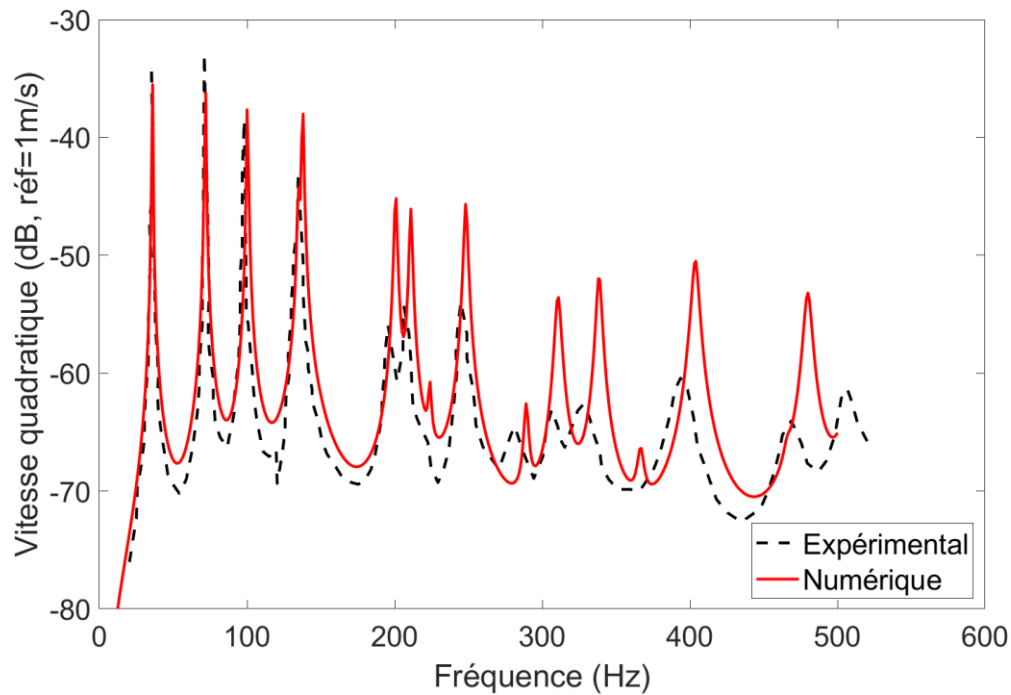


Figure 2.6 – Comparaison entre le test expérimental et le résultat numérique de la vitesse quadratique moyenne de la plaque

Dans les simulations numériques, l'hypothèse d'une adhésion parfaite entre la mousse et la plaque a été retenue. Cependant, il existe en réalité un lien imparfait entre la surface de mousse et la plaque, entraînant ainsi la présence d'un espace d'air entre les deux. Cette divergence pourrait expliquer les écarts observés. De plus, il convient de souligner que les propriétés mécaniques de la mousse de mélamine ont été caractérisées quasi-statiquement à faibles fréquences par [101], en supposant leur invariance sur l'ensemble du spectre fréquentiel. Toutefois, étant donné la nature viscoélastique de la mousse de mélamine, ses propriétés mécaniques sont en réalité dépendantes de la fréquence [85], [98].

Nous présentons sur la Figure 2.7 la vitesse quadratique moyenne de la plaque pour les trois modèles de matériau poreux (élastique, fluides équivalents rigide et souple) dans la plage de fréquence de 0 Hz à 1000 Hz. Les résultats montrent que l'utilisation du modèle de Biot (matrice élastique) pour le matériau poreux génère des résultats plus cohérents avec les données expérimentales. Ce modèle tient compte du déplacement de la phase solide, de la pression de la phase fluide, ainsi que du couplage entre les deux phases.

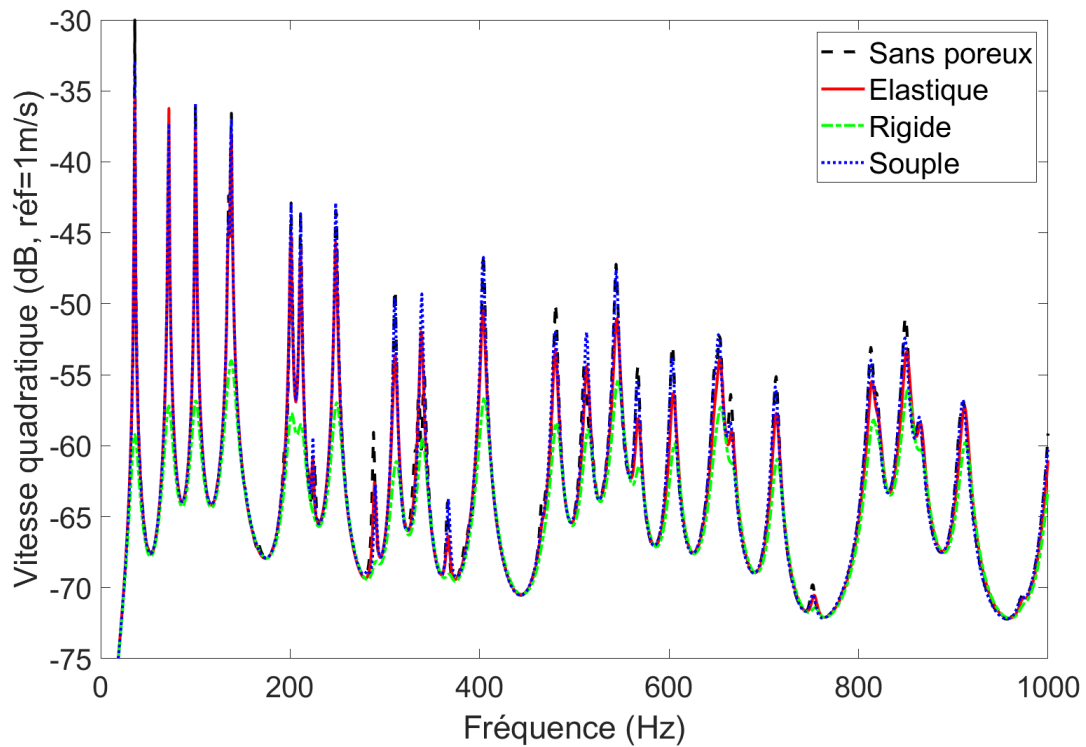


Figure 2.7 – Comparaison numérique de la vitesse quadratique moyenne de la plaque entre les trois modèles de matériau poreux

Le modèle fluide équivalent à matrice souple produit des résultats similaires à ceux du modèle de Biot (élastique), bien qu'il soit moins amorti à certains pics. Enfin, le modèle rigide donne des résultats qui s'écartent davantage des données expérimentales et est considéré comme l'approche la moins précise aux très basses fréquences. Ces écarts s'expliquent par les hypothèses du modèle de fluide équivalent à matrice rigide, qui suppose un squelette complètement immobile. Cette hypothèse conduit à une augmentation apparente de la rigidité et de l'amortissement du squelette du matériau poreux [87]. De plus, ce modèle néglige les interactions entre la phase fluide et la phase solide du matériau poreux, ce qui limite sa précision pour décrire le comportement acoustique du système aux très basses fréquences.

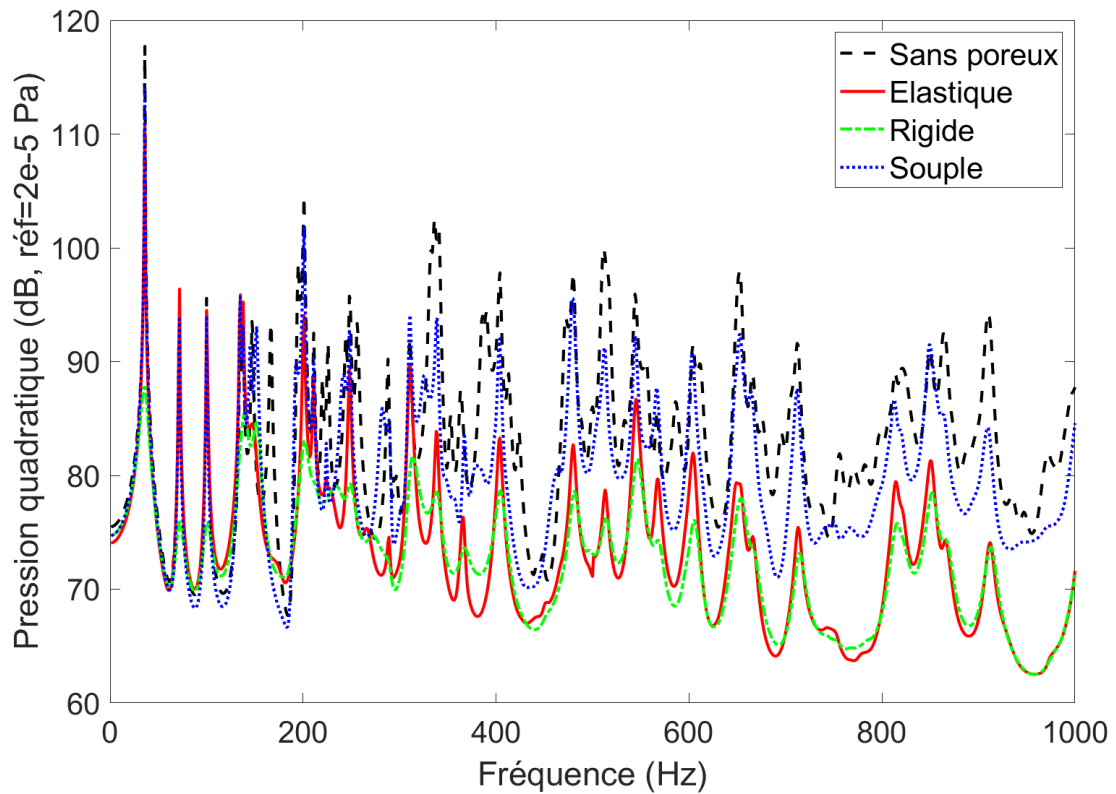


Figure 2.8 – Comparaison numérique de la pression quadratique moyenne de la plaque entre les trois modèles de matériau poreux

La Figure 2.8 montre une comparaison de la pression quadratique moyenne de la plaque entre les trois modèles proposés. Le modèle de fluide équivalent à matrice souple a montré une bonne convergence des résultats en basse fréquence mais une divergence lorsque la fréquence augmente, causée par la flexibilité du squelette. La prise en compte de l'inertie du matériau poreux influence la réponse acoustique du système aux très basses fréquences. En revanche, le modèle de fluide équivalent rigide équivalent diverge aux très basses fréquences, mais converge avec le modèle de Biot à partir de 600 Hz.

Sur le plan numérique, le modèle de Biot a nécessité 16 heures de calcul, alors que les modèles rigide et souple se sont révélés moins gourmands en temps de calcul, prenant respectivement 3 heures et 42 minutes pour atteindre 1000 Hz. L'étude met en évidence les compromis entre précision et efficacité, soulignant la nécessité de choisir un modèle en fonction de la plage de fréquence souhaitée et des ressources numériques disponibles.

On propose ici de remplacer la mousse de mélamine par de la mousse de polyuréthane en reprenant l'exemple précédent avec les propriétés suivantes tout en gardant la même épaisseur : résistivité au flux $\sigma = 22000 \text{ N}\cdot\text{m}^{-4}\cdot\text{s}$, porosité $\phi = 0,97$, tortuosité $\alpha_\infty = 1.38$, longueur

visqueuse $\Lambda = 1.7 \times 10^{-5}$ m, longueur thermique $\Lambda' = 4 \times 10^{-5}$ m, coefficient de Poisson $\nu = 0,23$, module de Young $E = 192000$ Pa, facteur de perte $\eta = 0,13$, et densité du matériau $\rho = 25$ kg/m³. Le matériau est prédéfini dans Actran. Dans la Figure 2.9, la vitesse quadratique de la plaque est donnée en fonction de la fréquence. Le modèle poroélastique réduit significativement les amplitudes vibratoires à basses fréquences et atténue les résonances à travers toute la bande de fréquence. Cela reflète une représentation efficace de la dissipation énergétique. Le modèle rigide affiche une réponse intermédiaire avec une réduction des vibrations par rapport au cas sans poreux, mais il reste moins performant que le modèle poroélastique. Cela correspond à un effet d'amortissement du modèle rigide. Le modèle souple a une performance proche du modèle élastique aux très basses fréquences, mais il montre des différences à des fréquences plus élevées.

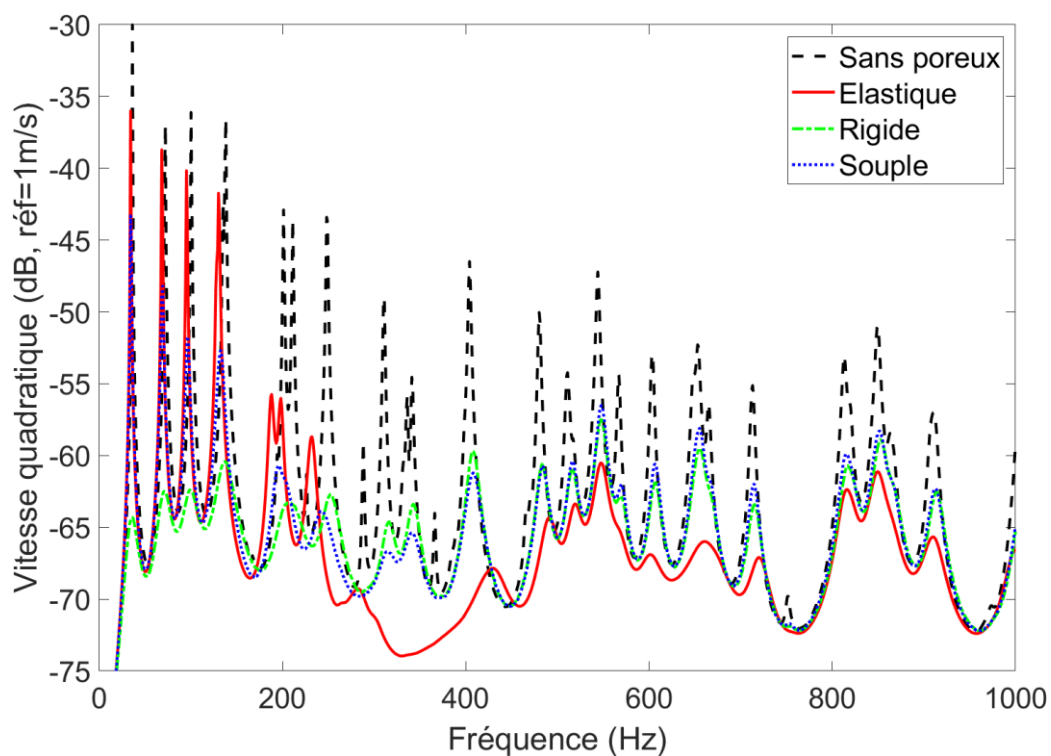


Figure 2.9 – Comparaison numérique de la vitesse quadratique moyenne de la plaque entre les trois modèles de matériau poreux (mousse PU)

Dans la Figure 2.10, la pression quadratique dans la cavité est donnée en fonction de la fréquence. La présence du matériau poroélastique diminue significativement la pression dans la cavité, indiquant une absorption efficace des ondes acoustiques. Le modèle rigide montre une capacité réduite à représenter la dissipation de l'énergie acoustique. Le modèle souple

présente des performances similaires à celles du modèle élastique à très basses fréquences, mais ses performances se détériorent à mesure que la fréquence augmente.

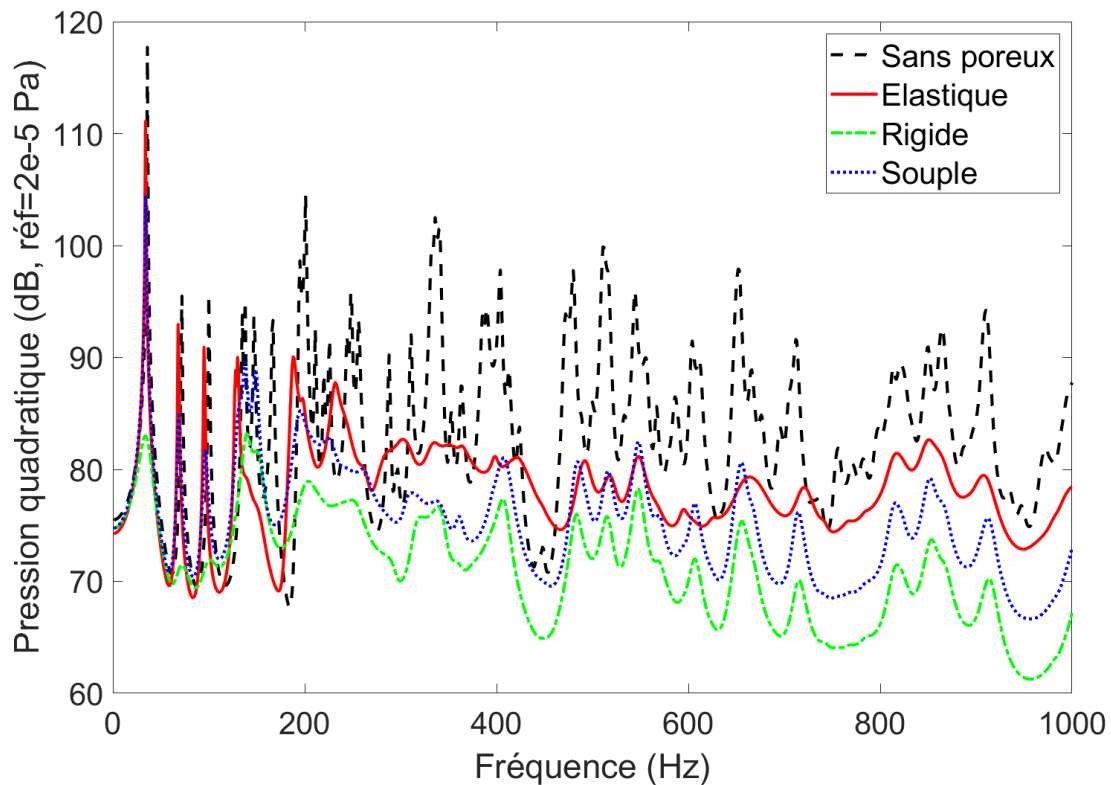


Figure 2.10 – Comparaison numérique de la pression quadratique moyenne de la plaque entre les trois modèles de matériau poreux (mousse PU)

Cette étude comparative a permis de mettre en évidence l'importance du choix du modèle de matériau poreux pour prédire correctement les performances acoustiques d'un système élastique-poreux-acoustique. Les résultats ont montré que le modèle poroélastique basé sur la théorie de Biot offre la meilleure cohérence avec les résultats expérimentaux, notamment en basses fréquences mais s'avère assez couteux en termes de temps de calculs. En revanche, les modèles rigide et souple présentent des limitations en termes de précision. Le modèle rigide, qui suppose un squelette immobile, surestime la rigidité et l'amortissement de la phase solide du matériau poreux, tandis que le modèle souple avec la prise en compte de l'inertie de la phase solide, donnent des résultats assez proches du modèle poroélastique aux très basses fréquences, mais est moins précis en hautes fréquences à cause de la flexibilité du squelette. Cependant, pour des simulations nécessitant une réduction des coûts de calcul, les modèles rigide et souple peuvent être considérés, bien qu'ils soient moins précis.

Les résultats ont également montré que l'augmentation de la densité du matériau influence de manière significative le comportement des différents modèles. Avec sa faible densité, la mousse de mélamine, associée au modèle poroélastique, demeure le choix le plus précis aux très basses fréquences. Toutefois, à mesure que la fréquence augmente, le modèle de fluide équivalent à matrice rigide tend à être plus précis pour la mousse de mélamine. En revanche, la mousse de polyuréthane (PU), qui possède une densité plus élevée que celle de la mousse de mélamine, engendre des imprécisions dans les comportements prévus par les modèles de fluide équivalent, ce qui confirme que le modèle poroélastique reste le choix le plus approprié en termes de précision pour cette gamme de fréquences et lorsque la plaque est collée au matériau poreux.

2.3. Excitation par champ diffus

L'excitation par champ diffus joue un rôle clé dans l'étude des vibrations et de l'acoustique, particulièrement lors des essais acoustiques réalisés en laboratoire. Dans de tels environnements, la chambre émettrice est configurée de manière à créer un champ diffus, où les ondes acoustiques se propagent de manière aléatoire dans toutes les directions. Ce type d'excitation est essentiel pour simuler des conditions réalistes dans lesquelles les sources de bruit sont multiples et dispersées.

Cette section débute par une présentation générale du champ diffus et de ses principales caractéristiques. Ensuite, nous passerons à une description mathématique détaillée du champ diffus, en exposant les équations fondamentales qui gouvernent ce type d'excitation. Enfin, nous nous concentrerons sur la formulation numérique permettant de modéliser cette excitation dans Actran, logiciel qui a servi à faire les études vibro-acoustiques de cette thèse dans le domaine des basses fréquences.

2.3.1. Définition

Un champ diffus est un champ acoustique où l'intensité sonore est identique dans toutes les directions. Il est composé d'une infinité d'ondes planes non-corrélées, ayant une incidence aléatoire et équiprobable [8], [102]. Ce type de champ acoustique est généralement créé expérimentalement en activant des sources sonores dans une chambre réverbérante. Les multiples réflexions sur les parois de la chambre conduisent à la formation d'un champ diffus.

Un champ sonore est considéré comme diffus si les conditions suivantes sont remplies :

- Les amplitudes des ondes planes provenant de différentes directions d'incidence sont statistiquement indépendantes.
- Les phases des ondes constituant le champ sont réparties de manière aléatoire.
- Les amplitudes des ondes sont caractérisées par une intensité uniforme.

Certains auteurs ont proposé des critères pour définir une fréquence limite au-delà de laquelle on peut admettre le champ diffus expérimentalement. Manfred Schroeder [103] a défini une fréquence limite au-dessus de laquelle une salle peut présenter un champ diffus :

$$f_{lim} = 2000 \sqrt{\frac{T_R}{V}} \quad (2.32)$$

où T_R est le temps de réverbération et V le volume de la salle.

2.3.2. Description mathématique du champ diffus

On s'intéresse à la description mathématique d'un champ acoustique diffus. On commence par définir l'expression du champ de pression lié à une onde plane particulière d'indice n . Ce champ peut être exprimé par la fonction $p_n(r, t)$ où $r = (r, \theta, \phi)$ est la position vectorielle du point d'évaluation considéré et t est le temps.

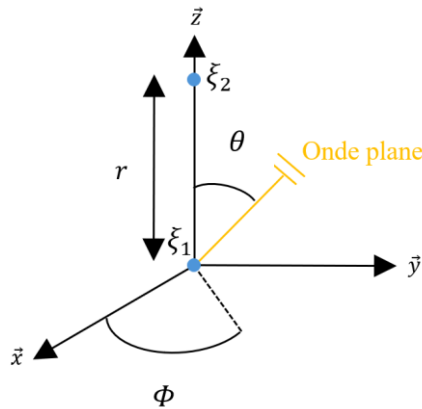


Figure 2.11 – Onde plane incidente en un point

L'objectif est l'évaluation de la fonction de corrélation spatiale de deux points particuliers qui sont considérés le long de l'axe $\vec{z}$: le premier point ξ_1 est situé à l'origine tandis que le second point ξ_2 est situé aux coordonnées $(r, 90^\circ, 0)$ (Figure 2.11). Si l'on désigne par $x_n(t)$ la valeur de pression instantanée à l'origine pour l'onde plane considérée [102], [104] :

$$x_n(t) = p_n(0, t) \quad (2.33)$$

on peut formuler l'écriture de la pression à l'endroit r le long de l'axe $\vec{z}$ en convertissant l'intervalle spatial en un intervalle de temps équivalent avec c la vitesse du son dans l'air:

$$p_n(r, t) = p_n\left(0, t - \frac{r}{c} \cos \theta_n\right) = x_n\left(t - \frac{r}{c} \cos \theta_n\right) \quad (2.34)$$

La pression du champ diffus $p(r, t)$ le long de l'axe $\vec{z}$ peut maintenant être représentée par la somme d'un nombre infini d'ondes planes arrivant de toutes les directions:

$$p(r, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N p_n(\vec{r}, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N x_n\left(t - \frac{r}{c} \cos \theta_n\right) \quad (2.35)$$

On supposera que tous les signaux non-corrélés $x_n(t)$ partagent la même fonction d'auto-corrélation $R_0(\tau)$ et la même densité spectrale de puissance $S_0(\omega)$.

Par définition, la fonction de corrélation croisée des pressions aux points ξ_1 et ξ_2 est exprimée comme suit :

$$R(r, \tau) = E[p(0, t)p(r, t + \tau)] \quad (2.36)$$

où $E[.]$ est l'opérateur calculant l'espérance mathématique. L'espérance est utilisée pour obtenir une moyenne d'ensemble de la densité d'énergie réverbérante.

En substituant l'équation (2.35) dans l'équation (2.36), on obtient:

$$R(r, \tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N E\left[x_n(t)x_n\left(t + \tau - \frac{r}{c} \cos \theta_n\right)\right] = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N R_0\left(\tau - \frac{r}{c} \cos \theta\right) \quad (2.37)$$

Cette somme infinie converge vers une double intégrale sur les angles θ et ϕ , couvrant l'ensemble des directions des ondes planes. La surface de l'élément $4\pi/N$ utilisée dans la sommation est alors remplacée par l'élément de surface sphérique $|\sin \theta|d\theta d\phi$ sur la sphère unitaire, menant à l'expression suivante :

$$R(r, \tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{4\pi} \sum_{n=1}^N R_0\left(\tau - \frac{r}{c} \cos \theta\right) \frac{4\pi}{N} = \frac{1}{4\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_0^{2\pi} R_0\left(\tau - \frac{r}{c} \cos \theta\right) |\sin \theta| d\theta d\phi \quad (2.38)$$

On intègre ϕ entre 0 et 2π puis on fait un changement de variable $t = \tau - \frac{r}{c} \cos \theta$ et on réécrit l'équation (2.38):

$$R(r, \tau) = \int_0^{\pi/2} R_0 \left(\tau - \frac{r}{c} \cos \theta \right) \sin \theta d\theta = \frac{c}{r} \int_{\tau - \frac{r}{c}}^{\tau} R_0(t) dt \quad (2.39)$$

On souhaite calculer la densité spectrale de puissance à l'aide de la fonction d'auto-corrélation qui permet d'accéder à une estimation de celle-ci. Comme la densité spectrale de puissance $S_0(\omega)$ est la transformation de Fourier de la fonction d'auto-corrélation $R_0(\tau)$, la fonction s'écrit comme suit :

$$R_0(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_0(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega \quad (2.40)$$

La fonction de corrélation croisée est donnée en substituant l'équation (2.40) dans l'équation (2.39) puis on intègre selon t :

$$R(r, \tau) = \frac{c}{r} \int_{\tau - \frac{r}{c}}^{\tau} R_0(t) dt = \frac{c}{r} \int_{\tau - \frac{r}{c}}^{\tau} \int_{-\infty}^{+\infty} S_0(\omega) e^{j\omega t} d\omega dt = \int_{-\infty}^{+\infty} S_0(\omega) \frac{c}{\omega r} \sin\left(\frac{\omega r}{c}\right) e^{j\omega\tau} d\omega \quad (2.41)$$

On peut noter le nombre d'onde acoustique $k = \omega/c$ et réécrire la fonction de corrélation croisée:

$$R(r, \tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_0(\omega) \frac{\sin(kr)}{kr} e^{j\omega\tau} d\omega \quad (2.42)$$

La densité spectrale de puissance croisée $S(r, \omega)$ est la transformation de Fourier de la fonction de corrélation croisée (r, τ) , c'est-à-dire [102], [104]:

$$S(r, \omega) = S_0(\omega) f_c(r, \omega) \quad (2.43)$$

$$f_c(r, \omega) = \frac{\sin(kr)}{kr} \quad (2.44)$$

avec f_c la fonction spatiale de corrélation.

2.3.3. Formulation numérique du champ diffus

Dans les travaux de thèse de C. Soussi [58], il a été démontré que l'utilisation d'un champ sonore diffus est un bon compromis entre précision des résultats et coûts de calculs lors de la modélisation numérique de la chambre émettrice lors d'un essai en laboratoire.

Dans le cadre de l'utilisation du logiciel Actran, la définition du champ diffus repose sur la matrice de Densité Spectrale de Puissance (*Power Spectral Density*, PSD), représentée par $[S_P(\omega)]$. L'élément (i, j) de cette matrice s'exprime comme suit [102] :

$$[S_P(\omega)]_{(i,j)} = S_{ref}(\omega) f_c((P_i, P_j), \omega) = S_{ref}(\omega) \frac{\sin kr}{kr} \quad (2.45)$$

où la fonction de corrélation spatiale f_c assure un champ diffus homogène sur la structure, P_i et P_j désignent deux nœuds sur la surface sollicitée, r représente la distance entre ces deux points, $S_{ref}(\omega)$ est la densité spectrale de puissance de référence ($S_{ref}(\omega) = 1 \text{ Pa}^2/\text{Hz}$), et k correspond au nombre d'onde acoustique.

La décomposition de Cholesky permet de factoriser efficacement la matrice de Densité Spectrale de Puissance (DSP) $[S_P(\omega)]$ en une matrice triangulaire inférieure $[L(\omega)]$ et sa transposée, garantissant ainsi une stabilité numérique et une meilleure efficacité de calcul [23] :

$$[S_P(\omega)] = [L(\omega)][L(\omega)]^T \quad (2.46)$$

où :

$$[L(\omega)]_{(i,i)} = \sqrt{[S_P(\omega)]_{(i,i)} - \sum_{k=1}^{i-1} ([L(\omega)]_{(k,i)})^2} \quad (2.47)$$

$$[L(\omega)]_{(i,j)} = \frac{1}{[L(\omega)]_{(j,j)}} \left([S_P(\omega)]_{(i,j)} - \sum_{k=1}^{i-1} [L(\omega)]_{(k,i)} [L(\omega)]_{(k,j)} \right) \text{ si } j > i \quad (2.48)$$

À chaque pas de fréquence, le vecteur de pressions nodales échantillonnées $\vec{P}^S$, appliqué sur la surface sollicitée, est défini comme suit :

$$\vec{P}^S = [L(\omega)]\vec{\zeta} \quad (2.49)$$

où $\vec{\zeta}$ est le vecteur des phases aléatoires, défini à partir de l'angle de phase Φ_n , qui varie dans l'intervalle $[0, 2\pi]$ pour chaque onde plane. N représente le nombre total d'ondes planes échantillonnées :

$$\zeta_n = e^{i\Phi_n} ; n \in [1, N] \quad (2.50)$$

Il est à noter que le vecteur $\vec{P}^S$ est utilisé comme charge d'excitation sur la structure dans l'équation (2.18), remplaçant $\vec{F}$ après multiplication par les surfaces élémentaires.

2.4. Calcul de la puissance acoustique rayonnée

La puissance acoustique rayonnée par une structure vibrante peut être modélisée à l'aide de diverses méthodes numériques. Dans le logiciel Actran, quatre méthodes principales sont présentes pour modéliser la radiation acoustique dans des domaines non-bornés : l'intégrale de Rayleigh, les éléments infinis, les couches parfaitement adaptées (en anglais : « Perfectly Matched Layer (PML) ») et les couches parfaitement adaptées adaptatives (en anglais : « Adaptive Perfectly Matched Layer (APML) »).

L'intégrale de Rayleigh permet de calculer la puissance acoustique rayonnée par une surface vibrante dans un plan bafflé. Elle est efficace en termes de couts de calculs pour des géométries simples et planes, car elle ne nécessite pas le maillage du domaine semi-infini. Cependant, son efficacité diminue rapidement pour des structures avec des géométries complexes non planes [57], [105].

La méthode des éléments infinis repose sur l'utilisation de fonctions de base modifiées qui s'étendent à l'infini. Les éléments infinis sont ajoutés sur les surfaces externes du domaine rayonnant (éléments finis) [106]. En revanche, les couches parfaitement adaptées (PML et APML) consistent en l'ajout d'une couche absorbante artificielle d'épaisseur finie, sans réflexion d'onde, autour du domaine rayonnant [106]. Ces trois dernières méthodes requièrent le maillage de la zone de rayonnement proche de la structure vibrante, ce qui peut entraîner une augmentation du temps de calcul.

Dans les modèles acoustiques numériques, le choix de la condition aux limites absorbante dépend de la taille du domaine de simulation et également du domaine fréquentielle d'étude [102]. Pour des simulations à petite échelle par rapport au domaine environnant ou dans le cas

des basses fréquences, les éléments infinis sont généralement recommandés [102]. En revanche, pour des simulations à grande échelle ou dans le cas des hautes fréquences, les PML et APML sont plus appropriées [102], [107].

Cependant, l'utilisation des PML ou APML peut s'avérer délicate, notamment en ce qui concerne la définition des paramètres de la couche absorbante — tels que son épaisseur, le profil d'amortissement, ou encore la fonction de pondération utilisée. Le choix inadéquat de ces paramètres peut compromettre l'efficacité de l'absorption et entraîner des réflexions parasites au sein du domaine de calcul [106].

Le choix de ces méthodes repose ainsi sur un compromis entre complexité géométrique et coût de calcul. Dans cette étude, nous privilégierons l'intégrale de Rayleigh en raison de sa simplicité d'implémentation et son coût de calcul réduit. La méthode des éléments infinis est choisie en raison de sa simplicité d'implémentation. Elle ne nécessite pas l'ajout de couches absorbantes avec des paramètres spécifiques, tels que l'épaisseur, ce qui permet ainsi de réduire le temps de calcul. Étant donné que le coffre est considéré comme relativement petit par rapport au domaine environnant, comme c'est le cas dans les salles d'essais en laboratoire, cette méthode sera privilégiée. Elle sera également utilisée comme approche comparative dans l'étude de cas présentée à la section 2.4.4.

2.4.1. Formulation par intégrale de Rayleigh

L'intégrale de Rayleigh permet de calculer la pression acoustique p en un point spécifique M du domaine acoustique extérieur, résultant des vibrations d'une structure élastique plane rayonnant dans un baffle rigide. Cette équation intégrale repose sur la connaissance de la vitesse normale v_n en tout point G de la plaque vibrante, dont la surface est notée Γ . Dépendante de la fréquence, l'intégrale de Rayleigh peut être exprimée comme suit [41], [84], [105]:

$$p(\omega, M) = \rho_0 \frac{i\omega}{2\pi} \int_{\Gamma} v_n(\omega, G) \frac{e^{-ikr}}{r} dS \quad (2.51)$$

où ρ_0 représente la masse volumique du domaine acoustique extérieur, k est le nombre d'onde ($k = \frac{\omega}{c_0}$), c_0 étant la vitesse du son dans le domaine acoustique, et r la distance entre les points M et G . La distribution de vitesse normale $v_n(\omega, G)$ peut être obtenue à l'aide d'une simulation par éléments finis. Ainsi, la puissance rayonnée est donnée par :

$$W_r = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left(\int_{\Gamma} p(G) v_n^*(G) dS \right) \quad (2.52)$$

où v_n^* désigne le conjugué complexe de la vitesse normale, et Re représente la partie réelle de l'expression.

La plaque bafflée est divisée en une grille de R éléments rectangulaires de taille égale, dont les vibrations transversales sont définies par les vitesses normales au niveau de leurs centres. En supposant que les dimensions des éléments sont petites par rapport à la longueur d'onde structurale et à la longueur d'onde acoustique, la puissance sonore totale rayonnée (Équation (2.52)) peut alors être exprimée comme la somme des puissances rayonnées par chaque élément, ce qui donne :

$$W_r = \frac{S_e}{2} \operatorname{Re}(\vec{v}_n^H \vec{p}) \quad (2.53)$$

où l'exposant H indique la transposition hermitienne, $\vec{v}_n$ et $\vec{p}$ représentent respectivement les vecteurs des amplitudes complexes de la vitesse normale et de la pression acoustique pour tous les éléments, et S_e correspond à la surface de chaque élément. La pression sur chaque élément est engendrée par les vibrations de l'ensemble des éléments situés dans le plan Γ .

Le vecteur de la pression acoustique peut ainsi être exprimé à l'aide de la relation matricielle d'impédance :

$$\vec{p} = [Z] \vec{v}_n \quad (2.54)$$

où $[Z]$ est la matrice qui intègre les termes d'impédance acoustique sur la grille d'éléments correspondant à la subdivision de la plaque :

$$Z_{ij} = \frac{i\omega\rho_0 S_e}{2\pi r_{ij}} e^{-ikr_{ij}} \quad (2.55)$$

et où r_{ij} est la distance entre les centres du i -ème et j -ème éléments se trouvant sur la plaque. Il convient de noter que, en raison de la réciprocité, la matrice d'impédance $[Z]$ est symétrique. En substituant l'équation (2.54) dans l'expression de la puissance sonore totale donnée par l'équation (2.53), on obtient :

$$W_r = \frac{S_e}{2} \text{Re}(\vec{v}_n^H [Z] \vec{v}_n) = \frac{S_e}{4} \text{Re}(\vec{v}_n^H ([Z] + [Z]^H) \vec{v}_n) = \vec{v}_n^H [R] \vec{v}_n \quad (2.56)$$

$$[R] = \frac{\omega^2 \rho_0 S_e^2}{4\pi c_0} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\sin(kr_{12})}{kr_{12}} & \cdots & \frac{\sin(kr_{1R})}{kr_{1R}} \\ \frac{\sin(kr_{21})}{kr_{21}} & 1 & \cdots & \frac{\sin(kr_{2R})}{kr_{2R}} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\sin(kr_{R1})}{kr_{R1}} & \frac{\sin(kr_{R2})}{kr_{R2}} & \cdots & 1 \end{bmatrix} \quad (2.57)$$

La matrice $[R]$ est définie comme la « matrice de résistance à la radiation » pour les radiateurs élémentaires de la plaque équipée d'un baffle.

En termes de temps de calcul, l'intégrale de Rayleigh est particulièrement efficace car elle réduit la résolution du problème acoustique à une intégration sur la surface vibrante, évitant ainsi de modéliser tout le domaine environnant [7]. Cependant, son applicabilité est limitée aux structures planes équipées d'un baffle qui rayonnent soit dans un domaine acoustique non borné, soit dans un domaine acoustique borné avec des murs absorbants [23].

2.4.2. Formulation par éléments infinis

La méthode des éléments infinis (IFEM) est une technique numérique utilisée pour résoudre des problèmes de propagation d'ondes dans un domaine infini. En couplant des éléments finis dans le domaine tronqué avec des éléments infinis sur les frontières, l'IFEM garantit une transmission correcte de l'énergie rayonnée par une structure vibrante vers la région environnante.

Dans le cadre des applications acoustiques, les éléments finis sont utilisés pour modéliser la partie bornée du domaine, tandis que les éléments infinis s'appliquent aux limites du domaine borné pour représenter l'infini de manière analytique. On note ce domaine semi-infini Ω_R . Le couplage entre ces deux types d'éléments se fait par le biais des conditions aux limites, où la solution des éléments finis est utilisée comme entrée pour les éléments infinis. Lors d'un problème acoustique, l'équation de Helmholtz (2.58) régit le champ de pression p dans le domaine semi-infini Ω_R en domaine fréquentiel [108]:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (2.58)$$

Les conditions aux limites associées sont définies comme suit :

$$\overrightarrow{\text{grad}} p \cdot \vec{n} = \rho a_n \text{ sur } \Gamma \quad (2.59)$$

$$\overrightarrow{\text{grad}} p \cdot \vec{n}_R = -ikp \text{ sur } \Gamma_R \quad (2.60)$$

Où $\vec{n}$ et $\vec{n}_R$ sont les normales sortantes des frontières Γ et Γ_R , k est le nombre d'onde et a_n est l'accélération normal à la surface Γ (Figure 2.12). Sur la frontière Γ , l'équation (2.59) exprime la condition aux limites entre la structure vibrante et le domaine éléments finis et l'équation (2.60) donne la condition d'absorption des éléments infinis sur la frontière Γ_R .

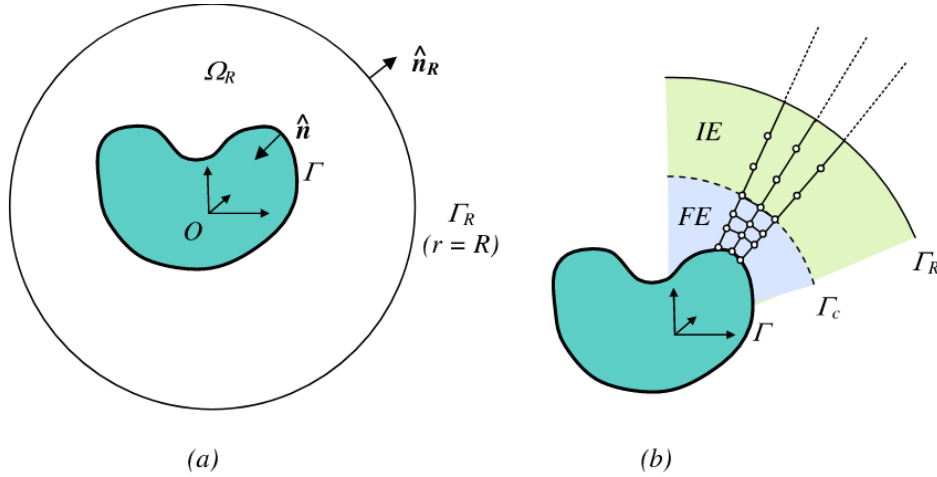


Figure 2.12 – Rayonnement acoustique lointain (a) et maillage avec des éléments finis/infinis du domaine de rayonnement (b) d'après [108]

Le champ de pression est une fonction complexe, et doit satisfaire la condition de radiation de Sommerfeld pour garantir l'absence de réflexion des ondes acoustiques à la frontière du domaine [109] :

$$\lim_{r \rightarrow \infty} r \left(\frac{\partial p}{\partial r} - ikp \right) = 0 \quad (2.61)$$

où r est la distance radiale par rapport à la source.

Pour construire les fonctions d'interpolation de la solution (pression) pour les éléments infinis notées Ψ , les fonctions de forme suivantes sont utilisées [109], [110], [111] :

$$\Psi(r, \theta, \varphi, \omega) = e^{-jkr} \sum_{n=1}^m \frac{F_n(\theta, \varphi, \omega)}{r^n} \quad (2.62)$$

où r est la coordonnée radiale et (θ, φ) sont les coordonnées angulaires dans le système de coordonnées ellipsoïdales de référence [102], [110]. m est l'ordre d'interpolation radial, et $F_n(\theta, \varphi, \omega)$ est une fonction régulière continue dans le domaine du fluide semi-infini décrivant la distribution angulaire des ondes. Pour ce travail, l'ordre d'interpolation m est fixé à 10.

La fonction d'interpolation pression $p(r, \theta, \varphi, \omega)$ est représentée comme une somme [109] :

$$p(r, \theta, \varphi, \omega) = \sum_{j=1}^N q_j(\omega) \Psi_j(r, \theta, \varphi, \omega) \quad (2.63)$$

où q_j sont des coefficients dépendant de la fréquence ω , et Ψ_j sont des fonctions de forme. Le nombre N est le nombre total de nœuds. Enfin, la puissance rayonnée est calculée à partir de la pression acoustique $p(r, \theta, \varphi, \omega)$ obtenue par le calcul avec les éléments infinis, appliqués sur la surface externe du domaine modélisant l'environnement, en intégrant cette pression sur cette surface.

2.4.3. Calcul de la perte de transmission sonore

La perte de transmission sonore (TL) est un paramètre clé en acoustique qui décrit la diminution de l'intensité énergétique d'une onde sonore lorsqu'elle se propage à travers un milieu ou une structure. Cet indicateur est particulièrement important dans le domaine de l'acoustique des bâtiments, où l'isolation phonique et la maîtrise de la transmission sonore sont des priorités.

D'un point de vue mathématique, la perte de transmission est exprimée en décibels (dB) afin de quantifier la relation logarithmique entre la puissance acoustique incidente, générée par un champ diffus sur une surface donnée W_i , et la puissance rayonnée par d'autres surfaces du système W_r . La formule est donnée par [7] :

$$TL = 10 \log \left(\frac{W_i}{W_r} \right) \quad (2.64)$$

Une valeur de TL élevée indique une meilleure isolation acoustique, car elle reflète une réduction importante de l'énergie transmise. Il sera comparé au $D_{n,e}$ mesuré en laboratoire, avec des résultats moyennés en bandes de tiers d'octave (voir Annexe A [112]).

