



Université du Québec
à Rimouski

OPTIMISATION ACOUSTIQUE DE L'HABITACLE D'UN VÉHICULE : PRÉDICTION ET RÉDUCTION DU BRUIT INTÉRIEUR

Mémoire présenté
dans le cadre du programme de maîtrise en ingénierie
en vue de l'obtention du grade de maître ès sciences appliquées

PAR

© AYOUB EL KORCHI

[AOUT 2024]

Composition du jury :

Abderrazak El Ouafi, président du jury, Université du Québec à Rimouski

Raef Cherif, directeur de recherche, Université du Québec à Rimouski

Mohamed Amine Ben Souf, examinateur externe, École Nationale d'ingénieurs de Sfax

Dépôt initial le 12 décembre 2023

Dépôt final le 05 août 2024

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI
Service de la bibliothèque

Avertissement

La diffusion de ce mémoire ou de cette thèse se fait dans le respect des droits de son auteur, qui a signé le formulaire « *Autorisation de reproduire et de diffuser un rapport, un mémoire ou une thèse* ». En signant ce formulaire, l'auteur concède à l'Université du Québec à Rimouski une licence non exclusive d'utilisation et de publication de la totalité ou d'une partie importante de son travail de recherche pour des fins pédagogiques et non commerciales. Plus précisément, l'auteur autorise l'Université du Québec à Rimouski à reproduire, diffuser, prêter, distribuer ou vendre des copies de son travail de recherche à des fins non commerciales sur quelque support que ce soit, y compris Internet. Cette licence et cette autorisation n'entraînent pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits moraux ni à ses droits de propriété intellectuelle. Sauf entente contraire, l'auteur conserve la liberté de diffuser et de commercialiser ou non ce travail dont il possède un exemplaire.

Pour C. qui tient en marche, A. qui continue à me protéger, D. qui illumine mon chemin et O qui me supporte.

REMERCIEMENTS

C'est avec beaucoup d'émotions que je rédige ces pages de mon mémoire consacrées aux remerciements. Je voudrais remercier, en premier lieu, rendre grâce à mon directeur de recherche Monsieur Cherif RAEF, professeur et chercheur à l'Université du Québec à Rimouski, qui m'a donné l'opportunité de mener à terme mon travail de maîtrise. Son soutien, ses compétences et sa clairvoyance m'ont été d'une aide inestimable.

Je tiens à exprimer ma sincère reconnaissance à Monsieur Cherif RAEF pour son accompagnement, ses orientations méthodologiques et sa précieuse expertise. Sa présence constante tout au long des différentes phases de cette étude a été exceptionnelle. Grâce à ses recommandations éclairées, j'ai pu définir mon sujet et ma marche à suivre, surmonter les obstacles et explorer des axes d'analyse pertinents. Monsieur Cherif RAEF s'est révélé être un directeur de recherche à la fois compréhensif, stimulant et continuellement attentif à nos besoins. Sans sa méthodologie affinée, ses judicieux conseils et ses rétroactions détaillées, ce projet n'aurait pas atteint tout son plein potentiel. Je lui adresse ma profonde reconnaissance pour sa dévotion inébranlable à la recherche et son aspiration perpétuelle à l'innovation, éléments qui ont poussés à surpasser les attentes premières.

Je tiens à exprimer ma sincère gratitude envers tous les professeurs et chargés de cours qui ont partagé leurs connaissances avec générosité. Mes pensées les plus infinies sont dédiées à mes parents et à mon frère. Leur amour inconditionnel, leur sollicitude, leur soutien constant et leurs encouragements ont été le pilier sur lequel je me suis appuyé tout au long de ce travail de recherche. Leur accompagnement inestimable durant mon parcours m'est essentiel. Honnêtement, sans eux, je n'aurais pas atteint cette étape. Je souhaite également adresser un remerciement chaleureux à l'ensemble de l'équipe de recherche, ainsi qu'à mes amis et collègues, qui ont égayé ces années d'étude.