2.4.4. Étude de cas : calcul de la puissance rayonnée d'une plaque

On considère la vibration d'une plaque élastique de dimensions 0,3 m x 1,5 m et d'épaisseur 5 mm, en aluminium ($E_s = 71$ GPa, $\nu_s = 0.33$, $\rho_s = 2770$ kg/m³, $\eta_s = 0.01$), couplée à une cavité acoustique de dimensions 4 m x 3.25 m x 5 m (prises de la chambre réceptrice dans la thèse de C. Soussi [7]), remplie d'air (vitesse du son dans l'air à 340 m/s, densité à 1,225 kg/m³ et amortissement du fluide à 0,02). La plaque est simplement appuyée sur ses bords et excitée par une force nodale unitaire appliquée en son centre (Figure 2.13).

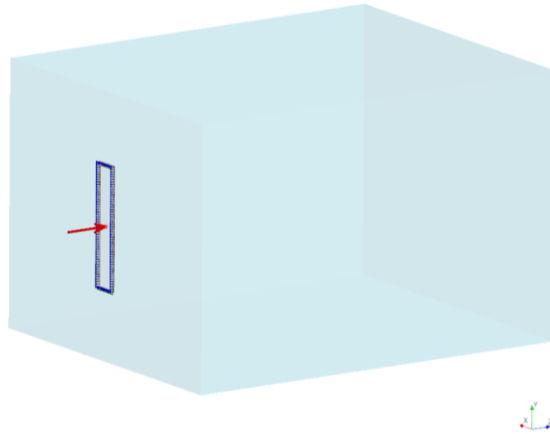


Figure 2.13 – Plaque rayonnante dans une cavité (Configuration 1)

Dans cette section, la puissance rayonnée par la plaque vibrante dans la cavité acoustique entre 100 Hz et 1000 Hz en bande fine est calculée en utilisant cinq configurations: (1) méthode éléments finis avec la cavité modélisée dans son entièreté, (2) méthode de l'intégrale de Rayleigh, (3) méthode des éléments infinis utilisant un domaine de demi-sphère de rayon 1 m (Figure 2.14.a), (4) méthode des éléments infinis utilisant un domaine de parallélépipède rectangle de dimensions 1,3 m x 2 m x 1,5 m (Figure 2.14.b), et un coefficient d'amortissement de 0,02 dans la cavité. Des éléments quadratiques (Quad4) de taille 0,03 m sont utilisés pour le maillage de la plaque, et des éléments hexaédriques (Hex8) de taille 0,05 m pour la cavité acoustique, sauf pour la cavité demi-sphérique qui a été maillée avec des éléments prismatiques (Pen6) .

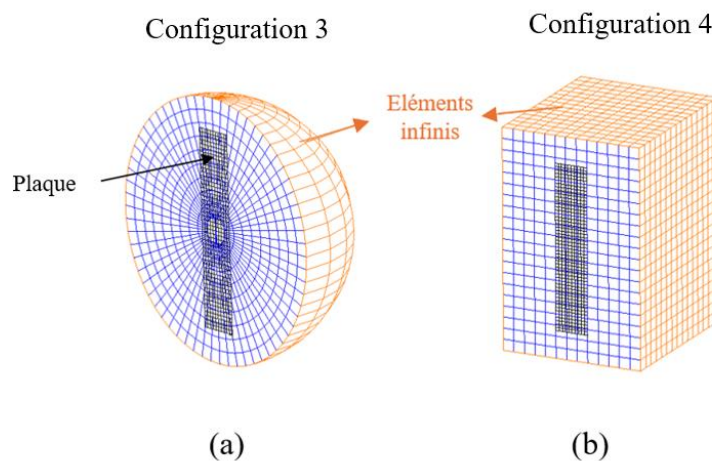


Figure 2.14 – Configurations d'intérêt : (a) éléments infinis avec un domaine en demi-sphère et (b) éléments infinis avec domaine parallélépipédique rectangulaire

La puissance sonore rayonnée par la plaque a été calculée en décibels (dB) en bande fine pour les quatre configurations présentées (Figure 2.15). Les simulations ont été réalisées avec le logiciel Actran. La configuration 1 est choisie comme référence car elle calcule la puissance rayonnée par la plaque dans la salle de réception. Elle permet de capturer les pics de résonance et l'évolution de la puissance rayonnée sur l'ensemble du spectre de fréquences étudié. Les modes de la cavité sont particulièrement visibles aux basses fréquences. Cependant, à mesure que la fréquence augmente, leur influence diminue progressivement jusqu'à s'estomper. Cependant, cette approche s'avère particulièrement coûteuse en ressources de calcul (Tableau 2.1).

La configuration 2, qui repose sur la méthode de l'intégrale de Rayleigh, permet une réduction importante du temps de calcul. Cette méthode offre des résultats globalement cohérents sur la plage de fréquences étudiée par rapport à la configuration 1.

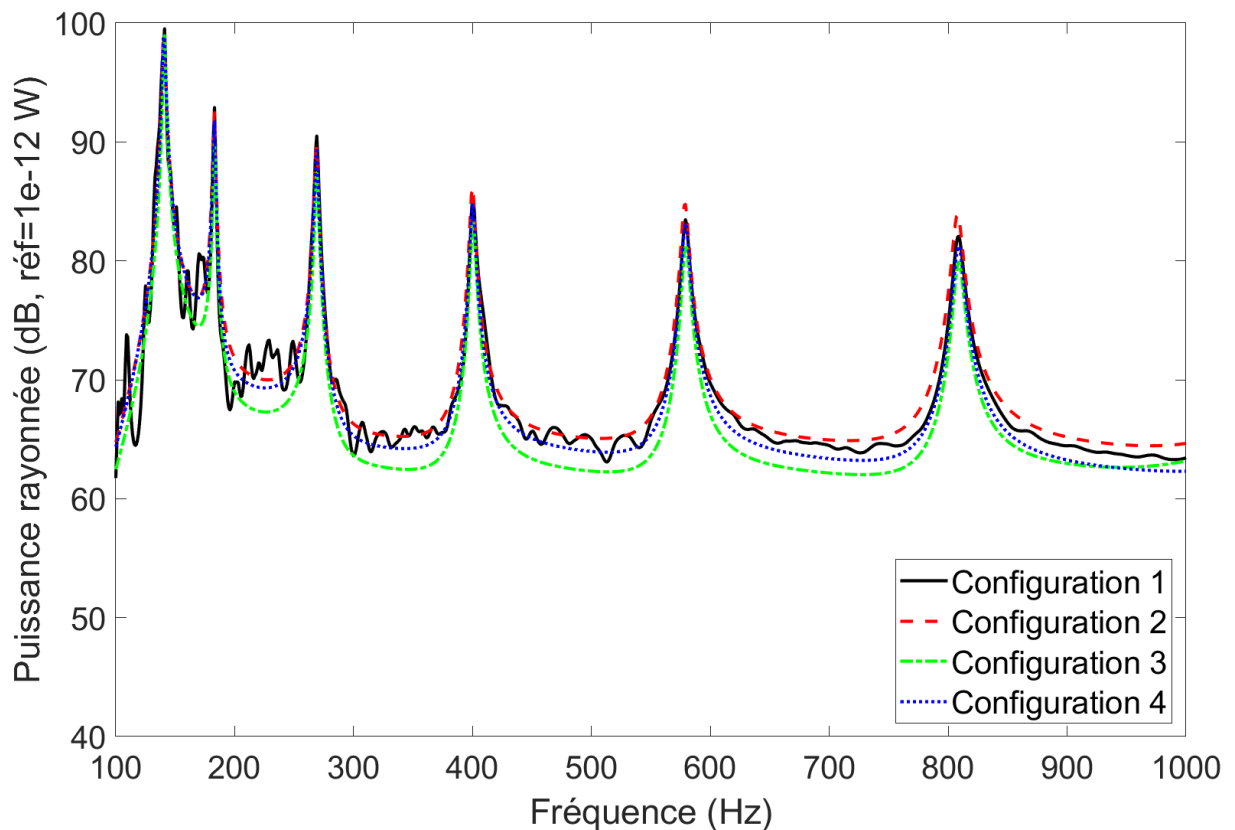


Figure 2.15 – Puissance rayonnée de la plaque dans une cavité avec différentes méthodes en bande fine

Les configurations 3 et 4 reposent sur la méthode des éléments finis et infinis. La configuration 3, basée sur un domaine en demi-sphère, permet de capturer le rayonnement de la plaque en très basses fréquences, mais présente des écarts croissants à mesure que la fréquence

augmente. En revanche, la configuration 4, qui utilise un domaine parallélépipédique adapté à la forme de la chambre de réception initiale, améliore la précision du calcul du rayonnement par rapport à la configuration 3, avec un temps de calcul plus élevé.

Tableau 2.1 – Comparaison des temps de calculs pour les différentes configurations

Configurations	Temps de calcul
1	24 heures
2	8 minutes
3	14 minutes
4	26 minutes

La méthode de l'intégrale de Rayleigh (Configuration 2) est la méthode la moins coûteuse en temps de calculs (Tableau 2.1). Toutefois, son domaine d'application est limité aux structures planes montées sur un baffle rigide, rayonnant dans un domaine acoustique. La méthode des éléments infinis (Configuration 4), bien que plus coûteuse que l'intégrale de Rayleigh, présente l'avantage de pouvoir être appliquée à toute forme géométrique de structure, y compris non plane, rayonnant dans un domaine acoustique. Par rapport à la configuration 2, la configuration 4 constitue une bonne alternative, bien qu'elle implique un temps de calcul supplémentaire.

2.5. Modélisation numérique de la perte de transmission sonore d'un coffre de volet roulant

La performance acoustique des coffres de volets roulants est mesurée en termes de perte de transmission sonore (TL). Cette perte de transmission représente la capacité du coffre à atténuer les bruits extérieurs, un facteur crucial dans les environnements nécessitant un confort acoustique. Dans cette section, nous aborderons dans un premier temps le calcul de la perte de transmission sonore puis la modélisation numérique du coffre de volet roulant, en détaillant les approches et outils utilisés pour simuler la propagation du son à travers différentes configurations du coffre. Cette modélisation permet de prédire les performances acoustiques et de tester diverses configurations sans avoir recours à des essais physiques systématiques. Enfin, nous explorerons la corrélation entre les résultats des calculs numériques et les essais expérimentaux, afin de valider les modèles. Une analyse paramétrique est proposée pour étudier l'influence de différents facteurs sur le comportement acoustique du coffre étudié.

2.5.1. Présentation du modèle numérique du coffre de volet roulant

Le coffre étudié (Figure 2.16(a)) est en PVC (PolyVinyl Chloride) avec les propriétés mécaniques suivantes : $E_c = 2.8 \text{ GPa}$, $\nu_c = 0.35$, $\rho_c = 1460 \text{ kg/m}^3$ and $\eta_c = 0.04$. Ses dimensions sont les suivantes $210 \text{ mm} \times 250 \text{ mm} \times 1450 \text{ mm}$. Les embouts du coffre, d'une épaisseur de 10 mm, sont en ABS (Acrylonitrile Butadiène Styène) qui est un polymère thermoplastique industriel ayant les propriétés mécaniques suivantes : $E_e = 2.9 \text{ GPa}$, $\nu_e = 0.42$, $\rho_e = 1100 \text{ kg/m}^3$ et coefficient d'amortissement $\eta_e = 0.01$. Les propriétés des matériaux sont fournies par les fabricants.

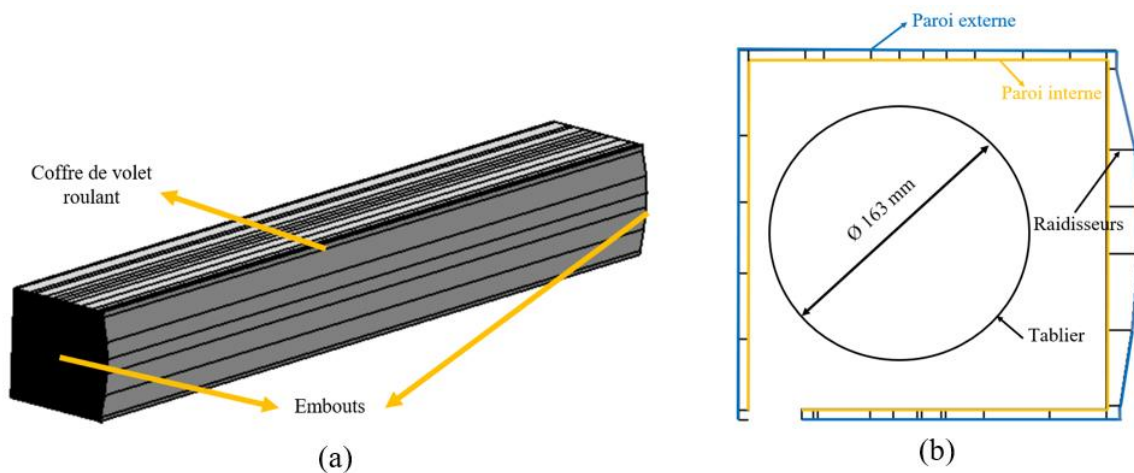


Figure 2.16 – Modèle CAO (a) du coffre de volet roulant et (b) du profil du coffre de volet roulant enroulé

La structure du coffre est constituée de panneaux à double parois (interne et externe) avec des raidisseurs, chaque paroi et chaque raidisseur ayant une épaisseur de $1,5 \text{ mm} \pm 0.2 \text{ mm}$, comme illustré à la Figure 2.16(b). La CAO du coffre a été faite avec le logiciel Catia. Les conditions aux limites utilisées dans les essais en laboratoire comprennent la partie vissée du coffre sur la surface 2 et l'application d'un joint d'étanchéité sur les surfaces 1, 1', et sur les bords de la surface 3, comme illustré à la Figure 2.17(a). Les trois translations selon les axes x , y et z ont été bloquées pour la partie vissée (surface 2), tandis que seule la translation selon l'axe x a été restreinte pour la partie comportant le joint (surfaces 1, 1' et 3). Enfin, nous considérons que le coffre du volet roulant est rempli d'air possédant les caractéristiques suivantes : $c = 340 \text{ m/s}$, $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ et $\eta = 0.01$.

La structure du tablier a été volontairement exclue du modèle afin de simplifier la modélisation. Pour représenter la cavité d'air interne au coffre, un disque troué est utilisé sur toute la

longueur du coffre. Ce trou sert de repère pour la position du tablier. Le diamètre du trou central varie selon la configuration du tablier : 163 mm lorsqu'il est enroulé (Figure 2.16 (b)) et 60 mm lorsqu'il est entièrement déroulé. Le tablier ainsi que son axe d'enroulement sont modélisés comme des cylindres rigides, ce qui empêche la propagation des ondes sonores à travers leur volume. Par conséquent, il n'est pas nécessaire de mailler la zone correspondant à l'ouverture centrale dans les deux configurations.

Pour réduire la transmission du son à travers le coffre du volet roulant, un matériau poreux (mousse de mélamine) associé à des masses viscoélastiques lourdes est introduit dans le système (Figure 2.17(b)). L'efficacité acoustique de la mousse de mélamine provient de sa capacité à absorber l'énergie sonore, rendue possible grâce à sa structure interne à cellules ouvertes. En outre, la masse lourde utilisée dans le modèle est une membrane bitumeuse autocollante, spécifiquement conçue pour l'amortissement des structures soumises à des vibrations. Grâce à ses propriétés viscoélastiques, ce matériau permet de dissiper l'énergie vibratoire sous forme de chaleur, réduisant ainsi les résonances et les nuisances sonores. Ce type de membrane est couramment utilisé dans les domaines de la construction et de l'industrie pour ses performances en isolation acoustique et en réduction des vibrations.

La masse lourde est modélisée par un comportement viscoélastique linéaire, homogène et isotrope. Le modèle simple choisi est défini le module complexe E^* qui s'exprime en fonction du facteur de perte η [23], [113] sous la forme:

$$E^* = E(1 + i\eta) \quad (2.65)$$

La masse lourde, d'une épaisseur de 4 mm, a les propriétés suivantes : $E_1 = 120$ MPa, $\nu_1 = 0.43$, $\rho_1 = 2000$ kg/m³ et $\eta_1 = 0.65$. Le comportement de la mélamine est pour sa part défini par un modèle de Biot-Allard à 9 paramètres : $E_m = 120$ kPa, $\nu_m = 0.1$, $\rho_1 = 11$ kg/m³, $\eta_m = 0.15$, $\sigma = 10000$ N.m⁻⁴.s, $\phi = 0.98$, $\alpha = 1$, $\Lambda = 0.0001$ m et $\Lambda' = 0.0003$ m. La densité de la mélamine brute est de $\rho_m = 750$ kg/m³. Elle est modélisée à l'aide de la théorie de Biot. Nous avons comparé le modèle de Biot-Allard avec le modèle de fluide équivalent et avons constaté que ce modèle donnait de meilleurs résultats, en particulier en très basses fréquences. Cela a justifié notre préférence pour le modèle de Biot, car il prend effectivement en compte les interactions entre les phases solides et fluides dans les matériaux poreux. La modélisation est tridimensionnelle.

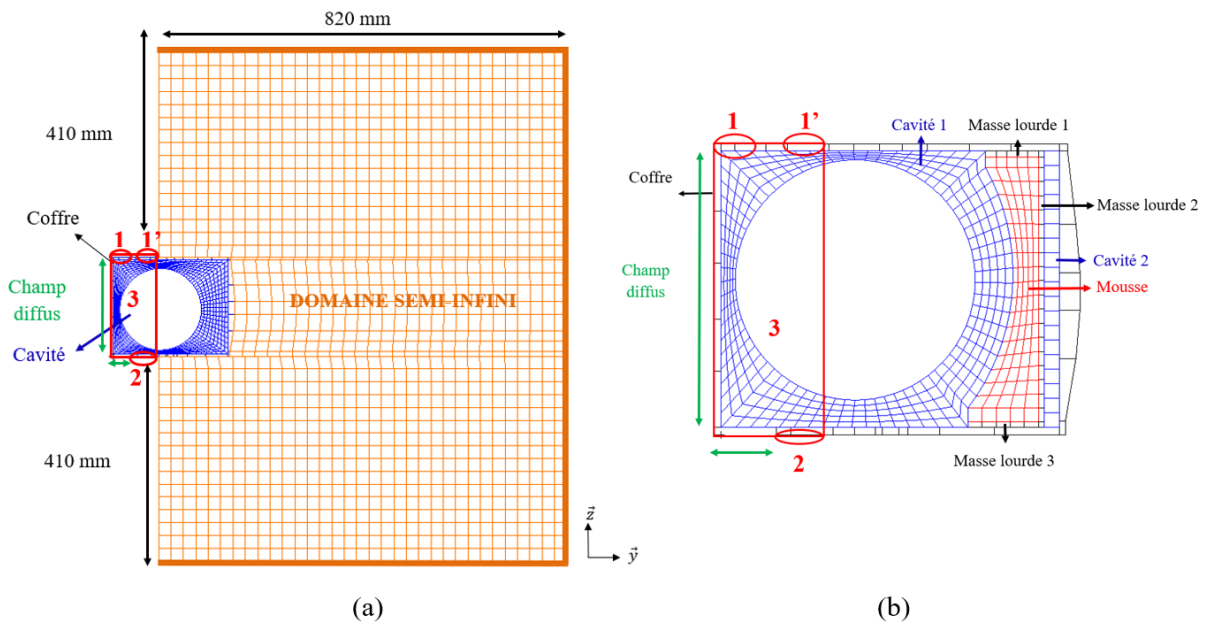


Figure 2.17 – Coupe du modèle numérique 3D utilisé pour la simulation acoustique du coffre de volet roulant enroulé : (a) Configuration non isolée et (b) Configuration isolée avec de la mousse de mélamine et des masses lourdes.

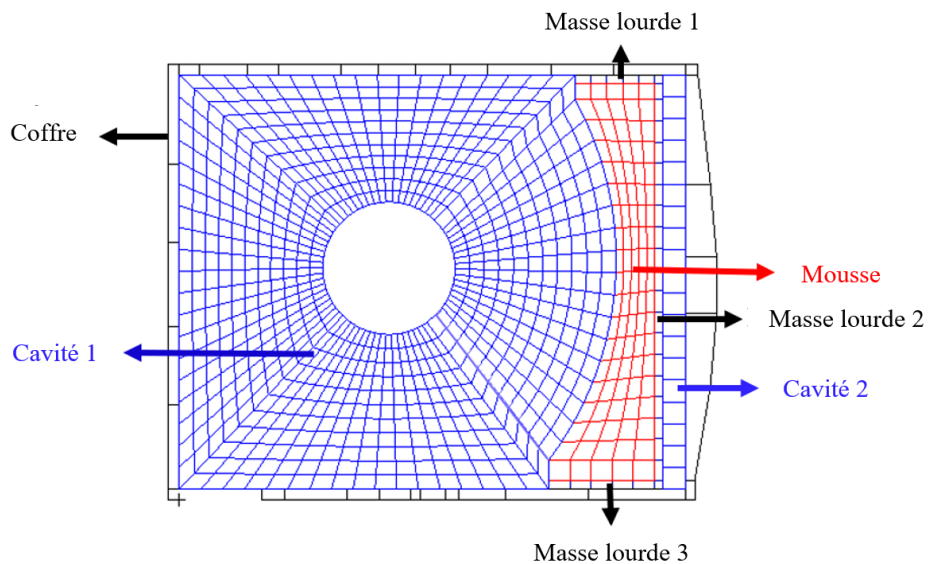


Figure 2.18 – Modèle numérique utilisé pour la simulation acoustique du coffre de volet roulant déroulé et isolé avec de la mousse de mélamine et des masses lourdes

En ce qui concerne le maillage fait à l'aide du logiciel Patran, le coffre et les embouts ont été maillés avec des éléments quadrilatéraux linéaires de 10 mm. Les figures Figure 2.16 et Figure 2.17 montrent une coupe transversale du modèle numérique 3D. La mousse de mélamine

et les masses lourdes ont également été maillées avec des éléments hexaédriques de taille 9 mm et 4 mm respectivement. Les cavités numérotées 1 et 2 du coffre de volet roulant ont été maillées avec des éléments hexaédriques de taille 10 mm. La Figure 2.18 montre le modèle numérique du coffre de volet roulant en position déroulé avec isolation.

Le nombre de degrés de liberté (DDL) à chaque nœud dépend de la description du matériau choisie. Quatre degrés de liberté sont nécessaires pour la formulation poroélastique complète pour la mousse (trois composantes de déplacement et une composante pour la pression acoustique), un degré de liberté (pression acoustique) dans le cas des domaines acoustiques (cavité, domaine semi-infini et éléments infinis), trois degrés de liberté pour les masses lourdes (trois composantes de déplacement) et six degrés de liberté pour le coffre et les embouts (trois composantes déplacement et trois composantes de rotation) [102]. Le nombre de nœuds associé à chaque domaine est décrit dans le Tableau 2.2.

Tableau 2.2 – Description du maillage utilisé pour le coffre

Description	Type	Nombre de de noeuds
Coffre	Quad4	37814
Embouts	Quad4	1092
Mousse de mélamine	Hex8	17520
Masses lourdes	Hex8	9344
Cavité 1	Hex8	69788 (enroulé)
		127896 (déroulé)
Cavité 2	Hex8	5840
Domaine semi-infini	Hex8	184856
Éléments infinis	Quad4	16796

La salle d'émission est remplacée par un champ diffus. La méthode de Cholesky proposée est appliquée pour le traitement du champ diffus avec un angle normal maximal de 90 degrés et 30 échantillons [62], [104]. La chambre de réception est remplacée par un domaine parallélépipédique de dimensions 820 mm × 1030 mm × 1850 mm maillé avec des éléments hexaédriques de taille 25 mm et rempli d'air ($c_{IE} = 340$ m/s and $\rho_{IE} = 1.225$ kg/m³ et $\eta_{IE} = 0.02$). Les dimensions du domaine semi-infini ont été déterminées par une étude de convergence, en changeant une dimension à la fois pour trouver un résultat stable.

Pour le calcul de la puissance rayonnée, des éléments infinis quadrilatéraux 2D de taille 25 mm sont appliqués à la limite de ce domaine (Figure 2.16(a)). Les facteurs de pertes à l'intérieur des domaines acoustiques ont été affinés par une étude de convergence qui a comparé les résultats de la simulation aux essais expérimentaux. Concernant la simulation numérique, le logiciel Actran a été utilisé.

2.5.2. Corrélation entre calculs numériques et essais

Dans cette section, nous examinons et analysons la corrélation entre les calculs numériques et les résultats de laboratoire concernant la transmission du son à travers le coffre du volet roulant. Quatre configurations seront étudiées : sans isolation acoustique pour le volet enroulé puis pour le volet déroulé et avec isolation acoustique (mousse de mélamine et masses lourdes) pour le volet enroulé puis déroulé. L'analyse est une analyse directe en fréquence avec un pas de 1 Hz entre 100 Hz et 500 Hz puis d'un pas de 2 Hz est utilisé entre 500 Hz et 1000 Hz afin de réduire le coût de calculs.

Les essais en laboratoire réalisés sur le coffre de volet roulant ont été effectués dans deux configurations distinctes : une première série de mesures pour le cas où le tablier est enroulé, et une seconde série pour le cas où le tablier est déroulé. Les résultats de ces deux séries de mesures sont donnés en bande de tiers d'octave entre 100 Hz et 5000 Hz. Ces essais visent à caractériser les performances acoustiques du coffre dans des conditions contrôlées, conformément aux exigences des normes en vigueur, telles que la norme ISO 10140 [37].

Cependant, un défi fréquent auquel sont confrontés les essais est celui de la reproductibilité des résultats. En effet, même dans un environnement de laboratoire normalisé, des variations peuvent survenir entre différents laboratoires. Ces variations sont prises en compte à travers l'écart-type σ_R de reproductibilité, tel que défini par la norme ISO 12999-1 [46] pour l'isolement aux bruits aériens par bande de tiers d'octave. Pour estimer ces incertitudes, on utilise des valeurs de σ_R issues de campagnes d'essais inter-laboratoires, disponibles dans la littérature [114]. Ces écarts-types ne doivent pas être interprétés comme des valeurs fixes, mais comme des estimations statistiques moyennes représentatives des variations observées lors d'essais sur différents types d'échantillons lors des essais inter-laboratoires.

Le Tableau 2.3 ci-dessous présente les résultats expérimentaux du niveau d'isolement normalisé $D_{n,e}$ exprimé en décibels (dB), pour deux configurations du coffre de volet roulant : enroulé et déroulé, avec ou sans matériau isolant. Les incertitudes associées à chaque bande de fréquence sont données à titre indicatif à partir des valeurs moyennes de σ_R issues de la norme.

Tableau 2.3 – Résultats expérimentaux du $D_{n,e}$ en décibels (dB) du coffre de volet roulant : configurations enroulée et déroulée, sans (a) et avec (b) isolation, et incertitudes de reproductibilité estimées par bande de tiers d'octave données par la norme.

Fréquence (Hz)	(a) Enroulé	(b) Enroulé	(a) Déroulé	(b) Déroulé	σ_R (dB)
100	38,3	40,9	30,4	32,6	3,0
125	33,1	39,7	28	36,9	2,7
160	33,7	45	29,4	42	2,4
200	37,7	38,1	31,1	33,4	2,1
250	31,6	33,5	29,8	32,4	1,8
315	36,4	43,1	32,2	38,4	1,8
400	42,1	48,2	34,9	42,2	1,8
500	42,9	49,8	37,1	44,3	1,8
630	44,5	50,5	41,1	46,3	1,8
800	45,6	51,7	43	47,8	1,8
1000	47,6	54,9	41,2	50,6	1,8
1250	49,9	55,3	41,9	52,7	1,8
1600	51,8	57,3	43,7	55,2	1,8
2000	54,8	59,9	46,1	57,9	1,8
2500	53,9	59,3	47,9	59,5	1,9
3150	52,7	58,2	51,6	61,6	2,0
4000	56,5	59,8	54,6	64,5	2,4
5000	57,6	59,8	53,7	65	2,8

Pour évaluer l'efficacité des traitements d'isolation appliqués aux coffres et valider notre modélisation numérique, les figures Figure 2.19 et Figure 2.20 illustrent une comparaison de la perte de transmission du son (mesurée en dB) obtenue à partir des essais en laboratoire et calculée numériquement par bandes de tiers d'octave entre 100 Hz et 1000 Hz pour le volet enroulé et déroulé respectivement. L'écart dans les figures Figure 2.19 et Figure 2.20 correspond à la différence absolue entre les valeurs expérimentales et numériques en décibels. La Figure 2.19(a) et la Figure 2.20(a) présentent les résultats obtenus sans traitement acoustique alors que les figures Figure 2.19(b) et Figure 2.20(b) correspondent aux résultats avec traitement acoustique. En outre, le Tableau 2.4 présente les résultats numériques pour l'effet de la mélamine et de la masse lourde dans la gamme de fréquences précisée ci-dessus.

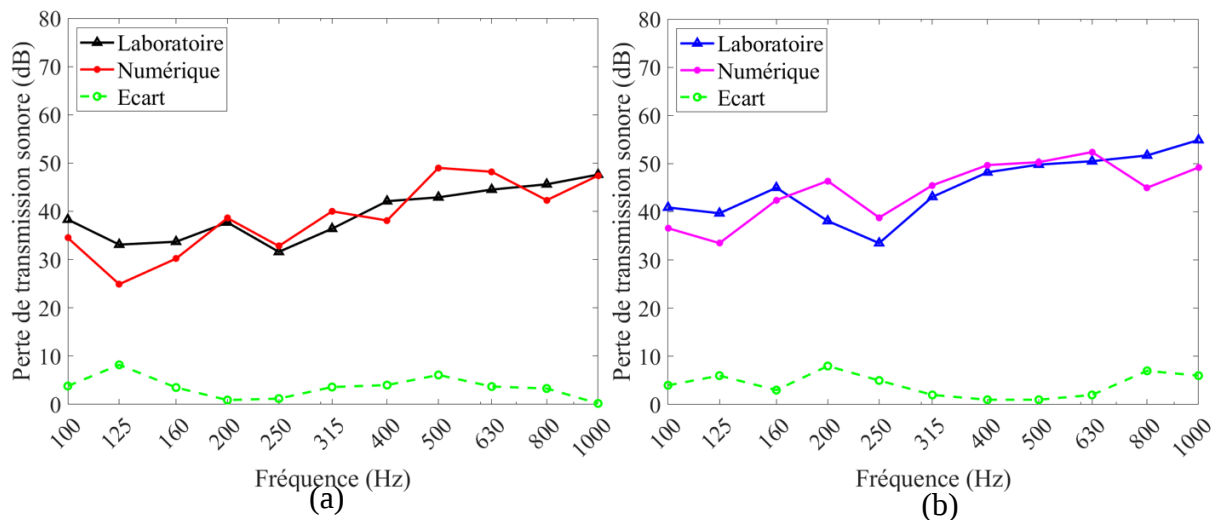


Figure 2.19 – Comparaison de la perte de transmission sonore entre les résultats numériques et expérimentaux pour un coffre de volet roulant enroulé : (a) configuration non isolée (b) configuration isolée avec de la mousse de mélamine et des masses lourdes.

Pour le cas du volet enroulé, l'écart relatif moyen entre les résultats expérimentaux et les calculs numériques est de 9% sans isolation et de 10% avec isolation sur la plage de fréquence étudiée. Pour le cas du volet déroulé, l'écart relatif moyen est de 7% avec et sans isolation.

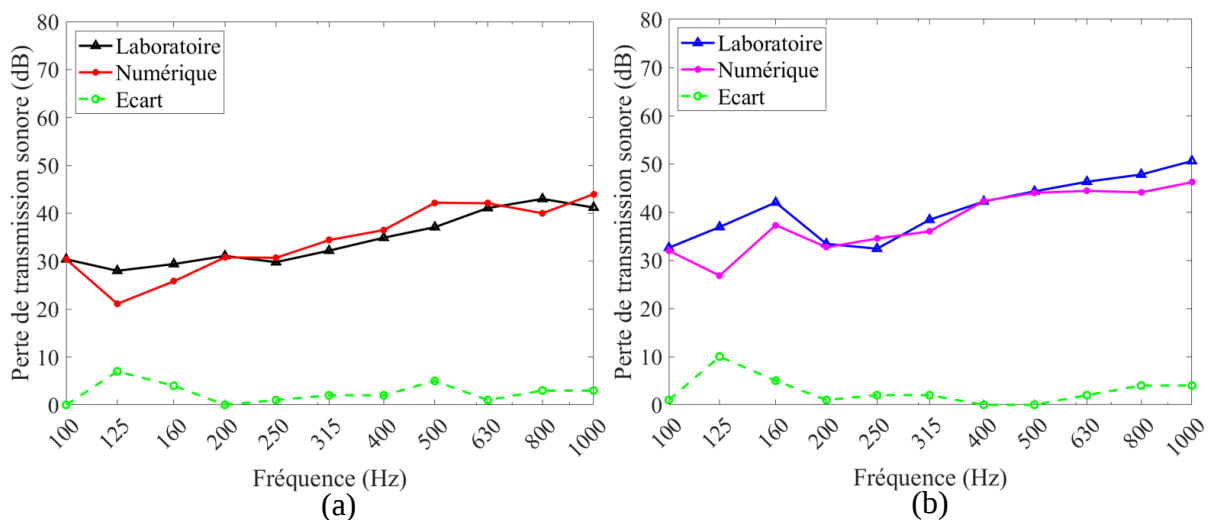


Figure 2.20 – Comparaison de la perte de transmission sonore entre les résultats numériques et expérimentaux pour un coffre de volet roulant déroulé : (a) configuration non isolée (b) configuration isolée avec de la mousse de mélamine et des masses lourdes.

Le Tableau 2.4 démontre clairement l'impact positif de l'introduction de matériaux isolants sur les performances acoustiques du coffre de volet roulant, quelle que soit la position du volet. Les résultats numériques indiquent un gain moyen de 5.4 dB lorsque le volet est enroulé et de

4.0 dB lorsque le volet est déroulé. Ces résultats suggèrent que la combinaison d'un volet enroulé et de matériaux d'isolation offre la performance acoustique la plus efficace.

Tableau 2.4 – Résultats numériques de la perte de transmission sonore (dB) du coffre de volet roulant enroulé et déroulé : (a) non isolé, (b) isolé : mousse de mélamine et masses lourdes

Fréquence (Hz)	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
<i>Enroulé</i>											
(a)	34,5	24,9	30,2	38,6	32,8	40,1	38,1	49,0	48,2	42,3	47,4
(b)	36,6	33,5	42,4	46,4	38,8	45,5	49,7	52,3	52,4	45,0	49,2
<i>Déroulé</i>											
(a)	30,4	21,1	25,8	30,8	30,7	34,4	36,5	42,2	42,1	40,0	44,0
(b)	32,0	26,8	37,3	32,7	34,5	36,0	42,3	44,0	44,4	44,1	46,2

Étant donné que le volet et son axe d'enroulement sont traités comme des cylindres rigides, la transmission des ondes sonores à travers le volume du volet est efficacement empêchée. Lorsque le volet est enroulé, son volume augmente par rapport à son état déroulé, ce qui explique la réduction observée de la transmission du son entre le volet enroulé et déroulé.

Par ailleurs, nous avons comparé les résultats obtenus à l'aide de la méthode des éléments infinis proposée avec ceux de l'intégrale de Rayleigh. Pour appliquer l'intégrale de Rayleigh, nous avons simplifié la forme de la trappe de visite du coffre du volet roulant, qui est passée d'une forme incurvée à une forme plate rayonnant dans un espace semi-infini. Cette simplification a exclu le rayonnement des surfaces voisines perpendiculaires à la trappe de visite. La comparaison a révélé un écart significatif dans les résultats produits par la méthode de l'intégrale de Rayleigh. Cet écart met en évidence l'incapacité de l'approche intégrale de Rayleigh à étudier efficacement les propriétés acoustiques de notre coffre de volet roulant. En revanche, les résultats obtenus par la méthode des éléments infinis sont en bon accord avec les mesures expérimentales réalisées en laboratoire, ce qui confirme la validité de l'approche numérique proposée pour prédire la perte de transmission du coffre dans la gamme de basses fréquences.

2.5.3. Analyse paramétrique du coffre de volet roulant

L'analyse paramétrique du coffre de volet roulant permet d'étudier l'impact de différents paramètres sur ses performances acoustiques et vibratoires. Cette approche permet de mieux comprendre les effets des modifications de conception sur la transmission du son et l'atténuation

des vibrations, en identifiant les variables les plus influentes. L'objectif de cette section est d'examiner comment divers facteurs, tels que les caractéristiques des embouts, les conditions aux limites, la disposition des matériaux d'isolation et le placement des masses lourdes, affectent la performance acoustique du coffre. Cette analyse paramétrique permet de quantifier l'impact de chaque paramètre et de guider l'optimisation de la conception du coffre de volet roulant en vue d'améliorer son efficacité acoustique.

2.5.3.1. Influence des embouts

Les embouts d'un coffre de volet roulant remplissent plusieurs fonctions importantes et jouent un rôle important dans ses performances globales. Tout d'abord, les embouts agissent comme une barrière protectrice, protégeant le contenu du coffre contre les dommages potentiels et les facteurs environnementaux externes. Ils empêchent efficacement la poussière, et autres nuisibles de pénétrer dans le coffre, garantissant ainsi l'intégrité et la propreté de l'espace clos. Outre leur rôle protecteur, les embouts sont conçus pour harmoniser esthétiquement l'aspect et la finition du reste du volet roulant.

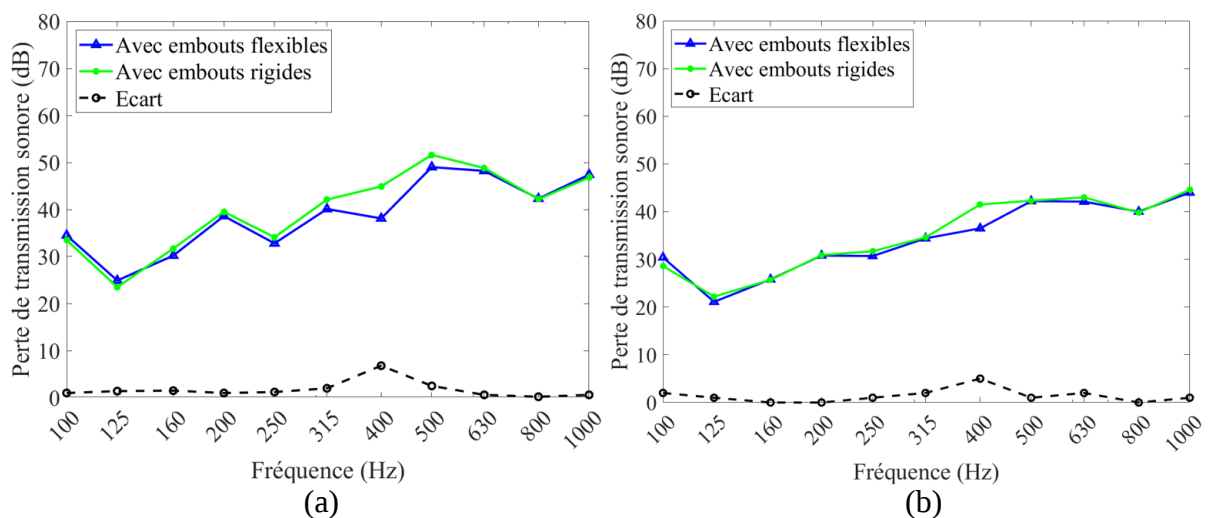


Figure 2.21 – Impact des embouts sur la perte de transmission acoustique calculée numériquement (dB) pour le coffre de volet roulant non isolé : (a) enroulé et (b) déroulé

Nous avons mené une étude pour explorer l'impact des embouts sur les caractéristiques de transmission du son du coffre de volet roulant sans isolation. Plus précisément, nous avons examiné deux modélisations numériques : l'une avec des embouts élastiques et l'autre sans embouts (considéré comme des liaisons rigides). Nous avons évalué la perte de transmission du son pour le volet enroulé (Figure 2.21(a)) et le volet déroulé (Figure 2.21(b)) en bande de tiers d'octave de 100 Hz à 1000 Hz.

Il convient de souligner que les résultats indiquent que les embouts n'ont pas d'impact significatif sur la perte de transmission du son dans les deux positions du volet, à l'exception de la fréquence de 400 Hz. En effet, une amélioration des performances acoustiques est observée lors de l'incorporation d'embouts rigides, avec une augmentation de 6,8 dB lorsque le volet est enroulé et un gain de 5 dB lorsque le volet est déroulé, à 400 Hz. Ces résultats suggèrent que les embouts rigides peuvent contribuer à une amélioration de la perte de transmission du son à cette fréquence spécifique. La fréquence de 400 Hz observée est spécifique à ce modèle particulier de coffre de volet roulant. Elle correspond à un phénomène de résonance induit par les embouts élastiques, qui modifient les modes vibratoires du système.

2.5.3.2. Influences des conditions aux limites

Pour les coffres de volets roulants, les conditions aux limites dépendent notamment du type d'installation et des systèmes d'étanchéité utilisés. Par exemple, l'incorporation de mécanismes d'étanchéité aux interfaces du coffre de volet roulant peut améliorer ses performances acoustiques en réduisant les fuites d'air et en empêchant les ondes sonores de contourner le coffre. Dans cette section, l'influence des conditions aux limites du coffre sur la perte de transmission du son en l'absence de matériaux d'isolation est étudiée. Les deux positions du volet sont étudiées.

Quatre configurations sont envisagées. La première configuration représente les conditions aux limites du coffre pendant les essais en laboratoire. Le coffre est vissée à points spécifiques de la surface 2 et sur les surfaces 1 et 1' un mastic silicone est appliqué pour assurer l'étanchéité à l'air (voir Figure 2.16(b)). La surface 3 correspond à la partie des embouts en contact avec le panneau d'essai en bois. Un joint d'étanchéité est appliqué aux limites de cette surface. Les trois translations selon x , y et z ont été bloquées pour la partie vissée (surface 2) et seulement la translation selon x pour la partie avec le joint (surfaces 1, 1' et 3). Dans la configuration 2, nous avons bloqué la translation le long de x et de z pour la partie avec le joint de mastic en laissant la partie vissée inchangée. Dans la configuration 3, nous avons bloqué les trois translations pour la partie vissée et pour la partie avec le joint. Enfin, le coffre est encastré (blocage des 3 translations et des 3 rotations) pour la configuration 4.

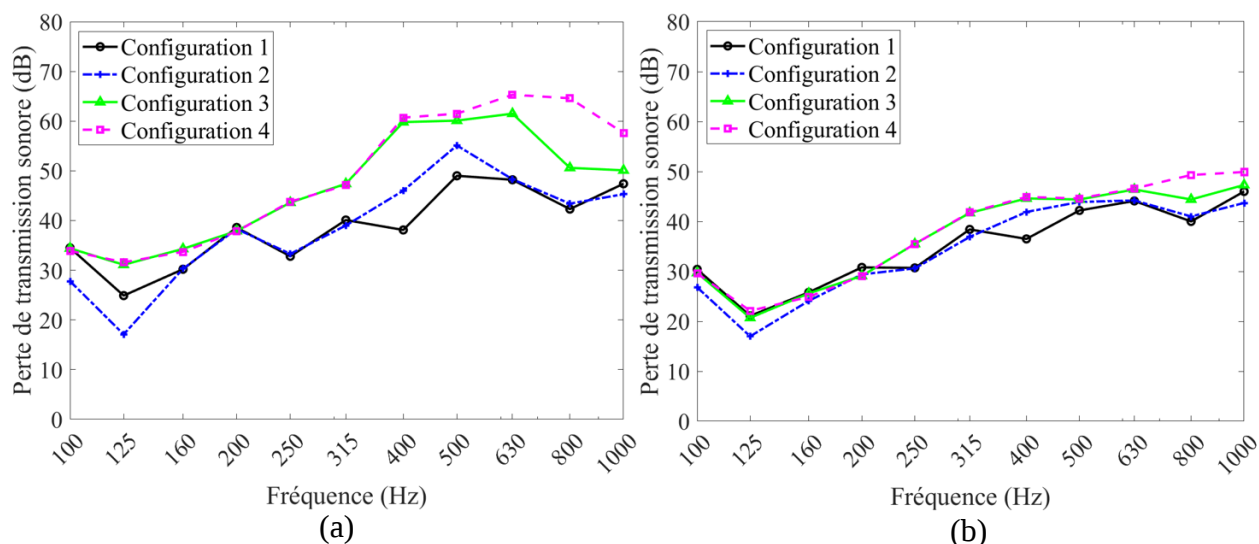


Figure 2.22 – Impact des conditions aux limites sur la perte de transmission acoustique calculée numériquement (dB) pour le coffre de volet roulant non-isolé : (a) enroulé et (b) déroulé.