RÉSUMÉ

L'analyse statistique de l'énergie (SEA) est un outil clé pour la modélisation de la dynamique des systèmes à moyennes et hautes fréquences. Grâce à la SEA, il devient possible de créer des modèles de véhicules dès le début de la phase de conception, ce qui permet de réduire le risque de problèmes futurs liés aux vibrations et ainsi qu'aux bruits et d'optimiser les traitements antibruit. Ce mémoire présente une validation expérimentale détaillée d'un modèle numérique SEA, réalisé sur le logiciel VA One, conçu pour prédire le niveau de pression moyen (SPL) à l'intérieur d'un habitacle automobile. L'étude explore deux conditions distinctes du véhicule : un véhicule non traité et un véhicule traité, en se concentrant sur l'évaluation de l'impact de modifications ou de traitements spécifiques sur les performances acoustiques globales des véhicules. Les véhicules ont été exposés à une source sonore omnidirectionnelle. La pression acoustique résultante a été mesurée sous différents angles autour du véhicule et introduite dans les cavités du sous-système extérieur du modèle SEA développé. La méthode du taux de décroissance temporelle (Decay Rate Method) a également été utilisée pour quantifier le facteur de perte par amortissement (DLF) de chaque sous-système, qui a ensuite été utilisé pour prédire le SPL à l'intérieur de l'habitacle. De plus, plusieurs configurations vibroacoustiques ont été examinées afin d'identifier le traitement optimal pour atteindre les niveaux de SPL souhaités à l'intérieur de l'habitacle. Dans le cadre de ces configurations, de la laine de roche et un résisto en double couche ont été placés stratégiquement au niveau de la cloison du moteur et des planchers. Les résultats montrent une bonne corrélation entre les prédictions générées par le modèle et les résultats obtenus des tests expérimentaux.

Mots clés : Analyse statistique de l'énergie, Niveau de pression acoustique, Facteur de perte interne, Cabine, Prédiction, Validation

ABSTRACT

Statistical Energy Analysis (SEA) is a crucial tool for modeling mid and high-frequency dynamics, particularly in the automotive industry. It enables the early development of vehicle models, mitigates the risk of future vibration and noise-related issues, and optimizes noise control treatments. This paper provides a comprehensive experimental validation of a Statistical Energy Analysis (SEA) numerical model constructed using VAone software, focusing on predicting the average Sound Pressure Level (SPL) within an automotive cabin.

The study investigates two vehicle conditions, an untreated vehicle and a treated vehicle, aiming to assess the impact of specific modifications or treatments on the overall acoustic performance of the vehicles. The vehicles were exposed to an omnidirectional sound source, and the resulting acoustic pressure was measured from various angles around the vehicle. This data was then introduced into the developed SEA exterior subsystem cavities. Additionally, the decay rate method was utilized to quantify each subsystem's damping loss factor (DLF), which was subsequently used to predict the SPL within the cabin.

Furthermore, the study examined several vibroacoustic configurations to identify the optimal treatment for achieving the desired SPL levels within the cabin. These configurations included strategic placement of rock wool and a double-layer resistor at the engine firewall and the floor plates. The results indicated a strong correlation between the model's predictions and the results obtained from experimental tests.

Keywords: Statistical Energy Analysis, Sound Pressure Level, Damping Loss Factor, Cabin, Prediction, Validation

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	viii
RÉSUMÉ.....	xi
ABSTRACT	xii
TABLE DES MATIÈRES	xiv
LISTE DES TABLEAUX.....	xvii
LISTE DES FIGURES.....	xviii
LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES	xx
LISTE DES SYMBOLES	xxi
CHAPITRE 1 : INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
1.1 MISE EN CONTEXTE :	1
1.2 PROBLÉMATIQUE	2
1.3 OBJECTIFS.....	3
1.4 MÉTHODOLOGIE	4
1.5 CONTRIBUTIONS ORIGINALES	5
1.6 ORGANISATION DU MÉMOIRE.....	6
CHAPITRE 2 : L'ÉTAT DE L'ART	7
2.1 LES CLASSES DE MODÉLISATION.....	7
2.2 LA MÉTHODE ÉNERGÉTIQUE SEA	10
2.2.1 Principe de la SEA	11
2.2.2 Hypothèses et limitations de la méthode SEA	14
2.2.3 La sous-structuration de la SEA	15
2.2.4 Application de la SEA pour modéliser une structure simple paroi.....	16

2.3	LES PARAMÈTRES DE LA SEA.....	18
2.3.1	La puissance injectée.....	18
2.3.2	La densité modale.....	18
2.3.3	Le facteur de perte interne (amortissement).....	19
2.3.4	Le facteur de perte par couplage (CLF)	21
2.4	NIVEAU DE PRESSION ACOUSTIQUE (SPL).....	22
2.5	LES APPLICATIONS DE LA SEA.....	25
2.6	CONCLUSION.....	27
	CHAPITRE 3 : Modélisation SEA d'un véhicule non traité	29
3.1	INTRODUCTION AU LOGICIEL VA ONE.....	29
3.2	LA SOUS-STRUCTURATION SEA DU VÉHICULE.....	31
3.3	Modélisation SEA de la cavité de la cabine (intérieur) et des cavités d'excitation (extérieur)	34
3.4	Création des jonctions	38
3.5	CONCLUSION.....	39
	CHAPITRE 4 : VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE SEA DU VÉHICULE NON TRAITÉ	40
4.1	L'ÉTALONNAGE DES INSTRUMENTS DE MESURE	40
4.1.1	L'étalonnage des accéléromètres (de Type 4533-B de Brüel & Kjær).....	41
4.1.2	L'étalonnage des microphones (de Type 4189-A-021 de Brüel & Kjær).....	42
4.1.3	La validation de la source d'excitation.....	43
4.2	MESURE DES PARAMÈTRES SEA	49
4.2.1	La mesure du rapport bruit/signal (SNR)	49
4.2.2	Mesure des facteurs de perte interne (DLF)	50
4.2.3	Mesure des pressions pariétales des cavités d'excitation	55
4.3	VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NUMÉRIQUE DE LA CABINE DU VÉHICULE NON-TRAITÉ	57
4.4	CONCLUSION.....	59

CHAPITRE 5 : DÉVELOPPEMENT ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE D'UN MODÈLE NUMÉRIQUE SEA DE LA CABINE D'UN VÉHICULE TRAITÉ	60
5.1 TRAITEMENT ACOUSTIQUE ET VIBRATOIRE DU VÉHICULE	61
5.2 MESURE EXPÉRIMENTALE DES PARAMÈTRES SEA	62
5.2.1 Mesure du rapport bruit/signal (SNR)	62
5.2.2 Mesure de facteur de perte interne de la cabine.....	63
5.2.1 Mesure des pressions pariétales des cavités d'excitation	64
5.3 VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NUMÉRIQUE DE LA CABINE DU VÉHICULE TRAITÉ.....	65
5.3.1 Comparaison des résultats expérimentaux des véhicules sans et avec traitement acoustique	66
5.4 CONCLUSION	67
CHAPITRE 6 : CONCLUSION GÉNÉRALE	69
CHAPITRE 7: BIBLIOGRAPHIE.....	72

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : La masse volumique corrigée des sous-systèmes	34
Tableau 2 : Instruments étalonnés	41
Tableau 3: Propriétés physiques des traitements vibroacoustique appliqués	62

LISTE DES FIGURES

Figure 1. Schéma de réponse dynamique d'une structure en fonction de la fréquence [6].....	8
Figure 2 : Différentes classes de modélisation [6]	9
Figure 3: Modèle SEA pour deux sous-systèmes couplés	13
Figure 4 : Modèle SEA représentative d'une plaque simple paroi : Cavité - Plaque - Cavité	17
Figure 5 : La méthode de la largeur de bande à demi-puissance [21].....	20
Figure 6 : L'interface du logiciel VA one.....	30
Figure 7 : Modèle SEA des sous-systèmes structurels.....	33
Figure 8 : Vue éclatée du modèle SEA de la cabine du véhicule.....	35
Figure 9 : Vue éclatée du modèle SEA des cavités d'excitation.....	36
Figure 10 : Recouvrement modal de la cabine en fonction de la fréquence	37
Figure 11 : Modélisation des jonctions surfaciques	39
Figure 12 : Accéléromètre de Type 4533-B de Brüel & Kjær	42
Figure 13 : Microphone de Type 4189-A-021 de Brüel & Kjær	43
Figure 14 : Source sonore omnidirectionnelle (Brüel & Kjær de type 4295)	43
Figure 15 : La mesure du SPL pour la validation de la directivité de la source	44
Figure 16 : Mesures du SPL à 60 cm de la source avec des intervalles de 30 degrés entre chaque point de mesure	45
Figure 17 : Rapport signal/ bruit (SNR) en fonction de la fréquence	46
Figure 18 : Atténuation géométrique du champ de pression en fonction de la fréquence.....	47
Figure 19 : Comparaison entre la FRF d'un monopole idéal et mesurée à une distance de 70 cm de la source.....	48
Figure 20: Le rapport signal/bruit dans la chambre et dans la cabine	50