Il est évident que l'incorporation des conditions aux limites joue un rôle crucial dans l'amélioration de la rigidité et des caractéristiques vibratoires de la structure. En comparant les cas enroulé (Figure 2.22(a)) et déroulé (Figure 2.22(b)), l'impact des conditions aux limites devient apparent, bien qu'il y ait relativement peu de variation entre la configuration 1 et la configuration 2. Cependant, lorsque l'on examine les configurations 3 et 4, des améliorations significatives de l'affaiblissement de la transmission du son peuvent être observées, en particulier dans le cas où le volet est enroulé. Parmi les différentes configurations, la configuration 4 se révèle particulièrement prometteuse en termes de performances acoustiques. En effet, dans cette configuration, la structure est rigidement fixée, ce qui limite sa capacité à vibrer et à transmettre l'énergie sonore par rapport à d'autres conditions. La mise en œuvre de cette configuration donne les résultats les plus favorables en termes de perte de transmission du son dans le coffre.

La faisabilité des différentes conditions aux limites décrites pour le coffre de volet roulant dépend fortement des moyens expérimentaux. Ces configurations simulent des scénarios variés allant de conditions réalistes à des cas idéaux pour analyser l'influence des conditions aux limites sur la performance acoustique.

La configuration 1 (vissée avec mastic silicone et joint d'étanchéité) est la plus représentative d'une situation réelle. La configuration 2 (blocage des translations selon x et z pour les surfaces

avec joint) est similaire à la précédente, mais elle impose des contraintes supplémentaires en bloquant également la translation selon z pour les surfaces avec joint de mastic. Bien que légèrement plus complexe à mettre en œuvre, elle reste faisable en utilisant des dispositifs de serrage permettant d'ajuster précisément les mouvements du coffre. Les configurations 1 et 2 sont les plus représentatives des installations réelles.

Dans cette configuration 3, toutes les surfaces (vissées et jointées) sont entièrement fixées en translation. Cette condition est réalisable en laboratoire à l'aide d'un montage utilisant un support combiné avec des vis supplémentaires [115]. La configuration 4 représente une condition idéale où le coffre est entièrement encastré. En pratique, cette condition est peu réaliste car elle est difficile à obtenir dans les applications industrielles. Cependant, elle peut être simulée en laboratoire en utilisant un cadre rigide, où le coffre est solidement fixé avec des vis et des boulons afin de garantir l'immobilité des bords [116].

2.5.3.3. Influence de la position des matériaux d'isolation

Les matériaux d'isolation acoustique sont spécifiquement conçus pour minimiser la transmission du son en absorbant efficacement les ondes sonores. Dans le contexte d'un coffre de volet roulant, l'emplacement de ces matériaux joue un rôle important dans la détermination du niveau de perte de transmission du son. Il est crucial de considérer le positionnement des matériaux d'isolation par rapport à la trappe de visite.

Pour illustrer ce point, deux configurations sont comparées. La première configuration, représentée sur la Figure 2.17(b) et la Figure 2.18, implique que la mousse et la masse lourde ne sont pas liées et ne sont pas attachées à la trappe de visite. La seconde configuration, illustrée sur la Figure 2.24(a), implique le collage de la mousse et de la masse lourde directement sur la trappe. La simulation numérique de ces deux configurations permet d'évaluer l'impact de l'emplacement des matériaux d'isolation en termes de perte de transmission sonore.

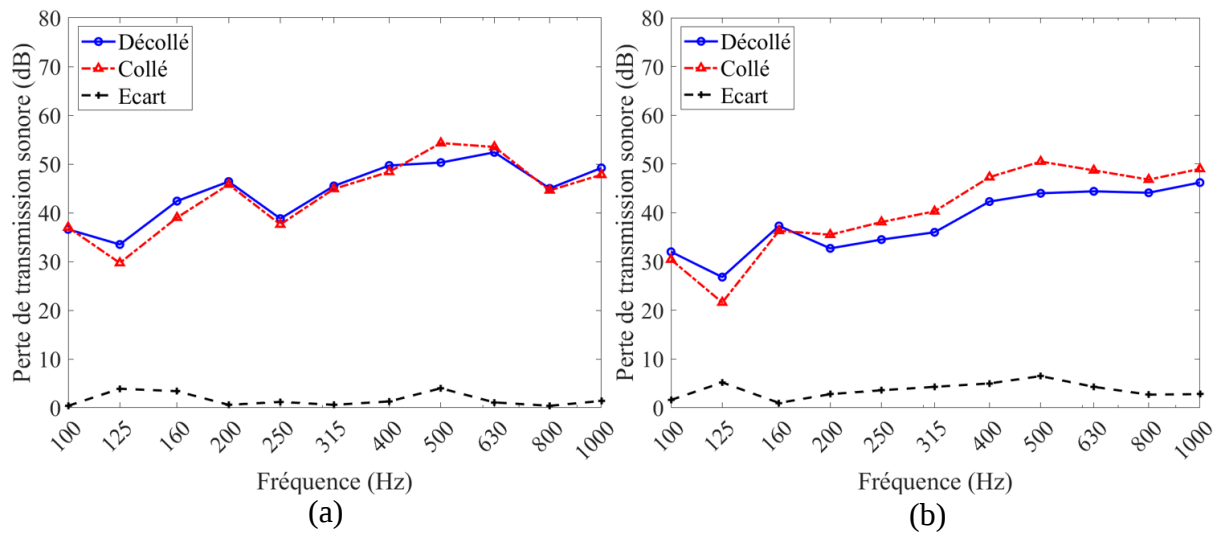


Figure 2.23 – Impact de la position du matériau d'isolation acoustique (mousse de mélamine et masses lourdes) sur la perte de transmission acoustique calculée numériquement (dB) pour le coffre de volet roulant isolé : (a) enroulé et (b) déroulé.

La position du volet enroulé ne présente pas de différences significatives entre les cas collés et non collés (Figure 2.23(a)). Le volet enroulé agit comme une barrière qui empêche le passage aisé des vibrations et des bruits, contribuant ainsi à la performance globale de l'isolation acoustique. Sa seule présence joue un rôle essentiel dans la réduction de la transmission du son, quelle que soit la position du matériau isolant. Dans la gamme de fréquences de 100 Hz à 200 Hz, lorsque les matériaux d'isolation sont collés à la trappe dans les configurations de volet déroulé et enroulé, une légère détérioration des performances de transmission du son est observée.

Inversement, au-delà de 200 Hz, la configuration du volet déroulé montre une amélioration de l'affaiblissement de la transmission du son (Figure 2.23(b)). Cela suggère que la combinaison du volet déroulé et des matériaux d'isolation collés améliore la capacité du coffre à atténuer le son, en particulier à des fréquences plus élevées. Notre analyse démontre un gain moyen de 4.6 dB à partir de 200 Hz. Dans l'ensemble, si la position du matériau isolant n'a qu'un impact minime sur la configuration du volet enroulé, elle devient plus importante lorsque le volet est déroulé.

2.5.3.4. Etude des placements des masses lourdes

L'incorporation de masses lourdes permet d'améliorer les performances globales d'insonorisation du coffre, car elles permettent de bloquer efficacement les ondes sonores et réduisent la transmission du son. L'optimisation du nombre de masses lourdes dépend de plusieurs facteurs,

tels que les dimensions, les matériaux utilisés et le niveau d'isolation souhaité pour le coffre de volet roulant. L'augmentation du nombre de masses lourdes peut potentiellement améliorer l'isolation en fournissant des barrières supplémentaires à la transmission du son. Toutefois, au-delà d'un certain point, les avantages de l'ajout de masses lourdes peuvent devenir moins importants, voire négligeables.

Dans cette section, nous nous concentrons sur l'optimisation de l'emplacement des masses lourdes à l'intérieur du coffre pour maximiser l'isolation acoustique. Nous examinons trois configurations différentes pour étudier leur impact sur l'isolation. La configuration 1 correspond à la configuration où les matériaux d'isolation sont collés à la trappe, comme illustré sur la Figure 2.24(a). Cette configuration sert de référence. S'appuyant sur la configuration 1, la configuration 2 implique l'ajout d'une masse lourde sur la face interne inférieure du coffre, comme illustré à la Figure 2.24(b). La configuration 3 reproduit la configuration 2 tout en introduisant une masse lourde supplémentaire sur la face interne supérieure du coffre, comme illustré à la Figure 2.24(c). Les épaisseurs des masses lourdes ajoutées sont de 4 mm.

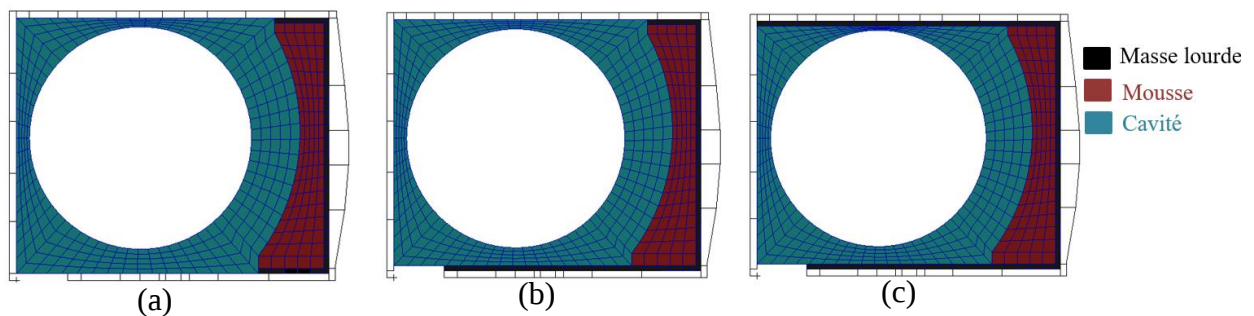


Figure 2.24 – (a) Configuration 1, (b) Configuration 2 et (c) Configuration 3

La configuration 2 montre une légère amélioration de l'isolation acoustique par rapport à la configuration 1, avec un gain moyen de 2.3 dB. Cela indique que l'inclusion d'une masse lourde sur la face inférieure interne du coffre contribue à une amélioration modeste de la réduction de la transmission du son, même lorsque le volet est en position enroulé (Figure 2.25(a)). Il est important de noter que le volet enroulé lui-même agit comme un isolant efficace et joue un rôle essentiel dans la réduction de la transmission du son à l'intérieur du caisson.

La comparaison entre la configuration 1 et la configuration 3 pour le volet enroulé ne fait apparaître aucune amélioration significative en termes d'isolation acoustique (Figure 2.25(a)). Au cours de notre étude, nous avons identifié un gain moyen de 1.3 dB dans la gamme de fréquences de 100 Hz à 315 Hz. Cependant, au-delà de 315 Hz, les performances acoustiques

du coffre commencent à diminuer. Cela suggère que l'ajout d'une masse lourde supplémentaire sur la face interne supérieure du coffre, comme mis en œuvre dans la configuration 3, n'améliore pas de manière significative l'insonorisation lorsque le volet est enroulé.

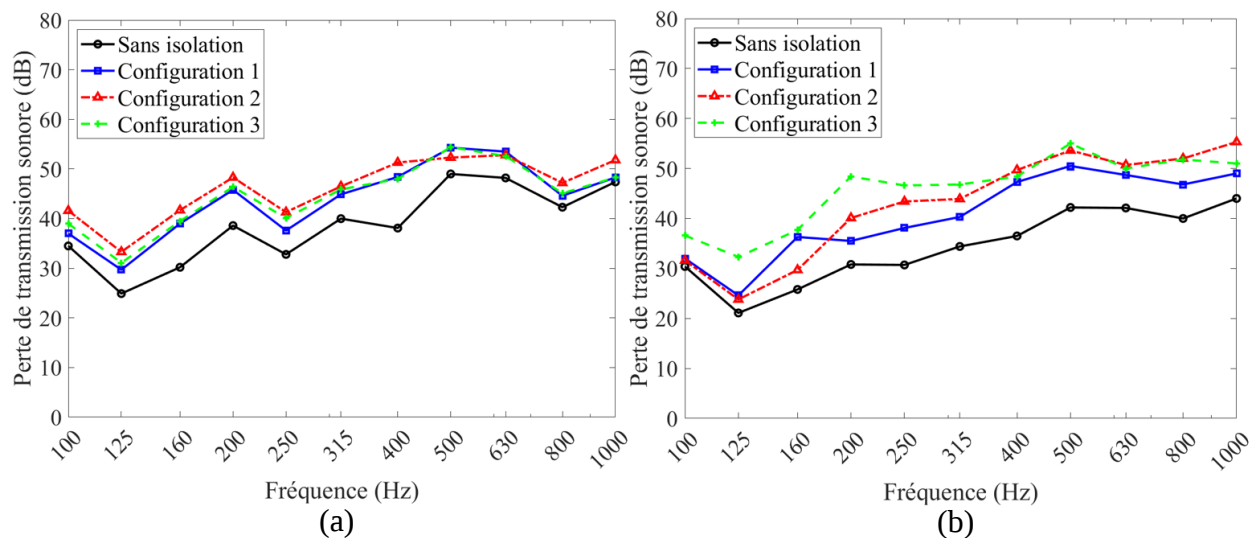


Figure 2.25 – Impact de la position et du nombre de masses lourdes sur la perte de transmission sonore calculée numériquement (dB) pour le coffre de volet roulant isolé : (a) enroulé et (b) déroulé.

Dans le cas du volet déroulé, la configuration 2 montre une amélioration significative des performances du coffre, en particulier à partir de 200 Hz, avec un gain moyen de 4.1 dB. Cela indique que l'ajout d'une masse lourde sur la face inférieure interne du coffre améliore efficacement la perte de transmission du son. Toutefois, la performance acoustique du coffre diminue sensiblement entre 100 Hz et 160 Hz (Figure 2.25(b)).

En outre, la configuration 3 montre également une amélioration de la perte de transmission du son, en particulier dans la gamme de fréquences de 100 Hz à 315 Hz (Figure 2.25(b)). Sur la base de l'analyse effectuée, nous pouvons déduire un gain moyen de 5.5 dB. Cela suggère que l'inclusion d'une masse lourde supplémentaire sur la face interne supérieure du coffre, comme on le voit dans la configuration 3, améliore encore l'isolation dans la gamme de fréquences concernée.

Cependant, au-delà de 315 Hz, les résultats de la configuration 2 et de la configuration 3 ne se distinguent pas sur la Figure 2.25(b). Cela signifie que les avantages apportés par l'ajout d'une masse lourde sur la face supérieure de la face interne du coffre perdent de leur importance en termes de perte de transmission du son au-delà de cette fréquence. Ces résultats soulignent

l'importance d'étudier soigneusement l'emplacement et le nombre de masses lourdes pour optimiser les performances d'isolation acoustique des coffres de volets roulants.

2.6. Conclusion

Dans ce chapitre, une approche méthodologique basée sur la méthode des éléments finis a été présentée pour modéliser et analyser les performances vibro-acoustiques d'un problème couplé fluide-structure-poreux en basses fréquences. La formulation des matériaux poreux a été étudiée, en comparant le modèle poroélastique de Biot-Allard et les modèles de fluide équivalent (rigide et souple) à l'aide d'une étude de cas, ce qui a permis d'identifier les avantages et limites de chaque approche.

L'excitation par champ diffus a été intégrée à la modélisation numérique, offrant une description réaliste des sollicitations acoustiques présentes dans la chambre d'émission. Les méthodologies pour estimer la puissance rayonnée, par intégrale de Rayleigh et éléments infinis, ont également été mises en œuvre et validées par une étude de cas sur une plaque.

Un modèle numérique a été présenté pour prédire la perte de transmission sonore des coffres de volets roulants, en tenant compte des configurations isolées/non isolées et des positions de tablier enroulé/déroulé. En combinant les méthodes des éléments finis et infinis, les résultats issus du modèle proposé ont montré une bonne concordance avec les résultats expérimentaux.

Une étude paramétrique a révélé que la modélisation des embouts (rigides ou élastiques) influence peu la transmission sonore. L'analyse des conditions aux limites a montré que des configurations encastrées améliorent significativement l'isolation acoustique, pour la gamme fréquentielle étudiée. L'analyse paramétrique a révélé également l'impact significatif de la disposition des matériaux d'isolation et du placement des masses lourdes sur les performances acoustiques.

Chapitre 3 – Modélisation vibro-acoustique des coffres de volets roulants en utilisant la méthode des matrices de transfert

Contenu

3.1. Introduction	120
3.2. Méthode des matrices de transfert	121
3.3. Méthode des matrices de transfert finies	134
3.4. Modélisation du coffre de volet roulant déroulé avec la méthode des matrices de transfert	138
3.5. Conclusion	143

Ce chapitre rappelle dans sa première partie les principes de la méthode des matrices de transfert (TMM) et de sa variante, la méthode des matrices de transfert avec correction pour les structures de taille finie (FTMM). Ces méthodes permettent de modéliser la propagation du son à travers des structures complexes en divisant le problème en segments, chacun étant représenté par une matrice qui décrit comment les variables acoustiques (pression, vitesse) se propagent d'un segment à l'autre. Ensuite, ces méthodes sont utilisées pour analyser le comportement acoustique d'un coffre de volet roulant en configuration déroulée dans la plage des moyennes et hautes fréquences.

3.1. Introduction

La modélisation des phénomènes vibro-acoustiques en moyenne et haute fréquence présente des défis particuliers en raison des limites des approches classiques utilisées en basses fréquences, telles que la méthode des éléments finis. En effet, cette méthode nécessite un maillage qui doit être raffiné lorsqu'on monte en fréquence, ce qui entraîne des temps de calcul pouvant devenir prohibitifs. D'autres méthodes pour les moyennes et hautes fréquences existent, comme mentionné dans le chapitre 1. Le choix s'est porté dans ce chapitre sur la méthode des matrices de transfert en raison de sa simplicité de mise en œuvre et de son efficacité en termes de coût de calcul. Elle a été privilégiée par rapport à l'Analyse Statistique d'Énergie (SEA), car la subdivision des domaines dans la SEA peut s'avérer complexe, et la détermination des facteurs de couplage peut poser de nombreuses difficultés. Dans la littérature, l'étude [117] affirme que les approches SEA et TMM permettent toutes deux de prédire avec efficacité — en termes de précision par rapport à la réalité — la perte de transmission sonore pour des systèmes à double paroi constitués de panneaux métalliques fins. Cette observation est confirmée par d'autres travaux [9], qui mettent également en évidence la précision prédictive de ces méthodes pour ce type de structures.

En acoustique, la méthode des matrices de transfert (TMM) est une méthode analytique pour analyser la transmission des ondes sonores dans des structures multicouches en supposant des dimensions latérales infinies. La TMM permet de représenter chaque couche du système par une matrice décrivant sa nature (fluide, milieu poreux, solide, plaque élastique mince...) en tenant compte de son épaisseur et de ses propriétés. En appliquant les équations de continuité à l'interface entre les couches, un ensemble d'équations reliant les vitesses et les contraintes est obtenu, ce qui permet de créer le système matriciel à résoudre [9]. Si les couches sont du même type, la matrice de transfert est générée en multipliant les matrices de transfert de chaque couche pour obtenir la matrice globale. Une matrice d'interface est appliquée si les couches sont de différentes natures. De nombreuses études ont utilisé cette méthode pour prédire la perte de transmission sonore des systèmes multicouches [117], [118], [119].

Toutefois, pour certains systèmes, les dimensions latérales jouent un rôle important. Une extension de la méthode des matrices de transfert classique (TMM), connue sous le nom de méthode des matrices de transfert finies (FTMM), offre des performances améliorées à basses fréquences [66] grâce à l'introduction d'une correction permettant de prendre en compte des dimensions latérales finies. Bien que la FTMM soit légèrement plus gourmande en ressources

par rapport à la méthode classique des matrices de transfert (TMM), elle reste plus efficace en termes de temps de calcul que la méthode des éléments finis pour modéliser la propagation du son à travers des systèmes multicouches notamment lorsqu'on s'intéresse à des fréquences élevées.

Ce chapitre présente d'abord la théorie de la méthode des matrices de transfert en s'appuyant sur l'exemple d'un multicouche composé de plaque-fluide-poreux-plaque. Ensuite, la mise en œuvre de la FTMM est détaillée avec la prise en compte de dimensions latérales finies. Un exemple de multicouche composé d'un ensemble plaque-poreux-plaque est étudié afin de comparer la TMM, la FTMM et des résultats expérimentaux issus de la littérature. Enfin, on s'intéresse à la performance acoustique du coffre de volet roulant avec la TMM et la FTMM. Ces deux méthodes seront comparées. La configuration du volet déroulé est privilégiée, car, d'après les échanges avec les industriels, le coffre adopte alors un comportement acoustique similaire à celui d'un coffre vide (sans axe d'enroulement sans tablier). Dans ces conditions, le système peut être modélisé de manière simplifiée comme un empilement multicouche, en négligeant les éléments internes. Le modèle de poreux dans le coffre déroulé sera également étudié.

3.2. Méthode des matrices de transfert

Cette section introduit les principes fondamentaux de la méthode des matrices de transfert (TMM), en commençant par sa formulation générale, suivie d'une description détaillée de la formulation matricielle adaptée à différents milieux. Les conditions de couplage entre les couches y sont également abordées, permettant d'assurer une modélisation cohérente entre domaines. La méthode est ensuite appliquée pour calculer les pertes de transmission sonore. Enfin, un exemple illustratif est présenté, comparant l'application de la TMM avec et sans l'intégration de matériaux poreux.

3.2.1. Formulation générale

La méthode de la matrice de transfert (TMM) est un outil pour prédire le comportement acoustique des systèmes multicouches. Ces couches peuvent être de différentes natures (fluide, élastique, poreux), et sont supposées latéralement infinies. Pour chaque couche, la propagation des ondes planes est représentée par une matrice de transfert. Les conditions aux limites entre deux couches adjacentes sont prises en compte via l'introduction de matrices d'interface. Cette

méthode est efficace, simple à mettre en œuvre et d'un coût numérique réduit par rapport à d'autres techniques, en particulier pour des fréquences élevées.

Dans cette section, l'exemple choisi pour illustrer la méthode des matrices de transfert (TMM) est celui d'une structure à double paroi avec une couche poreuse, représentée à la Figure 3.1. Le système est composé de 4 couches successives : plaque – fluide – poreux – plaque, entourées de deux fluides externes. Une onde acoustique plane incidente, d'angle θ , est appliquée à la première couche notée (1). Le problème étudié est bidimensionnel et le plan d'incidence est (x_1, x_3) . Ce choix de modèle est justifié par sa similitude avec la structure d'un coffre de volet roulant, qui se compose généralement de parois solides séparées par un matériau isolant.

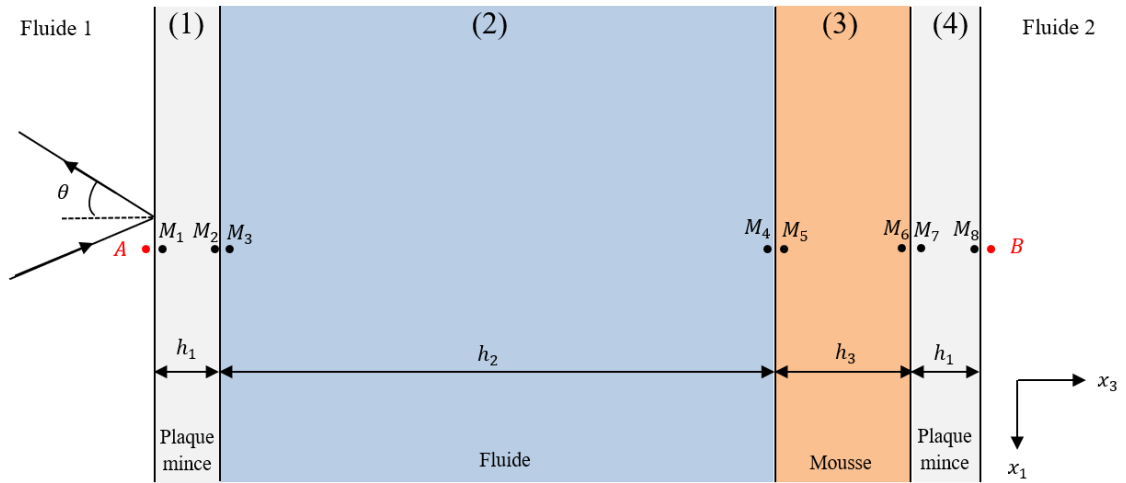


Figure 3.1 – Double paroi avec une couche poreuse soumise à une propagation d'onde plane [120].

Pour chaque couche, la propagation des ondes sonores est représentée par une matrice de transfert $[T]$, telle que [9] :

$$\vec{V}(M_i) = [T]\vec{V}(M_{i+1}) \quad (3.1)$$

où M_i et M_{i+1} sont respectivement deux points appartenant à la face avant et à la face arrière de la couche. Les composantes du vecteur $\vec{V}$ sont les variables décrivant le champ acoustique en un point M de la couche. La matrice $[T]$ dépend des épaisseurs (h_1 , h_2 et h_3) ainsi que des caractéristiques physiques de chaque couche.

3.2.2. Formulation matricielle pour différents domaines

Cette section est consacrée à la formulation matricielle appliquée aux différents domaines composant la structure étudiée dans le cadre de la méthode des matrices de transfert (TMM). Chaque sous-domaine est décrit en détail afin de présenter la matrice de transfert spécifique à chacun. Cela inclut tout d'abord le domaine de la plaque mince élastique, suivi de celui du fluide, avant d'examiner le domaine du matériau poreux. Pour le matériau poreux, deux modèles peuvent être utilisés : le modèle poroélastique (Biot-Allard) et un modèle de fluide équivalent (à matrice rigide ou souple).

3.2.2.1. Matrice de transfert d'une plaque mince élastique

Dans le cas d'une plaque mince élastique, seules les ondes de flexion sont prises en compte, et l'équation de mouvement pour une réponse harmonique peut être écrite comme suit :

$$Z^s(\omega)v_3^s(M_2) = \sigma_{33}^s(M_2) - \sigma_{33}^s(M_1) \quad (3.2)$$

où M_1 et M_2 sont deux points respectivement situés sur les faces avant et arrière de la structure, ω est la pulsation, σ_{33}^s représente la contrainte normale, v_3^s est la vitesse normale de la structure, telle que $v_3^s(M_2) = v_3^s(M_1)$ et $Z^s(\omega)$ désigne l'impédance mécanique donnée par [9] :

$$Z^s(\omega) = j\omega m \left(1 - \frac{D(k \sin \theta)^4}{\omega^2 m} \right) \quad (3.3)$$

Dans l'équation (3.3), D représente la rigidité en flexion, m est la masse surfacique, et k est le nombre d'onde dans l'air. Le nombre complexe j est tel que $j^2 = -1$. L'amortissement dans la plaque peut être introduit en utilisant un module de Young complexe. L'équation (3.2) peut être reformulée sous forme matricielle comme suit :

$$\begin{pmatrix} \sigma_{33}^s(M_1) \\ v_3^s(M_1) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -Z^s(\omega) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_{33}^s(M_2) \\ v_3^s(M_2) \end{pmatrix} = [T_s] \vec{V}^s(M_2) \quad (3.4)$$

où $[T_s]$ est la matrice de transfert de la plaque et $\vec{V}^s$ est le vecteur de champ acoustique associé.

3.2.2.2. Matrice de transfert du fluide

La pression acoustique dans la couche fluide est considérée comme une superposition d'une onde progressive et d'une onde régressive dans la direction x_3 :

$$p^f(x_3, t) = [A_0 e^{ik_3 x_3} + B_0 e^{-ik_3 x_3}] e^{-i\omega t} \quad (3.5)$$

où $k_3 = \frac{\omega}{c^f}$ est la composante du vecteur nombre d'onde dans la direction x_3 , et c^f est la vitesse du son dans le milieu considéré. Les amplitudes de l'onde progressive et de l'onde régressive sont respectivement notées A_0 et B_0 .

L'équation d'Euler linéarisée établit un lien entre la pression p^f et le vecteur vitesse $\vec{v}^f$, et peut s'écrire dans la direction x_3 sous la forme suivante :

$$\rho_f \frac{\partial v_3^f}{\partial t} = - \frac{\partial p^f}{\partial x_3} \quad (3.6)$$

où ρ_f est la masse volumique du fluide. En utilisant les équations (3.5) et (3.6), la vitesse v_3^f peut être exprimée comme suit :

$$v_3^f(x_3, t) = \frac{1}{Z^f} [A_0 e^{ik_3 x_3} - B_0 e^{-ik_3 x_3}] e^{-i\omega t} \quad (3.7)$$

où $Z^f = \rho_f c^f$ est l'impédance acoustique.

En supposant que $x_3 = 0$ sur la limite droite de la couche fluide, les constantes A_0 et B_0 peuvent être exprimées en fonction de la pression $p^f(0)$ et de la vitesse $v_3^f(0)$:

$$\begin{cases} p^f(0) = A_0 + B_0 \\ v_3^f(0) = \frac{1}{Z^f} [A_0 - B_0] \end{cases} \quad (3.18)$$

En utilisant ces équations (3.8) combinées avec les équations (3.5) et (3.7), la pression $p^f(-h_2)$ et la vitesse $v_3^f(-h_2)$ sur le côté gauche de la couche, où $x_3 = -h_2$, peuvent être déduites de $p^f(0)$ et $v_3^f(0)$ sous la forme matricielle suivante [121], [122] :

$$\begin{pmatrix} p^f(-h_2) \\ v_3^f(-h_2) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_3 h_2) & iZ^f \sin(k_3 h_2) \\ i \frac{1}{Z^f} \sin(k_3 h_2) & \cos(k_3 h_2) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p^f(0) \\ v_3^f(0) \end{pmatrix} = [T_f] \vec{v}^f(0) \quad (3.9)$$

où $[T_f]$ est la matrice de transfert de la couche fluide, $\overrightarrow{V_f}$ est le vecteur des champs acoustiques associés, et h_2 est l'épaisseur de la couche fluide.

3.2.2.3. Matrice de transfert du matériau poreux

Dans ce travail, nous nous intéressons aux milieux poreux utilisés dans l'isolation acoustique. Ces matériaux combinent une phase solide et une phase fluide, les deux étant connectées à travers tout le matériau. Généralement, deux approches peuvent être utilisées pour les modéliser : le modèle poroélastique (Biot-Allard), qui prend en compte le mouvement du squelette couplé à la phase fluide du matériau poreux et le modèle de fluide équivalent, qui considère le squelette du matériau poreux comme immobile (rigide) ou avec une rigidité négligeable (souple) [9]. Pour le modèle poroélastique, les variables sont les déplacements des phases solide et fluide notés respectivement $\vec{u}$ et $\vec{U}$. Pour le modèle de fluide équivalent, la variable sera la pression notée p^P .

3.2.2.3.1. Modèle poroélastique

Le modèle poroélastique décrit le comportement des milieux poreux en tenant compte de la phase solide considéré comme élastique, la phase fluide et des interactions entre la phase fluide et la phase solide. Ce modèle considère les couplages visqueux, inertiels et de pression entre les phases fluide et solide du milieu poreux. Les équations de propagation des ondes peuvent alors s'écrire sous la forme [123]:

$$N\nabla^2\vec{u} + \overrightarrow{\text{grad}}[(P - 2N)e + Q\varepsilon] = \frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{11}\vec{u} + \rho_{12}\vec{U}) + b\frac{\partial}{\partial t}(\vec{u} - \vec{U}) \quad (3.10)$$

$$\overrightarrow{\text{grad}}[Qe + R\varepsilon] = \frac{\partial^2}{\partial t^2}(\rho_{11}\vec{u} + \rho_{22}\vec{U}) - b\frac{\partial}{\partial t}(\vec{u} - \vec{U}) \quad (3.11)$$

où $\vec{u}$ et $\vec{U}$ sont les vecteurs de déplacement des phases solide et fluide, $e = \text{div}\vec{u}$ est la déformation volumétrique de la phase solide, P , Q et R sont les coefficients de couplage de Biot qui représentent le changement de volume de la phase solide du matériau poroélastique ainsi que de celui du fluide interstitiel, N est le module de cisaillement élastique, b est le coefficient de couplage visqueux entre les deux phases du matériau poroélastique, et ρ_{11} , ρ_{12} et ρ_{22} sont les coefficients de masse qui représentent les effets de l'écoulement relatif non uniforme du fluide à travers les pores du matériau poroélastique [124] .

Lorsque le matériau poroélastique est considéré comme isotrope, les déplacements des phases fluide et solide peuvent être exprimés comme la somme de composants irrotationnels et à divergence nulle [123] :

$$\vec{u} = \overrightarrow{\text{grad}} \varphi^S + \overrightarrow{\text{rot}} \overrightarrow{\Psi^S} \quad (3.12)$$

$$\vec{U} = \overrightarrow{\text{grad}} \varphi^F + \overrightarrow{\text{rot}} \overrightarrow{\Psi^F} \quad (3.13)$$

où φ^S et φ^F sont les potentiels scalaires pour la phase solide (squelette) et la phase fluide (air) associés aux deux ondes de compression se propageant respectivement dans la phase solide et la phase fluide. Les potentiels vectoriels $\overrightarrow{\Psi^S}$ et $\overrightarrow{\Psi^F}$ sont associés aux ondes de cisaillement se propageant dans le squelette et dans la phase fluide.

En introduisant le vecteur $\vec{\varphi} = [\varphi^S \quad \varphi^F]^T$, il peut être démontré à partir des équations (3.10) et (3.11) que $\vec{\varphi}$ vérifie la relation suivante :

$$-\omega^2 [\rho] \vec{\varphi} = [M] \nabla^2 \vec{\varphi} \quad (3.14)$$

$$\text{avec } [M] = \begin{bmatrix} P & Q \\ Q & R \end{bmatrix} \text{ et } [\rho] = \begin{bmatrix} \rho_{11} & \rho_{12} \\ \rho_{12} & \rho_{22} \end{bmatrix}.$$

La solution de l'équation (3.14) peut être exprimée dans une base de vecteurs propres $\vec{\varphi}_1$ et $\vec{\varphi}_2$ de la matrice $\omega^2 [M]^{-1} [\rho]$ par :

$$\vec{\varphi} = \phi_1 \vec{\varphi}_1 + \phi_2 \vec{\varphi}_2 \quad (3.15)$$

où ϕ_i avec $i = 1, 2$, est la solution de l'équation classique de Helmholtz donnée par :

$$\Delta \phi_i + \delta_i^2 \phi_i = 0 \quad (3.16)$$

et où δ_1 and δ_2 sont les nombres d'onde complexes des deux ondes considérées.

En considérant une onde transmise et une onde réfléchie d'amplitude ϕ^t et ϕ^r , le potentiel de déplacement ϕ_i , solution de l'équation (3.16), peut être exprimé pour une excitation d'onde plane avec un angle d'incidence θ :

$$\phi_i = e^{(j\omega t - jk x_1 \sin \theta)} [\phi_i^t e^{-j\delta_i(x_3 \cos \theta)} + \phi_i^r e^{j\delta_i(x_3 \cos \theta)}] \quad (3.17)$$

avec $i = 1, 2$. Ce résultat signifie qu'il existe deux ondes longitudinales distinctes, caractérisées par leur nombre d'onde complexe δ_i , se propageant dans le matériau poreux. Chaque onde existe dans les deux phases du milieu poreux.

D'autre part, les potentiels vectoriels $\overrightarrow{\Psi^S}$ et $\overrightarrow{\Psi^F}$ sont liés à la propagation des ondes de cisaillement et peuvent être obtenus à partir du système suivant en utilisant les équations (3.10) et (3.11) :

$$\nabla^2 \overrightarrow{\Psi^S} + \delta_3^2 \overrightarrow{\Psi^S} = 0 \quad (3.18)$$

$$\overrightarrow{\Psi^F} = \mu_3 \overrightarrow{\Psi^S} \quad (3.19)$$

où δ_3 est le nombre d'onde pour l'onde de cisaillement et μ_3 est le rapport des amplitudes de déplacement dans les domaines fluide et solide. On remarque qu'une seule onde de cisaillement se propage dans le matériau poroélastique. Bien que ces effets soient présents dans les deux phases, cette onde est purement d'origine structurelle et elle est principalement définie par le module de cisaillement de la phase solide.

Les déplacements induits par les ondes de cisaillement $\overrightarrow{\Psi^S}$ sont parallèles au plan (x_1, x_3) , et seule la composante x_2 du potentiel vectoriel est différente de zéro. Cette composante est donnée par :

$$\psi_2 = e^{(j\omega t - jk x_1 \sin \theta)} [\psi^t e^{-j\delta_3(x_3 \cos \theta)} + \psi^r e^{j\delta_3(x_3 \cos \theta)}] \quad (3.20)$$

où ψ^t et ψ^r sont les amplitudes des ondes de cisaillement transmise et réfléchie.

Il ressort des équations (3.17) et (3.20) que la propagation des ondes acoustiques dans la couche poroélastique se compose de six ondes ($\phi_1^r, \phi_1^t, \phi_2^r, \phi_2^t, \psi^t$ et ψ^r), définies par six grandeurs acoustiques indépendantes. Les six grandeurs choisies sont les composantes de vitesse pour la phase solide v_1^s et v_3^s , la composante de vitesse du fluide v_3^f , les deux composantes σ_{33}^s et σ_{13}^s du tenseur de contrainte de la phase solide et σ_{33}^f pour la phase fluide. En introduisant le vecteur d'état $\overrightarrow{V^p}$ défini en tout point M d'abscisse x_3 dans la couche poroélastique :

$$\overrightarrow{V^p}(x_3) = [v_1^s \ v_3^s \ v_3^f \ \sigma_{33}^s \ \sigma_{13}^s \ \sigma_{33}^f]^T \quad (3.21)$$

on peut déduire une matrice $[\Gamma]$ caractéristique du matériau, qui relie les valeurs des vitesses et des contraintes en $x_3 = 0$ et en $x_3 = h_3$, avec h_3 étant l'épaisseur de la couche poroélastique :

$$\overrightarrow{V^p}(0) = [\Gamma(0)][\Gamma(h_3)]^{-1}\overrightarrow{V^p}(h_3) \quad (3.22)$$

Ainsi, on note:

$$[T_p] = [\Gamma(0)][\Gamma(h_3)]^{-1} \quad (3.23)$$

où $[T_p]$ est la matrice de transfert caractérisant la couche poroélastique. Les expressions des composants de $[T_p]$ sont données dans la référence [9]. Il convient de noter que, pour les applications pratiques et afin d'éviter une inversion de matrice, l'origine de l'axe x_3 peut être déplacée et cette matrice de transfert peut être utilisée comme suit : $[T_p] = [\Gamma(-h_3)][\Gamma(0)]^{-1}$.

3.2.2.3.2. Modèle de fluide équivalent

On considère ici la matrice de transfert pour une couche de matériau poreux modélisé en fluide équivalent, qui peut être à matrice rigide ou souple. Cette matrice de transfert est semblable à celle d'une couche fluide classique et est donnée par [9], [125]:

$$\begin{pmatrix} p^p(-h_3) \\ v_3^p(-h_3) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_p h_3) & iZ^p \sin(k_p h_3) \\ i\frac{1}{Z^p} \sin(k_p h_3) & \cos(k_p h_3) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p^p(0) \\ v_3^p(0) \end{pmatrix} = [T_p]\overrightarrow{V^p}(0) \quad (3.24)$$

où k_p représente le nombre d'onde dans le matériau, h_3 l'épaisseur de la couche, et $Z^p = \rho_p c_p$ l'impédance caractéristique du matériau avec ρ_p sa densité et c_p la vitesse de propagation des ondes dans le matériau. $[T_p]$ est la matrice de transfert caractérisant la couche de poreux modélisé en fluide équivalent.

3.2.3. Conditions de couplage

Cette section présente les conditions de couplage entre deux couches adjacentes qui peuvent être de nature différente. Les notations de la Figure 3.1 seront utilisées.

3.2.3.1. Interface plaque mince – fluide

À l'interface entre la plaque élastique et le fluide acoustique, les équations de continuité sont données par :

$$v_3^s(M_2) = v_3^f(M_3) \quad (3.25)$$

$$\sigma_{33}^s(M_2) = -p^f(M_3) \quad (3.26)$$

L'équation (3.25) représente la continuité de la vitesse normale à l'interface. L'équation (3.26) est liée à la continuité entre la contrainte normale de la plaque et la pression du fluide. Ces équations peuvent être exprimées sous forme matricielle comme suit :

$$[I_{sf}] \overrightarrow{V^s}(M_2) + [J_{sf}] \overrightarrow{V^f}(M_3) = \vec{0} \quad (3.27)$$

où

$$[I_{sf}] = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \text{ et } [J_{sf}] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

3.2.3.2. Interface fluide – poreux

Dans cette partie, on s'intéresse à l'interface fluide – poreux avec les deux modèles proposés précédemment : le modèle poroélastique et le modèle de fluide équivalent.

3.2.3.2.1. Interface fluide – poroélastique

À l'interface entre le fluide acoustique et le milieu poroélastique, les équations de continuité sont données par :

$$v_3^f(M_4) = (1 - \phi)v_3^s(M_5) + \phi v_3^F(M_5) \quad (3.29)$$

$$-(1 - \phi)p^f(M_4) = \sigma_{33}^s(M_5) \quad (3.30)$$

$$0 = \sigma_{13}^s(M_5) \quad (3.31)$$

$$-\phi p^f(M_4) = \sigma_{33}^F(M_5) \quad (3.32)$$

où ϕ représente la porosité du milieu poreux. La continuité des vitesses normales entre le milieu poreux et le fluide acoustique est introduite dans l'équation (3.29). L'équation (3.30) établit la continuité entre la contrainte normale de la phase solide du milieu poreux et la pression du fluide acoustique. De plus, l'équation (3.32) présente la continuité entre la contrainte normale dans la phase fluide du milieu poreux et la pression du fluide à l'interface. Il est supposé qu'il n'y a pas de cisaillement dans la phase solide du matériau poreux (équation (3.31)). Ces équations peuvent être exprimées sous forme matricielle par :

$$[I_{fp}] \overrightarrow{V^f}(M_4) + [J_{fp}] \overrightarrow{V^p}(M_5) = \vec{0} \quad (3.33)$$

où

$$[I_{fp}] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ (1-\phi) & 0 \\ 0 & 0 \\ \phi & 0 \end{bmatrix} \text{ et } [J_{fp}] = \begin{bmatrix} 0 & (1-\phi) & \phi & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

3.2.3.2.2. Interface fluide – fluide équivalent

À l'interface entre le fluide acoustique et le milieu poreux (fluide équivalent), les équations de continuité sont données par :

$$v_3^f(M_4) = v_3^p(M_5) \quad (3.35)$$

$$p^f(M_4) = p^p(M_5) \quad (3.36)$$

La continuité des vitesses normales entre le milieu poreux (fluide équivalent) et le fluide acoustique est introduite dans l'équation (3.35). L'équation (3.36) établit la continuité entre les pressions du poreux (fluide équivalent) et du fluide acoustique.

$$[I_{fp}] \overrightarrow{V^f}(M_4) + [J_{fp}] \overrightarrow{V^p}(M_5) = \vec{0} \quad (3.37)$$

où

$$[I_{fp}] = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \text{ et } [J_{fp}] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

3.2.3.3. Interface poreux – structure élastique

Cette section examine l'interface entre le matériau poreux et la plaque mince en explorant les deux approches introduites précédemment : le modèle poroélastique et le modèle de fluide équivalent.