Figure 21: Mesure des facteurs de perte interne (DLF) des sous-structures	52
Figure 22: DLF(s) des sous-structures en fonction de la fréquence	52
Figure 23: Mesure du DLF de la cabine	53
Figure 24 : DLF de la cabine en fonction de la fréquence.....	54
Figure 25: Excitation acoustique dans la cavité du moteur pour la mesure des pressions acoustiques pariétales dans les cavités d'excitation	55
Figure 26 : Spectres des pressions pariétales mesurées et implémentées dans les cavités SEA envisagées.....	56
Figure 27: Niveaux de pression acoustique moyenne mesurés dans chacune des cavités d'excitation	56
Figure 28 : Mesure de pression acoustique à l'intérieur de la cabine à les des microphones	57
Figure 29 : Niveau de pression acoustique moyen à l'intérieur de la cabine du véhicule dans la bande de tiers d'octave [1000 Hz - 6300 Hz] : comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux.....	58
Figure 30: Le rapport signal/bruit dans la chambre et dans la cabine	63
Figure 31: DLF de la cabine du véhicule traité vs non-traité	64
Figure 32: Spectres des pressions pariétales mesurées et implémentées dans les cavités SEA envisagées.....	65
Figure 33: Niveau de pression acoustique moyen à l'intérieur de la cabine du véhicule dans la bande 1/3 d'octave [1000 Hz - 6300 Hz] : résultat numérique vs expérimental	66
Figure 34: Résultats expérimentaux des niveaux de pression acoustique à l'intérieur de la cabine (véhicule non traité vs véhicule traité)	67

LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES

SEA Statistical Energy Analysis

FEM Finite Element Method

DLF Damping Loss Factor

CLF Coupling Loss Factor

SNR Signal-to-Noise Ratio

SPL Sound Pressure Level

FRF Frequency Response Function

FE Finite Elements

BEM Boundary Element Method

LISTE DES SYMBOLES

P_{ij}	Puissance moyennée échangée
ω	Pulsation
η_{ij}	Facteur de perte par couplage
E_i	Niveau d'énergie
P_i^{inj}	Puissance injectée
P_i^{diss}	Puissance dissipée
η_i	Facteur de perte interne
n_i	Densité modale
Δf	Bandé de fréquence
ΔN	Nombre de modes
M	Masse
\mathbf{Re}	Partie réelle
\mathbf{Y}	Mobilité d'entrée
T_{60}	Temps de réverbération
p_{rms}	Pression quadratique moyenne
T	Intervalle de temps

p_{ref} Pression acoustique de référence

L_P Intensité sonore

Pa Pascal

p Pression acoustique

dB Décibel

m Mètre

Kg Kilogramme

CHAPITRE 1 : INTRODUCTION GÉNÉRALE

1.1 MISE EN CONTEXTE :

L'industrie automobile fait d'importants progrès technologiques en matière de robustesse, de structures et d'efficacité énergétique. Cependant, cela s'accompagne de nouvelles sources de bruit tel que les moteurs à haute performance pour les véhicules sportifs et les carrosseries aérodynamiques (profilés) qui sont conçus pour réduire la résistance de l'air et la traînée. Les constructeurs à travers le monde s'efforcent les compétences afin d'améliorer l'efficience des voitures, dans le but d'assurer le confort des passagers. C'est pourquoi le niveau de vacarme intérieur devient de plus en plus important, dans la production automobile, voire inévitable. Les sources de vibrations à bord d'un véhicule sont multiples et peuvent avoir une origine aérodynamique (le vent), mécanique (le moteur et la transmission) ou électrique [1], [2]. Les trépidations générées se propagent par différents chemins et sont ainsi rayonnées acoustiquement à l'intérieur de la cabine. Si le chemin de transfert est aérien, le bruit est qualifié d'aérien. Cependant, si le chemin de transfert est structurel, le son est affecté comme étant solidien [3]. Il affecte le confort des passagers ainsi que la qualité de communication entre eux.

Les véhicules côté à côté se distinguent des automobiles traditionnelles par leur utilisation tout-terrain, traversant une gamme de sols, des dunes aux sentiers rocheux, ce qui engendre une diversité de vibrations et de bruits. Leur conception et leur usage uniques génèrent des sources de bruit spécifiques, notamment en raison de la position du moteur et de l'exposition des composantes mécaniques. Une solide compréhension du mécanisme de transmission acoustique à travers ces véhicules revêt une importance cruciale pour améliorer sa qualité acoustique. Ainsi, il est impératif de développer des modèles prédictifs afin d'estimer avec

précision les niveaux sonores et vibratoires en moyennes et hautes fréquences. Ceci est essentiel pour garantir une conception acoustique et vibratoire optimale des véhicules. En raison de la complexité du système et de la large gamme de fréquences à étudier, les approches déterministes se révèlent inadéquates et laborieuses en raison du grand nombre de degrés de liberté du système [4]. Une méthode couramment employée pour élaborer ces modèles en moyennes et hautes fréquences repose sur l'approche statistique énergétique (*Statistical Energy Analysis*, SEA) [5]. Cette technique nécessite une analyse minutieuse des différents types de couplage entre les sous-composants pour identifier les facteurs de perte par couplage (CLF) et les facteurs de rayonnement. De plus, les propriétés physiques des matériaux, comme la densité modale et les facteurs de perte interne (DLF ou amortissement) sont essentiels. Enfin, il est important de considérer la nature du bruit généré par les différentes composantes. Cette tâche est d'autant plus complexe en raison des défis mécaniques et physiques impliqués, tels que les matériaux composites, les géométries non uniformes, ainsi que les traitements absorbants et amortissants.