3.2.3.3.1. Interface poroélastique – structure élastique

Pour une plaque mince en contact avec une couche poroélastique, les équations de continuité sont :

$$v_3^s(M_6) = v_3^s(M_7) \quad (3.39)$$

$$v_3^F(M_6) = v_3^S(M_7) \quad (3.40)$$

$$\sigma_{33}^S(M_6) + \sigma_{33}^F(M_6) = \sigma_{33}^S(M_7) \quad (3.41)$$

$$\sigma_{13}^S(M_6) = 0 \quad (3.42)$$

Les équations (3.39) et (3.40) représentent la continuité de la vitesse normale à l'interface plaque-poreux pour la phase solide et la phase fluide, respectivement. L'équation (3.41) représente la continuité des contraintes entre ces deux domaines. Enfin, l'équation (3.42) reflète l'absence de cisaillement à l'interface. Ces équations peuvent être exprimées sous forme matricielle comme suit :

$$[I_{ps}]\overrightarrow{V^p}(M_6) + [J_{ps}]\overrightarrow{V^s}(M_7) = \overrightarrow{0} \quad (3.43)$$

où

$$[I_{ps}] = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \text{ et } [J_{ps}] = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

3.2.3.3.2. Interface fluide équivalent – structure élastique

À l'interface entre le fluide équivalent et la plaque élastique, les équations de continuité sont données par :

$$v_3^P(M_6) = v_3^S(M_7) \quad (3.45)$$

$$-p^f(M_6) = \sigma_{33}^S(M_7) \quad (3.46)$$

L'équation (3.45) représente la continuité de la vitesse normale à l'interface. L'équation (3.46) est liée à la continuité entre la contrainte normale de la plaque et la pression du fluide équivalent. Ces équations peuvent être exprimées sous forme matricielle comme suit :

$$[I_{Ps}]\overrightarrow{V^p}(M_6) + [J_{Ps}]\overrightarrow{V^s}(M_7) = \overrightarrow{0} \quad (3.47)$$

où

$$[I_{Ps}] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \text{ et } [J_{Ps}] = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

3.2.4. Calcul de la perte de transmission sonore

En considérant la configuration du système double paroi décrit dans la Figure 3.1 et dans le cas d'une excitation avec un champ diffus appliqué sur la première plaque numérotée (1), le coefficient de transmission T est lié au coefficient de réflexion R par :

$$\frac{p^f(A)}{1+R} = \frac{p^f(B)}{T} \quad (3.49)$$

L'application de la méthode des matrices de transfert (TMM) conduit au problème matriciel suivant à résoudre :

$$[D]\vec{V} = \vec{0} \quad (3.50)$$

où $[D]$ est la matrice de transfert globale assemblée donnée par :

$$[D] = \begin{bmatrix} [T \ 0] & [0] & [0] & [0] & [0] & [-(1+R) \ 0] \\ [I_{fs}] & [J_{fs}][T_s] & [0] & [0] & [0] & [0] \\ [0] & [I_{sf}] & [J_{sf}][T_f] & [0] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [I_{fp}] & [J_{fp}][T_p] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [0] & [I_{ps}] & [J_{ps}][T_s] & 0 \\ [0] & [0] & [0] & [0] & [I_{sf}] & [J_{sf}] \end{bmatrix} \quad (3.51)$$

et

$$\vec{V} = [\vec{v}^f(A) \ \vec{v}^s(M_2) \ \vec{v}^f(M_4) \ \vec{v}^p(M_6) \ \vec{v}^s(M_8) \ \vec{v}^f(B)]^T \quad (3.52)$$

Enfin, la perte de transmission sonore est calculée à l'aide de l'équation suivante [9], [66]:

$$TL = -10 \log \left[\frac{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \int_0^{2\pi} \tau(\theta, \varphi) \sin \theta \cos \theta \, d\varphi d\theta}{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \int_0^{2\pi} \sin \theta \cos \theta \, d\varphi d\theta} \right] \quad (3.53)$$

avec $\tau(\theta, \varphi)$ le coefficient de transmission du panneau multicouche pour un angle d'incidence donné θ variant de θ_{min} à θ_{max} et pour φ variant de 0 à 2π .

3.2.5. Perte de transmission sonore d'une double paroi avec et sans poreux avec la TMM

Considérons une double paroi infinie séparée par une couche d'air et entouré d'un domaine fluide (voir Figure 3.1). Ce système est soumis à un champ d'excitation diffus avec une densité spectrale de puissance de $1 \text{ Pa}^2/\text{Hz}$ et d'angle d'incidence variant entre 0° et 90° . Afin de réduire la transmission sonore, une couche poroélastique est fixée à la deuxième paroi. Le choix du modèle du poreux est le modèle poroélastique de Biot-Allard et qu'il est conseillé d'adopter ce modèle lorsque le poreux est collé à la plaque [87]. Le système de double paroi est constitué de deux parois identiques en PVC, chacune ayant une épaisseur e_p de 0.002 m. Les propriétés mécaniques du PVC sont les suivantes : module de Young $E_p = 2.8 \times 10^9 \text{ Pa}$, coefficient de Poisson $\nu_p = 0.35$, densité $\rho_p = 1460 \text{ kg/m}^3$, et facteur de perte $\eta_p = 0.04$. Les parois sont séparées par une cavité d'air d'une largeur e_c de 0.2 m, avec une densité $\rho_c = 1.213 \text{ kg/m}^3$ et une vitesse du son $c_c = 342.2 \text{ m/s}$. Le domaine fluide entourant les parois est un espace semi-infini rempli d'air.

La couche poroélastique insérée entre les deux parois possède une épaisseur e_m de 0.03 m. Elle est constituée d'un matériau en mousse polymère avec les propriétés suivantes : résistivité à l'écoulement $\sigma = 166000 \text{ N.s/m}^4$, tortuosité $\alpha_\infty = 1.8$, porosité $\phi = 0.97$, longueur visqueuse $\Lambda = 6 \times 10^{-5} \text{ m}$, longueur thermique $\Lambda' = 1.8 \times 10^{-4} \text{ m}$, module de Young du squelette élastique $E = 205500 \text{ Pa}$, coefficient de Poisson $\nu = 0.45$, facteur de perte de la mousse $\eta = 0.10$, et densité $\rho = 39.5 \text{ kg/m}^3$. Ainsi, le matériau poroélastique est caractérisé par un total de 9 paramètres [126].

La perte de transmission sonore de la structure étudiée a été calculée à l'aide de la méthode des matrices de transfert pour une plage de fréquences allant de 100 Hz à 5000 Hz en bande de tiers d'octave avec le logiciel NOVA. La performance acoustique de la structure a été évaluée, comme illustré dans la Figure 3.2, en comparant deux configurations : avec et sans matériau poreux.

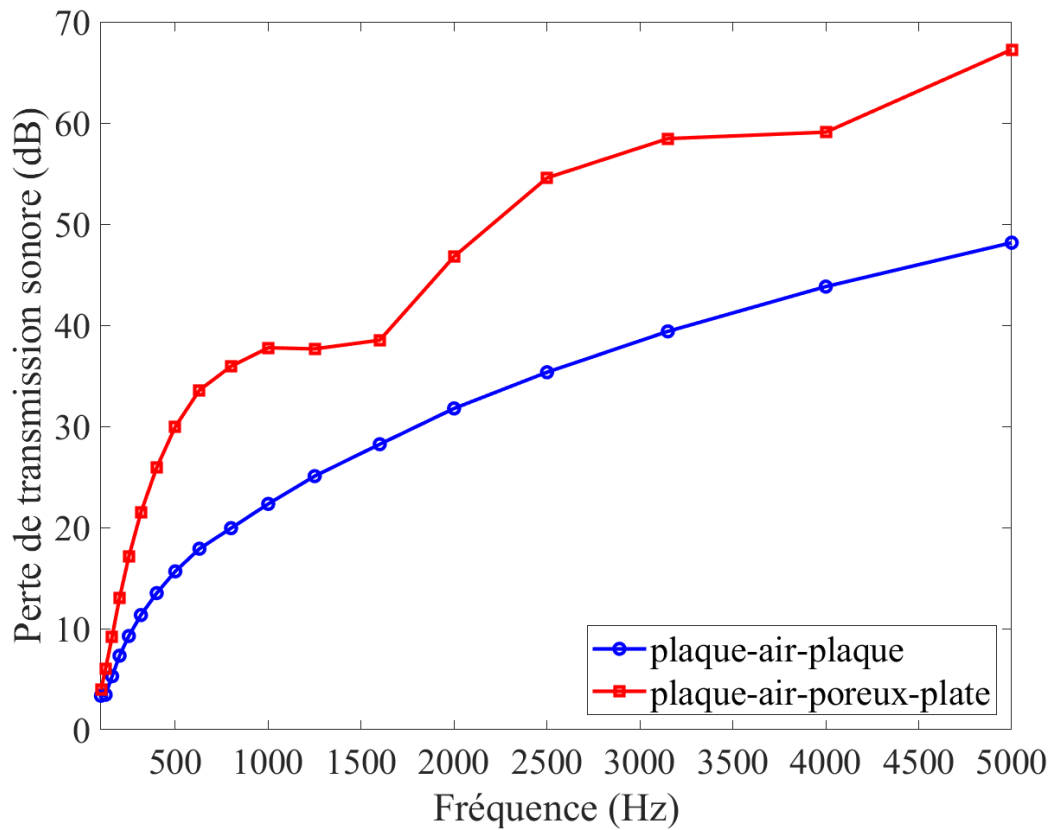


Figure 3.2 - Calcul de la perte de transmission sonore du double paroi soumis un champ diffus avec la TMM

Les résultats montrent que l'introduction d'une couche poreuse entre les panneaux améliore les performances acoustiques de la structure en réduisant la transmission sonore. En effet, les ondes sonores traversant le matériau poreux provoquent sa vibration. Cette vibration dissipe l'énergie sonore sous forme de chaleur, diminuant ainsi l'amplitude des ondes sonores. L'absorption sonore de la couche poreuse dépend de plusieurs facteurs, notamment la porosité du matériau, son épaisseur et la fréquence des ondes sonores. Cet exemple servira lors de l'étude comparative des méthodes de sensibilité au chapitre 4.

3.3. Méthode des matrices de transfert finies

Cette section aborde une extension de la méthode des matrices de transfert (TMM) classique, adaptée aux structures de dimensions latérales finies. Contrairement à la TMM traditionnelle, la méthode des matrices de transfert finies (FTMM) intègre une correction géométrique tenant compte des effets liés à la taille finie des structures, permettant ainsi une modélisation plus précise notamment en basses fréquences. Cette section est divisée en deux parties : la première

présente le calcul de la perte de transmission sonore en intégrant cette correction, tandis que la seconde examine les résultats issus de la TMM classique, de la FTMM et des données expérimentales pour un exemple de structure multicouche constituée de deux plaques élastiques, entre lesquelles un matériau poreux est inséré.

3.3.1. Calcul de la perte de transmission sonore avec correction de la taille finie

La méthode des matrices de transfert (TMM) suppose que les structures possèdent des dimensions latérales infinies. Bien qu'elle soit efficace pour analyser la transmission sonore, elle manque de précision en basses fréquences [9]. Pour pallier cette limitation, une correction géométrique a été introduite. Cet ajustement est appelé la méthode des matrices de transfert finies (FTMM). La FTMM consiste à remplacer la mesure de l'efficacité de rayonnement dans la zone réceptrice par celle d'une fenêtre équivalente à un panneau bafflé [66], [127]. Dans le cas de la FTMM, la perte de transmission sonore est calculée par :

$$TL = -10 \log \left[\frac{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \int_0^{2\pi} \tau_f(\theta, \varphi) \sin \theta \cos \theta d\varphi d\theta}{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \int_0^{2\pi} \sin \theta \cos \theta d\varphi d\theta} \right] \quad (3.54)$$

avec $\tau_f = \tau_\infty (\sigma_R \cos \theta)^2$, où τ_∞ est le coefficient de transmission calculé à l'aide de la méthode des matrices de transfert (TMM) pour un angle d'incidence spécifique θ variant entre θ_{min} et θ_{max} . σ_R est l'efficacité de rayonnement finie définie par [66], [127] :

$$\sigma_R = \frac{\text{Re}(Z_R)}{\rho_0 c_0} \quad (3.55)$$

avec

$$Z_R = \frac{j\omega\rho_0}{S} \int_S \int_S \exp[-jk_0 \sin \theta (x \cos \varphi + y \sin \varphi)] G(M, M_0) \exp[jk_0 \sin \theta (x' \cos \varphi + y' \sin \varphi)] dS(M_0) dS(M) \quad (3.56)$$

où

$$G(M, M_0) = \frac{\exp[jk_0 R]}{2\pi R} \quad (3.57)$$

où S est la surface du multicouche et ρ_0 et c_0 sont respectivement la densité et la vitesse du son dans le milieu récepteur. $k_0 = \omega/c_0$ est le nombre d'onde acoustique et ω est la pulsation. Z_R représente l'impédance de radiation dépendant de la géométrie du multicouche pour tenir compte de l'effet de taille finie, de l'angle d'incidence θ et de l'angle de direction φ . $G(M, M_0)$ est la fonction de Green de l'espace semi-infini pour les points M de coordonnées (x, y) et M_0

de coordonnées (x', y') . R est la distance entre les points M et M_0 .

3.3.2. Comparaison de la perte de transmission sonore d'un multicouche obtenue expérimentalement, par la TMM et la FTMM

Le système de double paroi fini étudié est constitué de deux plaques. La première est en acier, tandis que la seconde est une plaque laminée. Afin d'améliorer la réduction de la transmission sonore, une couche poreoélastique (laine minérale) est insérée entre les deux plaques et y est fixée (voir Figure 3.3). Le système de double paroi a des dimensions de $1,3 \text{ m} \times 1,3 \text{ m}$ et est soumise à un champ d'excitation diffus, avec une densité spectrale de puissance de $1 \text{ Pa}^2/\text{Hz}$ et d'angle d'incidence variant entre 0° et de 90° . Cet exemple est issu de la référence [128].

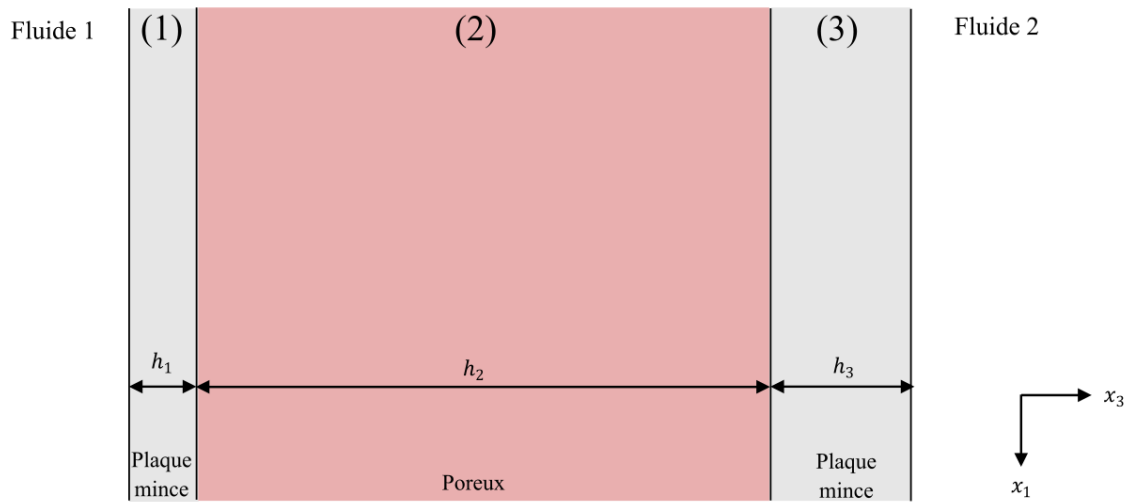


Figure 3.3 - Multicouche composé de deux plaques avec matériau poreux

Les propriétés de la plaque en acier sont les suivantes : module de Young $E_1 = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$, coefficient de Poisson $\nu_1 = 0.3$, densité $\rho_1 = 7850 \text{ kg/m}^3$, facteur de perte $\eta_1 = 0.03$ et d'épaisseur $e_1 = 0.75 \text{ mm}$. Les propriétés du matériau poreux, décrites selon la théorie de Biot, sont définies par 9 paramètres : porosité $\phi = 0.95$, résistivité au flux $\sigma = 34000 \text{ N.s/m}^4$, tortuosité $\alpha_\infty = 1$, longueur visqueuse $\Lambda = 40 \text{ }\mu\text{m}$, longueur thermique $\Lambda' = 80 \text{ }\mu\text{m}$, module de Young $E_2 = 40 \times 10^4 \text{ Pa}$, coefficient de Poisson $\nu_2 = 0$, densité $\rho_2 = 90 \text{ kg/m}^3$, facteur de perte $\eta_2 = 0.18$, et d'épaisseur $e_2 = 30 \text{ mm}$. Les propriétés de la plaque laminée sont les suivantes : module de Young $E_3 = 6 \times 10^8 \text{ Pa}$, coefficient de Poisson $\nu_3 = 0.15$, densité $\rho_3 = 1360 \text{ kg/m}^3$, facteur de perte $\eta_3 = 0.15$ et épaisseur $e_3 = 3 \text{ mm}$. La Figure 3.4,

illustre la perte de transmission sonore du système étudié dans la bande de fréquences de 125 Hz à 4000 Hz en bande de tiers d'octave, obtenue à partir de mesures expérimentales [128] ainsi que des prédictions issues des méthodes des matrices de transfert (TMM) et des matrices de transfert finies (FTMM). Les courbes montrent une correspondance satisfaisante entre les données expérimentales et les résultats de la FTMM, tandis que la TMM présente des écarts plus significatifs, en particulier aux basses fréquences.

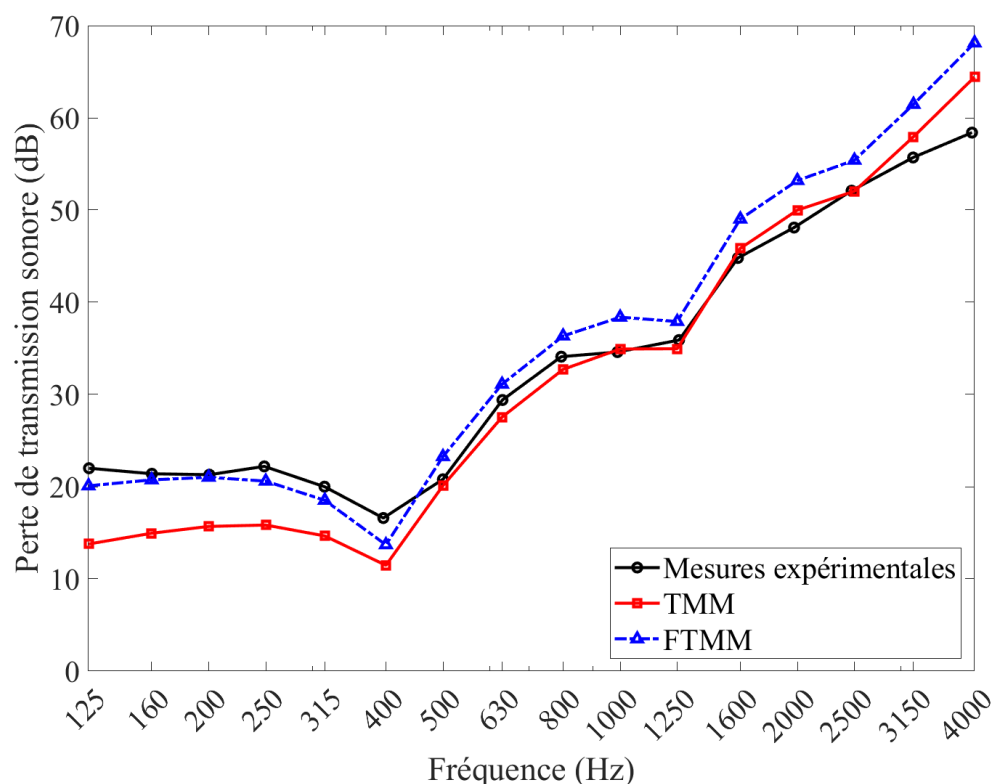


Figure 3.4 - Comparaison entre les mesures expérimentales [128], la TMM et la FTMM

La méthode TMM montre une sous-estimation notable de la perte de transmission sonore en dessous de 500 Hz. Cela peut s'expliquer par le fait qu'elle ne prend pas en compte les dimensions latérales finies du multicouche étudié. Cependant, au-delà de 500 Hz, la TMM se rapproche des résultats expérimentaux, ce qui reflète son efficacité à des fréquences plus élevées. En revanche, la FTMM offre une modélisation plus précise notamment en basses fréquences. À haute fréquence, cette méthode reste également cohérente avec les mesures expérimentales.

3.4. Modélisation du coffre de volet roulant déroulé avec la méthode des matrices de transfert

On s'intéresse dans cette dernière partie du chapitre à l'étude acoustique du coffre de volet roulant dans son état déroulé, en utilisant la méthode des matrices de transfert. Ce modèle nous permettra de prédire la perte de transmission sonore en moyennes et hautes fréquences. Tout d'abord, les hypothèses simplificatrices nécessaires à la modélisation du coffre de volet roulant sont détaillées. Ensuite, une comparaison entre les résultats obtenus par la TMM, la FTMM et des données expérimentales est présentée afin de valider le modèle choisi. Enfin, le choix du modèle de matériau poreux utilisé pour représenter l'isolant acoustique est discuté, en tenant compte de ses propriétés et de son impact sur les performances acoustiques du coffre de volet roulant.

3.4.1. Hypothèses de modélisation du coffre déroulé

Le coffre de volet roulant est isolé avec des matériaux tels que les masses lourdes et le matériau poreux, dont la coupe transversale est illustrée dans la Figure 3.5. Cette configuration montre les composants du coffre de volet roulant. Le coffre est conçu avec des parois externes et internes, contenant des raidisseurs. Ce design permet de réduire le poids du coffre garantissant une bonne résistance mécanique. Le coffre est fabriqué en PVC [23].

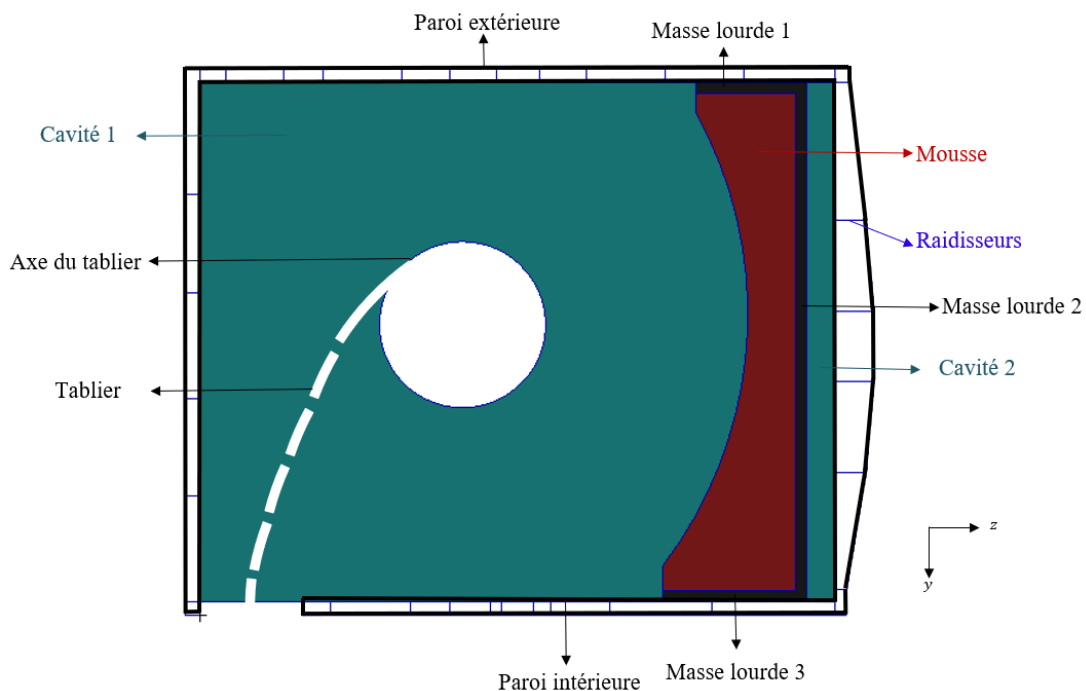


Figure 3.5 – Section transversale du coffre de volet roulant déroulé avec les matériaux d'isolation (mélamine et masses lourdes).

Dans la cavité d'air numérotée (1), se trouve l'axe d'enroulement en acier, qui est relié au tablier. Cette connexion permet le bon fonctionnement du volet lorsqu'il se déroule et s'enroule. Le tablier est composé de lames perforées en PVC. Il est à noter que même dans l'état déroulé, une partie du rideau reste logée à l'intérieur du coffre. En ce qui concerne l'isolation acoustique, de la mousse de mélamine et trois masses lourdes sont introduites. Les matériaux d'isolation sont détachés de la trappe de visite, révélant une cavité d'air numérotée (2).

Sur la base des mesures expérimentales de la transmission sonore du coffre de volet roulant dans différentes configurations, nous avons observé les résultats suivants : (i) Dans la configuration enroulée, le traitement isolant avec des couches lourdes et poreuses a un impact limité sur l'isolation acoustique, contrairement à la configuration déroulée, où l'isolation avec ces matériaux est nécessaire pour réduire la transmission sonore. (ii) Dans la configuration déroulée, l'axe en acier du coffre n'affecte pas son isolation acoustique.

En tenant compte de ces observations, nous avons choisi de concentrer notre étude numérique sur la configuration déroulée, qui nécessite de l'isolation, tout en ne prenant pas en compte l'axe du volet et le reste du tablier dans la modélisation du système. L'un des objectifs de cette étude sera d'identifier les paramètres ayant l'impact le plus significatif sur la transmission sonore dans la configuration déroulée et de les optimiser pour améliorer l'isolation acoustique du système (voir Chapitre 4).

Le coffre de volet roulant est représenté numériquement comme une structure multicouche (voir Figure 3.6). Les parois supérieure et inférieure ne sont pas prises en compte dans le modèle proposé, et seule la transmission acoustique directe du coffre est considérée. La validité des méthodes de matrices de transfert décrites précédemment est ici vérifiée par une comparaison avec des mesures expérimentales sur le coffre, effectuées dans la plage de fréquence de 100 Hz à 5000 Hz, en bandes de tiers d'octave.

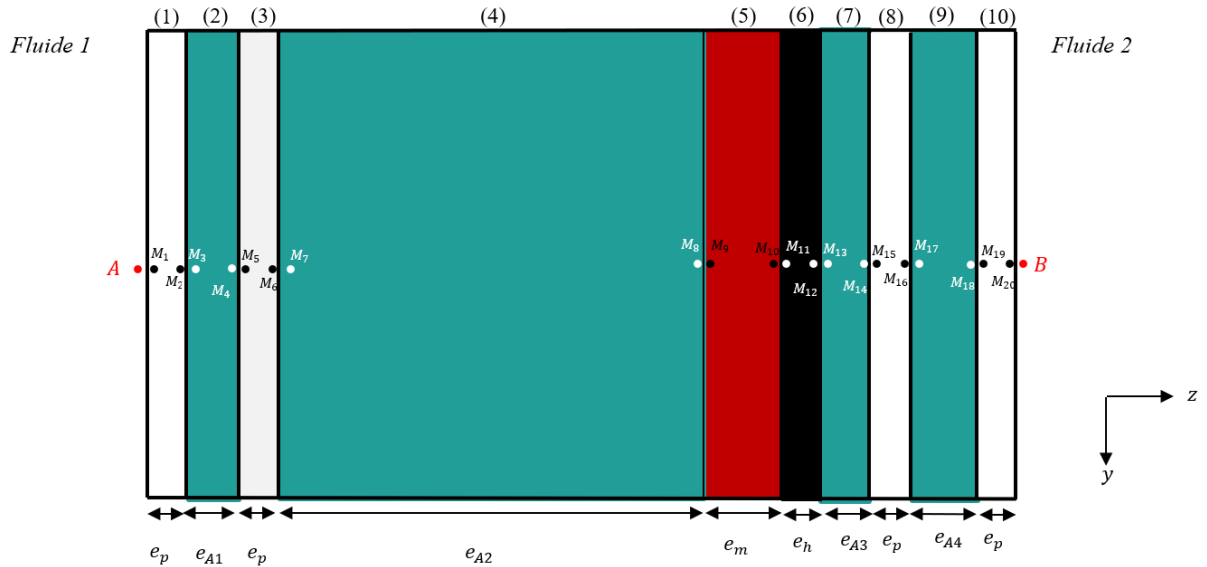


Figure 3.6 – Vue en 2D du modèle FTMM du coffre de volet roulant déroulé.

Les couches (1), (3), (8) et (10) représentent les parois latérales en PVC du coffre et sont considérées comme des plaques minces. Les couches fluides (2) et (9) représentent l'air emprisonné entre les parois externes et internes du coffre du volet roulant. Les couches de fluide (4) et (7) représentent respectivement la cavité d'air n°1 et la cavité d'air n°2 de la Figure 3.5. La couche poreuse (5) représente la mousse de mélamine avec une densité de 11 kg/m^3 . Il est à noter que nous avons comparé la théorie de Biot et les modèles de fluides équivalents (souples et rigides) (Figure 3.8). Enfin, la couche solide élastique (6) représente la masse lourde n°2 de la Figure 3.5. Les dimensions latérales du coffre sont : $L_x = 1.45 \text{ m}$ et $L_y = 0.21 \text{ m}$. La structure multicouche étudiée est entourée de deux fluides semi-infinis. Toutes les propriétés liées à l'épaisseur de chaque couche et aux propriétés des matériaux sont fournies dans le Tableau 4.3 prises aux valeurs nominales (voir chapitre 4). Les données matérielles et géométriques sont fournies par les fabricants. L'excitation est un champ diffus avec une densité spectrale de puissance de $1 \text{ Pa}^2/\text{Hz}$ et d'angle d'incidence variant entre 0° et de 90° . L'excitation est appliquée à la première couche notée (1).

3.4.2. Comparaison entre calculs et essais

La Figure 3.7 présente une comparaison des résultats entre les essais expérimentaux obtenus en laboratoire et les prédictions générées par la méthode TMM et la méthode FTMM en bande de tiers d'octave entre 100 Hz et 5000 Hz . Cette analyse comparative sert à évaluer la validité du modèle pour capturer le comportement acoustique du coffre de volet roulant déroulé isolé avec de la mousse de mélamine et de la masse lourde.

Une divergence est observée entre la perte de transmission sonore obtenue à partir des essais en laboratoire et celle fournie par la méthode des matrices de transfert (TMM). En effet, il est nécessaire de corriger les résultats donnés par la TMM en prenant en compte les dimensions latérales du coffre. Cette correction géométrique est apportée par la FTMM pour se rapprocher des résultats d'essais. Les observations indiquent une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et ceux de la méthode FTMM entre 200 Hz et 5000 Hz. L'écart relatif, exprimé en pourcentage, reste constamment inférieur ou égal à 12%, à l'exception de la plage entre 100 Hz et 160 Hz, où l'écart relatif atteint environ 40%. Cet écart peut être attribué à la simplification du modèle, notamment en ce qui concerne les aspects géométriques, ainsi qu'à l'omission de conditions aux limites qui influencent le comportement à basses fréquences. Grâce à cette comparaison, la méthode FTMM est validée comme un outil de simulation pour la caractérisation des performances acoustiques du coffre de volet roulant déroulé avec isolation entre 200 Hz et 5000 Hz en bande de tiers d'octave.

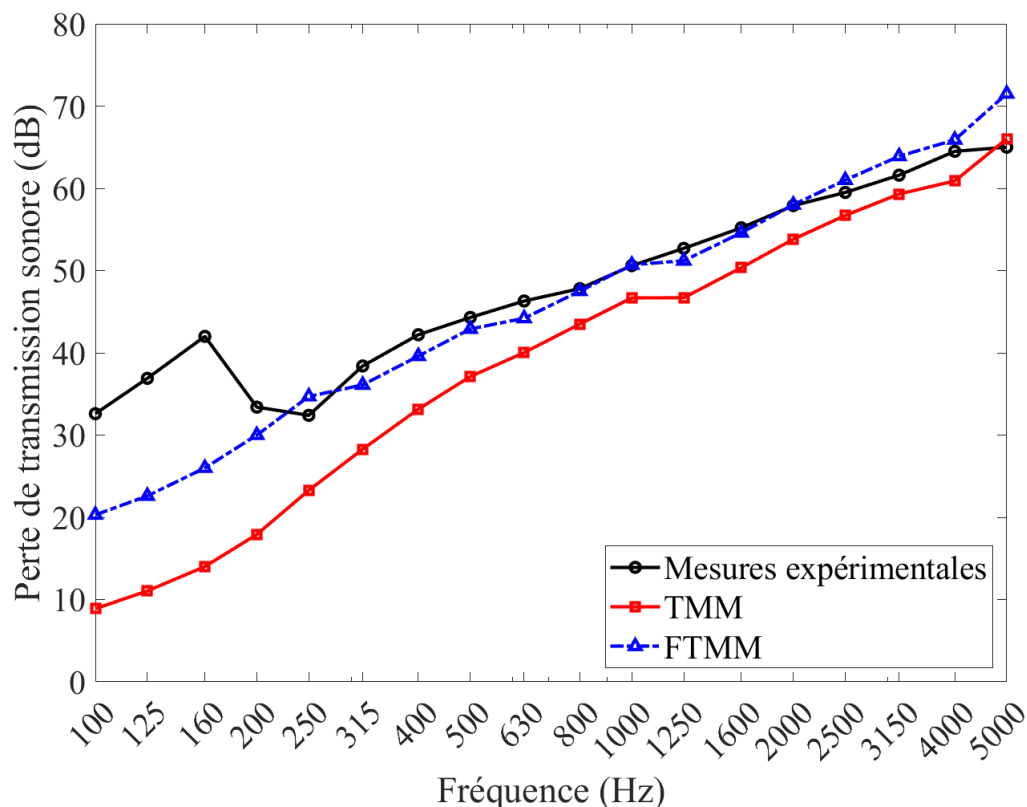


Figure 3.7 – Comparaison entre les résultats de laboratoire et les calculs par TMM et FTMM pour le coffre de volet roulant déroulé avec des matériaux d'isolation (mélamine et masses lourdes).

3.4.3. Choix du modèle du poreux

On s'intéresse finalement à la comparaison des trois modèles de poreux suivants pour cette problématique : le modèle poroélastique (Biot-Allard), le modèle de fluide équivalent à matrice rigide, et le modèle fluide équivalent à matrice souple (Figure 3.8). Le modèle poroélastique (Biot-Allard) décrit le comportement des matériaux poreux où les phases solides et fluides sont toutes les deux prises en compte. Il tient compte également des interactions entre les deux phases.

Dans le modèle de fluide équivalent à matrice rigide, la phase solide est supposée complètement immobile. Cela signifie que la phase solide ne subit aucune déformation. Autrement dit, la rigidité de la matrice est considérée comme infinie. En revanche, dans le modèle fluide équivalent à matrice souple, on suppose que la phase solide a une rigidité très faible et que le tenseur des contraintes associé est négligeable. Il est nécessaire de prendre en compte la densité de la phase solide dans ce modèle [9]. Dans le cas de l'étude acoustique du coffre déroulé avec isolation avec la FTMM, on compare ces trois modèles de matériau poreux (voir Figure 3.8). La mousse de mélamine est utilisée.

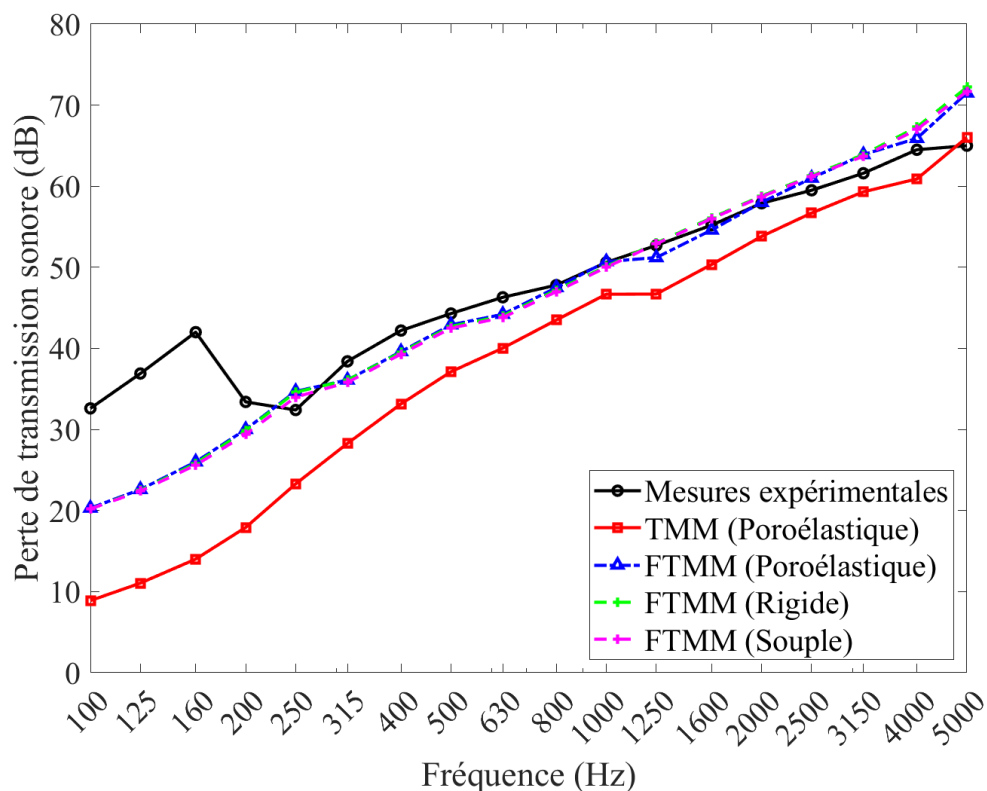


Figure 3.8 – Comparaison des différents modèles de poreux pour le coffre déroulé avec le modèle FTMM

Les trois modèles de matériau poreux (poroélastique, fluides équivalents à matrice rigide et à matrice souple) donnent des résultats pratiquement identiques. Cette similarité peut être attribuée au fait que le matériau poreux (mousse de mélamine) est attaché à une masse lourde, qui est un matériau relativement rigide. En raison de la rigidité de la masse lourde, la déformation de la phase solide du matériau poreux a un impact négligeable sur la réponse globale.

L'utilisation du modèle de fluide équivalent à matrice rigide a été retenue pour réduire le temps de calcul. Bien que le modèle poroélastique offre une description plus détaillée des interactions entre la phase fluide et la phase solide, il génère des coûts de calcul plus élevés. Dans le contexte d'une analyse de sensibilité (voir chapitre 4) nécessitant de nombreuses simulations, ces coûts de calcul supplémentaires rendent le processus assez long et exigeant en ressources. Le modèle de fluide équivalent à matrice rigide simplifie les calculs tout en restant suffisamment précis pour atteindre les objectifs de l'étude.

3.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons exploré l'utilisation de la méthode des matrices de transfert (TMM) et de sa version modifiée avec une correction géométrique, la méthode des matrices de transfert finies (FTMM), pour modéliser le comportement acoustique des coffres de volets roulants en moyennes et hautes fréquences. La formulation générale de la TMM a permis d'établir une base théorique, incluant l'intégration des conditions de couplage, la prise en compte des différentes propriétés des domaines et le calcul de la perte de transmission sonore lors de l'excitation par champ diffus afin de décrire le comportement de structures multicouches.

L'application de la TMM permet le calcul de la perte de transmission sonore des doubles parois, que ce soit en présence ou en absence de matériau poreux. Par ailleurs, une comparaison a été menée entre résultats expérimentaux, donnés par la TMM et la FTMM pour un exemple multicouche (plaque-poreux-plaque). L'approche FTMM a permis d'intégrer des corrections liées aux effets de taille finie, améliorant ainsi la précision des résultats pour ce cas, notamment en basses fréquences.

Enfin, la modélisation du coffre de volet roulant déroulé a été réalisée en adoptant des hypothèses simplificatrices concernant sa géométrie, basées sur des observations expérimentales. Une comparaison des calculs effectués avec les méthodes TMM et FTMM, ainsi que des

résultats expérimentaux, a été menée en bande de tiers d'octave de 100 Hz à 5000 Hz. La méthode FTMM s'avère être celle qui se rapproche le plus des données expérimentales entre 200 Hz et 5000 Hz. En revanche, entre 100 Hz et 160 Hz, le modèle FTMM ne donne pas de résultats satisfaisants par rapport aux essais en raison des simplifications appliquées à la géométrie et la non prise en compte des conditions aux limites qui influencent le comportement acoustique du coffre en basses fréquences.

Ces résultats montrent que le modèle FTMM du coffre de volet roulant déroulé constitue une base appropriée pour la suite de l'étude. Ce modèle sera utilisé pour identifier les paramètres les plus influents sur la perte de transmission sonore et pour optimiser l'isolation acoustique du coffre déroulé. Ces aspects seront abordés en détail dans le chapitre suivant.

Chapitre 4 – Étude de sensibilité et optimisation des performances acoustiques du coffre de volet roulant

Contenu

4.1. Introduction	146
4.2. Méthodes d'analyse de sensibilité.....	147
4.3. Utilisation de métamodèles pour l'analyse de sensibilité.....	164
4.4. Étude de sensibilité du coffre de volet roulant déroulé avec le modèle FTMM	172
4.5. Optimisation de l'isolation acoustique du coffre déroulé à l'aide d'un algorithme génétique..	184
4.6. Conclusion	193

Ce chapitre est consacré à l'étude de sensibilité et à l'optimisation des performances acoustiques du coffre de volet roulant dans le cas déroulé modélisé avec la FTMM (voir chapitre 3). Dans le but de comparer les méthodes d'analyse de sensibilité ainsi que l'impact du choix de la distribution des paramètres, une étude de sensibilité est menée sur un cas simplifié proche de la configuration du coffre. Cette analyse vise à identifier les paramètres influents sur la transmission acoustique d'une structure à double paroi avec une couche poroélastique en utilisant les méthodes de Morris, Sobol et la méthode FAST (Fourier Amplitude Sensitivity Test) étendue. L'analyse de sensibilité avec les indices de Sobol peut être particulièrement coûteuse en temps de calcul lorsque le modèle comporte de nombreux paramètres et/ou requiert un temps de simulation élevé. L'utilisation de métamodèles permet de réduire le coût des calculs liés à l'analyse de sensibilité. Une fois cette approche mise en place, l'analyse de sensibilité du coffre déroulé, modélisé avec la FTMM, sera effectuée afin d'identifier les paramètres ayant le plus d'influence sur la perte de transmission sonore du coffre. Enfin, une approche d'optimisation du matériau poreux présent dans le coffre est développée pour améliorer les performances acoustiques du coffre à l'aide d'un algorithme génétique. Pour l'optimisation, la mousse polyuréthane est choisie en raison de l'existence d'un modèle issu de la littérature qui relie ses paramètres microscopiques, notamment la géométrie des cellules, aux paramètres acoustiques de la mousse tels que la résistivité. Cela offre ainsi la possibilité de contrôler les paramètres microscopiques afin d'ajuster les propriétés macroscopiques de la mousse, et ainsi améliorer les performances acoustiques du matériau.

4.1. Introduction

L'analyse de sensibilité est utile pour l'étude des modèles vibro-acoustiques en identifiant les paramètres influents afin d'optimiser leurs performances acoustiques. Deux approches sont considérées : l'analyse locale, qui évalue la variation d'un paramètre autour d'une valeur de référence, et l'analyse globale, qui prend en compte l'ensemble des variations possibles sur l'intervalle des incertitudes.

Cette étude se concentre sur l'analyse globale en combinant des méthodes qualitatives et quantitatives. La méthode de Morris (méthode qualitative) permet une première classification des paramètres selon leur importance tandis que les indices de Sobol et la méthode FAST étendue (méthodes quantitatives) mesurent précisément la contribution de chaque variable du modèle ainsi que les interactions entre les variables.

Avant de réaliser l'analyse de sensibilité de la transmission du son à travers le coffre, une première analyse de sensibilité est réalisée sur une structure à double paroi avec une couche poroélastique modélisée à l'aide de la méthode des matrices de transfert (TMM) et soumise à un champ diffus. Cet exemple permet d'abord de valider la méthodologie sur un système simplifié par rapport au coffre de volet roulant. L'objectif est d'identifier les paramètres les plus influents en éliminant ceux ayant un impact négligeable, notamment en ce qui concerne l'isolant. Cette approche progressive facilite également la comparaison des méthodes de Sobol et FAST étendue afin de choisir la plus adaptée pour l'analyse du coffre. De plus, l'influence des distributions uniforme et normale sur les indices de sensibilité est discutée.

Le calcul des indices de sensibilité par l'analyse de Sobol peut s'avérer coûteux en ressources numériques, surtout pour les modèles comportant de nombreux paramètres ou nécessitant un temps de calcul important. Dans la littérature, trois approches se distinguent : l'Extension du Chaos Polynomial (ECP), le Krigeage (K) et le Krigeage par Chaos Polynomial (KCP). L'utilisation de la méthode du Chaos Polynomial (CP), introduite initialement par G. Blatman et B. Sudret [129] puis approfondie par G. Blatman [81] exprime une fonction de variables aléatoires sous forme d'un développement polynomial, permettant ainsi d'approximer le comportement du système sous incertitudes grâce à des polynômes orthogonaux adaptés à la densité de probabilité des variables. Cette méthode trouve son origine dans les travaux de N. Wiener [130] et a été développée par R.H. Cameron et W.T. Martin [131], ainsi que par R. Ghanem et P.D. Spanos [132].

Le Krigage, également connu sous le nom de modélisation par processus gaussien, est d'une technique d'interpolation statistique qui exploite un processus gaussien pour estimer des fonctions complexes. Son origine remonte aux années 1950, lorsque Krige a introduit son application en tant qu'outil d'interpolation spatiale en géostatistique [133]. Par la suite, Matheron a formalisé ses principes dans les années 1960 [134]. L'application du Krigage s'est étendue lorsque Sacks et al. [135] l'ont utilisé dans le domaine de la métamodélisation et des simulations numériques, permettant ainsi de représenter le lien entrée/sortie de modèles numériquement coûteux.

Le Krigage par Chaos Polynomial (KCP) est une approche hybride combinant les atouts du Krigage et du chaos polynomial [83]. Cette méthode repose sur un modèle de Krigage dont la tendance est caractérisée par un ensemble de polynômes orthogonaux.

Une étude de cas est réalisée afin d'identifier l'approche de métamodélisation la plus adaptée pour le coffre de volet roulant déroulé, modélisé à l'aide de la FTMM. Une analyse de sensibilité est appliquée à la perte de transmission sonore du coffre déroulé avec le modèle FTMM présenté au chapitre 3 entre 200 Hz et 5000 Hz afin d'identifier les paramètres influençant le plus la transmission acoustique. Une première sélection des paramètres est réalisée avec la méthode de Morris suivie d'une quantification de l'influence de chaque paramètre et ses interactions avec les indices de Sobol en utilisant un métamodèle pour limiter le coût numérique de l'analyse de sensibilité avec cette méthode.

Enfin, une étape d'optimisation de l'isolation acoustique du coffre de volet roulant est mise en place à l'aide d'un algorithme génétique permettant d'identifier les meilleures combinaisons de paramètres matériaux et géométriques pour maximiser la performance acoustique entre 200 Hz et 5000 Hz. Une attention particulière est portée aux mousses polyuréthanes dont les propriétés acoustiques sont modélisées à l'aide d'un modèle reliant la microstructure à la macrostructure du matériau.

4.2. Méthodes d'analyse de sensibilité

Cette section présente trois techniques d'analyse de sensibilité assez courante dans la littérature: la méthode de Morris, les indices de Sobol ainsi que la méthode FAST (Fourier Amplitude Sensitivity Test) étendue. La méthode de Morris sera d'abord utilisée pour identifier et éliminer les paramètres ayant un impact négligeable sur les résultats du modèle de la structure

double paroi étudiée. Ensuite, les méthodes de Sobol et FAST étendue seront comparées. Les analyses de sensibilité avec la méthode Morris et les indices de Sobol ont été réalisées avec le module de sensibilité de UQLab [136] . Pour la méthode de FAST étendue, la fonction *fast99* du logiciel R a été utilisée [137].

4.2.1. Méthode de Morris

La méthode de Morris propose deux indices de sensibilité [138]: la moyenne et l'écart-type d'un ensemble d'effets élémentaires pour chaque variable d'entrée. Cette méthode permet de classer les facteurs d'entrée incertains en trois catégories : les facteurs ayant des effets négligeables (faible moyenne et faible écart-type), ceux ayant des effets linéaires sans interaction avec les autres variables d'entrée (moyenne élevée et faible écart-type) et enfin, ceux ayant des effets non linéaires et/ou des interactions avec d'autres variables (écart-type élevé) [139], [140].

Dans le cadre d'un modèle numérique, la variable de sortie Y est déterminée par une fonction déterministe de M entrées représentées par le vecteur $\vec{X}$ de dimension M , comprenant les valeurs $X_1, X_2, \dots, X_M$. Dans ce travail, on suppose que chaque X_i est normalisé avec des valeurs comprises entre 0 et 1 inclus, pouvant prendre des valeurs dans l'ensemble $\left\{0, \frac{1}{p-1}, \frac{2}{p-1}, \dots, 1\right\}$, où p représente le nombre de niveaux.

L'échantillonnage commence par le choix aléatoire d'un point de départ $\vec{X}$. Chaque échantillon suivant ne diffère du précédent que par une seule coordonnée de $\vec{X}$. Une séquence de $M + 1$ points est ainsi définie, où chaque paramètre X_j change une seule fois d'une valeur prédéfinie Δ_i , formant ce que l'on appelle une trajectoire. L'effet élémentaire ($E_j^{(i)}$) est obtenu en calculant la variation de la sortie du modèle Y induite par la modification d'un seul paramètre X_j , tandis que les autres restent constants, conformément à la définition proposée par Morris [10] :

$$E_j^{(i)} = \frac{Y(X_1, \dots, X_j \pm \Delta_i, \dots, X_M) - Y(X_1, \dots, X_j, \dots, X_M)}{\Delta_i} ; i = 1, \dots, r \quad (4.1)$$

où r est le nombre total d'expériences (trajectoires) et la valeur prédéfinie Δ_i est un multiple de $\frac{1}{(p-1)}$.

Chaque paramètre X_j est associé à un effet élémentaire issu d'une seule trajectoire, et un ensemble de r trajectoires permet de constituer une distribution finie de ces effets élémentaires. Le nombre total de simulations nécessaires est donc égal à $r \times (M + 1)$. Deux indices de sensibilité peuvent être estimés pour chaque facteur d'entrée : la moyenne des valeurs absolues des effets μ_j^* et l'écart-type des effets σ_j [141].

$$\mu_j^* = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r |E_j^{*(i)}| \quad (4.2)$$

$$\sigma_j = \sqrt{\frac{1}{r-1} \sum_{i=1}^r (|E_j^{*(i)}| - \mu_j^*)^2} \quad (4.3)$$

où $E_j^{*(i)}$ est l'effet élémentaire normalisé de $E_j^{(i)}$ associé au paramètre X_j . Étant donné que certains effets élémentaires peuvent s'annuler dans les modèles non monotones, Campolongo et al. [142] recommandent d'utiliser la moyenne des valeurs absolues des effets élémentaires plutôt que la moyenne standard.

Le critère μ_j^* est couramment utilisé pour classer les paramètres en fonction de leur importance et évaluer leur impact sur les résultats du modèle. Toutefois, il convient de noter que son objectif technique est principalement d'identifier les paramètres considérés comme "non importants" ou négligeables, comme le soulignent Campolongo et al. [143].

L'écart-type σ_j , quant à lui, sert d'indicateur de la dispersion des effets sur la sortie du modèle, ce qui est souvent désigné sous le terme "effet d'interaction". Il reflète le fait que l'influence d'un paramètre dépend des valeurs des autres paramètres et peut être interprété comme une mesure de la non-linéarité et des interactions entre paramètres [10]. Cependant, il ne permet pas d'identifier précisément les paramètres qui présentent un effet d'interaction significatif avec un paramètre particulier.

4.2.2. Indices de Sobol

Les indices de Sobol consistent à répartir la variance de la sortie d'un modèle entre les contributions de chaque variable d'entrée et leurs interactions. La variance totale de la sortie du modèle peut ainsi être décomposée en une somme d'effets du premier d'ordre et d'effets d'ordre

supérieur. Il existe deux types d'indices de Sobol : les indices de premier ordre et les indices totaux. Les indices de premier ordre mesurent la contribution de chaque paramètre d'entrée lorsqu'il est considéré seul, représentant ainsi son effet principal sur le modèle. Ces indices varient entre 0 et 1 : une valeur de 0 signifie que le paramètre n'a aucun effet sur la sortie, tandis qu'une valeur de 1 indique que la sortie est entièrement déterminée par ce paramètre. Les indices totaux, quant à eux, mesurent la contribution de chaque paramètre d'entrée en tenant compte de ses interactions avec l'ensemble des autres paramètres. Ils varient également entre 0 et 1, une valeur de 1 indiquant que le paramètre exerce une influence significative sur la sortie, soit directement, soit par le biais d'interactions avec d'autres paramètres.

4.2.2.1. Décomposition de Sobol

Pour comprendre l'impact des variables d'entrée sur la sortie d'un système, la méthode de décomposition de Sobol, introduite par le mathématicien I. M. Sobol [11], est couramment utilisée. La contribution d'une variable X_i à la variance de Y est évaluée en observant la réduction de la variance de Y lorsque X_i est fixé. Lorsque l'on fixe la valeur de X_i , et que cela entraîne une forte diminution de la variance de Y , cela signifie que X_i est responsable d'une part importante de la variance de Y et qu'il s'agit donc d'une variable influente.

La méthode de décomposition de Sobol permet de décomposer une fonction f en ses différentes composantes en fonction de la contribution de chaque variable d'entrée à la variance de la sortie, selon l'expression suivante :

$$Y = f(\vec{X}) = f(X_1, \dots, X_M) = f_0 + \sum_{i=1}^M f_i(X_i) + \sum_{1 \leq i < j \leq M} f_{ij}(X_i, X_j) + \dots + f_{1,2,\dots,M}(X_1, \dots, X_M) \quad (4.4)$$

où la constante f_0 et les espérances conditionnelles $f_i, f_{ij}, \dots, f_{1,2,\dots,M}$ s'expriment comme suit :

$$f_0 = \mathbb{E}(Y) \quad (4.5)$$

$$f_i(X_i) = \mathbb{E}(Y|X_i) - f_0 \quad (4.6)$$

$$f_{ij}(X_i, X_j) = \mathbb{E}(Y|X_i, X_j) - f_0 - f_i - f_j \quad (4.7)$$

Cette décomposition n'est pas unique, car il existe une infinité de façons de choisir ses composantes. Pour garantir l'unicité de l'équation (4.4), il est nécessaire d'imposer des contraintes d'orthogonalité sur les composantes.

À partir de l'équation (4.4), la variance totale de la sortie $V(Y)$ est calculée en prenant la variance des valeurs de sortie sur l'ensemble des composantes d'entrée et peut s'écrire comme suit [144] :

$$V(Y) = \sum_{i=1}^M V[f_i(X_i)] + \sum_{1 \leq i \leq j \leq M} V[f_{ij}(X_i, X_j)] + \dots + V[f_{1,2,\dots,M}(X_1, \dots, X_M)] \quad (4.8)$$

En utilisant les équations (4.5), (4.6) et (4.7), la dernière équation peut s'écrire comme suit :

$$V(Y) = V[\mathbb{E}(Y|X_i)] + V[\mathbb{E}(Y|X_i, X_j)] - V[\mathbb{E}(Y|X_i)] - V[\mathbb{E}(Y|X_j)] + \dots + V[f_{1,2,\dots,M}(X_1, \dots, X_M)] \quad (4.9)$$

Cette décomposition fournit une mesure quantitative de l'importance relative de chaque variable d'entrée et de leurs interactions dans la contribution à la variance de la sortie.

4.2.2.2. Indices de Sobol

Les indices de Sobol sont définis en plusieurs catégories : premier ordre, deuxième ordre, ... jusqu'à l'ordre M (où M est le nombre de variables aléatoires) et indices de sensibilité totaux. L'indice de sensibilité de premier ordre de Y par rapport au paramètre X_i , noté S_i , ne prend en compte que la contribution due au paramètre X_i seul, sans interactions, et est défini par [77] :

$$S_i = \frac{V(\mathbb{E}(Y|X_i))}{V(Y)} \quad (4.10)$$

Comme mentionné dans l'introduction de cette section, les valeurs de l'indice de sensibilité S_i se situent entre 0 et 1. Plus sa valeur est proche de 1, plus le paramètre X_i sera considéré comme un paramètre influent. La somme des indices de sensibilité principaux M associés à chaque paramètre X_i du modèle étudié vérifie la condition suivante :

$$\sum_{i=1}^M S_i \leq 1 \quad (4.11)$$

L'indice de sensibilité total S_{Ti} combine la contribution due au paramètre X_i seul, correspondant à l'indice S_i , et la contribution due à l'interaction de X_i avec les autres paramètres [77] :

$$S_{Ti} = 1 - \frac{V(\mathbb{E}(Y|X_{\sim i}))}{V(Y)} \quad (4.12)$$

$$\sum_{i=1}^M S_{Ti} \geq 1 \quad (4.13)$$

Le terme $V(\mathbb{E}(Y|X_{\sim i}))$ représente la variance de l'espérance conditionnelle en connaissant tous les paramètres sauf X_i . La méthode de Sobol est une méthode quantitative car elle quantifie la sensibilité de la sortie Y à la variable d'entrée X_i , ou la part de variance de Y due à la variable X_i .

4.2.3. Méthode FAST étendue

La méthode de FAST (Fourier Amplitude Sensitivity Test) est une technique d'analyse de sensibilité qui permet de calculer les indices de sensibilité de premier ordre des paramètres d'un modèle. Elle repose sur l'utilisation d'une série de Fourier afin d'approximer la fonction de sortie du modèle à une fréquence distincte pour chaque paramètre d'entrée.

L'idée principale de la méthode FAST est de convertir le problème de sensibilité en un problème d'analyse fréquentielle en associant à chaque paramètre une fréquence caractéristique. Cette approche permet d'évaluer la contribution individuelle de chaque paramètre à la variance de la sortie du modèle. Une autre méthode du nom de FAST étendue (EFAST) a été développée pour calculer les indices de sensibilité totaux afin de prendre en compte les effets d'interactions [77].

4.2.3.1. Échantillonnage périodique

L'échantillonnage des paramètres d'entrée se fait à l'aide de la relation suivante [145]:

$$X_i^{(j)} = \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \arcsin(\sin(\omega_i s^{(j)} + \phi_i)) \quad (4.14)$$

où $s^{(j)}$ est une variable auxiliaire définie dans l'intervalle $[-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}]$ avec j variant de 1 à N (N étant le nombre d'échantillons) et ϕ_i une phase uniformément distribuée dans $[0; 2\pi]$. ω_i est

une fréquence caractéristique dépendant du nombre d'harmoniques n , fixé ici à 4 avec i variant de 1 à M (M le nombre total de paramètres).

4.2.3.2. Décomposition en série de Fourier

La sortie du modèle est exprimée sous la forme d'une série de Fourier [145] :

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_M) = a_0 + \sum_{j=1}^{+\infty} \{a_j \cos(js) + b_j \sin(js)\} \quad (4.15)$$

où a_0 est la valeur attendue de la sortie du modèle et a_j et b_j sont les coefficients de Fourier avec $j \geq 1$, définis par [145], [146]:

$$a_j = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(X_1, X_2, \dots, X_M) \cos(js) ds \quad (4.16)$$

$$b_j = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(X_1, X_2, \dots, X_M) \sin(js) ds \quad (4.17)$$

4.2.3.3. Indices de sensibilité

Les indices de sensibilité sont alors définis comme suit : l'indice de premier ordre et l'indice total. L'indice de sensibilité de premier ordre permet d'évaluer l'impact direct du paramètre sur la sortie du modèle, sans tenir compte des interactions avec les autres paramètres. Cet indice est défini par :

$$S_i = \frac{\sum_{j=1}^n (a_{j\omega_i}^2 + b_{j\omega_i}^2)}{\sum_{j=1}^{\frac{N-1}{2}} (a_j^2 + b_j^2)} \quad (4.18)$$

L'indice de sensibilité total prend en compte non seulement l'effet direct du paramètre seul, mais aussi ses interactions avec les autres paramètres du modèle.

$$S_{Ti} = 1 - \frac{\sum_{j=1}^n (a_{j\omega_{\sim i}}^2 + b_{j\omega_{\sim i}}^2)}{\sum_{j=1}^{\frac{N-1}{2}} (a_j^2 + b_j^2)} \quad (4.19)$$

4.2.4. Analyse de sensibilité d'une structure à double paroi avec couche poreuse

L'analyse de sensibilité sur la perte de transmission sonore d'un système de double parois infinies séparées par une couche d'air et entouré d'un domaine fluide (voir Figure 3.1) est menée entre 100 Hz et 5000 Hz en bande de tiers d'octave, afin de déterminer les paramètres les plus influents sur sa réponse acoustique. Le système est excité par un champ diffus avec une densité spectrale de puissance de $1 \text{ Pa}^2/\text{Hz}$ et d'angle d'incidence variant entre 0° et de 90° . Afin de réduire la transmission sonore, une couche de matériau poroélastique est fixée à la deuxième paroi. Le système de double paroi est constitué de deux parois identiques en PVC, avec une épaisseur e_p de 0.002 m chacune. Les propriétés mécaniques du PVC sont les suivantes : module de Young $E_p = 2.8 \times 10^9 \text{ Pa}$, coefficient de Poisson $\nu_p = 0.35$, densité $\rho_p = 1460 \text{ kg/m}^3$, et facteur de perte $\eta_p = 0.04$. Les parois sont séparées par une cavité d'air d'une largeur e_c de 0.2 m, avec une densité $\rho_c = 1.213 \text{ kg/m}^3$ et une vitesse du son $c_c = 342.2 \text{ m/s}$. Le domaine fluide entourant les parois est un espace semi-infini rempli d'air.

La couche poroélastique, introduite entre les deux parois d'épaisseur e_m de 0.03 m, est constituée d'un matériau en mousse polymère avec les propriétés suivantes : résistivité à l'écoulement $\sigma = 166000 \text{ N.s/m}^4$, tortuosité $\alpha_\infty = 1.8$, porosité $\phi = 0.97$, longueur visqueuse $\Lambda = 6 \times 10^{-5} \text{ m}$, longueur thermique $\Lambda' = 1.8 \times 10^{-4} \text{ m}$, module de Young du squelette élastique $E = 205500 \text{ Pa}$, coefficient de Poisson $\nu = 0.45$, facteur de perte de la mousse $\eta = 0.10$, et densité $\rho = 39.5 \text{ kg/m}^3$. Le matériau poroélastique est défini par un total de 9 paramètres [126].

Le Tableau 4.1 présente les paramètres incertains ainsi que leurs limites inférieure et supérieure. L'étude de sensibilité porte sur 11 paramètres, dont 9 relatifs à la mousse polymère, définis en fonction de ses propriétés matériaux et de leurs plages d'incertitude selon [126]. Pour les plaques et le fluide acoustique, seule la variation de leur épaisseur est prise en compte. Il est à noter que l'incertitude liée à leurs propriétés mécaniques et acoustiques n'a pas été considérée, car jugée négligeable par rapport aux autres sources d'incertitude du système.

Tableau 4.1. Paramètres incertains pour la structure double paroi avec une couche poreuse.

Domaine	X_i	Paramètre	Variable	Valeur nominale	Unité	Limite inférieure	Limite supérieure
Poreux (Mousse)	X_1	Porosité	ϕ	0.97	-	0.96	0.98
	X_2	Résistivité	σ	166 000	N.s/m ₄	119 000	212 000
	X_3	Tortuosité	α_∞	1.8	-	1.5	2.1
	X_4	Longueur visqueuse	Λ	6×10^{-5}	m	4.1×10^{-5}	7.9×10^{-5}
	X_5	Longueur thermique	Λ'	1.8×10^{-4}	m	1.37×10^{-4}	2.23×10^{-4}
	X_6	Densité	ρ	39.5	kg/m ³	39,1	39.9
	X_7	Module d'Young	E	205500	Pa	170000	241000
	X_8	Coefficient de Poisson	ν	0.45	-	0.435	0.465
	X_9	Épaisseur de la mousse	e_m	0.03	m	0.028	0.033
Plaques	X_{10}	Épaisseur de la plaque	e_p	0.002	m	0.0018	0.0022
Fluide	X_{11}	Épaisseur de la couche fluide	e_c	0.20	m	0.19	0.22

4.2.4.1. Analyse de sensibilité avec la méthode de Morris

La méthode de Morris a été utilisée pour réaliser une analyse de sensibilité des 11 paramètres incertains de la structure à double paroi, en supposant initialement qu'ils suivaient des distributions uniformes. Cette analyse a nécessité l'exécution de 600 simulations, en considérant $r = 50$ trajectoires. Les résultats sont présentés dans la Figure 4.1, qui illustre la moyenne absolue et l'écart-type des effets élémentaires associés à chaque paramètre.

Les résultats des valeurs moyennes absolues présentées dans la Figure 4.1(a) indiquent que, dans la gamme de basses fréquences (100 Hz à 315 Hz), la réponse en perte de transmission sonore est particulièrement sensible aux paramètres géométriques du système, notamment l'épaisseur des plaques, l'épaisseur de la mousse et l'épaisseur de la cavité. Cela suggère que des variations de ces paramètres peuvent avoir un impact significatif sur la performance globale de la perte de transmission sonore du système. De plus, la résistivité au flux de la mousse, qui caractérise la facilité avec laquelle les ondes sonores traversent la mousse, apparaît également comme un paramètre influent dans cette plage de fréquences.

À mesure que la fréquence augmente, les propriétés mécaniques de la mousse, notamment le module de Young et le coefficient de Poisson, deviennent des facteurs de plus en plus

déterminants pour la transmission sonore. Enfin, la tortuosité de la mousse a une influence minime, qui se manifeste uniquement en hautes fréquences, entre 4000 Hz et 5000 Hz.

La Figure 4.1(b) présente l'écart-type des effets élémentaires (EE) pour les paramètres incertains. Les résultats montrent que l'épaisseur de la mousse e_m , le module de Young E et le coefficient de Poisson ν de la mousse présentent les valeurs d'écart-type les plus élevées. Cela implique que ces paramètres sont fortement influencés par des effets non linéaires et/ou des interactions avec d'autres paramètres. Par conséquent, de faibles variations de ces paramètres peuvent avoir un impact considérable sur la réponse en perte de transmission sonore de la structure à double paroi.

Dans les résultats présentés sur la Figure 4.2, nous avons utilisé des distributions gaussiennes pour les paramètres matériau de la mousse, tout en conservant des distributions uniformes pour les paramètres géométriques (épaisseur des plaques, épaisseur de la mousse et épaisseur de la cavité). L'objectif principal de cette analyse était d'évaluer l'influence du choix de la distribution sur l'analyse de sensibilité globale et les indicateurs de Morris. La Figure 4.2(a) illustre les valeurs moyennes absolues des effets élémentaires (EE), tandis que la Figure 4.2(b) présente leur écart-type pour les 11 paramètres incertains. En comparant ces résultats avec ceux de la Figure 4.1, nous constatons que l'utilisation de distributions uniformes ou gaussiennes pour ces paramètres incertains ne conduit pas à des différences significatives dans l'analyse de sensibilité globale. Ces résultats montrent que le choix de la distribution de probabilité n'a pas un impact majeur sur l'évaluation de la sensibilité pour l'ensemble des paramètres étudiés avec la méthode de Morris. Le classement des paramètres reste inchangé.

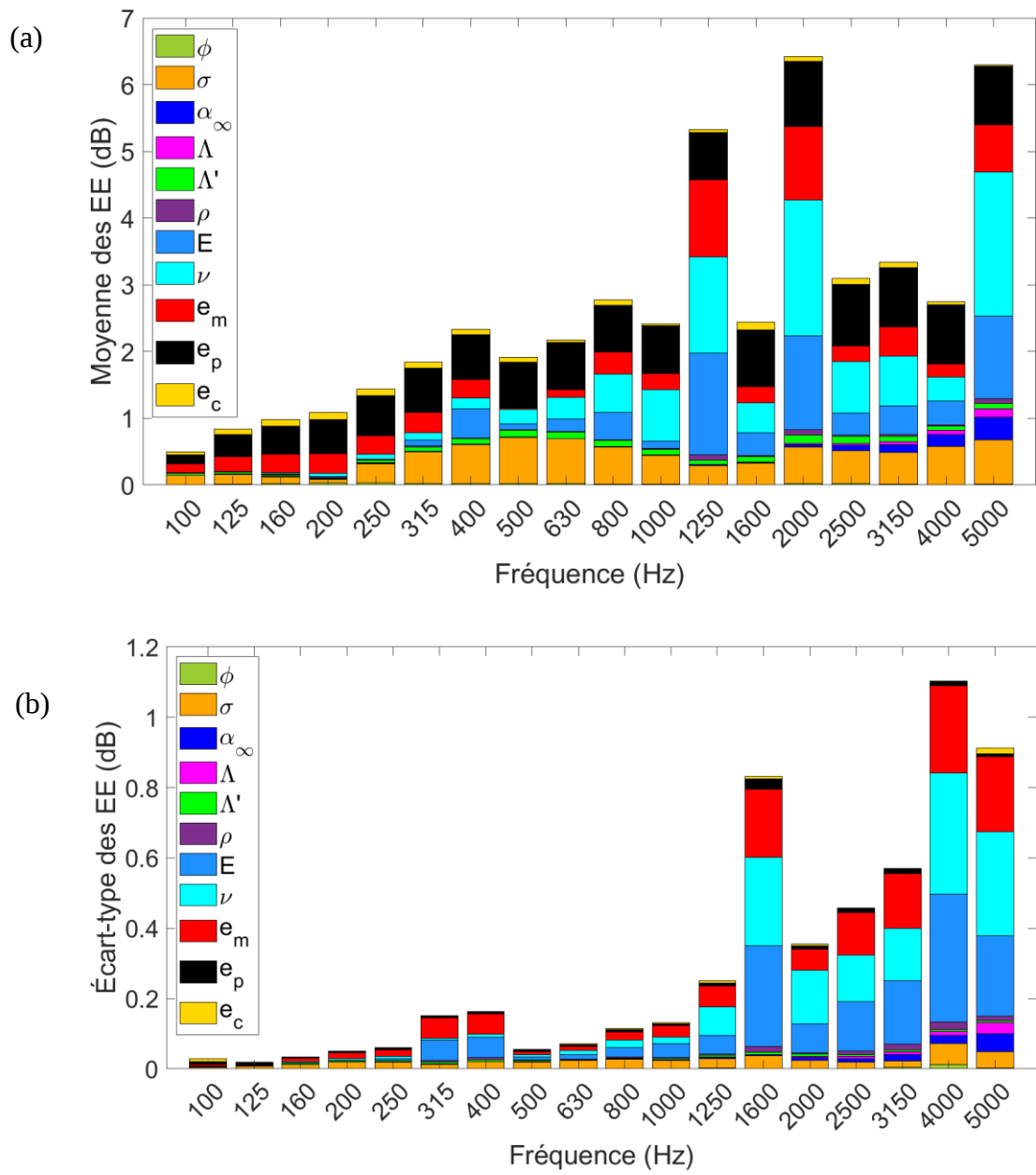


Figure 4.1. Effets élémentaires de la structure double paroi avec une couche poreuse en considérant une distribution uniforme pour les paramètres : (a) moyenne et (b) écart type.

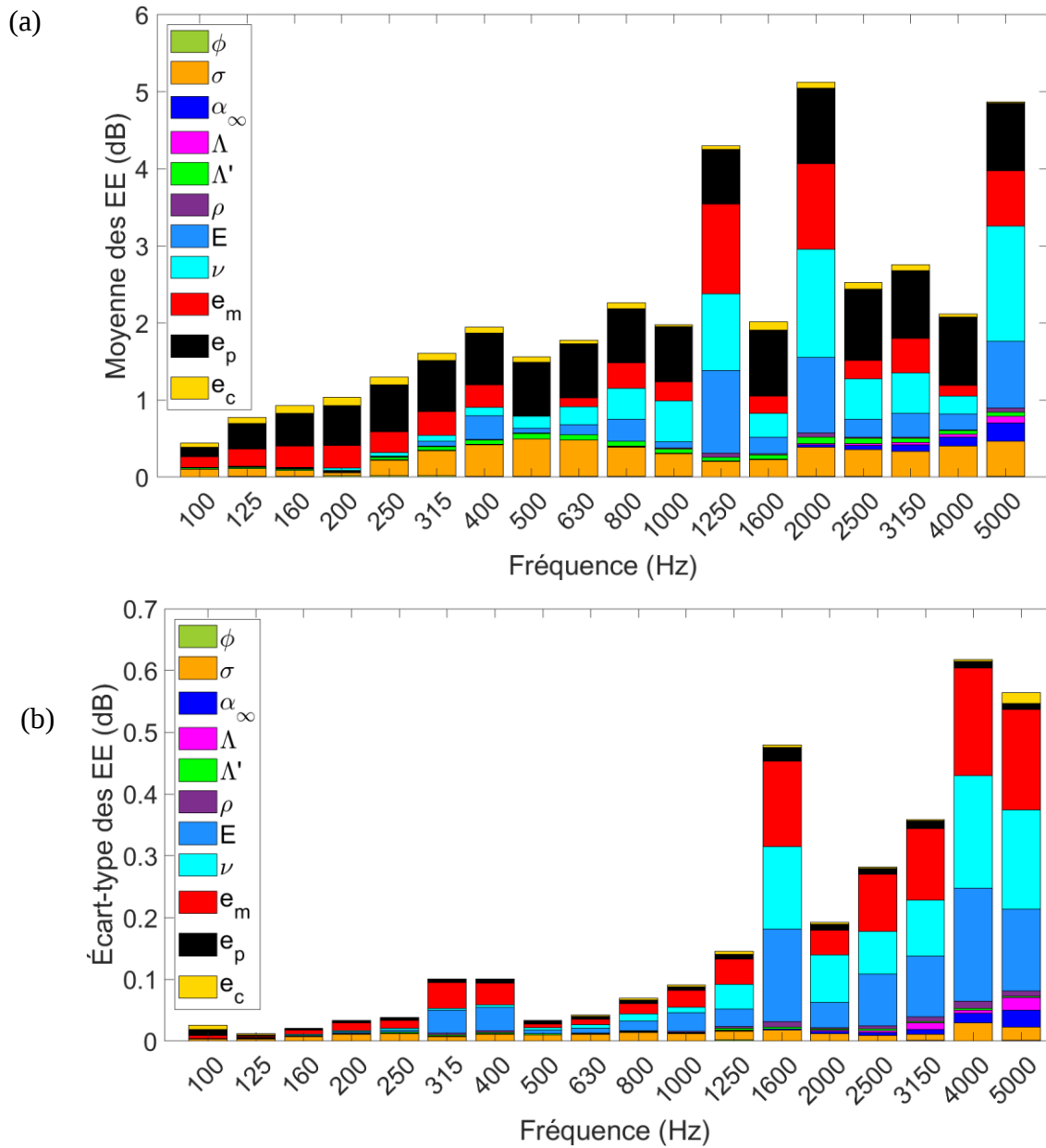


Figure 4.2. Effets élémentaires de la structure double paroi avec une couche poreuse en considérant une distribution gaussienne pour les paramètres matériau et une distribution uniforme pour les paramètres géométriques : (a) la moyenne et (b) l'écart type.

En conclusion, l'analyse de sensibilité menée à l'aide de la méthode de Morris, en considérant des distributions uniformes et gaussiennes, a mis en évidence que la réponse en perte de transmission sonore de la structure à double paroi avec couche poreuse est principalement influencée par les paramètres géométriques dans la gamme des basses fréquences, tandis que les propriétés mécaniques de la mousse deviennent plus déterminantes aux hautes fréquences. De plus, la résistivité à l'écoulement de la mousse s'est révélée être un paramètre clé dans la gamme des

moyennes et hautes fréquences, tandis que la tortuosité de la mousse n'a eu un impact significatif qu'en hautes fréquences.

Cette analyse a permis de classer sept paramètres incertains en fonction de leur influence sur la réponse en perte de transmission sonore : la résistivité au flux σ , l'épaisseur des plaques e_p , l'épaisseur de la mousse e_m , l'épaisseur de la cavité e_c , le module de Young E , le coefficient de Poisson ν et la tortuosité α_∞ . En revanche, les paramètres les moins influents (porosité ϕ , longueur visqueuse Λ , longueur thermique Λ' et densité ρ) ont pu être écartés.

Cependant, cette étude qualitative n'a pas permis de mettre en évidence les interactions entre les paramètres. Toutefois, la méthode de Morris a permis d'éliminer les paramètres ayant le moins d'influence, ce qui contribue à réduire les coûts de calcul pour des méthodes plus avancées, telles que les indices de Sobol et FAST étendue qui se concentreront sur le classement des paramètres les plus influents et les interactions entre les paramètres.

4.2.4.2. Comparaison entre les indices de Sobol et EFAST

Cette section compare les indices de Sobol à la méthode EFAST. Pour chaque fréquence en bande de tiers d'octave, un échantillon de taille $N = 10^4$ a été utilisé. Pour la méthode EFAST, 70 000 échantillons ($M \times N$, avec $M = 7$ paramètres) ont été générés et 90 000 pour les indices de Sobol ($(M + 2) \times N$).

Les indices de premier ordre sont présentés en Figure 4.3 tandis que les indices totaux sont présentés en Figure 4.4. L'analyse porte sur les sept paramètres identifiés lors de l'étude de sensibilité précédente avec la méthode de Morris. Les paramètres sont supposés suivre une distribution uniforme.

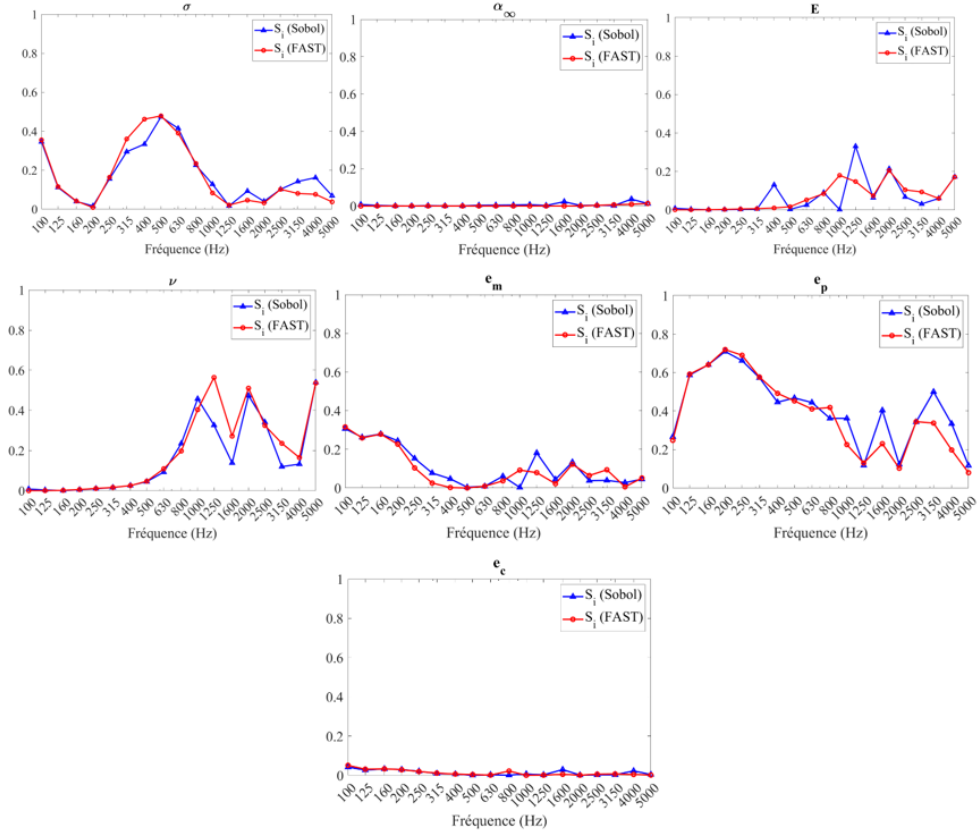


Figure 4.3. Comparaison des indices de premier ordre donnés par les méthodes de Sobol et EFAST.

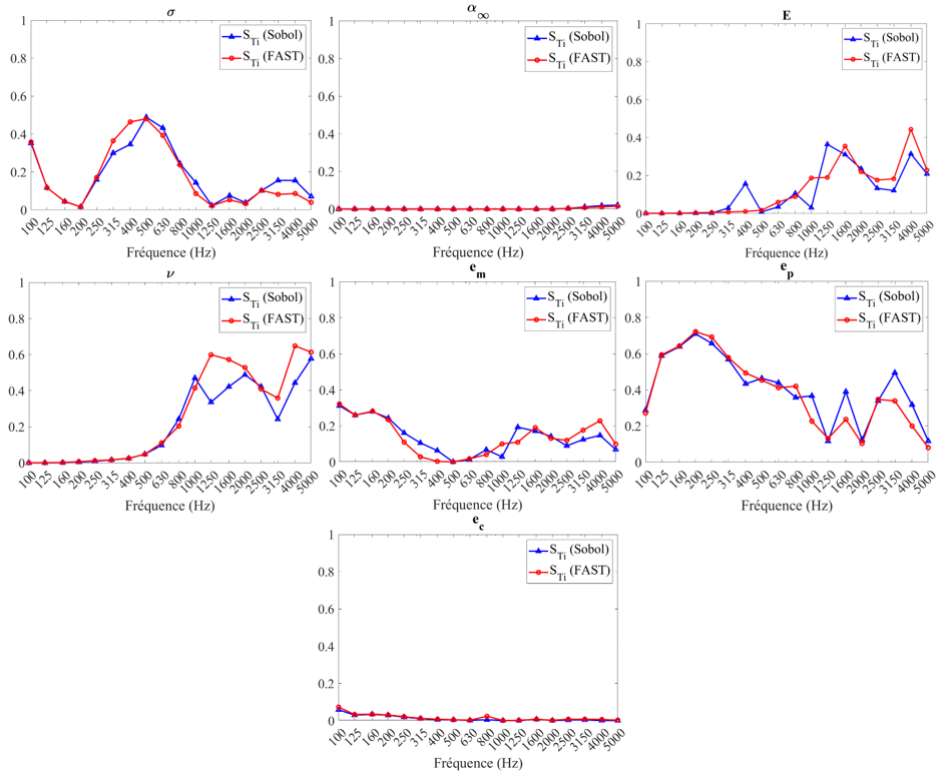


Figure 4.4. Comparaison des indices totaux donnés par les méthodes de Sobol et EFAST.

Lorsqu'il existe peu d'interactions entre les paramètres du modèle, les indices de sensibilité obtenus avec les méthodes de Sobol et EFAST sont globalement similaires. En d'autres termes, lorsque la contribution d'un paramètre à la variance de la réponse globale est principalement due à son effet direct et non à ses interactions avec d'autres paramètres, les deux approches fournissent des estimations proches des indices de sensibilité.

En revanche, lorsque l'influence d'un paramètre sur la réponse du système résulte non seulement de son effet direct, mais aussi de ses interactions avec d'autres paramètres, les résultats obtenus avec les méthodes de Sobol et EFAST montrent des résultats assez différents. Plus précisément, si l'indice de premier ordre d'un paramètre (qui mesure son effet direct) est nettement inférieur à son indice total (qui prend en compte à la fois son effet direct et ses interactions), alors la méthode EFAST tend à surestimer ou sous-estimer la contribution totale de ce paramètre. Cette tendance est particulièrement marquée pour les paramètres fortement impliqués dans les interactions avec d'autres variables du modèle.

Dans notre étude, cette tendance a été observée notamment pour trois paramètres : le coefficient de Poisson, le module de Young et l'épaisseur de la mousse. En revanche, pour les quatre autres paramètres étudiés, les indices totaux obtenus avec les deux méthodes restent relativement cohérents, avec des écarts plus faibles. Pour ces paramètres, l'influence des interactions avec les autres paramètres est moins prononcée. Pour la suite de cette étude, les indices de Sobol seront privilégiés afin d'estimer l'influence des différents paramètres sur la réponse du système. Cette approche semble garantir une meilleure prise en compte des effets d'interaction [77].

4.2.4.3. Analyse de sensibilité avec les indices de Sobol

Dans ce paragraphe, la méthode de Sobol a été utilisée pour réaliser une analyse de sensibilité des sept paramètres les plus influents identifiés par la méthode de Morris. Les résultats de cette analyse sont présentés dans la Figure 4.5, qui montre les indices de Sobol de premier ordre S_i ainsi que les indices de Sobol totaux S_{Ti} pour ces paramètres, sur une plage de fréquences allant de 100 Hz à 5000 Hz par bande tiers d'octave. Les variables sont initialement supposées uniformément distribuées et indépendantes. Un échantillonnage par la méthode Monte-Carlo de taille $N = 10^4$ a été utilisé, pour assurer une convergence suffisante des indices de sensibilité, ce qui entraîne un coût de calcul équivalent à 90 000 simulations du modèle par fréquence, selon la relation $((M + 2) \times N)$.

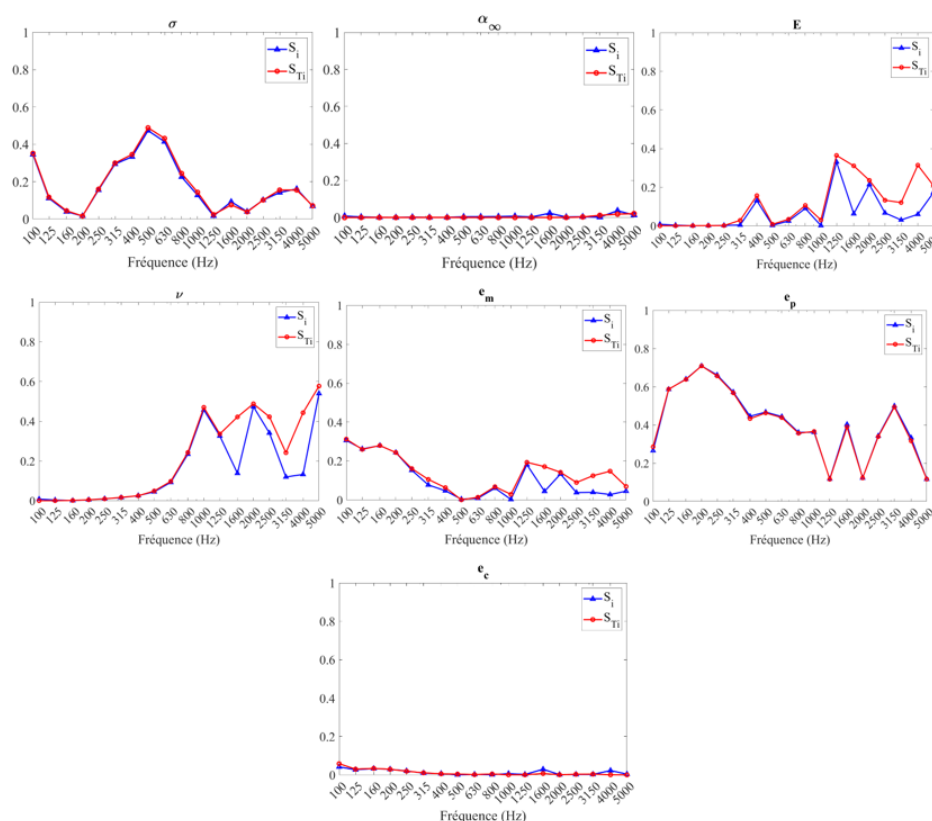


Figure 4.5. Indices de Sobol avec distribution uniforme pour toutes les variables.

L'étude montre que la tortuosité et l'épaisseur de la cavité ont un impact négligeable sur la perte de transmission sonore du système. En revanche, l'épaisseur des plaques, l'épaisseur de la mousse et la résistivité au flux sont identifiées comme les paramètres les plus influents dans la gamme de basses fréquences (100 Hz à 315 Hz). Cependant, entre 315 Hz et 800 Hz, le classement des paramètres les plus influents change : l'épaisseur des plaques devient le facteur dominant, suivie de la résistivité, tandis que l'influence de l'épaisseur de la mousse a diminué.

Aux fréquences plus élevées (800 Hz à 5000 Hz), le coefficient de Poisson et le module de Young semblent être les principaux contributeurs à la perte de transmission sonore. Ces deux paramètres sont particulièrement sensibles aux interactions en raison des effets de couplage entre la plaque et le matériau poreux, ce qui amplifie leur influence aux hautes fréquences. Dans cette plage de fréquences, l'épaisseur de la mousse montre également une influence modérée en raison des interactions avec d'autres paramètres. Par ailleurs, bien que l'influence de l'épaisseur des plaques demeure significative à haute fréquence, son importance relative est moindre qu'en basses fréquences. Enfin, quatre paramètres — la résistivité, la tortuosité, l'épaisseur des plaques et l'épaisseur de la cavité — ont été identifiés comme étant insensibles aux interactions.