1.2 PROBLÉMATIQUE

Les incertitudes entourant l'estimation de ces indicateurs vibroacoustiques (CLF, DLF, densité modale et efficacité de rayonnement) pourraient compromettre la pertinence des modèles prédictifs. Ainsi, ces modèles présentent une plage de fréquences pour laquelle les estimations de ces indicateurs vibroacoustiques sont trop incertaines pour être validées. Ces derniers sont semi-empiriques, car l'amortissement et la puissance injectée dans le système doivent être mesurés et intégrés ultérieurement dans le modèle développé. La difficulté réside alors dans la mesure précise de ces paramètres. Il est donc primordial de s'assurer de la bonne mesure de ces indicateurs afin de garantir la robustesse du modèle.

L'étude est dédiée à la validation expérimentale détaillée d'un modèle numérique d'analyse statistique de l'énergie (SEA) conçu pour prédire le niveau de pression acoustique (SPL) à l'intérieur de la cabine de véhicule. Le but est d'élucider et de comprendre les mécanismes

de transmission acoustique afin de réduire le SPL. L'étude explore deux conditions distinctes : un véhicule non traité et un véhicule traité, en se concentrant sur l'évaluation de l'impact de modifications ou de traitements spécifiques sur les performances acoustiques globales du véhicule.

1.3 OBJECTIFS

L'objectif principal de ce projet de recherche est de développer et de valider un modèle vibroacoustique de la cabine d'un véhicule côté à côté. Ce modèle vise à évaluer l'impact des traitements acoustiques et vibratoires, spécifiquement dans les moyennes et hautes fréquences, sur la réduction du niveau sonore à l'intérieur de la cabine. Une comparaison systématique avec des mesures expérimentales évaluera la capacité du modèle développé à prédire les conditions réelles.

Pour atteindre cet objectif général, le travail est organisé autour de 4 objectifs spécifiques :

- i. Développer un modèle numérique SEA robuste du véhicule à l'aide du logiciel VA One, capable de prédire avec précision le niveau sonore à l'intérieur de la cabine.
- ii. Conduire une campagne exhaustive de mesures expérimentales pour collecter des données détaillées sur le comportement réel du système vibroacoustique du véhicule.
- iii. Valider le modèle SEA numérique du véhicule en comparant les prédictions du niveau sonore moyen à l'intérieur de la cabine avec les résultats des mesures expérimentales.
- iv. Effectuer une étude paramétrique en se basant sur le modèle validé pour identifier des possibilités de réduction du niveau sonore à l'intérieur de la cabine.

1.4 MÉTHODOLOGIE

Le travail a été organisé comme suit : la première phase a été consacrée au développement du modèle SEA numérique du véhicule via le logiciel VA-One. La décomposition du véhicule en sous-systèmes a été réalisée en suivant les critères de sous-structuration de la SEA. Ensuite, la modélisation des connexions a été effectuée afin de refléter de manière réaliste les interactions entre tous les sous-systèmes (les CLFs). La deuxième phase a consisté à valider expérimentalement le modèle numérique SEA. Cette partie du projet a été la plus délicate. L'identification expérimentale des paramètres SEA nécessaires, tels que les facteurs de perte interne des sous-systèmes et les niveaux de pressions acoustiques pariétales dans les cavités d'excitation, a été effectuée et ces données ont ensuite été intégrées au modèle numérique. Le véhicule a été placé et instrumenté dans un laboratoire contrôlé. Une source omnidirectionnelle a été placée dans le compartiment moteur afin de simuler les niveaux de bruit émis. Dans un premier temps, des mesures de bruit de fond ont été effectuées pour valider la capacité de la source à injecter suffisamment d'énergie dans l'habitacle du véhicule. Ensuite, les facteurs de perte interne des différentes sous-structures ainsi que de la cabine ont été mesurés en utilisant la méthode de décroissance temporelle à 60 dB, à l'aide d'accéléromètres placés sur les différentes structures du véhicule, de microphones et d'un haut-parleur placé à l'intérieur de la cabine. Enfin, lorsque la source était activée, les niveaux de pressions acoustiques pariétales ont été mesurés autour des parois extérieures des différentes sous-structures à l'aide d'un ensemble de microphones répartis sur les parois des structures. Ces mesures ont servi de données d'entrée pour estimer le niveau de pression acoustique à l'intérieur de la cabine. Afin de valider le modèle SEA de la cabine du véhicule, une comparaison entre les niveaux de pression acoustique moyens prédictifs (SPL) par le modèle et les mesures expérimentales a été effectuée à l'intérieur de la cabine.