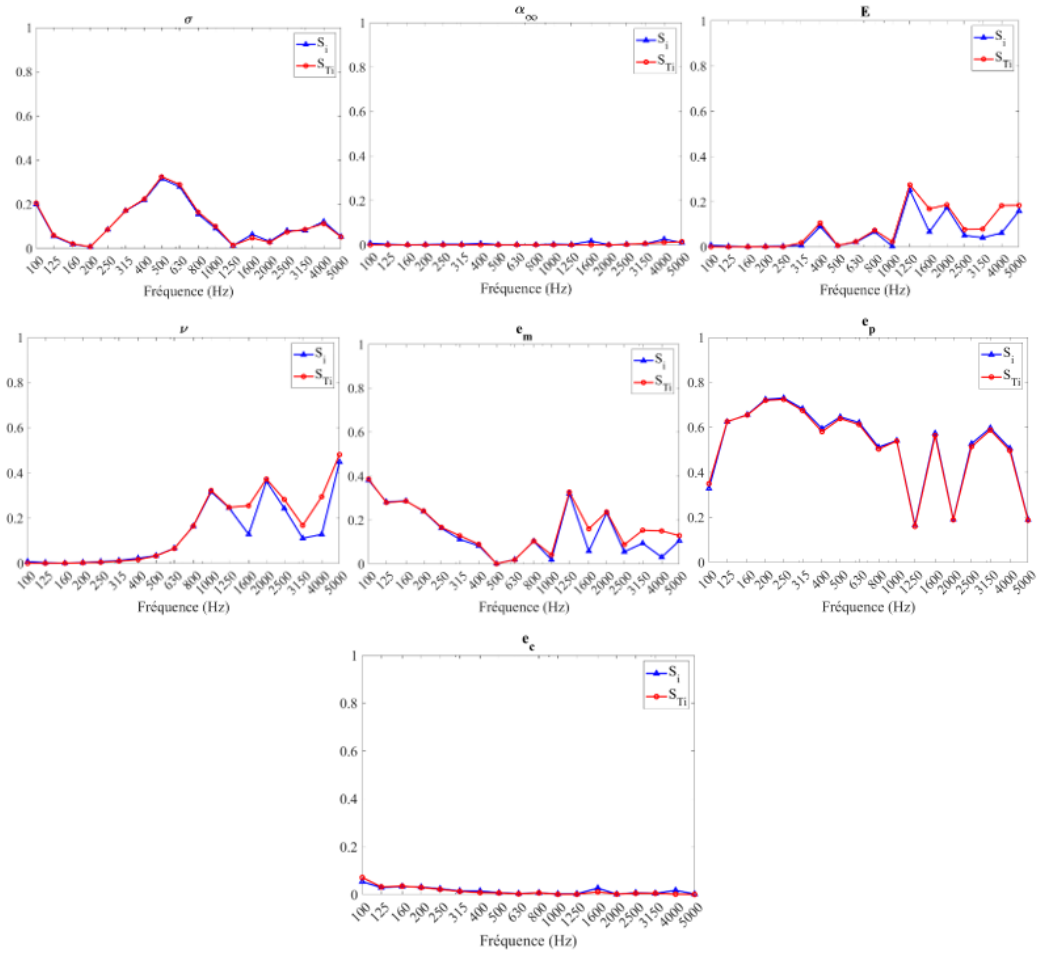


Figure 4.6. Indices de Sobol avec une distribution uniforme pour les paramètres géométriques et une distribution gaussienne pour les paramètres matériaux.

Dans ce paragraphe, nous avons étudié l'impact du choix de la distribution de probabilité sur les indices de Sobol. Nous avons utilisé une distribution gaussienne pour les paramètres matériaux et une distribution uniforme pour les paramètres géométriques, comme dans l'étude précédente avec la méthode de Morris. Cette analyse, présentée dans la Figure 4.6, montre que la tortuosité et l'épaisseur de la cavité ont un impact négligeable, avec ou sans prise en compte des interactions. L'épaisseur de la plaque et la résistivité se sont également révélées insensibles aux interactions avec les autres paramètres. En revanche, le coefficient de Poisson, le module d'Young et l'épaisseur de la mousse présentent moins d'effets d'interaction avec une distribution gaussienne.

Malgré la modification de la distribution de probabilité, le classement des paramètres reste cohérent avec celui obtenu en utilisant uniquement la distribution uniforme. Pour les paramètres géométriques, on peut utiliser une loi uniforme si l'on suppose que toute valeur dans un

intervalle donné est également probable en l'absence d'informations statistiques plus précises sur la tendance [75]. En revanche, pour les paramètres matériaux, une loi normale peut être utilisée [145], [147], car elle permet de modéliser la variabilité autour d'une valeur moyenne, reflétant ainsi les fluctuations typiques issues des mesures expérimentales et des variations de fabrication. Il s'agit du choix retenu pour l'étude de sensibilité du coffre de volet roulant.

4.3. Utilisation de métamodèles pour l'analyse de sensibilité

Un métamodèle est un modèle de substitution qui approxime le comportement d'un système complexe. Il établit la relation entre les entrées et les sorties d'un modèle numérique, tout en réduisant généralement le coût de calcul par rapport au modèle d'origine. Plusieurs types de métamodèles existent, notamment ceux construits à partir du Chaos Polynomial (CP), de technique de Krigeage (K) et de Krigeage par Chaos Polynomial (KCP). Le passage de notre modèle basé sur la méthode des matrices de transfert finies (FTMM) à un métamodèle est motivé par l'efficacité qu'il apporte dans le calcul des indices de Sobol. En effet, le métamodèle constitue une alternative moins coûteuse en temps de calcul pour l'analyse de sensibilité par rapport à l'utilisation directe du modèle FTMM du coffre de volet roulant déroulé pour le calcul des indices de Sobol. Dans cette section, la construction du Chaos Polynomial (CP) est introduite, avant d'explorer la théorie du Krigeage et du Krigeage par Chaos Polynomial (KCP). Le choix du métamodèle pour l'étude du coffre de volet roulant déroulé sera également discuté.

4.3.1. Méthode du Chaos Polynomial

Un vecteur aléatoire $\vec{X} \in \mathbb{R}^M$, composé de M variables aléatoires indépendantes, est décrit par la fonction de densité de probabilité conjointe $f_{\vec{X}}$. Considérons un modèle de calcul avec une variance finie $Y = \mathcal{M}(\vec{X})$, où $Y \in \mathbb{R}$. Le Chaos Polynomial (CP) approxime le modèle numérique $\mathcal{M}(\vec{X})$ en utilisant une somme de polynômes orthonormés [81], [148], [149] :

$$Y(\vec{X}) \equiv \mathcal{M}^{ECP}(\vec{X}) = \sum_{\alpha} y_{\alpha} \psi_{\alpha}(\vec{X}) \quad (4.20)$$

La base polynomiale $\psi_{\alpha}(\vec{X})$, avec le vecteur de multi-indice $\alpha \in \mathbb{N}^M$, est traditionnellement construite à partir du produit de polynômes univariés orthonormés ϕ_{α_i} (par exemple, les polynômes de Legendre ou d'Hermite) de degré α_i [150] :

$$\psi_\alpha(\vec{X}) = \prod_{i=1}^M \phi_{\alpha_i}(X_i) \quad (4.21)$$

Les bases polynomiales orthonormées construites satisfont la relation suivante :

$$\langle \phi_j^{(i)}(X_i), \phi_k^{(i)}(X_i) \rangle = \int_{\mathcal{D}_{X_i}} \phi_j^{(i)}(X_i) \phi_k^{(i)}(X_i) f_{X_i}(X_i) dX_i = \delta_{jk} \quad (4.22)$$

où $i = 1, \dots, M$ identifie la variable d'entrée, j et k sont les degrés polynomiaux correspondants, $f_{X_i}(X_i)$ est la distribution marginale de l'entrée i , δ_{jk} est le symbole de Kronecker et $\mathcal{D}_{X_i}$ est le support de la variable aléatoire X_i . En raison de la relation d'orthogonalité décrite dans l'équation (4.22), on peut déduire que les polynômes multivariés formés de cette manière présentent également une orthogonalité $\langle \psi_\alpha, \psi_\beta \rangle = \delta_{\alpha\beta}$.

Les familles classiques de polynômes orthonormés univariés sont données à titre de référence dans le tableau 1 pour les distributions uniformes et gaussiennes.

Tableau 4.2. Liste des familles de polynômes univariés utilisés.

Distribution	Fonction de densité de probabilité	Polynômes orthogonaux	Base orthonormée
Uniforme	$\frac{1_{]-1,1[}(x)}{2}$	Legendre $P_k(x)$	$\frac{P_k(x)}{\sqrt{\frac{1}{2k+1}}}$
Gaussienne	$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}}$	Hermite $H_{e_k}(x)$	$\frac{H_{e_k}(x)}{\sqrt{k!}}$

Pour la rendre pratique, l'équation (4.20) doit être tronquée en une somme finie, ce qui donne l'expansion du chaos polynomiale tronquée :

$$Y(\vec{X}) \equiv \mathcal{M}^{ECP}(\vec{X}) = \sum_{\alpha=0}^P y_\alpha \psi_\alpha(\vec{X}) \quad (4.23)$$

où P est le nombre de polynômes dont le degré est inférieur ou égal au degré maximal possible p par des polynômes dans la base du chaos, tel que :

$$P + 1 = \sum_{k=0}^p \binom{M+k-1}{k} = \binom{M+p}{p} = \frac{(p+M)!}{p! M!} \quad (4.24)$$

Pour calculer les coefficients polynomiaux y_α , deux méthodes sont couramment utilisées. La première est une approche intrusive qui implique des méthodes telles que la méthode de Galerkin [151]. La seconde, qui est une méthode non intrusive, utilise des techniques telles que la projection ou la régression, connues pour leur facilité de mise en œuvre [152]. Les méthodes intrusives nécessitent la modification des équations du système, ce qui limite leur facilité d'utilisation. En revanche, les méthodes non intrusives offrent l'avantage de pouvoir s'adapter à un plus large éventail de systèmes, sans qu'il soit nécessaire de disposer d'informations détaillées spécifiques au système. Dans le présent travail, la méthode de régression basée sur l'approche des moindres carrés a été choisie en raison de son applicabilité à notre système.

La méthode de régression estime les coefficients dans la base du chaos (équation 4.23) en minimisant l'erreur quadratique entre les approximations du modèle $\tilde{Y}$ et les réalisations déterministes du modèle Y , avec N le nombre d'échantillons.

$$\min \left\{ \sum_{i=1}^N (Y^{(i)} - \tilde{Y}^{(i)})^2 \right\} = \min \left\{ \sum_{i=1}^N \left(Y^{(i)} - \sum_{\alpha=0}^P y_\alpha \psi_\alpha(X^{(i)}) \right)^2 \right\} \quad (4.25)$$

En ce qui concerne la formulation matricielle de l'équation précédente (4.25), la matrice de régression $[A]$ contenant des termes polynomiaux de la base est introduite dans l'équation (4.24) et définie comme suit [75], [153] :

$$[A] = \begin{bmatrix} \psi_0(X_1^{(1)}, \dots, X_M^{(1)}) & \dots & \psi_P(X_1^{(1)}, \dots, X_M^{(1)}) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \psi_0(X_1^{(N)}, \dots, X_M^{(N)}) & \dots & \psi_P(X_1^{(N)}, \dots, X_M^{(N)}) \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

avec $X_k^{(i)}$ représentant le $i^{\text{ème}}$ échantillon de la $k^{\text{ème}}$ variable X_k . Dans l'équation (4.27), $\vec{y}$ est le vecteur des coefficients y_α , où $\alpha \in [0; P]$, et $\vec{Y} = (Y^{(1)}, \dots, Y^{(N)})^T$:

$$\vec{y} = ([A]^T[A])^{-1}[A]^T\vec{Y} \quad (4.27)$$

Après avoir construit le métamodèle ECP, il est essentiel d'évaluer sa précision par rapport au modèle réel. L'erreur de validation croisée (ϵ_{LOO} pour Leave-One-Out error) est une technique qui permet d'estimer les performances du métamodèle. Cela implique N échantillons du plan d'expérience, la sortie du vrai modèle $\mathcal{M}(\vec{X})$ et la sortie du métamodèle ECP notée $\mathcal{M}^{CP}(\vec{X})$ afin de calculer ϵ_{LOO} comme suit [150] :

$$\epsilon_{LoO} = \frac{\sum_{k=1}^N \left(\frac{\mathcal{M}(\vec{X}^{(k)}) - \mathcal{M}^{CP}(\vec{X}^{(k)})}{1 - h_k} \right)^2}{\sum_{k=1}^N (\mathcal{M}(\vec{X}^{(k)}) - \mu)^2} \quad (4.28)$$

où μ est la moyenne de l'échantillon de la réponse du plan d'expérience et h_k est la $k^{ième}$ composante du vecteur $\vec{h} = \text{diag}([A]([A]^T[A])^{-1}[A]^T)$.

4.3.2. Krigage

Le krigage est un algorithme d'interpolation stochastique qui caractérise la sortie d'un modèle donné comme un processus gaussien. Le concept fondamental du krigage est que la réponse déterministe $Y(\vec{X})$ peut être représentée comme suit [83], [135] :

$$Y(\vec{X}) \equiv \mathcal{M}^K(\vec{X}) = G(\vec{X}) + Z(\vec{X}) \quad (4.29)$$

où $G(\vec{X}) = \sum_{j=1}^P \beta_j f_j(\vec{X})$ est défini comme la somme de P fonctions arbitraires f_j à coefficients β_j pour les variables incertaines $\vec{X}$, et $Z(\vec{X})$ est un processus stochastique. Dans ce contexte, le krigage ordinaire est utilisé [82], [135]. Plus précisément, $G(\vec{X})$ peut être représenté comme un terme constant $\hat{\beta}$ avec $P = 1$ et $f_j(\vec{X}) = 1$. $G(\vec{X})$ sert d'approximation globale de l'espace de conception, tandis que $Z(\vec{X})$ introduit des écarts localisés, permettant au modèle de krigage d'interpoler les N points de données échantillonnés. $Z(\vec{X})$ est supposé avoir une moyenne de zéro, une variance σ^2 et une covariance non nulle, exprimée comme suit [154], [155] :

$$\text{Cov}[Z(\vec{X}), Z(\vec{X}')] = \sigma^2 [\mathbf{R}] = \sigma^2 \begin{bmatrix} 1 & \dots & R(\vec{X}^{(1)}, \vec{X}^{(N)}; \vec{\theta}) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ R(\vec{X}^{(N)}, \vec{X}^{(1)}; \vec{\theta}) & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

La matrice $[\mathbf{R}]$ est une matrice de corrélation $N \times N$, symétrique, définie positive et à diagonale unitaire. Cette matrice contribue à définir la régularité du modèle résultant. La fonction $R(\vec{X}, \vec{X}'; \vec{\theta})$ représente la corrélation entre deux points de données $\vec{X}$ et $\vec{X}'$, avec $\vec{\theta} = [\theta_1, \dots, \theta_M]$ représentant le vecteur des paramètres inconnus associés à la fonction de corrélation, où M représente le nombre de variables incertaines. Dans notre cas, la fonction de covariance de Matérn kernel avec un paramètre de forme de $\nu = 5/2$ est utilisée comme famille de fonction de corrélation. Ainsi, la fonction de corrélation ellipsoïdale $R(\vec{X}, \vec{X}'; \vec{\theta})$ est définie comme suit [156] :

$$R\left(\vec{X}, \vec{X}'; \vec{\theta}, v = \frac{5}{2}\right) = R(h) = \left(1 + \sqrt{5}h + \frac{5}{3}h^2\right) \exp[-\sqrt{5}h] \quad (4.31)$$

$$h = \left[\sum_{k=1}^M \left(\frac{|X_k - X'_k|}{\theta_k} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.32)$$

Pour créer un métamodèle de krigeage, il est généralement nécessaire d'estimer le vecteur d'hyperparamètres $\vec{\theta}$, qui est initialement inconnu. Une approche couramment utilisée pour estimer $\vec{\theta}$ est la méthode du maximum de vraisemblance (maximum likelihood estimation), obtenue en maximisant la fonction de vraisemblance, comme indiqué dans des travaux antérieurs [147], [154], [157]:

$$\mathcal{L}(\vec{Y}|\hat{\beta}, \sigma^2, \vec{\theta}) = \frac{1}{\sqrt[2]{2\pi\sigma^2} \sqrt{\det[R(\vec{\theta})]}} \exp \left[-\frac{(\vec{Y} - \vec{F}\hat{\beta})^T [R(\vec{\theta})]^{-1} (\vec{Y} - \vec{F}\hat{\beta})}{2\sigma^2} \right] \quad (4.33)$$

où $\vec{F}$ représente un N -vecteur de fonctions de base, qui est rempli par des uns lorsque $G(\vec{X})$ est considéré comme une constante. La fonction logarithme de vraisemblance négative correspondante peut être exprimée comme suit [82], [83] :

$$-\log \mathcal{L}(\vec{Y}|\hat{\beta}, \sigma^2, \vec{\theta}) = \frac{(\vec{Y} - \vec{F}\hat{\beta})^T [R(\vec{\theta})]^{-1} (\vec{Y} - \vec{F}\hat{\beta})}{2\sigma^2} + \frac{N \log(2\pi)}{2} + \frac{N \log(\sigma^2)}{2} + \frac{\log(\det[R(\vec{\theta})])}{2} \quad (4.34)$$

Avec une valeur spécifiée $\vec{\theta}$, la calibration des paramètres du modèle de krigeage $\{\hat{\beta}(\vec{\theta}), \sigma^2(\vec{\theta})\}$ peut être déterminée à l'aide du meilleur estimateur linéaire empirique sans biais (Best Linear Unbiased Estimator BLUE) et s'exprime comme suit [156] :

$$\hat{\beta}(\vec{\theta}) = (\vec{F}^T [R(\vec{\theta})]^{-1} \vec{F})^{-1} \vec{F}^T [R(\vec{\theta})]^{-1} \vec{Y} \quad (4.35)$$

$$\sigma^2(\vec{\theta}) = \frac{1}{N} (\vec{Y} - \vec{F}\hat{\beta})^T [R(\vec{\theta})]^{-1} (\vec{Y} - \vec{F}\hat{\beta}) \quad (4.36)$$

En simplifiant le premier terme de l'équation (4.35) et en incorporant l'équation (4.36) dans l'équation (4.34), une nouvelle expression est obtenue et qui dépend uniquement de $\vec{\theta}$ [82], [156] :

$$-\log \mathcal{L}(\vec{Y}|\hat{\beta}, \sigma^2, \vec{\theta}) = \frac{N}{2} \log \left(\sigma^2(\vec{\theta}) (\det[R(\vec{\theta})])^{\frac{1}{N}} \right) + \frac{N}{2} (\log(2\pi) + 1) \quad (4.37)$$

L'estimation du maximum de vraisemblance de $\vec{\theta}$ est finalement caractérisée comme le minimiseur global suivant :

$$\vec{\theta} = \arg \min \left[\sigma^2(\vec{\theta}) (\det[R(\vec{\theta})])^{\frac{1}{N}} \right] \quad (4.38)$$

La prédiction d'un modèle de krigeage pour un point de prédiction $\vec{X}$ est traitée comme une variable aléatoire gaussienne. Dans ce contexte, la moyenne de la prédiction $\mu_Y(\vec{X})$ sert de substitut au modèle original, tandis que la variance $\sigma_Y^2(\vec{X})$ fournit un indicateur d'erreur local qui transmet des informations sur la précision [83] :

$$\mu_Y(\vec{X}) = \mathcal{M}^K(\vec{X}) = \hat{\beta} + \vec{r}[R]^{-1}(\vec{Y} - \vec{F}\hat{\beta}) \quad (4.39)$$

$$\sigma_Y^2(\vec{X}) = \sigma^2(1 - \vec{r}^T[R]^{-1}\vec{r}) \quad (4.40)$$

où $\vec{r} = [R(\vec{X}, \vec{X}^{(1)}; \vec{\theta}), R(\vec{X}, \vec{X}^{(2)}; \vec{\theta}), \dots, R(\vec{X}, \vec{X}^{(N)}; \vec{\theta})]^T$ est le vecteur de corrélation de longueur N .

Pour évaluer la validité du modèle de substitution, nous utilisons le calcul de l'erreur de validation croisée (LOO). En effet, étant donné que le Krigeage est un modèle d'interpolation, l'erreur empirique sur les points d'entraînement disparaît [83]. Par conséquent, une approche alternative pour mesurer l'erreur globale consiste à utiliser l'erreur de validation croisée (LOO), qui évalue la capacité du modèle à prédire les valeurs pour des points non inclus dans le plan d'entraînement, offrant ainsi une estimation plus représentative de l'erreur de généralisation du Krigeage [156]. Cet indicateur sera donc utilisé pour mesurer l'erreur et la comparer à celle des modèles ECP et KCP. Le calcul de cette erreur est le suivant :

$$\epsilon_{LOO} = \frac{1}{N} \left[\frac{\sum_{i=1}^N \left(\mathcal{M}(\vec{X}^{(i)}) - \mu_{Y,(-i)}(\vec{X}^{(i)}) \right)^2}{\text{Var}[\vec{Y}]} \right] \quad (4.41)$$

où $\mu_{Y,(-i)}(\vec{X}^{(i)})$ représente le métamodèle de krigeage créé en utilisant tous les points du plan d'expérience $\vec{X}$, à l'exception de $\vec{X}^{(i)}$.

4.3.3. Krigeage par Chaos Polynomial

Le krigeage se distingue par sa capacité à interpoler les écarts locaux dans les résultats d'un modèle de calcul sur la base des points de conception expérimentale voisins. À l'inverse,

l'Extension du Chaos Polynomial (ECP) vise à approximer le comportement global du modèle à l'aide d'une série de polynômes orthogonaux. En fusionnant ces deux méthodologies, notre objectif est de capturer à la fois les tendances globales du modèle de calcul à l'aide de polynômes orthogonaux, et de capturer également les variations localisées à l'aide d'un processus gaussien. Cette approche, appelée Krigeage par Chaos Polynomial (KCP), prend en compte les avantages des deux techniques de métamodèles.

Le Krigeage par Chaos Polynomial (KCP) remplace la moyenne de Krigeage par des polynômes orthonormés tels que [83], [156]:

$$Y(\vec{X}) \equiv M^{KCP}(\vec{X}) = \sum_{\alpha=0}^P y_{\alpha} \psi_{\alpha}(\vec{X}) + Z(\vec{X}) \quad (4.42)$$

où l'expression $\sum_{\alpha=0}^P y_{\alpha} \psi_{\alpha}(\vec{X})$ représente une sommation pondérée de polynômes orthonormés qui caractérisent la tendance du processus gaussien. Pour évaluer l'estimation de l'erreur, l'erreur de validation croisée, telle que définie dans l'équation (4.41), est évaluée pour le modèle de KCP.

4.3.4. Sélection du métamodèle pour le modèle du coffre déroulé par FTMM

En construisant un métamodèle basé sur un nombre limité de simulations ou d'évaluations du système original, nous pouvons réduire de manière significative les coûts de calculs associés à l'analyse de sensibilité, en particulier lors de l'utilisation d'indices de Sobol. Cette section présente une analyse comparative des trois techniques de métamodélisation (ECP, Krigeage et KCP). Le plan d'expérience comprend 1000 échantillons créés à partir de la méthode d'échantillonnage par hypercube latin (Latin Hypercube Sampling - LHS) avec 9 variables incertaines (déterminées à la section 4.4.3.). Ces 9 paramètres comprennent l'épaisseur e_m de la mousse de mélamine, ainsi que l'épaisseur des plaques e_p , l'épaisseur des cavités d'air (e_{A1} , e_{A2} , e_{A3} , et e_{A4}), l'épaisseur de la masse lourde e_h , la densité de la masse lourde ρ_p , et la longueur visqueuse de la mousse λ . Les valeurs de ces paramètres sont décrites au Tableau 4.3.

Cette méthode LHS a été privilégiée en raison de sa capacité à offrir une couverture uniforme de l'espace des paramètres avec un nombre d'échantillons limité. Contrairement à l'échantillonnage par Monte-Carlo, qui repose sur des tirages aléatoires, l'échantillonnage par hypercubes

latins (échantillonnage stratifié) divise l'intervalle de chaque variable en sous-intervalles de probabilité égale et s'assure que chaque sous-intervalle est représenté exactement une fois dans l'échantillon global. Cette méthode permet également d'explorer de manière plus efficace et équilibrée l'ensemble de l'espace d'incertitude [158], [159]. Cette approche est particulièrement adaptée aux problèmes complexes et numériquement coûteux, où l'optimisation des simulations est essentielle pour réduire les efforts numériques tout en maintenant la précision des résultats [160]. Une description détaillée de cette méthode peut être retrouvée dans [161].

La perte de transmission sonore du coffre de volet roulant déroulé calculée par les métamodèles aux valeurs nominales des paramètres incertains est comparée à la perte de transmission sonore calculée par le modèle du coffre déroulé à l'aide de la FTMM (voir chapitre 3) dans la Figure 4.7. Un bon accord est observé avec les métamodèles ECP et KCP, avec un écart relatif maximal de 0.40 % et 0.26 % pour chaque méthode. Pour le Krigeage, nous observons une déviation maximale de 8.21% à 400 Hz.

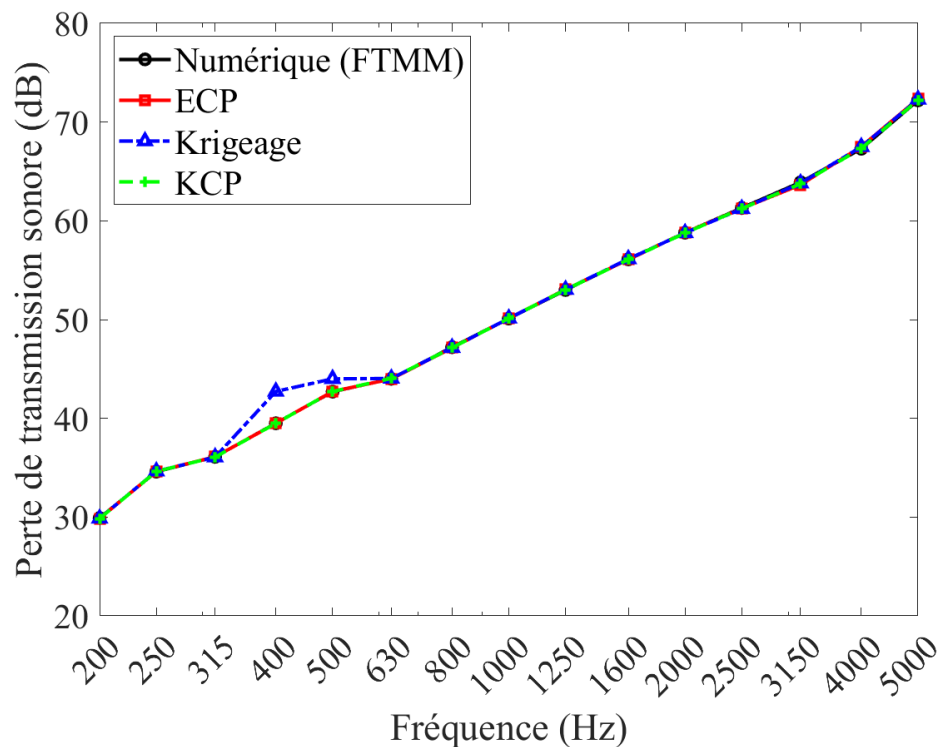


Figure 4.7. Comparaison de la perte de transmission sonore du coffre de volet roulant déroulé donné par le FTMM et les trois métamodèles.

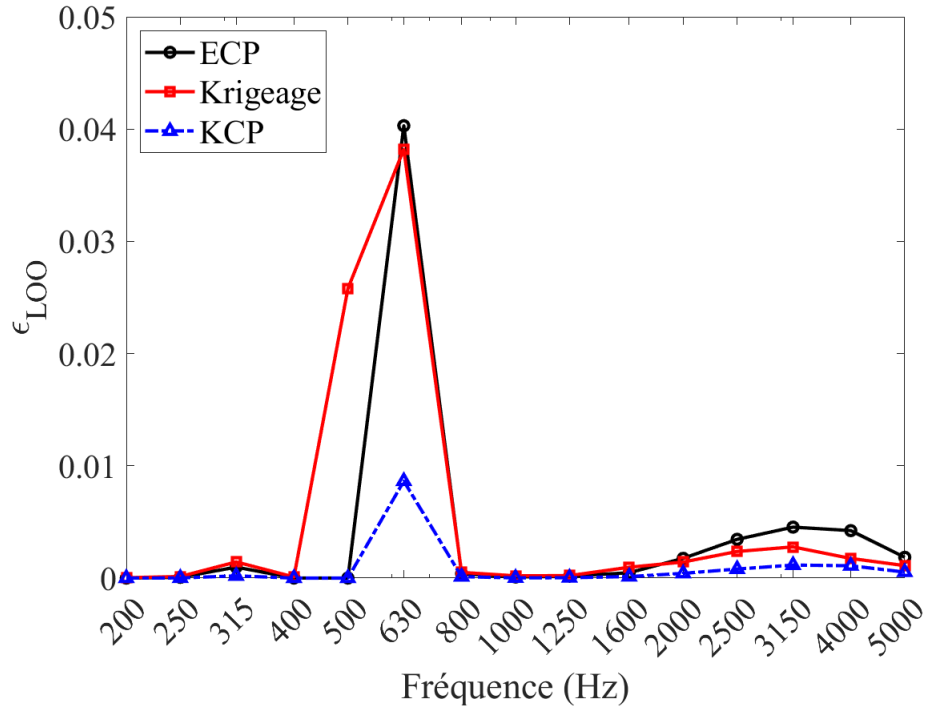


Figure 4.8. Comparaison de l'erreur de validation croisée ϵ_{LOO} pour les métamodèles ECP, Krigeage et KCP.

Enfin, nous avons comparé l'erreur de validation croisée (LOO) des différents métamodèles dans la gamme de fréquences allant de 200 Hz à 5000 Hz en bande de tiers d'octave (Figure 4.8). Il est à noter que les méthodes d'extension du chaos polynomial (ECP) et de krigeage présentent toutes deux des erreurs supérieures à 10^{-2} pour certaines fréquences. Cependant, le krigeage par chaos polynomial (KCP) maintient constamment des erreurs inférieures à 10^{-2} , ce qui est conseillé pour le calcul des indices de Sobol [162]. Le krigeage par chaos polynomial (KCP) est la méthode choisie pour calculer les indices de Sobol dans la section suivante, car elle produit l'erreur la plus faible par rapport aux autres méthodes.

4.4. Étude de sensibilité du coffre de volet roulant déroulé avec le modèle FTMM

Cette étude de sensibilité a pour objectif d'évaluer l'influence des différents paramètres d'entrée sur le comportement acoustique du coffre de volet roulant déroulé modélisé avec la méthode FTMM. En identifiant les variables les plus influentes, elle permet d'optimiser la conception du système et d'améliorer ses performances.

Différentes approches sont utilisées pour cette analyse. Une première estimation des paramètres les plus influents est réalisée avec la méthode de Morris afin d'éliminer les paramètres les moins influents, tandis que les indices de Sobol apportent une évaluation plus détaillée de leur contribution et de leurs interactions. L'étude porte également sur l'impact spécifique des paramètres des isolants et du matériau poreux.

4.4.1. Généralités sur les étapes de cette étude

Pour identifier les paramètres exerçant l'influence la plus significative sur la transmission du son à travers le coffre de volet roulant, une approche est proposée en réalisant une analyse de sensibilité générale. Cette analyse étudie les effets de tous les paramètres géométriques et matériaux du coffre, au nombre de 23. La méthodologie commence par réduire le nombre de paramètres ayant un impact minimal sur la perte de transmission du système, en utilisant la méthode de Morris. Ensuite, pour approfondir l'analyse de sensibilité des paramètres restants tout en tenant compte de leurs interactions, les indices de Sobol sont utilisés. Compte tenu des exigences de calcul associées à l'analyse de Sobol à l'aide du modèle FTMM proposé, un métamodèle est utilisé et est capable de générer ces indices avec un coût de calcul réduit par rapport à l'utilisation directe du modèle FTMM pour le coffre (Figure 4.9). Les trois métamodèles proposés (ECP, Krigeage et KCP) ont été comparés en section 4.3.4.. Le métamodèle généré par KCP a été choisi.

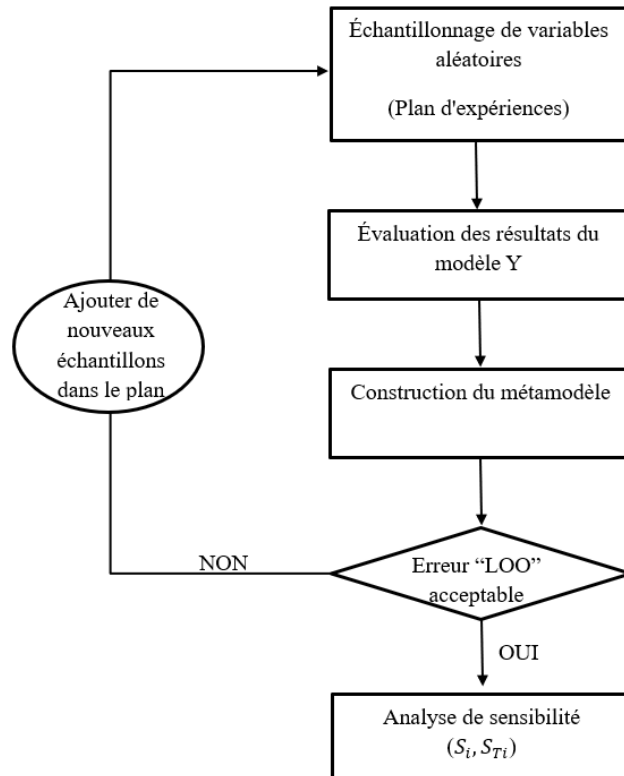


Figure 4.9. Organigramme de l'analyse de sensibilité basée sur la construction de méta-modèles.

4.4.2. Analyse de sensibilité avec la méthode de Morris

La méthode Morris a été utilisée pour effectuer une analyse de sensibilité des 23 paramètres incertains du coffre de volet roulant déroulé, en supposant que les paramètres géométriques suivent une distribution uniforme et que les paramètres matériaux suivent une distribution gaussienne (Tableau 4.3).

Pour réaliser l'analyse de sensibilité avec la méthode de Morris, 1200 simulations de modèles ont été réalisées avec $r = 50$ trajectoires. Les résultats de l'analyse sont illustrés sur la Figure 4.10, qui présente, pour chaque paramètre, la moyenne (a) et l'écart-type (b) de leurs effets élémentaires.

Tableau 4.3. Paramètres incertains du modèle FTMM du coffre déroulé.

	X_i	Paramètre	Variable	Valeur nominale	Unité	Limite inférieure	Limite supérieure
PVC	X_1	Module d'Young	E_p	2.8×10^9	Pa	2.5×10^9	3.5×10^9
	X_2	Coefficient de Poisson	ν_p	0.35	-	0.3	0.4
	X_3	Densité	ρ_p	1460	kg/m ³	1430	1490
	X_4	Facteur de perte	η_p	0.04	-	0.02	0.05
Air	X_5	Densité	ρ_a	1.225	kg/m ³	1.20	1.24
	X_6	Célérité	c_a	342.20	m/s	340	345
	X_7	Facteur de perte	η_a	0.0001	-	0.00007	0.00015
Mousse de mélamine	X_8	Résistivité	σ	10000	N.s/m ⁴	9000	11000
	X_9	Tortuosité	α_∞	1	-	0.99	1.02
	X_{10}	Porosité	ϕ	0.98	-	0.95	0.99
	X_{11}	Longueur visqueuse	Λ	0.0001	m	0.00007	0.00018
	X_{12}	Longueur thermique	Λ'	0.0003	m	0.00020	0.00039
Masse lourde	X_{13}	Module d'Young	E_h	1.2×10^8	Pa	1.1×10^8	1.3×10^8
	X_{14}	Poisson ratio	ν_h	0.43	-	0.30	0.55
	X_{15}	Density	ρ_h	2000	kg/m ³	1500	2500
	X_{16}	Facteur de perte	η_h	0.65	-	0.40	0.80
Géométrie	X_{17}	Épaisseur des plaques (1,3,8,10)	e_p	0.0015	m	0.0013	0.0017
	X_{18}	Épaisseur de la couche fluide (2)	e_{A1}	0.005	m	0.0045	0.0055
	X_{19}	Épaisseur de la couche fluide (4)	e_{A2}	0.170	m	0.165	0.185
	X_{20}	Épaisseur de la couche fluide (7)	e_{A3}	0.01	m	0.009	0.012
	X_{21}	Épaisseur de la couche fluide (9)	e_{A4}	0.015	m	0.012	0.018
	X_{22}	Épaisseur de la mousse (5)	e_m	0.019	m	0.016	0.027
	X_{23}	Épaisseur de la masse lourde (6)	e_h	0.004	m	0.0036	0.0044

La Figure 4.10(a) présente la moyenne des effets élémentaires de 200 Hz à 5000 Hz en bande de tiers d'octave. Entre 200 Hz et 500 Hz, la perte de transmission sonore du coffre de volet roulant déroulé est sensible aux paramètres suivants : l'épaisseur de la mousse e_m , l'épaisseur des plaques e_p ainsi que l'épaisseur e_h et la densité ρ_h de la masse lourde. Entre 500 Hz et 5000 Hz, les paramètres influents sont l'épaisseur de la mousse de mélamine e_m , l'épaisseur des cavités désignées par e_{A1} , e_{A2} , e_{A3} , et e_{A4} , l'épaisseur des plaques e_p , l'épaisseur de la masse lourde e_h , la densité de la masse lourde ρ_h et la longueur visqueuse de la mousse Λ .

Dans la Figure 4.10(b), les valeurs affichées représentent l'écart-type des effets élémentaires (EE) pour les paramètres incertains. Les résultats révèlent que l'épaisseur e_m présente les valeurs d'écart-type les plus élevées. À mesure que la fréquence augmente, l'écart-type est notablement affecté par les épaisseurs des cavités d'air (e_{A1} , e_{A2} , e_{A3} , et e_{A4}), la longueur visqueuse Λ et l'épaisseur des plaques e_p . Cela suggère que ces paramètres sont potentiellement influencés par des effets non linéaires et/ou des interactions avec d'autres variables.

Cette analyse nous a permis de classer 9 paramètres incertains en fonction de leur influence sur la réponse à la perte de transmission du son. Ces paramètres comprennent l'épaisseur e_m de la mousse de mélamine, ainsi que l'épaisseur des plaques e_p , l'épaisseur des cavités d'air (e_{A1} , e_{A2} , e_{A3} , et e_{A4}), l'épaisseur de la masse lourde e_h , la densité de la masse lourde ρ_p , et la longueur visqueuse de la mousse Λ . L'étude avec la méthode de Morris a permis d'éliminer les 14 paramètres les moins importants. Cependant, bien que cette analyse qualitative fournisse des informations précieuses, elle n'a pas pu révéler les interactions entre ces paramètres. D'autres études utilisant des méthodes telles que les indices de Sobol peuvent être nécessaires pour mettre en évidence ces interactions et parvenir à une analyse quantitative de leurs effets sur les performances du système.

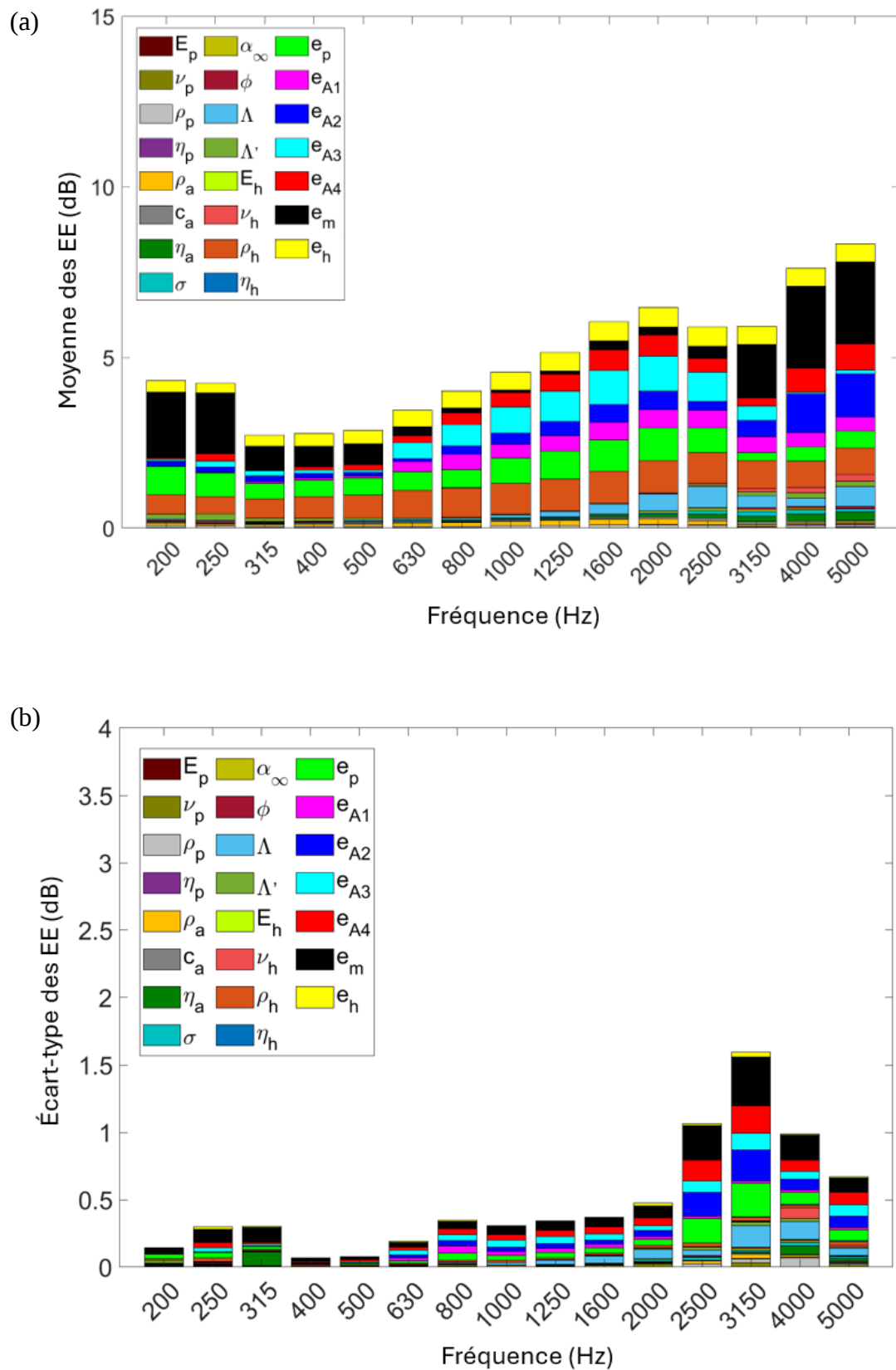


Figure 4.10. Effets élémentaires concernant le modèle du coffre de volet roulant déroulé par FTMM avec une couche de masse poreuse et lourde : (a) moyenne et (b) écart-type.

4.4.3. Analyse de sensibilité avec les indices de Sobol

L'objectif ici est de calculer les indices de Sobol pour les 9 variables incertaines en utilisant une approche combinant le chaos polynomial et le krigeage, afin de réduire le coût numérique de l'analyse de sensibilité globale. Une analyse basée sur la méthode de Monte Carlo nécessiterait 110 000 simulations par bande de fréquence, soit $((9 + 2) \times 10^4)$. En revanche, l'utilisation du chaos polynomial couplé au krigeage permet de limiter ce nombre à 1000 simulations par bande de fréquence pour générer le métamodèle. Ainsi l'approximation du métamodèle devient beaucoup plus simple et plus rapide à évaluer pour le calcul des indices de Sobol. La Figure 4.11 présente les indices de Sobol obtenus avec cette approche, calculés entre 200 Hz et 5000 Hz en bande de tiers d'octave.