La troisième phase s'est concentrée sur une étude paramétrique en lien avec la détermination du traitement acoustique et vibratoire optimal à partir du modèle numérique validé lors de la deuxième phase. Des matériaux tels qu'une laine de roche d'une épaisseur de 50 mm et 2 mm de résisto double couche ont montré des promesses significatives.

La quatrième phase a impliqué la validation expérimentale du modèle SEA de la cabine traitée. Les mêmes procédures que celles introduites dans la deuxième phase ont été suivies, en comparant les résultats numériques avec les résultats expérimentaux.

Enfin, la dernière phase a été consacrée à la comparaison des niveaux de pression acoustique dans la cabine du véhicule traité et non traité.

1.5 CONTRIBUTIONS ORIGINALES

La modélisation analytique de la vibroacoustique de ce type de structures représente toujours un enjeu majeur. En effet, malgré la possibilité de les modéliser à la fois analytiquement et numériquement, les résultats obtenus restent souvent insatisfaisants. La fiabilité du modèle développé dépend étroitement de la précision dans la détermination des divers indicateurs vibroacoustiques mentionnés précédemment.

Le travail présenté dans ce manuscrit comporte deux contributions majeures :

- i. La réalisation d'une campagne de mesures expérimentales sur les deux types de véhicules (traité et non traité). Cette campagne requiert une expertise approfondie pour garantir la fiabilité des données recueillies.
- ii. La proposition d'un modèle numérique SEA validé simulant le comportement vibroacoustique du véhicule. Ce modèle a permis de mener une étude paramétrique visant à identifier la configuration de traitement vibroacoustique nécessaire pour réduire le niveau sonore à l'intérieur de la cabine sans avoir besoin d'une série de mesures expérimentales.

Ces deux contributions font partie de recherches: la première, intitulée "**Interior Sound Level Prediction in Vehicles Using the Statistical Energy Analysis Model**", est en cours de soumission à la **International Congress on Acoustics**. La seconde, intitulée "**A**

Statistical Energy Analysis Model of an Automobile for Predicting Internal Sound Pressure Levels", est en cours de soumission au Journal Applied Acoustics.

1.6 ORGANISATION DU MÉMOIRE

Ce document est structuré en cinq chapitres : une introduction (premier chapitre), quatre chapitres principaux et une conclusion générale. Les chapitres 2, 3, 4 et 5 détaillent le contenu de deux articles, l'un pour une revue et l'autre pour une conférence, actuellement soumis dans le cadre de cette maîtrise. Une conclusion générale est présentée à la fin de ce document.

La revue de la littérature est présentée dans le deuxième chapitre. Ce chapitre inclut une description générale des différentes classes de modélisation, en mettant l'accent sur la méthode énergétique SEA. Il décrit ses paramètres, ses hypothèses et ses limitations. Le troisième chapitre est lié au premier sous-objectif. Il détaille la modélisation du modèle numérique SEA de l'ensemble du véhicule, permettant de prédire le niveau de pression acoustique dans la cavité acoustique de la cabine. Ensuite, le quatrième chapitre présente une série de tests expérimentaux. Ensuite, il discute de la corrélation entre les résultats numériques et expérimentaux. Dans le cinquième chapitre, une étude paramétrique est menée afin d'identifier le traitement optimal pour réduire les niveaux de SPL dans la cabine (sous-objectif 4). Des tests expérimentaux sont également réalisés pour valider les observations numériques. À la fin, la conclusion générale offre une synthèse des résultats obtenus.

CHAPITRE 2 : L'ÉTAT DE L'ART

Ce chapitre explore la littérature existante en matière d'ouvrages et de publications de référence qui constituent la base des travaux de ce projet de recherche. Les différentes classes de modélisation, la méthode énergétique SEA, les hypothèses et les limitations de la méthode, la sous-structuration SEA, ainsi que les paramètres de la méthode sont présentés. Les thématiques étudiées sont les suivantes :

- Les différentes classes de modélisation.
- La théorie de la méthode énergétique SEA
- La définition des paramètres SEA.
- Niveau de pression acoustique (SPL).

2.1 LES CLASSES DE MODÉLISATION

Cette section présente les différentes méthodes de modélisation des structures. Elle met en lumière les méthodes d'identification des paramètres modaux et de propagation.

La modélisation du problème vibroacoustique est liée à plusieurs aspects. Tout d'abord, elle dépend de la physique fondamentale du problème, comprenant les mécanismes vibratoires et acoustiques impliqués. Ensuite, la géométrie de la structure, incluant sa forme et ses dimensions, joue un rôle crucial dans la modélisation. De plus, le domaine fréquentiel étudié ainsi que le niveau de précision ou de détail souhaité, tel que la distinction entre comportement local et global, ou entre approches déterministes et statistiques, est des considérations importantes.