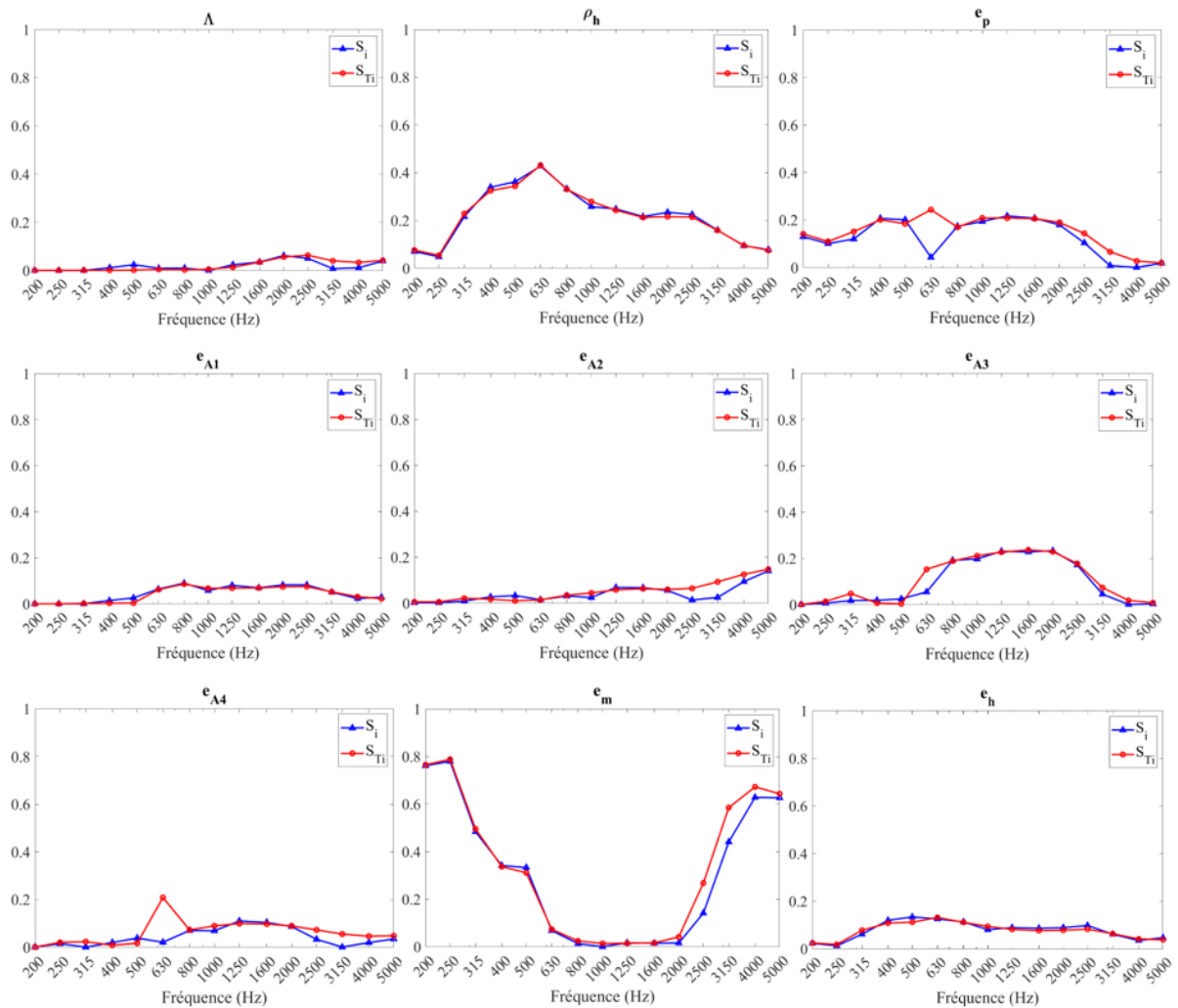


Figure 4.11. Indices de Sobol de 9 paramètres incertains en utilisant le KCP entre 200 Hz et 5000 Hz en bande de tiers d'octave.

On observe que les paramètres de faible importance sont la longueur visqueuse de la mousse Λ et l'épaisseur e_{A1} . Ces résultats suggèrent que les variations de ces paramètres exercent une influence relativement minime sur le résultat global, ce qui indique qu'ils n'affectent pas de manière significative l'affaiblissement de la transmission du son du coffre de volet roulant déroulé dans la gamme de fréquences spécifiée.

La densité de la masse lourde ρ_h influence considérablement la propagation du son dans la gamme de fréquences de 315 Hz à 3150 Hz. L'isolation acoustique fournie par une paroi augmente avec sa masse. En effet, les matériaux plus lourds ont moins tendance à vibrer en réponse aux ondes sonores, ce qui réduit la transmission du son à travers eux.

L'épaisseur de la mousse e_m exerce une influence variable sur les différentes bandes de fréquences. Son importance est maximale aux fréquences moyennes (200 Hz - 500 Hz) et hautes (2500 Hz et 5000 Hz), mais diminue dans la gamme intermédiaire (630 Hz - 2000 Hz). L'épaisseur des plaques du coffre e_p a une influence modérée, mais significative, dans une plage de fréquences spécifique (entre 200 Hz et 2500 Hz). En particulier, autour de 630 Hz, ce paramètre montre une sensibilité aux interactions avec d'autres paramètres.

L'épaisseur de la cavité d'air e_{A4} montre une légère influence entre 1000 Hz et 2500 Hz. Ce paramètre est sensible aux interactions avec d'autres paramètres entre 3150 Hz et 4000 Hz et notamment à 630 Hz. En revanche, l'épaisseur de la cavité d'air e_{A2} semble relativement sensible aux interactions avec les autres paramètres, puisque l'indice total est supérieur à l'indice du premier ordre entre 2500 Hz et 4000 Hz. En revanche, l'épaisseur e_{A3} a une influence très importante entre 630 Hz et 2500 Hz et sensible aux interactions avec les autres paramètres à 630 Hz.

Enfin, les indices totaux sont pratiquement égaux aux indices de Sobol du premier ordre pour certains paramètres, à l'exception des épaisseurs e_p , e_m , e_{A2} , e_{A3} et e_{A4} . Ceci indique que ces 5 paramètres restent sensibles aux interactions avec les autres paramètres. Ces résultats soulignent l'influence dominante des facteurs géométriques sur la perte de transmission sonore du coffre de volet roulant déroulé, tels que l'épaisseur de la mousse et des plaques du coffre, et mettent en évidence l'importance de l'optimisation de ces paramètres pour améliorer les performances acoustiques.

4.4.4. Analyse de sensibilité des paramètres matériaux des isolants

Dans la section précédente, l'importance des paramètres géométriques l'emporte sur l'influence des paramètres matériau, ce qui rend difficile l'évaluation de leur impact. En outre, compte tenu des contraintes imposées par les dimensions et l'assemblage, la modification et l'optimisation des paramètres géométriques en vue d'améliorer les performances acoustiques deviennent intrinsèquement difficiles. Les fabricants de volets roulants se heurtent souvent à des limites lorsqu'ils ajustent les paramètres géométriques en raison de la nécessité de se conformer à des normes spécifiques. Les dimensions du coffre du volet, par exemple, doivent correspondre précisément à des valeurs prédéterminées pour s'intégrer parfaitement à des fenêtres de différentes tailles et s'adapter à différentes structures de bâtiment. De même, l'épaisseur de la mousse utilisée constitue une autre contrainte. Elle doit être suffisante pour l'isolation sans entraver le bon fonctionnement du mécanisme du volet (enroulé/déroulé). Ces contraintes mettent en évidence l'équilibre délicat entre le respect des exigences de conception et la garantie des performances fonctionnelles dans la fabrication des coffres de volets roulants.

En raison de ces contraintes, une analyse de sensibilité est proposée où seuls les paramètres matériaux de la mousse et de la masse lourde sont considérés comme des variables incertaines, en conservant les mêmes intervalles de valeurs pour les paramètres décrites dans le Tableau 4.3. Cette approche nous permet d'isoler et d'évaluer l'impact de ces paramètres matériau sur la perte de transmission sonore du coffre de volet roulant déroulé entre 200 Hz et 5000 Hz en bande de tiers d'octave. Dans la Figure 4.12, les indices de Sobol sont calculés avec le métamodèle KCP avec un plan d'expérience de 1000 échantillons.

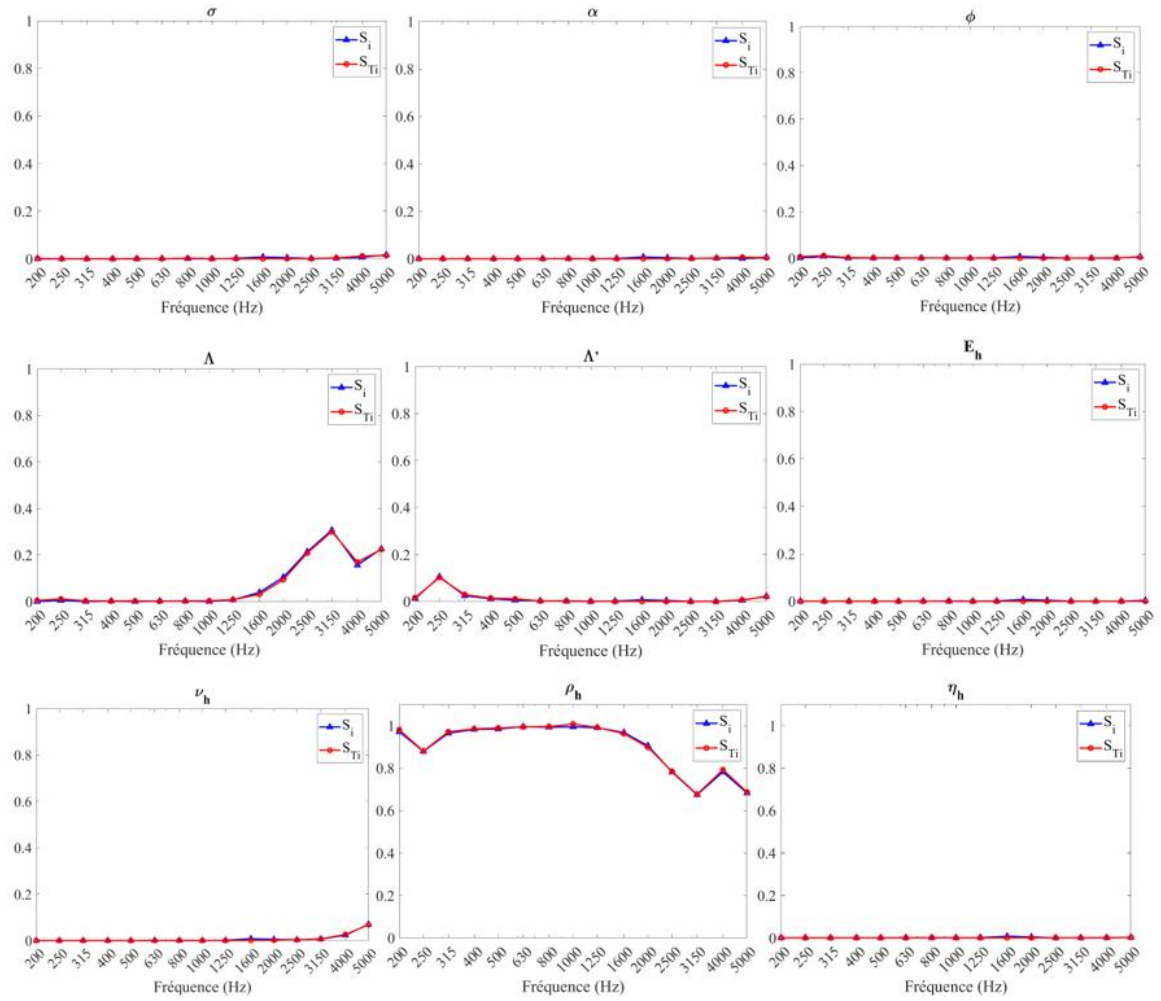


Figure 4.12. Indices de Sobol des paramètres matériaux de la mousse de mélamine et de la masse lourde à l'aide de KCP.

Six paramètres n'ont pas d'influence sur la perte de transmission sonore du coffre de volet roulant déroulé. Ces paramètres sont la résistivité σ , la porosité Φ et la tortuosité α de la mousse, ainsi que le module d'Young E_h , le coefficient de Poisson ν_h et le facteur de perte η_h de la masse lourde.

La longueur visqueuse Λ de la mousse a une influence notable à haute fréquence, plus précisément entre 2000 Hz et 5000 Hz en bande de tiers d'octave. Cette caractéristique joue un rôle important dans la dissipation de l'énergie des ondes sonores à ces fréquences élevées. À ces fréquences, les ondes sonores ont des longueurs d'onde plus courtes, et rencontrent moins de résistance lorsqu'elles traversent le matériau poreux. La longueur visqueuse de la mousse influence la capacité du matériau à absorber et à dissiper l'énergie sonore et est liée à l'effet visqueux. En revanche, la longueur thermique Λ' de la mousse a une influence légère mais

perceptible à 250 Hz. Cela suggère qu'à 250 Hz, les effets thermiques à l'intérieur de la mousse, contribuent légèrement à l'atténuation des ondes sonores.

En ce qui concerne la densité ρ_h de la masse lourde, elle a une importance significative pour pratiquement toute la bande de fréquences (200 Hz - 5000Hz). Son importance réside dans sa capacité à ajouter de la masse et donc à bloquer plus efficacement les ondes sonores. L'absence d'interactions entre les paramètres est mise en évidence car l'indice de Sobol du premier ordre est pratiquement égal à l'indice de Sobol total pour tous les paramètres. L'influence de chaque paramètre sur la réponse du système est principalement déterminée par son effet individuel plutôt que par son effet combiné avec d'autres paramètres.

4.4.5. Analyse de sensibilité des paramètres matériaux du poreux

On s'intéresse ici à l'analyse de sensibilité des paramètres matériau de la mousse de mélamine uniquement. Tout d'abord, l'objectif est de déterminer si d'autres paramètres du matériau poroélastique, tels que ceux de la mousse de mélamine, peuvent devenir influents. En isolant l'étude des paramètres de la mousse de mélamine, on peut évaluer l'impact de leurs modifications sur le comportement et les performances globales du système.

Deuxièmement, la prise en compte des considérations pratiques ne doit pas être négligée, notamment en termes de faisabilité de la fabrication. Il est possible de modifier les paramètres de la mousse de mélamine, car on peut plus facilement ajuster et contrôler les propriétés de ces matériaux à partir de leur microstructure afin d'optimiser les performances acoustiques du coffre. Dans la Figure 4.13, les indices de Sobol sont calculés avec le métamodèle KCP avec un plan expérimental de 1000 échantillons entre 200 Hz et 5000 Hz en bande de tiers d'octave en utilisant le Tableau 4.3 donnant les intervalles de valeurs des paramètres incertains du modèle FTMM du coffre déroulé.

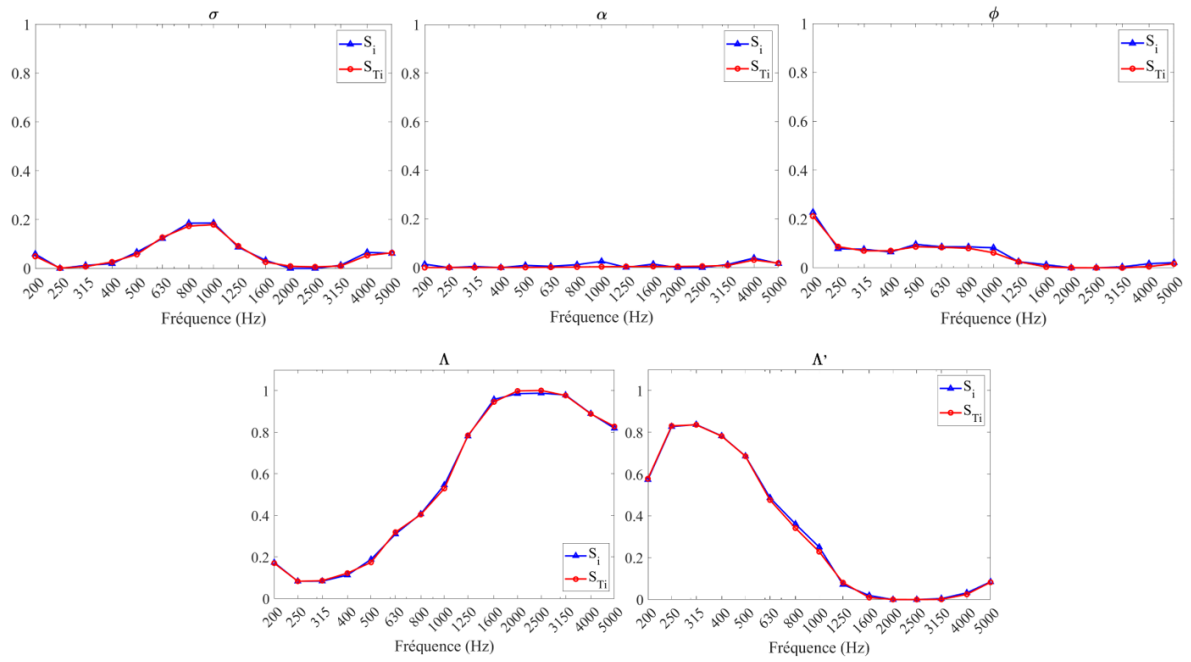


Figure 4.13. Indices de Sobol des paramètres acoustiques de la mousse en utilisant le métamodèle KCP.

Certaines différences sont perceptibles lorsque les paramètres matériau de la masse lourde ne sont pas pris en compte. Notamment, la résistivité σ de l'écoulement gagne en importance aux moyennes fréquences, en particulier entre 630 Hz et 1250 Hz. La porosité Φ a une légère influence sur les fréquences moyennes (200 Hz - 1000 Hz). La longueur thermique Λ' apparaît comme très influente aux moyennes fréquences (200 Hz - 1000 Hz). La longueur visqueuse Λ semble être un paramètre important, surtout à mesure que fréquence augmente (630 Hz - 5000 Hz).

À des fréquences plus élevées, la longueur des ondes sonores devient plus petite et interagit principalement avec les plus petits pores du matériau, reliés aux pertes visqueuses dues à l'écoulement de l'air à travers ces pores. À l'inverse, à des fréquences plus basses, la longueur d'onde est plus grande et interagit davantage avec les pores de plus grande taille, où les pertes thermiques dominent. C'est cette transition entre les effets thermiques et visqueux qui explique l'influence de la longueur thermique qui diminue progressivement alors que celle de la longueur visqueuse augmente à mesure que la fréquence augmente. La résistivité est liée à ces deux longueurs caractéristiques [163] et joue un rôle dans la transition entre l'influence des effets thermique et visqueux. C'est précisément au moment où l'influence de la longueur visqueuse

augmente et où celle de la longueur thermique diminue que l'on observe une augmentation de l'importance de la résistivité.

4.5. Optimisation de l'isolation acoustique du coffre déroulé à l'aide d'un algorithme génétique

L'optimisation de l'isolation acoustique du coffre de volet roulant déroulé constitue un enjeu pour améliorer le confort sonore des bâtiments. Cette section explore l'application d'un algorithme génétique afin d'optimiser les propriétés des matériaux absorbants, en particulier la mousse de polyuréthane. Après une présentation du principe et du fonctionnement de l'algorithme génétique, nous introduirons un modèle micro-macro permettant de caractériser le comportement acoustique des mousses de polyuréthane. L'optimisation de la mousse est basée sur trois caractéristiques géométriques de la microstructure des cellules de la mousse de polyuréthane : le taux de réticulation, l'épaisseur des entretoises et la longueur des entretoises. Les relations entre les caractéristiques acoustiques de la mousse et ses dimensions microstructurales sont examinées. Ensuite, l'algorithme génétique est utilisé pour déterminer la combinaison optimale de ces trois paramètres afin d'améliorer la performance de transmission acoustique du coffre de volet roulant déroulé en s'appuyant sur le modèle FTMM décrit précédemment.

4.5.1. Algorithme génétique

Un algorithme génétique (AG) est une technique d'optimisation globale puissante, inspirée du principe de la sélection naturelle, largement utilisée pour résoudre des problèmes d'optimisation en ingénierie, notamment en vibroacoustique [164], [165], [166]. Il est conçu pour identifier des solutions optimales indépendamment de la nature de la fonction objective (discontinue, non différentiable, stochastique, non-linéaire...) [12]. Son fonctionnement repose sur un processus itératif impliquant la sélection, le croisement et la mutation, permettant d'améliorer progressivement une population de solutions candidates au fil des générations (Figure 4.16).

Chaque solution candidate est représentée par un ensemble de propriétés, ou gènes, qui peuvent être modifiées par des opérateurs génétiques. Les solutions sont traditionnellement représentées sous forme de chaînes binaires, composées de 0 et de 1, afin de définir chaque chromosome, ce qui correspond au codage binaire pour des variables discrètes. Toutefois, en fonction de la nature du problème traité, d'autres formes de représentation peuvent être adoptées. Par

exemple, pour des variables continues, on utilise souvent le codage réel, qui peut ensuite être transformé en codage binaire [12]. La qualité de chaque solution est évaluée à l'aide d'une fonction objective (également appelée fonction fitness [12]). Les solutions de meilleure qualité ont ainsi plus de chances d'être sélectionnées pour la reproduction dans la génération suivante. Dans ce travail, le module *Global Optimization Toolbox* de Matlab® est employé.

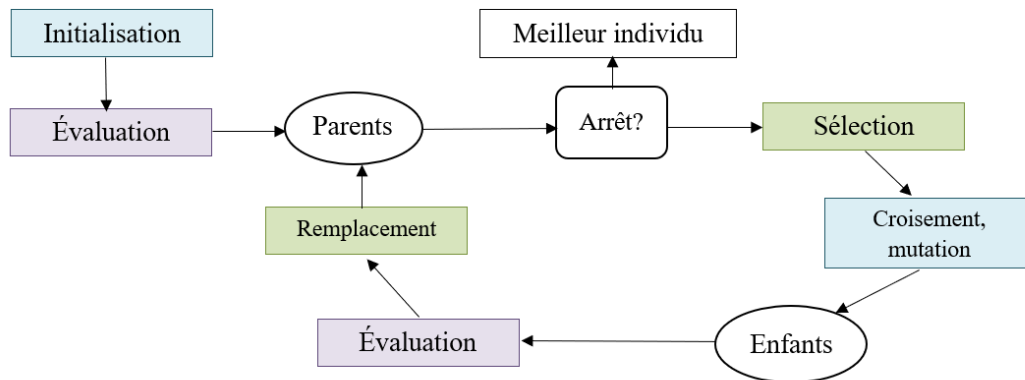


Figure 4.14. Étapes générales de l'algorithme génétique.

Le processus évolutif débute par la génération d'une population initiale de solutions, chacune étant encodée sous forme de chromosome. Au fil des générations, les algorithmes génétiques simulent l'évolution naturelle grâce à des opérateurs génétiques tels que le croisement et la mutation. Le croisement combine le matériel génétique de deux solutions parentes pour produire une descendance, tandis que la mutation introduit de petites modifications aléatoires dans certaines solutions. Ces opérations assurent la diversité de la population et permettent d'explorer efficacement l'espace des solutions. Les individus les plus performants ont plus de chances de survivre et de se reproduire, conduisant progressivement à l'évolution de solutions de meilleure qualité.

La méthode de sélection est la première étape dans les algorithmes génétiques pour déterminer quels individus de la population actuelle seront utilisés pour créer la génération suivante. Dans le cas de cette étude, la sélection repose sur un échantillonnage stochastique permettant d'éviter la convergence prématurée [167]. La sélection universelle stochastique démarre à partir d'un nombre aléatoire et sélectionne les candidats suivants à intervalles fixes parmi le reste de la population, empêchant ainsi les individus les plus performants de dominer complètement l'espace des candidats [168].

Le croisement consiste à sélectionner aléatoirement deux individus parents parmi ceux choisis lors de la phase de sélection, afin de les combiner pour créer deux nouveaux individus enfants. Cet opérateur permet de concentrer une partie de la population autour des individus les plus performants. Différents types de croisement existent en fonction du type de codage utilisé (mono-point, double-point, uniforme,...) et de l'emplacement des points de croisement [166]. Le croisement épars (scattered crossover), utilisé dans Matlab, est une méthode de croisement où un vecteur binaire aléatoire est généré pour déterminer quels gènes seront hérités de chaque parent. Pour chaque position du chromosome, si la valeur du vecteur est 1, l'enfant hérite du gène du premier parent. Si la valeur est 0, l'enfant prend le gène du second parent [12].

L'algorithme génétique utilise l'opérateur de mutation pour maintenir la diversité de la population et éviter ainsi que l'algorithme ne converge prématurément vers un optimum local [169], [170]. Pour l'algorithme avec un codage binaire, la mutation consiste à inverser la valeur de un ou plusieurs bits d'un individu, passant de 1 à 0 ou inversement, selon une probabilité de mutation définie. Dans le cas de l'algorithme génétique, plusieurs techniques de mutation existent, telles que la mutation aléatoire, la mutation uniforme, ou encore la mutation gaussienne [12]. Dans ce travail, la mutation gaussienne est utilisée.

Une fois les nouveaux individus générés, leur aptitude est évaluée à l'aide de la même fonction objective qui, dans notre cas, vise à maximiser la perte par transmission sonore par bande de tiers d'octave pour le coffre de volet roulant déroulé. La population précédente est ensuite remplacée partiellement ou totalement par la nouvelle génération. Le remplacement élitiste est adopté [170], [171]. Une fois que la population d'enfants est générée, elle est fusionnée avec la population des parents, et seuls les individus les plus performants sont sélectionnés pour constituer la nouvelle population. De cette façon, une solution optimale trouvée tôt dans le processus d'optimisation n'est pas perdue, même si une autre solution meilleure apparaît ensuite [12]. L'élitisme augmente donc la probabilité de produire de meilleurs enfants et favorise une convergence rapide vers la solution optimale. Ce cycle itératif de sélection, croisement, mutation et évaluation se poursuit jusqu'à ce qu'un critère d'arrêt soit atteint.

Les critères d'arrêt d'un algorithme génétique déterminent les conditions sous lesquelles l'algorithme cesse son exécution. Plusieurs options sont disponibles pour définir ces critères. Tout d'abord, le critère basé sur le nombre maximal de générations fixe une limite au nombre d'itérations que l'algorithme peut effectuer. Un critère basé sur la valeur de fitness met fin à l'exécution lorsque la meilleure valeur de fitness descend en dessous d'un seuil spécifié. De plus,

l'algorithme peut s'arrêter si l'amélioration moyenne pondérée de la fonction objectif sur un certain nombre de générations devient inférieure à la tolérance de la fonction.

L'algorithme génétique utilisé dans ce cas repose sur plusieurs paramètres clés. Le taux d'élitisme est fixé à 5 % de la population, permettant ainsi de préserver les meilleures solutions à chaque génération. Dans cette étude, la sélection des individus se fait en fonction de leur classement, c'est-à-dire selon leur rang relatif plutôt que leur valeur exacte de fitness. L'objectif est de favoriser ceux dont la fitness se rapproche de la valeur de tolérance fixée.

Le taux de croisement, fixé à 0.8, indique que 80 % des individus seront recombinaisonnés à chaque génération, favorisant ainsi l'exploration de l'espace de recherche. La tolérance de la fonction objectif est définie à 10^{-6} . La taille de la population est de 50 lorsque le nombre de variables est inférieur ou égal à 5, conformément aux recommandations de Matlab. Enfin, le nombre maximal de générations est fixé à 300 ($=100 \times$ le nombre de variables, ici de trois).

Dans ce travail, l'algorithme génétique s'arrête lorsque l'amélioration moyenne de la valeur de la fonction objectif sur un certain nombre de générations devient inférieure à la tolérance spécifiée (ici fixée à 10^{-6}). Ce critère d'arrêt permet de détecter une stagnation dans l'évolution des solutions. Ainsi, l'optimisation s'arrête lorsque les variations de la fonction objectif sont négligeables, indiquant que l'algorithme ne parvient plus à améliorer significativement la solution.

4.5.2. Modèle micro-macro pour les mousses polyuréthane

Dans cette étude, le lien entre la microstructure des mousses de polyuréthane (PU) et les paramètres acoustiques définis par le modèle de Johnson-Champoux-Allard (JCA) est le modèle micro-macro proposé par Doutres et al. [172]. Les caractéristiques géométriques de la structure cellulaire de la mousse, illustrées à la Figure 4.15, servent de base à l'optimisation dans ce modèle.

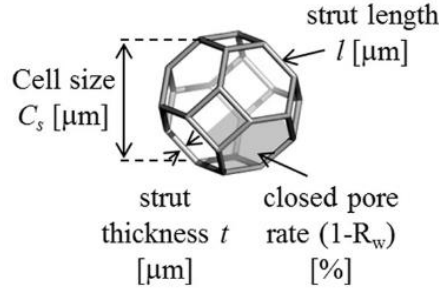


Figure 4.15. Paramètres de forme de la cellule unitaire, prise de [172].

La porosité ϕ et la longueur caractéristique thermique Λ' sont définies en fonction des trois principaux paramètres géométriques de la mousse qui sont t , l et R_w :

$$\phi = 1 - C_t^\rho \cdot \left(\frac{t}{l}\right)^2 \quad (4.43)$$

$$\Lambda' = \frac{8l\sqrt{2}}{3} \left(\frac{1 - \frac{t^2(2\sqrt{3} - \pi)}{l^2\sqrt{2}}}{1 + 2\sqrt{3} - R_w \left(1 + 2\sqrt{3} - 4\pi \frac{t}{l\sqrt{3}}\right)} \right) \quad (4.44)$$

Ici, t représente l'épaisseur des entretoises, l la longueur des entretoises, et $C_t^\rho = \frac{2\sqrt{3}-\pi}{\sqrt{2}}$ pour les entretoises ayant une forme de section transversale concave triangulaire.

Le taux de réticulation R_w quantifie le ratio de la surface de la fenêtre ouverte à la surface totale des fenêtres au sein du matériau. L'expression généralisée de la résistivité au flux σ est :

$$\sigma = C^\beta \left(C_r^\rho \frac{t}{l^2}\right)^2 \left(\frac{1}{R_w}\right)^{1.1166} \quad (4.45)$$

où $C_r^\rho = 3\pi/8\sqrt{2}$ et $C^\beta = 128\eta$, avec η représentant la viscosité dynamique de l'air (égale à 1.85×10^{-5} Pa.s). De plus, la tortuosité α_∞ et la longueur caractéristique visqueuse Λ sont exprimées en fonction du taux de réticulation R_w :

$$\Lambda = \frac{\Lambda'}{1.55} \left(\frac{1}{R_w}\right)^{-0.6763} \quad (4.46)$$

$$\alpha_\infty = 1.05 \left(\frac{1}{R_w}\right)^{0.3802} \quad (4.47)$$

En reliant ces propriétés microstructurales aux paramètres acoustiques du modèle JCA, cette étude offre des perspectives pour améliorer la performance acoustique des mousses PU.

4.5.3. Optimisation de la mousse polyuréthane présente dans le coffre de volet roulant déroulé

L'étude de cas explore l'optimisation de la mousse de polyuréthane (PU) notée (V2) dans le modèle FTMM d'un coffre de volet roulant déroulé, en se concentrant sur l'amélioration de la performance acoustique par des modifications microstructurales. La mousse PU est caractérisée par cinq paramètres acoustiques macroscopiques ($\phi, \Lambda', \sigma, \Lambda, \alpha_\infty$), qui sont liés à trois propriétés géométriques microscopiques : l'épaisseur des entretoises t , la longueur des entretoises l , et le taux de réticulation R_w , comme décrit par [172]. Pour cette étude, l'optimisation des propriétés microstructurales de la mousse vise à maximiser la perte de transmission sonore sur une plage de fréquences de 200 Hz à 5000 Hz en bande de tiers d'octave.

La mousse PU-V2 (définie dans [173]) se distingue par sa structure de pores majoritairement fermés et donc une résistivité à l'écoulement élevée. Le Tableau 4.4 présente les valeurs moyennes et les plages de variation pour les paramètres microstructuraux de la mousse (t, l, R_w) :

Tableau 4.4. Propriétés de la microstructure de la mousse PU-V2 d'après [173].

	$t \times 10^{-6} (m)$			$l \times 10^{-6} (m)$			$R_w (\%)$		
	Valeur moyenne	Limite inférieure	Limite supérieure	Valeur moyenne	Limite inférieure	Limite supérieure	Valeur moyenne	Limite inférieure	Limite supérieure
PU-V2	57	51.3	62.7	175.2	157.9	192.5	20	10	30

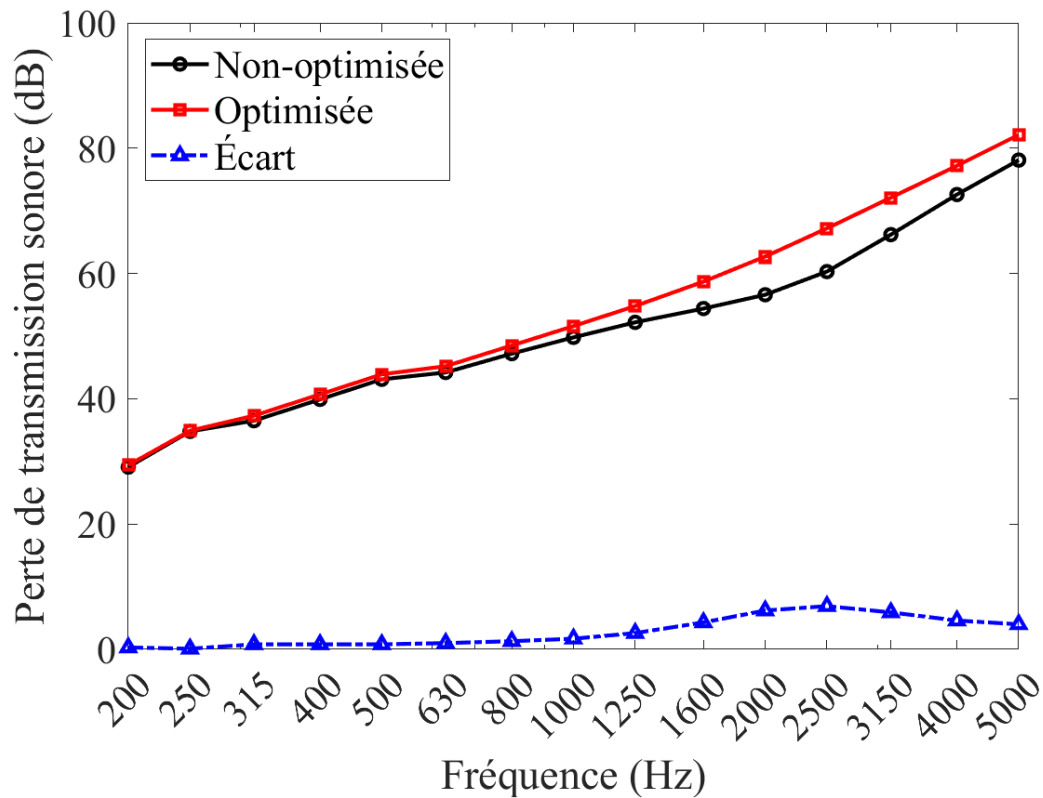


Figure 4.16. Perte de transmission donnée par le modèle FTMM du coffre de volet roulant déroulé avec une mousse PU-V2 non-optimisée et optimisée

L'optimisation a été réalisée à l'aide de l'algorithme génétique, qui ajuste les propriétés microstructurales pour maximiser la transmission sonore tout en restant dans les plages de paramètres définies. La Figure 4.16 compare les valeurs de la perte de transmission sonore pour la mousse non-optimisée et optimisée de 200 Hz à 5000 Hz en bande de tiers d'octave. Les paramètres optimisés pour les fréquences sélectionnées sont présentés dans le Tableau 4.5. L'écart représente la différence en dB entre les valeurs optimisées et non-optimisées de la perte de transmission sonore du coffre de volet roulant déroulé.

Les trois paramètres microstructuraux, à savoir l'épaisseur des entretoises t , la longueur des entretoises l , et le taux de réticulation R_w , influencent directement les propriétés acoustiques macroscopiques de la mousse PU, telles que la résistivité à l'écoulement, les longueurs visqueuse et thermique. Des entretoises plus épaisses augmentent la rigidité de la mousse, renforçant sa capacité à résister à la propagation des ondes sonores, en particulier à des fréquences plus élevées. Cela se reflète dans les valeurs optimisées, où une légère augmentation de t contribue à améliorer la perte de transmission sonore au-delà de 1000 Hz.

La longueur des entretoises l définit la taille des pores et, par conséquent, la résistivité à

l'écoulement. Des longueurs d'entretoises plus courtes augmentent la résistance au mouvement de l'air, atténuant ainsi efficacement les ondes sonores. Dans les résultats d'optimisation, l reste constamment à sa limite inférieure (1.579×10^{-6} m), suggérant que des tailles de pores plus petites sont plus avantageuses pour l'isolation sonore.

Le taux de réticulation représente la fraction de pores ouverts. Un taux de réticulation R_w plus faible indique une structure à pores majoritairement fermés, ce qui limite l'écoulement de l'air et réduit la transmission sonore. Le processus d'optimisation privilégie un R_w faible (10%), en particulier à des fréquences plus élevées, soulignant le rôle essentiel d'une configuration à pores fermés dans l'amélioration de la perte de transmission sonore [174]. La performance améliorée est principalement due à la structure à pores fermés de la mousse, où une résistivité à l'écoulement plus élevée joue un rôle important dans la réduction de la transmission sonore.

Les résultats montrent une dépendance claire de la performance optimisée de la mousse en fonction de la fréquence. Aux moyennes fréquences, l'amélioration de la perte de transmission sonore est marginale, avec des gains variant de 0,3 dB à 1,7 dB. Cela est cohérent avec le fait que les ondes sonores en basse fréquence ont des longueurs d'onde plus grandes, qui sont moins affectées par la microstructure de la mousse. En revanche, l'isolation aux basses fréquences est davantage influencée par la masse et la rigidité globales du système.

À des fréquences plus élevées (au-dessus de 1000 Hz), des améliorations nettement plus significatives se produisent, avec des gains de perte de transmission sonore atteignant 6,9 dB à 2500 Hz. Les ondes haute fréquence, ayant des longueurs d'onde plus courtes, interagissent plus efficacement avec la microstructure de la mousse, où l'augmentation de la résistivité à l'écoulement et la réduction de l'ouverture des pores (diminution de R_w) atténuent le son de manière plus efficace, faisant de la mousse un élément crucial dans la réduction des transmissions sonores aux hautes fréquences.

Tableau 4.5. Résultats de l'optimisation par AG du coffre de volet roulant déroulé FTMM.

Fréquence (Hz)	Épaisseur de l'entretoise t (m)	Longueur de l'entretoise l (m)	Taux de réticulation R_w (%)	Écart avec la solution non optimisée (dB)
200	$5,1326 \times 10^{-5}$	$1,9249 \times 10^{-4}$	30	0,3
250	$6,2695 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	0,1
315	$6,2691 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	0,8
400	$6,2688 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	0,8
500	$6,2692 \times 10^{-5}$	$1,5790 \times 10^{-4}$	10	0,8
630	$6,2699 \times 10^{-5}$	$1,5790 \times 10^{-4}$	10	1,0
800	$6,2700 \times 10^{-5}$	$1,5790 \times 10^{-4}$	10	1,3
1000	$6,2686 \times 10^{-5}$	$1,5790 \times 10^{-4}$	10	1,7
1250	$6,2691 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	2,6
1600	$6,2688 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	4,3
2000	$6,2690 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	6,2
2500	$6,2696 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	6,9
3150	$6,2689 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	5,9
4000	$6,2699 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	4,6
5000	$6,2692 \times 10^{-5}$	$1,5791 \times 10^{-4}$	10	4,0

4.6. Conclusion

Ce chapitre a été consacré aux performances acoustiques d'un coffre de volet roulant en position déroulée, intégrant une couche poreuse et de la masse lourde. En utilisant la méthode des matrices de transfert finies (FTMM) et une analyse de sensibilité, l'objectif était d'identifier les paramètres les plus influents sur la transmission acoustique du coffre déroulé.

Des techniques d'analyse de sensibilité globale, notamment la méthode de Morris et les indices de Sobol, ont été utilisées pour identifier les paramètres les plus influents sur la transmission sonore ainsi que leurs interactions. Étant donné le coût numérique élevé du calcul des indices de Sobol, en particulier pour des modèles avec de nombreux paramètres, l'intégration de métamodèles s'est avérée une stratégie utile. Cette étude propose une évaluation comparative de trois méthodes de métamodélisation, telles que l'Extension du Chaos Polynomial, le Krigeage et le Krigeage par Chaos Polynomial. Les résultats ont montré que le Krigeage par Chaos Polynomial est le métamodèle le plus adapté à cette problématique.

Une première analyse de sensibilité a été réalisée avec la méthode de Morris afin d'éliminer les paramètres non influents sur la perte de transmission sonore du coffre déroulé. Ensuite, une analyse plus approfondie a été menée avec les indices de Sobol, en utilisant le Krigeage par Chaos Polynomial, ce qui a permis d'identifier les paramètres géométriques comme étant les plus importants, notamment les épaisseurs des couches fluides, des mousses et des plaques.

Deux analyses de sensibilité complémentaires ont ensuite été effectuées. L'une portait sur les paramètres matériau de la mousse de mélamine et la masse lourde, tandis que l'autre se concentrait exclusivement sur les paramètres de la mousse de mélamine. Les résultats ont montré que, pour la masse lourde, la densité joue un rôle clé dans l'amélioration de la réponse du système. Aux basses fréquences, la longueur thermique domine le comportement du matériau. À des fréquences plus élevées, où les longueurs d'onde sont plus courtes, les interactions avec l'air contenu dans les petits pores deviennent prépondérantes. La longueur visqueuse devient alors un paramètre déterminant, influençant la transmission sonore par dissipation d'énergie à travers les effets visqueux dans les pores de la mousse de mélamine. La résistivité à l'écoulement est également un facteur important.

Enfin, l'optimisation de la mousse polyuréthane (PU-V2) met en évidence le potentiel du calibrage microstructural pour améliorer les performances acoustiques, en particulier dans les

hautes fréquences. En réduisant le taux de réticulations et en ajustant les dimensions des cellules, l'isolation acoustique de la mousse est améliorée avec des gains non négligeables en termes de perte de transmission pour le coffre déroulé. Ces résultats valident l'efficacité de l'algorithme génétique pour l'optimisation des matériaux et ouvrent des perspectives pour la conception de matériaux acoustiques avancés destinés aux applications vibro-acoustiques.

Conclusion générale et perspectives

L'objectif de cette thèse était d'analyser et d'optimiser les performances acoustiques des coffres de volets roulants, en combinant différentes approches numériques et expérimentales. Face aux enjeux croissants du confort acoustique dans le bâtiment, le coffre de volet roulant représente un maillon faible dans l'isolation acoustique, facilitant la transmission des bruits extérieurs vers l'intérieur, en particulier lorsqu'il est insuffisamment isolé. L'évaluation expérimentale de ses performances acoustiques en laboratoire est coûteuse et dépend fortement des conditions de montage et du laboratoire, rendant les mesures complexes et peu reproductibles [7], [8]. La simulation numérique apparaît ainsi comme une alternative pertinente, offrant la possibilité d'optimiser la conception sans nécessiter la fabrication systématique de prototypes.

Dans un premier temps, la transmission sonore à travers les coffres de volets roulants en utilisant une approche hybride combinant la méthode des éléments finis et la méthode des éléments infinis pour les basses fréquences a été étudiée. Ce modèle numérique a ensuite été utilisé pour estimer la perte de transmission sonore des coffres de volets roulants en fonction de différentes configurations (coffre isolé/non isolé, tablier enroulé/déroulé). Les résultats des simulations ont été jugés en bon accord avec les mesures expérimentales, validant ainsi la cohérence du modèle. Une étude paramétrique a mis en évidence que la rigidité des embouts a un effet négligeable sur la transmission sonore, tandis que des conditions aux limites encastrées améliorent significativement l'isolation acoustique dans la gamme de fréquences étudiée. L'analyse a également souligné l'influence de la disposition des matériaux isolants et du positionnement des masses lourdes sur la performance acoustique du coffre [23].