En outre, la complexité du problème est étroitement liée à la manière dont les excitations externes sont caractérisées, ainsi qu'aux conditions aux limites définies. Ces facteurs influent sur la manière dont le modèle est construit et sur la précision des prédictions qui en découlent. En résumé, la modélisation du problème vibroacoustique requiert une prise en compte minutieuse de tous ces éléments pour obtenir des résultats fiables et significatifs.

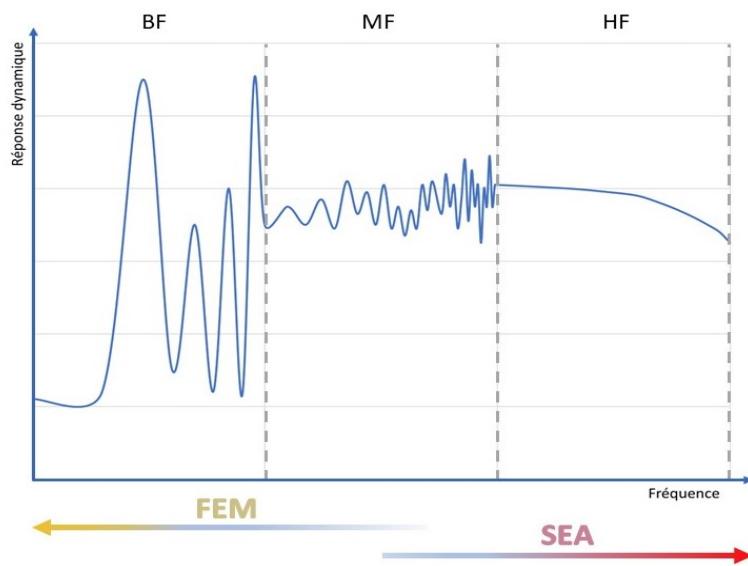


Figure 1. Schéma de réponse dynamique d'une structure en fonction de la fréquence [6]

La Figure 1 illustre la réponse dynamique d'une structure en fonction de la fréquence. On peut clairement constater que la réponse dans les bandes de basses fréquences présente des singularités fréquentielles. Cependant, à partir de la bande de moyennes fréquences, le recouvrement modal commence à s'accroître.

À basses fréquences, la dynamique des structures est largement influencée par des caractéristiques modales dominantes, générant des résonances très marquées. L'analyse de ces structures implique donc l'identification précise des modes, comprenant leurs déformations, fréquences et amortissements modaux.

En revanche, à moyennes et hautes fréquences, l'impact modal diminue. Dans ce contexte, l'étude de la dynamique des structures nécessite une approche différente. Plusieurs

modèles prédictifs sont ainsi étudiés et font l'objet de recherches approfondies. Contrairement au consensus observé dans le domaine des basses fréquences, le domaine à fort recouvrement modal est abordé de manière variable, parfois par des approches modales adaptées, parfois par des approches propagatives.

Les méthodes énergétiques globales prédictives, comme l'analyse statistique de l'énergie (SEA), font appel à une approche fortement propagative. Celles-ci nécessitent une connaissance détaillée des paramètres de propagation spécifiques, tels que le facteur de perte interne, le facteur de perte par couplage, le nombre d'onde, la densité modale et le facteur de rayonnement [7]. La Figure 2 illustre les différentes classes de modélisation.

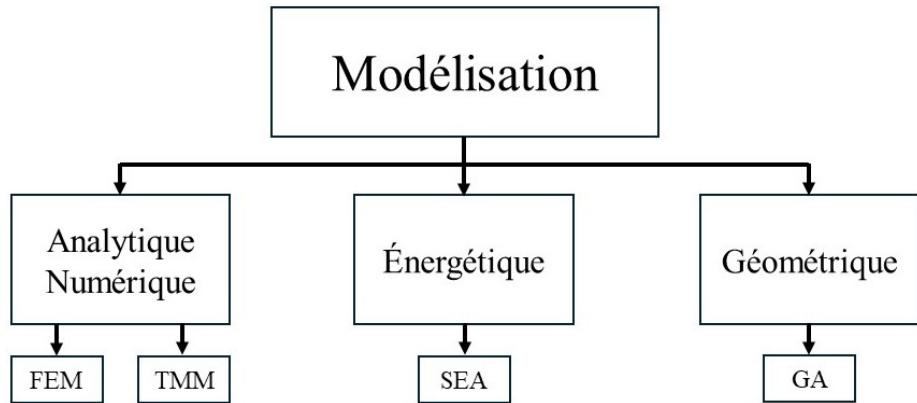


Figure 2 : Différentes classes de modélisation [6]