Ensuite, pour le domaine des moyennes et hautes fréquences, la méthode des matrices de transfert finies a été employée. La corrélation entre les simulations et les essais expérimentaux a montré que cette approche permet de reproduire de façon satisfaisante le comportement acoustique du coffre déroulé avec isolation. La méthode des matrices de transfert finies a montré une bonne concordance avec les mesures expérimentales entre 200 Hz et 5000 Hz, mais son efficacité en basse fréquence (100 Hz - 200 Hz) reste limitée en raison des simplifications géométriques et de l'absence de prise en compte des conditions aux limites.

À travers une analyse de sensibilité, nous avons pu identifier les paramètres les plus influents sur la transmission sonore du coffre déroulé modélisé avec la méthode de matrices de transfert finies, intégrant une couche poreuse et une masse lourde. L'analyse de sensibilité globale a été réalisée en utilisant la méthode de Morris et les indices de Sobol, permettant de déterminer les paramètres clés. Pour réduire le coût numérique élevé du calcul des indices de Sobol, différentes techniques de métamodélisation ont été comparées, notamment la méthode du Chaos Polynomial, le Krigeage et le Krigeage par Chaos Polynomial. Ce dernier s'est révélé être le plus efficace pour notre problématique.

Une première étape d'analyse de sensibilité, réalisée à l'aide de la méthode de Morris, a permis d'écarter les paramètres exerçant une influence négligeable sur la perte de transmission sonore. Un approfondissement avec les indices de Sobol, couplé à la technique du Krigeage par Chaos Polynomial, a ensuite mis en lumière l'impact prédominant des paramètres géométriques, en particulier les épaisseurs des couches fluides, des mousses et des plaques.

En raison des contraintes industrielles liées aux paramètres géométriques, deux analyses de sensibilité complémentaires ont été conduites : la première s'intéressant aux propriétés des matériaux constituant la mousse de mélamine et la masse lourde, la seconde se focalisant exclusivement sur la mousse de mélamine. Les résultats ont révélé que la densité de la masse lourde joue un rôle essentiel dans la réponse acoustique du système. En basse fréquence, la longueur thermique s'impose comme le paramètre dominant, tandis qu'aux fréquences plus élevées, les interactions entre l'air et les plus petits pores du matériau rendent la longueur visqueuse déterminante. La résistivité à l'écoulement s'est également avérée être un facteur clé influençant la performance acoustique du coffre.

Enfin, une phase d'optimisation a été mise en place pour améliorer l'isolation du coffre déroulé, en particulier via l'optimisation des propriétés des mousses absorbantes utilisées. Un modèle micro-macro [172] a été utilisé pour la mousse de polyuréthane, permettant d'optimiser ses paramètres microstructuraux afin d'améliorer ses performances acoustiques. Grâce à un algorithme génétique, il a été possible d'identifier des configurations de matériaux plus efficaces, réduisant ainsi la transmission sonore du coffre déroulé modélisé par la méthode des matrices de transfert finies.

L'ensemble des résultats obtenus au cours de cette étude confirme la pertinence des approches numériques employées pour prédire le comportement acoustique des coffres de volets

roulants. La méthodologie développée permet non seulement d'analyser l'impact des différents paramètres de conception sur l'isolation acoustique, mais également d'optimiser ces éléments pour répondre aux exigences de confort acoustique dans le bâtiment. Cette thèse s'inscrit dans la continuité des recherches menées sur l'acoustique des fenêtres et des entrées d'air, en élargissant l'étude aux coffres de volets roulants.

Plusieurs perspectives de recherche peuvent être envisagées pour prolonger cette étude et répondre aux défis encore présents dans le domaine de l'isolation acoustique des éléments de façade. Certains phénomènes physiques complémentaires pourraient être pris en compte :

- Utilisation de la méthode des matrices de transfert en parallèle pour le coffre enroulé [68], qui consiste à modéliser un empilement de couches disposées latéralement (côte à côte) plutôt que dans le sens de la propagation. Cette méthode permettrait de représenter le volet enroulé dans le coffre, notamment en moyennes et hautes fréquences.
- Intégration de la mortaise (ouverture dans le coffre) et de l'entrée d'air dans la modélisation et l'optimisation des performances acoustiques : Ces zones représentent des fuites sonores, qui peuvent limiter l'efficacité globale du coffre. Leur prise en compte dans la modélisation permettrait d'obtenir une évaluation plus réaliste et ouvrirait la voie à une optimisation afin d'identifier des solutions d'atténuation.

L'optimisation menée dans cette thèse s'est concentrée sur l'amélioration des performances acoustiques du coffre déroulé. Toutefois, une approche plus globale pourrait être envisagée en intégrant d'autres critères d'optimisation :

- Prise en compte des performances thermiques : En parallèle de l'isolation acoustique, l'isolation thermique du coffre est un enjeu clé pour répondre aux réglementations énergétiques en vigueur. Une optimisation conjointe acoustique/thermique permettrait de proposer des solutions plus équilibrées et adaptées aux besoins du bâtiment.
- Modélisation et optimisation des performances acoustiques des coffres de volets roulants à l'aide de méthodes d'intelligence artificielle basées sur les données (data-driven): En s'appuyant sur l'intelligence artificielle (par le biais d'un réseau de neurones, par exemple), il devient possible de prédire rapidement le comportement acoustique en fonction de la géométrie et des propriétés des matériaux à partir de simulations numériques et/ou d'essais expérimentaux. Des algorithmes d'optimisation peuvent ensuite

identifier les configurations offrant les meilleures performances, notamment en termes d'atténuation sonore dans les gammes de fréquences ciblées.

Dans le cadre de l'étude d'optimisation des performances acoustiques du coffre étudié, une validation approfondie des résultats numériques obtenus pourrait être réalisée en les comparant à des essais expérimentaux. Cette validation serait intéressante pour confirmer la pertinence de l'optimisation et pour s'assurer que les prédictions obtenues en simulation reflètent bien les comportements réels observés en laboratoire.

L'amélioration des performances acoustiques passe aussi par l'innovation en matière de matériaux absorbants et de conception structurelle :

- Utilisation de métamatériaux acoustiques : permettent de contrôler la propagation des ondes sonores de manière plus efficace qu'avec des matériaux conventionnels [175].
- Plutôt que d'utiliser des couches homogènes de matériaux absorbants, une approche innovante consisterait à concevoir des mousses ou des composites dont les propriétés varient spatialement (structures à gradient de propriétés) pour être efficaces sur une plus large bande de fréquence et quel que soit la position du volet dans le coffre.

Bibliographie

- [1] BruitParif, « Le coût social du bruit en Ile-de-France - Synthèse », 2021.
- [2] European Environment Agency, « Environmental noise in europe », 2020.
- [3] World Health Organization, « Environmental Noise Guidelines for the European Region », 2018.
- [4] ADEME, I CARE CONSULT, et ÉNERGIES DEMAIN, « Estimation du coût social du bruit en france et analyse de mesures d'évitement simultané du bruit et de la pollution de l'air », Rapport technique, 2021.
- [5] Ministère de l'Ecologie, du Développement durable, des Transports et du Logement, « Réglementation Thermique 2012 ». 2012.
- [6] Ministère de la Transition écologique, « Réglementation Environnementale 2020 ». 2020.
- [7] C. Soussi, « Développement de modèles numériques pour l'évaluation des performances vibro-acoustiques de fenêtres en basse fréquence », Thèse de doctorat, HESAM Université, Paris, France, 2020.
- [8] J. Puig, « Etude et modélisation numérique de la transmission acoustique des entrées d'air de fenêtre », Thèse de doctorat, HESAM Université, Paris, France, 2023.
- [9] J.-F. Allard et N. Atalla, *Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials*, 2e ed. Wiley, 2009.
- [10] M. D. Morris, « Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiments », *Technometrics*, vol. 33, n° 2, Art. n° 2, 1991.
- [11] I. M. Sobol', « Global sensitivity indices for nonlinear mathematical models and their Monte Carlo estimates », *Math. Comput. Simul.*, vol. 55, n° 1-3, Art. n° 1-3, 2001.
- [12] Matlab, « Global Optimization Toolbox User's Guide ». 2011.
- [13] F. Taddei, « Publication de la nouvelle étude TBC Innovations sur le marché des volets », Verre & protections.com. Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.verreetprotections.com/publication-de-la-nouvelle-etude-tbc-innovations-sur-le-marche-des-volets/>.
- [14] UFME, « Le marché de la fenêtre en France - Synthèse UFME ». 2023.
- [15] EDF, « Isolation du coffre d'un volet roulant : stop aux déperditions ! », IZI by EDF Renov. Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.izi-by-edf-renov.fr/blog/isolation-coffre-volet-roulant>.
- [16] Somfy, « Le groupe SOMFY : 50 ans d'anticipation et d'innovation ». Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.somfy-group.com/fr-fr/adn/histoire>.
- [17] Somfy, « Prix moteur volet roulant : quel budget prévoir ». Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.somfy.fr/assistance/faq?question=prix-moteur-volet-roulant>.
- [18] CSTB, « Rapport d'essais N°AC16-26064802 concernant un coffre de volet roulant », 2016.
- [19] CSTB, « Rapport d'essais N°AC04-065/3 concernant cinq coffres de volets roulants », 2005.
- [20] Norme NF 202 Fermetures – VEMCROS, 2018.
- [21] Réseau Eco Habitat, « Faire des travaux de rénovation pour économiser ». Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.reseau-ecohabitat.fr/travaux-logement-pour-economiser/>.

- [22] Ministère du Partenariat avec les territoires et de la Décentralisation Ministère de la Transition écologique, de l'Énergie, du Climat et de la Prévention des risques Ministère du Logement et de la Rénovation urbaine, « Stratégie nationale bas-carbone (SNBC) ». Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.ecologie.gouv.fr/politiques-publiques/strategie-nationale-bas-carbone-snbc>.
- [23] S. Bakhouch, W. Larbi, J.-F. Deü, et P. Macquart, « Numerical and experimental investigation of sound transmission through roller shutter boxes », *Appl. Acoust.*, vol. 214, n° 109679, 2023.
- [24] Programme d'Action pour la qualité de la Construction et la Transition Énergétique (PACTE), « Calepin de chantier : Coffres de volets roulants Mise en Oeuvre ». 2017.
- [25] « Volets roulants », ALLSUN. Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.allsun-reims.fr/volets-roulants/>.
- [26] Somfy, « Quel type de coffre de volet roulant choisir ? » Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.somfy.fr/assistance/faq/volet-roulant/quel-coffre-volet-roulant-choisir>.
- [27] Arktic, « Isolation du coffre de volet roulant : Notre guide complet ». Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://arktic.fr/ressources/isolation-coffre-volet-roulant/>.
- [28] J. Deschamps, « Polystyrène Expansé vs Extrudé : Comparatif et Utilisations », Expertise Rénovation par TotalEnergies. Consulté le: 7 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.expertise-renovation.com/isolation/comparaison-polystyrene-expanse-et-extrude/>.
- [29] N. Cardinale, G. Rospi, et T. Cardinale, « Numerical and experimental thermal analysis for the improvement of various types of windows frames and rolling-shutter boxes », *Int. J. Energy Environ. Eng.*, vol. 6, p. 101-110, 2015.
- [30] C. Díaz and A. Pedrero, « An experimental study on the effect of rolling shutters and shutter boxes on the airborne sound insulation of windows », *Appl. Acoust.*, vol. 70, n° 2, p. 369-377, 2009.
- [31] C. Díaz, A. Díaz, and M. A. Navacerrada, « An experimental study on the effect of rolling shutters on the field measurements of airborne sound insulation of façades », *Appl. Acoust.*, vol. 74, n° 1, p. 134-140, 2013.
- [32] R. N. S. Hammad, A. A. Mustafa, and M. K. Abdelazeez, « Sound insulation of different types of shutters used in Jordan », *Appl. Acoust.*, vol. 42, n° 4, p. 373-381, 1994.
- [33] F. Asdrubali and C. Buratti, « Sound intensity investigation of the acoustics performances of high insulation ventilating windows integrated with rolling shutter boxes », *Appl. Acoust.*, vol. 66, n° 9, p. 1088-1101, 2005.
- [34] J. Patrício and L. Bragança, « The Contribution of Roller Shutters to Noise Insulation of Façades », *Build. Acoust.*, vol. 11, n° 4, p. 309-324, 2004.
- [35] B. Rasmussen, « Acoustic classification of buildings in Europe – Main characteristics of national schemes for housing, schools, hospitals and office buildings », in *Proceedings of EuroNoise2018*, Crete, 2018.
- [36] ISO 16283-3: *Acoustique - Mesurage in situ de l'isolement acoustique des bâtiments et des éléments de construction : Partie 3: Isolement aux bruits de façades*, 2016.
- [37] ISO 10140 : *Acoustique - Mesurage en laboratoire de l'isolation acoustique des éléments de construction*, 2021.
- [38] NF EN ISO 3382 : *Acoustique - Mesurage des paramètres acoustiques des salles*, 2010.
- [39] NF EN ISO 18233 : *Acoustique - Application de nouvelles méthodes de mesurage dans l'acoustique des bâtiments et des salles*, 2006.
- [40] A. Chaigne, *Ondes acoustiques*, Ecole polytech. 2002.

- [41] S. Bakhouché, W. Larbi, J.-F. Deü, and P. Macquart, « Experimental and Numerical Characterization of the Acoustic Behavior of a Roller Shutter Box », in *Advances in Acoustics and Vibration IV*, vol. 22, A. Akrou, M. Abdennadher, N. Feki, M. S. Abbes, F. Chaari, et M. Haddar, Éd., Cham: Springer International Publishing, 2023, p. 92-101.
- [42] M. Bruneau, *Manuel d'acoustique fondamentale*, Hermes Science Publications. 1998.
- [43] « Réglementations thermique, acoustique et aération - Protection contre les bruits extérieurs au bâtiment ». Ministère du logement et de l'habitat durable, 2016.
- [44] *NF EN ISO 717 : Acoustique - Evaluation de l'isolement acoustique des immeubles et des éléments de construction*, 2013.
- [45] UFME, « Fiche technique n°30 - Définition des grandeurs acoustiques pour la menuiserie extérieure », 2017.
- [46] *NF EN ISO12999-1: Acoustique - Détermination et application des incertitudes de mesure dans l'acoustique des bâtiments: Partie 1: Isolation acoustique*, 2014.
- [47] C. Coguenanff, « Conception robuste aux incertitudes des systèmes légers bois en vibro-acoustique linéaire », Thèse de doctorat, Université Paris-Est, 2015.
- [48] T. Kihlman et A. C. Nilsson, « The effects of some laboratory designs and mounting conditions on reduction index measurements », *J. Sound Vib.*, vol. 24, n° 3, p. 349-364, 1972.
- [49] P. Fausti, R. Pompoli, and R. S. Smith, « An Intercomparison of Laboratory Measurements of Airborne Sound Insulation of Lightweight Plasterboard Walls », *Build. Acoust.*, vol. 6, n° 2, p. 127-140, 1999.
- [50] T. Bravo and S. J. Elliott, « Variability of low frequency sound transmission measurements », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 115, n° 6, p. 2986-2997, 2004.
- [51] A. Osipov, P. Meesb, and G. Vermeif, « Low-Frequency Airborne Sound Transmission through Single Partitions in Buildings », *Appl. Acoust.*, vol. 52, n° 3/4, p. 273-288, 1997.
- [52] S. P. S. Maluski and B. M. Gibbs, « Application of a finite-element model to low-frequency sound insulation in dwellings », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 108, n° 4, p. 1741-1751, 2000.
- [53] M. L. S. Vercammen, « Improving the accuracy of sound absorption measurement according to ISO 354 », in *Proceedings of the International Symposium on Room Acoustics (ISRA2010)*, Australia, 2010.
- [54] R. L. X. Michalski, D. Ferreira, M. Nabuco, and P. Massarani, « Uncertainty evaluation in field measurements of airborne sound insulation », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 123, n° 5, p. 3503-3503, 2008.
- [55] M. Meisser, « Acoustique du bâtiment Évolutions ressenties au cours des quinze dernières années », *Acoust. Tech.*, vol. 10, n° 42-43, p. 18-26, 2005.
- [56] W. Larbi, J.-F. Deü, and R. Ohayon, « Finite element reduced order model for noise and vibration reduction of double sandwich panels using shunted piezoelectric patches », *Appl. Acoust.*, vol. 108, p. 40-49, 2016.
- [57] N. Atalla and F. Sgard, *Finite Element and Boundary Methods in Structural Acoustics and Vibration*, CRC Press. 2015.
- [58] C. Soussi, M. Aucejo, W. Larbi, and J.-F. Deü, « Numerical analyses of the sound transmission at low frequencies of a calibrated domestic wooden window », *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 235, n° 14, p. 2637-2650, 2021.
- [59] J.-F. Imbert, *Analyse des structures par éléments finis*, Cépaduès. 1995.
- [60] J.-P. Coyette and B. Van den Nieuwenhof, « A conjugated infinite element method for half-space acoustic problems », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 108, n° 4, p. 1464-1473, 2000.
- [61] J.-C. Autrique and F. Magoulès, « Studies of an infinite element method for acoustical radiation », *Appl. Math. Model.*, vol. 30, n° 7, p. 641-655, 2006.
- [62] M. G. Lloret, « Prediction of the airborne sound transmission », Thèse de doctorat, Université de Otto-von-Guericke, Magdebourg, Allemagne, 2018.

- [63] M. Bonnet, *Equations intégrales et éléments de frontière*. CNRS Editions/Eyrolles, 1995.
- [64] R. H. Lyon, *Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems. Theory and Application*, MIT Press. 2003.
- [65] T. Lafont, « Vibro-acoustique statistique: Etude des hypothèses de la SEA », Thèse de doctorat, Université de Lyon, Lyon, France, 2015.
- [66] D. Rhazi and N. Atalla, « A simple method to account for size effects in the transfer matrix method », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 127, n° 2, p. EL30-EL36, 2010.
- [67] K. Verdière, R. Panneton, S. Elkoun, T. Dupont, and P. Leclaire, « Transfer matrix method applied to the parallel assembly of sound absorbing materials », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 134, n° 6, p. 4648-4658, 2013.
- [68] B. Rong, K. Lu, X. Ni, and J. Ge, « Hybrid finite element transfer matrix method and its parallel solution for fast calculation of large-scale structural eigenproblem », *Appl. Math. Model.*, vol. 77, p. 169-181, 2019.
- [69] P. J. Shorter and R. S. Langley, « Vibro-acoustic analysis of complex systems », *J. Sound Vib.*, vol. 288, n° 3, p. 669-699, 2005.
- [70] H. Riou, P. Ladeveze, and B. Sourcis, « The multiscale VTCT approach applied to acoustics problems », *J. Comput. Acoust.*, vol. 16, n° 04, p. 487-505, 2008.
- [71] W. Desmet, « A wave based prediction technique for coupled vibro-acoustic analysis », Thèse de doctorat, Université catholique de Louvain, Louvain, Belgique, 1998.
- [72] L. Maxit and J. L. Guyader, « Statistical modal energy distribution analysis (SMEDA) », in *Proceedings of the 6th International Congress on Sound and Vibration*, Denmark, 1999, p. 2257-2266.
- [73] V. Cotroni, P. Shorter, and R. Langley, « Numerical and experimental validation of a hybrid finite element-statistical energy analysis method », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 122, n° 1, p. 259-270, 2007.
- [74] K. Vergote, B. Van Genechten, D. Vandepitte, and W. Desmet, « On the analysis of vibro-acoustic systems in the mid-frequency range using a hybrid deterministic-statistical approach », *Comput. Struct.*, vol. 89, n° 11-12, p. 868-877, 2011.
- [75] J. Dréau, « Développement de méthodes numériques pour la conception robuste d'aubes de moteurs d'avion », Thèse de doctorat, Polytechnique Montréal, Montréal, Canada.
- [76] R. Aloui, « Analyse de sensibilité de la récupération d'énergie vibratoire par des dispositifs piézoélectriques », Thèse de doctorat, LGM Monastir et Cnam Paris, Monastir, Tunisie, 2021.
- [77] A. Saltelli, Éd., *Global sensitivity analysis: the primer*. Chichester, England ; Hoboken, NJ: John Wiley, 2008.
- [78] A. Saltelli, S. Tarantola, and K. P.-S. Chan, « A Quantitative Model-Independent Method for Global Sensitivity Analysis of Model Output », *Technometrics*, vol. 41, n° 1, Art. n°1, 1999.
- [79] R. Aloui, W. Larbi, and M. Chouchane, « Metamodeling and sensitivity analysis of a piezoelectric energy harvester based on polynomial chaos expansions », In: Belhaq, M. (eds) *Advances in Nonlinear Dynamics and Control of Mechanical and Physical Systems*. CSNDD INCREASE 2023 2022. Springer Proceedings in Physics, vol 301. Springer, Singapore. 2024.
- [80] B. Sudret, « Global sensitivity analysis using polynomial chaos expansions », *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, vol. 93, n° 7, Art. n° 7, 2008.
- [81] G. Blatman, « Chaos polynomial creux et adaptatif pour la propagation d'incertitudes et l'analyse de sensibilité », Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal - Clermont II, Clermont-Ferrand, 2009.

- [82] H. Mohammadi, « Kriging-based black-box global optimization: analysis and new algorithms », Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne, Saint-Etienne, France, 2016.
- [83] R. Schobi, B. Sudret, and J. Wiart, « Polynomial-chaos-based Kriging », *Int. J. Uncertain. Quantif.*, vol. 5, n° 2, p.171-193, 2015.
- [84] W. Larbi, J. F. Deü, and R. Ohayon, « Vibroacoustic analysis of double-wall sandwich panels with viscoelastic core », *Comput. Struct.*, vol. 174, p. 92-103, 2016.
- [85] F. C. Sgard, N. Atalla, and C. K. Amedin, « Vibro-Acoustic Behavior of a Cavity Backed by a Plate Coated with a Meso-Heterogeneous Porous Material », *Acta Acust. United Acust.*, vol. 93, p. 106-114, 2007.
- [86] R. Rumppler, « Efficient finite element approach for structural-acoustic applications including 3D modelling of sound absorbing porous materials », Thèse de doctorat, Conservatoire National des Arts et Métiers, Paris, France, 2012.
- [87] R. Panneton and N. Atalla, « Numerical prediction of sound transmission through finite multilayer systems with poroelastic materials », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 100, n° 1, Art. n° 1, 1996.
- [88] P. Leclaire, « Characterization of porous absorbent materials », In *Proceedings of Acoustics 2012*, Apr 2012, Nantes, France, 2012.
- [89] P. Leclaire, « Caractérisation physique de matériaux poreux pour l'étude des interactions acoustique/structure », HDR, Université Paris 7 - D.Diderot, Paris, France, 2005.
- [90] S. Bakhouché, W. Larbi, J.-F. Deü, and P. Macquart, « Sound radiation from double wall structure with poroelastic layers: variational formulation and finite element results », In *Proceedings of Enumath 2023*, Sept 2023, Lisboa, Portugal.
- [91] S. Bakhouché, W. Larbi, J.-F. Deü, and P. Macquart, « Sound transmission reduction of double walls using porous and viscoelastic materials », In *Proceedings of NOVEM2023*, Jan 2023, Auckland, New Zealand, 2023.
- [92] C. Coguenanff, C. Desceliers, C. Guigou-Carter, and P. Jean, « Uncertainty quantification and reduced computational model for vibroacoustic systems coupled with a poroelastic medium », In *Proceedings of Internoise 2016*, Aug 2016, Hamburg, Germany, 2016.
- [93] S. Kunik, « Étude numérique et expérimentale du mécanisme de lubrification eX-Poro-HydroDynamique (XPHD) », Thèse de doctorat, Université de Poitiers, Poitiers, France, 2018.
- [94] M. Team, « Longueurs caractéristiques thermique et visqueuse », Mecanum. Consulté le: 3 janvier 2025. [En ligne]. Disponible sur: <https://mecanum.com/fr/learning-center/acoustic-properties/thermal-and-viscous-lengths/>.
- [95] W. Larbi, J. F. Deü, and R. Ohayon, « Comparison Between Local Wall Impedance and More Refined Poroelastic Models in Vibroacoustics », In *Proceedings of The 9th International Conference on Computational Structures Technology*, Sept 2008, Athens, Greece, p. 88, 2008.
- [96] R. Panneton, « Modélisation numérique tridimensionnelle par éléments finis des milieux poroélastiques », Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Canada, 1996.
- [97] O. Dazel and D. Pilon, « Critères de découplage des ondes de compression en milieu poreux », In *Proceedings of 17th French Mechanical Congress*, Aug 2005, Troyes, France, 2005.
- [98] S. Bakhouché, W. Larbi, P. Macquart, and J. Deü, « Vibro-acoustic analysis of foam-coated plates: modeling and a comparative study of Biot-Allard and equivalent fluid models », In *the Proceedings of 16th Mechanical Congress*, May 2024, Marrakech, Morocco, 2024.

- [99] S. Rigobert, N. Atalla, and F. C. Sgard, « Investigation of the convergence of the mixed displacement-pressure formulation for three-dimensional poroelastic materials using hierarchical elements », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 114, n° 5, p. 2607-2617, 2003.
- [100] N.-E. Hörlin, « 3D hierarchical-FEM applied to elasto-acoustic modelling of layered porous media », *J. Sound Vib.*, vol. 285, n° 1-2, p. 341-363, 2005.
- [101] N. Atalla, C. K. Amédin, and F. Sgard, « Numerical and Experimental Investigation of the Vibro-Acoustics of a Plate Backed Cavity Coated With an Heterogeneous Porous Material », In *Proceedings of SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition*, May 2003, p. 2003-01-1453, Traverse City, Michigan, USA.
- [102] « ACTRAN 2022 User's Guide - Volume 1 : Installation, Operations, Theory and Utilities », p.337, 2022.
- [103] M. R. Schroeder, « The “Schroeder frequency” revisited », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 99, n° 5, p. 3240-3241, 1996.
- [104] B. Van den Nieuwenhof, G. Lielens, and J. P. Coyette, « Modeling acoustic diffuse fields: updated sampling procedure and spatial correlation function eliminating grading incidences » In *Proceedings of ISMA2010 Including USD2010*, p.4723-4736, Sept. 2010, Leuven, Belgium.
- [105] F. Fahy and P. Gardonio, *Sound and structural vibrations*, 2nd ed. London: Academic Press, 2007.
- [106] Y. B. Yang, J. Li, Q. Q. Nie, Z. Y. Zhou, and H. Xu, « A hybrid artificial boundary combining perfectly matched layer and infinite elements for analysing semi-infinite problems », *Eng. Anal. Bound. Elem.*, vol. 155, p. 528-540, 2023.
- [107] H. Bériot and A. Modave, « An automatic perfectly matched layer for acoustic finite element simulations in convex domains of general shape », *Int. J. Numer. Methods Eng.*, n°122, p.1239-1261, 2020.
- [108] R. J. Astley, « Infinite Elements », in *Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids - Finite and Boundary Element Methods*, S. Marburg et B. Nolte, Éd., Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008, p. 197-230.
- [109] D. Lohani, A. K. Jammulamadaka, and M. R. Dhulipudi, « Use of Infinite Elements Technique for Computing Radiated Noise for a Transmission Oil Pan », In *Proceedings of SAE 2011 World Congress & Exhibition*, p. 2011-01-0149, Apr. 2011, Chicago, Illinois, USA.
- [110] J.-P. Coyette and B. Van Den Nieuwenhof, « A conjugated infinite element method for half-space acoustic problems », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 108, n° 4, p. 1464-1473, 2000.
- [111] R. J. Astley, G. J. Macaulay, J.-P. Coyette, and L. Cremers, « Three-dimensional wave-envelope elements of variable order for acoustic radiation and scattering. Part I. Formulation in the frequency domain », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 103, n° 1, p. 49-63, 1998.
- [112] P. Wang and X. Hua, « Methods for determining muffler transmission loss in Octave Bands », *SAE Tech. Pap.*, vol. 01, n° 1317, 2016.
- [113] S. Bakhouché, W. Larbi, J.-F. Deü, and P. Macquart, « Sound insulation optimization of a roller shutter box », In *Proceedings of COUPLED2023*, June 2023, Chania, Crete, Greece.
- [114] V. Wittstock, « Determination of Measurement Uncertainties in Building Acoustics by Interlaboratory Tests. Part 1: Airborne Sound Insulation », *Acta Acust. United Acust.*, vol. 101, n° 1, p. 88-98, 2015.
- [115] P. Dumond, D. Monette, F. Alladkani, J. Akl, and I. Chikhaoui, « Simplified setup for the vibration study of plates with simply-supported boundary conditions », *MethodsX*, vol. 6, p. 2106-2117, 2019.

- [116] W. R. Johnson, D. R. Hendricks, S. D. Sommerfeldt, and J. D. Blotter, « Active Structural Acoustic Control of Clamped Flat Plates Using a Weighted Sum of Spatial Gradients », *Shock Vib.*, vol. 2015, p. 1-15, 2015.
- [117] B. Campolina, N. Atalla, and N. Dauchez, « Assessment of the validity of statistical energy analysis and transfer matrix method for the prediction of sound transmission loss through aircraft double-walls », In *Proceedings of Acoustics 2012*, p. 971-976, Apr. 2012, Nantes, France.
- [118] M. L. Munjal, « Response of a multilayered infinite plate to an oblique plane by means of transfer matrices » *J. Sound Vib.*, vol. 162, n° 2, p. 333-343, 1993.
- [119] Z.-H. Wen, D.-W. Wang, and L. Ma, « Sound transmission of composite sandwich panel with face-centered cubic core », *Mech. Adv. Mater. Struct.*, vol. 28, n° 16, p. 1663-1676, 2021.
- [120] S. Bakhouché, W. Larbi, R. Aloui, P. Macquart, and J.-F. Deü, « Global sensitivity analysis of sound attenuation in double-wall system with porous layer », *Mech. Adv. Mater. Struct.*, vol. 31, n° 26, p. 8417-8429, 2023.
- [121] R. B. Tayong, T. Dupont, and P. Leclaire, « Sound absorption of a micro-perforated plate backed by a porous material under high sound excitation: measurement and prediction », *Int. J. Eng. Technol.*, vol. 2, n° 4, p. 281, 2013.
- [122] T. Dupont, P. Leclaire, R. Panneton, and O. Umnova, « A microstructure material design for low frequency sound absorption », *Appl. Acoust.*, vol. 136, p. 86-93, 2018.
- [123] J. F. Allard, C. Depollier, P. Rebillard, W. Lauriks, and A. Cops, « Inhomogeneous biot waves in layered media », *J. Appl. Phys.*, vol. 66, n° 6, p. 2278-2284, 1989.
- [124] O. Tanneau, J. B. Casimir, and P. Lamary, « Optimization of multilayered panels with poroelastic components for an acoustical transmission objective », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 120, n° 3, 2006.
- [125] B. H. Song and J. S. Bolton, « A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 107, n° 3, p. 1131-1152, 2000.
- [126] M. Ouisse, M. Ichchou, S. Chedly, and M. Collet, « On the sensitivity analysis of porous material models », *J. Sound Vib.*, vol. 331, n° 24, 2012.
- [127] N. Atalla, F. Sgard, and C. K. Amedin, « On the modeling of sound radiation from poroelastic materials », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 120, n° 4, 2006.
- [128] M. Villot, C. Guigou, and L. Gagliardini, « Predicting the acoustical radiation of finite size multi-layered structures by applying spatial windowing on infinite structures », *J. Sound Vib.*, vol. 245, n° 3, p. 433-455, 2001.
- [129] G. Blatman and B. Sudret, « An adaptive algorithm to build up sparse polynomial chaos expansions for stochastic finite element analysis », *Probabilistic Eng. Mech.*, vol. 25, n° 2, 2010.
- [130] N. Wiener, « The Homogeneous Chaos », *Am. J. Math.*, vol. 60, n° 4, 1938.
- [131] R. H. Cameron and W. T. Martin, « The Orthogonal Development of Non-Linear Functionals in Series of Fourier-Hermite Functionals », *Ann. Math.*, vol. 48, n° 2, 1947.
- [132] R. Ghanem and P. D. Spanos, « Polynomial Chaos in Stochastic Finite Elements », *J. Appl. Mech.*, vol. 57, n° 1, 1990.
- [133] D. G. Krige, « A statistical approach to some basic mine valuation problems on the Witwatersrand », *J South Afr Inst Min Met.*, vol. 6, n° 52, p. 119-139, 1951.
- [134] G. Matheron, « Principles of geostatistics », *Econ. Geol.*, vol. 58, n° 8, p. 1246-1266, 1963.
- [135] J. Sacks, S. B. Schiller, and W. J. Welch, « Designs for Computer Experiments », *Technometrics*, vol. 31, n° 1, p. 41-47, 1989.

- [136] S. Marelli, C. Lamas, K. Konakli, C. Mylonas, P. Wiederkehr, and B. Sudret, « UQLab user manual – Sensitivity analysis » Report UQLab-V2.0-106, Chair of Risk, Safety and Uncertainty Quantification, ETH Zurich, Switzerland, 2022.
- [137] « R: Extended Fourier Amplitude Sensitivity Test ». Consulté le: 10 mars 2025. [En ligne]. Disponible sur: <https://search.r-project.org/CRAN/refmans/sensitivity/html/fast99.html>
- [138] M. D. Morris and T. J. Mitchell, « Exploratory designs for computational experiments », *J. Stat. Plan. Inference*, vol. 43, n° 3, 1995.
- [139] R. Aloui, W. Larbi, and M. Chouchane, « Global sensitivity analysis of piezoelectric energy harvesters », *Compos. Struct.*, vol. 228, p. 111317, 2019.
- [140] D. Garcia Sanchez, B. Lacarrière, M. Musy, and B. Bourges, « Application of sensitivity analysis in building energy simulations: Combining first- and second-order elementary effects methods », *Energy Build.*, vol. 68, Part C, p. 741-750, 2014.
- [141] R. Aloui, W. Larbi, and M. Chouchane, « Uncertainty quantification and global sensitivity analysis of piezoelectric energy harvesting using macro fiber composites », *Smart Mater. Struct.*, vol. 29, n° 9, 2020.
- [142] F. Campolongo, A. Saltelli, and J. Cariboni, « From screening to quantitative sensitivity analysis. A unified approach », *Comput. Phys. Commun.*, vol. 182, n° 4, 2011.
- [143] F. Campolongo, J. Cariboni, and A. Saltelli, « An effective screening design for sensitivity analysis of large models », *Environ. Model. Softw.*, vol. 22, n° 10, 2007.
- [144] A. Saltelli, P. Annoni, I. Azzini, F. Campolongo, M. Ratto, and S. Tarantola, « Variance based sensitivity analysis of model output. Design and estimator for the total sensitivity index », *Comput. Phys. Commun.*, vol. 181, n° 2, 2010.
- [145] F. Maaboudallah and N. Atalla, « Beyond the main order sensitivity analysis for a frictional system: is the eXtended FAST algorithm applicable? », *Nonlinear Dyn.*, vol. 111, n° 6, p. 5593-5614, 2023.
- [146] F. Maaboudallah and N. Atalla, « A “data-driven uncertainty” computational method to model and predict instabilities of a frictional system », *Adv. Model. Simul. Eng. Sci.*, vol. 10, n° 1, p. 3, 2023.
- [147] A. Baklouti, K. Dammak, and A. El Hami, « Uncertainty Analysis Based on Kriging Meta-Model for Acoustic-Structural Problems », *Appl. Sci.*, vol. 12, n° 3, 2022.
- [148] C. Desceliers, R. Ghanem, and C. Soize, « Polynomial chaos representation of a stochastic preconditioner », *Int. J. Numer. Methods Eng.*, vol. 64, n° 5, p. 618-634, 2005.
- [149] L. Mathelin, C. Desceliers, and M. Y. Hussaini, « Stochastic data assimilation with a Polynomial Chaos parametric estimation », *Comput. Mech.*, vol. 47, n° 6, p. 603-616, 2011.
- [150] S. Marelli, N. Lüthen, and B. Sudret, « UQLab user manual – Polynomial chaos expansions », Report UQLab-V2.0-104, Chair of Risk, Safety and Uncertainty Quantification, ETH Zurich, Switzerland, 2022.
- [151] D. Xiu and G. E. Karniadakis, « Modeling uncertainty in steady state diffusion problems via generalized polynomial chaos », *Comput Methods Appl Mech Engrg*, vol. 191, n° 43, p. 4927-4948, 2002.
- [152] M. Berveiller, B. Sudret, and M. Lemaire, « Stochastic finite element: a non-intrusive approach by regression », *Eur. J. Comput. Mech.*, vol. 15, n° 1-3, 2006.
- [153] S. Hamza, F. Anstett-Collin, R. Kiebre, and M. Basset, « Analyse de sensibilité basée sur les polynômes du chaos pour des modèles de type boîte noire », *In Proceedings of CIFA 2012*, July 2012, Grenoble, France.
- [154] C. Huang, « Kriging-assisted evolution strategy for optimization and application in material parameters identification », Thèse de doctorat, Normandie Université, France, 2017.

- [155] A.-B. Ryberg, R. D. Bäckryd, and L. Nilsson, « Metamodel-Based Multidisciplinary Design Optimization for Automotive Applications », Technical report, LIU-IEI-R-12/003, Linköping University, 2012.
- [156] C. Lataniotis, D. Wicaksono, S. Marelli, and B. Sudret, « UQLab user manual – Kriging (Gaussian process modeling) », Report UQLab-V2.0-105, Chair of Risk, Safety and Uncertainty Quantification, ETH Zurich, Switzerland, 2022.
- [157] V. Dubourg, « Adaptive surrogate models for reliability analysis and reliability-based design optimization », Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal - Clermont II, Clermont-Ferrand, France, 2011.
- [158] N. Fajraoui, S. Marelli, and B. Sudret, « Sequential Design of Experiment for Sparse Polynomial Chaos Expansions », *SIAMASA J. Uncertain. Quantif.*, vol. 5, n° 1, p. 1061-1085, 2017.
- [159] S.-K. Choi, R. V. Grandhi, R. A. Canfield, and C. L. Pettit, « Polynomial Chaos Expansion with Latin Hypercube Sampling for Estimating Response Variability », *AIAA J.*, vol. 42, n° 6, p. 1191-1198, 2004.
- [160] M. Vorechovsky and D. Novak, « Simulation of random fields for stochastic finite element analysis », In *Proceedings of ICOSAR2005*, p.2545-2552, Jan. 2005, Rome, Italy.
- [161] E. Saliby and F. Pacheco, « An empirical evaluation of sampling methods in risk analysis simulation: quasi-Monte Carlo, descriptive sampling, and latin hypercube sampling », in *Proceedings of the Winter Simulation Conference*, p. 1606-1610, Dec. 2002, San Diego, California, USA.
- [162] « Acceptable LOO Error - UQ with UQLab / Community Q&A and How To », UQWorld. Consulté le: 2 janvier 2025. [En ligne]. Disponible sur: <https://uqworld.org/t/acceptable-loo-error/681>.
- [163] Y. Atalla, « Développement d’une technique inverse de caractérisation acoustique des matériaux poreux », Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Canada, 2002.
- [164] J.-D. Chazot and J.-L. Guyader, « Transmission loss optimization through double panels using mechanical links », In *Proceedings of Euronoise 2006*, May 2006, Tampere, Finland.
- [165] D. Tounsi, R. Dhief, H. Felhi, M. Taktak, M. Chaabene, and M. Haddar, « Optimization of the transmission loss of a multilayer panels using the genetic algorithm », *ZAMM - J. Appl. Math. Mech. Z. Für Angew. Math. Mech.*, vol. 103, n° 8, p. e202200312, 2023.
- [166] S. Chedly, « Compromis choc acoustique des matériaux poreux : relations procédé – produit - performances », Thèse de doctorat, Université de Reims Champagne-Ardenne, Reims, France, 2008.
- [167] K. Jebari and M. Madiafi, « Selection Methods for Genetic Algorithms », *Int J Emerg Sci*, vol. 3, n° 4, p. 333-344, 2013.
- [168] T. Blickle and L. Thiele, « A Comparison of Selection Schemes used in Genetic Algorithms », TIK-Report, n°11, 2nd edition, 1995.
- [169] E. Gildemyn, « Caractérisation des procédés de fabrication de pièces de sécurité automobile. optimisation multiobjectifs de la mise en forme », Thèse de doctorat, Arts et Métiers ParisTech, Paris, France, 2008.
- [170] M. Ejday, « Optimisation multi-objectifs à base de métamodèle pour les procédés de mise en forme », Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, Paris, France, 2011.
- [171] K. Deb, « Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms: An Introduction », KanGAL Report, n°2011003, 2011.

- [172] O. Doutres, N. Atalla, and K. Dong, « A semi-phenomenological model to predict the acoustic behavior of fully and partially reticulated polyurethane foams », *J. Appl. Phys.*, vol. 113, n° 054901, 2013.
- [173] M. S. Gholami, O. Doutres, and N. Atalla, « Effect of Variability in Microgeometry of Polyurethane Foams on their Macroscopic Acoustic Performance », In *Proceedings of NOISE-CON16*, June 2016, Providence, Rhode Island, USA.
- [174] P. Leclaire, T. Dupont, and R. Panneton, « Acoustics of porous materials with partially opened porosity », *J. Acoust. Soc. Am.*, vol. 134, n° 6, p. 4630-4641, 2013.
- [175] D. C. Brooke, O. Umnova, P. Leclaire, and T. Dupont, « Acoustic metamaterial for low frequency sound absorption in linear and nonlinear regimes », *J. Sound Vib.*, vol. 485, p. 115585, 2020.

Annexe A – Calcul de la perte de transmission sonore en bande de tiers d’octave

Le calcul de la perte par transmission (TL, Transmission Loss) en bandes de tiers d'octave repose sur des approches permettant de convertir les données initiales en bande fine dans des bandes plus larges. Bien qu'il n'existe pas de procédure standard pour déterminer la perte par transmission en bandes de tiers à partir de mesures ou de simulations, plusieurs méthodes sont proposées dans [112]: méthode de la décomposition d'onde, méthode de la perte d'insertion équivalente et méthode de conversion directe. Dans [112], les trois méthodes donnent le même résultat de perte de transmission sonore en bande de tiers d'octave. Dans ce travail, la méthode de conversion directe a été utilisée. Les étapes de cette méthode sont décrites ci-dessous :

- **Définition de la puissance sonore incidente W_i** : La puissance sonore incidente W_i est considérée comme une constante pour toutes les fréquences. Cette hypothèse permet de normaliser les calculs et d'assurer une cohérence dans l'analyse. En termes de niveaux de puissance sonore, cela correspond à définir le niveau incident L_{W_i} .

-**Calcul de la puissance sonore transmise W_t** : À partir de la perte par transmission en bande fine (TL), la puissance sonore transmise W_t est déterminée à chaque fréquence en utilisant la relation suivante :

$$L_{W_t} = L_{W_i} - TL \quad (A.1)$$

Où L_{W_i} et L_{W_t} représentent respectivement les niveaux de puissance sonore incidente et transmise.

-**Conversion en bandes de tiers d'octave** : Les puissances incidentes W_i et transmises W_t sont intégrées (ou sommées) sur chaque bande de tiers d'octave. Cette étape permet de regrouper les contributions spectrales dans des intervalles de fréquence de 1 à N .

$$L_{W_{t_{bdt}}} = 10 \log \left(\sum_{n=1}^N 10^{\frac{L_{W_{t_n}}}{10}} \right) \quad (A.2)$$

$$L_{W_{i_{bdt}}} = 10 \log \left(\sum_{n=1}^N 10^{\frac{L_{W_{i_n}}}{10}} \right) \quad (A.3)$$

-Recalcul de la perte par transmission : La perte par transmission en bandes de tiers d'octave est ensuite calculée à partir des niveaux intégrés de puissance sonore incidente et transmise, selon la relation suivante :

$$TL = L_{W_{i_{bdt}}} - L_{W_{t_{bdt}}} \quad (A.4)$$

Cette approche fournit une estimation directe de la perte par transmission en bande de tiers d'octave. Cette méthode de conversion directe se distingue par sa simplicité et son adaptabilité aux données en bande étroite.

Table A.1 – Fréquences centrales des tiers d'octave en Hz.

Limite de la bande inférieure	Fréquence centrale	Limite de la bande supérieure
89.1	100	112
112	125	141
141	160	178
178	200	224
224	250	282
282	315	355
355	400	447
447	500	562
562	630	708
708	800	891
891	1000	1122
1122	1250	1413
1413	1600	1778
1778	2000	2239
2239	2500	2818
2818	3150	3548
3548	4000	4467
4467	5000	5623