Après avoir exploré les différentes classes de modélisation, il est essentiel de se pencher sur des méthodes spécifiques qui permettent d'approfondir la compréhension du comportement vibroacoustique des systèmes complexes dans les domaines de moyenne et haute fréquence. La SEA est une approche souvent indispensable pour l'étude de ces systèmes. Dans la partie suivante, les fondements de la SEA sont examinés en détail. Les hypothèses et les limitations sont également abordées, ainsi que les paramètres clés qui influencent son application. Enfin, les domaines dans lesquels la SEA a prouvé son efficacité sont discutés, illustrant ainsi la valeur ajoutée de cette méthode dans la prédiction du comportement vibroacoustique des systèmes.

2.2 LA MÉTHODE ÉNERGÉTIQUE SEA

Avant les années 60, les méthodes utilisées pour la prédiction du comportement dynamique, vibratoire ou acoustique des systèmes mécaniques ont été restreintes ; les approches déterministes telles que la Méthode des Éléments Finis (FEM) étaient couramment utilisées dans divers domaines tels que l'industrie automobile, mais les études étaient toujours limitées dans le domaine de basses fréquences où la réponse vibratoire du système présente des singularités fréquentielles, c'est-à-dire que les modes résonants sont distincts, ce qui permet de prédire l'effet de ces modes d'une manière rapide et efficace en termes de coût et de temps de calcul. Cependant, la FEM ne peut pas être utilisée dans les bandes de moyennes et hautes fréquences à cause du nombre important de degrés de liberté qui empêche d'entamer l'étude sous prétexte du temps de calcul nécessaire qui est énorme.

Mais dans les années 60, la nouvelle méthode SEA a été développée et intégrée par la suite dans diverses industries, grâce à son utilité dans l'étude du comportement des systèmes dans les domaines de moyennes et hautes fréquences, où les modes ne présentent plus des singularités fréquentielles. Cette méthode a permis de résoudre plusieurs problèmes dans les industries aérospatiale, aérienne et automobile, mais elle reste toujours soumise à des hypothèses et des limitations spécifiques.

SEA (statistical energy analysis) comprend trois termes distincts qui dénotent chacun un aspect de la mise en œuvre de cette méthode. Le terme "statistique" fait référence à la notion selon laquelle, dans une bande de fréquences donnée, les fréquences naturelles ne se manifestent plus sous forme de modes de résonance discrets et observables, mais représentent un ensemble de modes définis par une caractéristique statistique. Le terme "énergie" désigne la principale variable de la méthode SEA, à partir duquel des paramètres pertinents tels que le déplacement et la vitesse sont dérivés. Enfin, le terme "Analyse" souligne l'objectif premier de cette approche, qui est l'examen et l'interprétation des niveaux d'énergie dans les sous-systèmes.

Les fondements de la SEA ont été posés lors des études menées par Lyon et W. Smith en 1959. Mais c'est en 1962 que Lyon et Maidanik ont rédigé le premier document que l'on peut qualifier de publication SEA. Les conclusions de Lyon ont révélé que le flux de puissance entre deux oscillateurs légèrement couplés est proportionnel à la différence entre leurs énergies modales moyennes [8].

Sur la base de ces recherches, Lyon a publié la deuxième édition de son livre en 1995 [9]. Cette publication fournit une revue exhaustive de l'application de la méthode SEA dans les domaines de l'acoustique et de la vibration. En outre, elle traite de l'impact des ordinateurs sur la méthode SEA, en mettant particulièrement l'accent sur l'importance des calculs SEA par ordinateur.

L'analyse dynamique d'un système vibroacoustique complexe comporte deux défis majeurs. Tout d'abord, le système peut nécessiter un grand nombre de degrés de liberté pour décrire sa réponse, et, de deuxièmement, cette réponse peut être sensible aux moindres imperfections du système. Ces défis deviennent d'autant plus critiques à mesure que la fréquence d'excitation augmente en raison de la réduction de la longueur d'onde des déformations. À basse fréquence, les méthodes de modélisation mécanique classiques, telles que la méthode des éléments finis (FEM), parviennent à prédire avec précision les niveaux de vibration du système. Cependant, à mesure que la fréquence augmente, l'analyse modale déterministe devient de plus en plus complexe et pratiquement irréalisable en termes de temps de calcul en raison de l'augmentation significative de la densité modale. Pour remédier à ces inconvénients liés aux limitations de la FEM, on recourt à la méthode d'analyse statistique de l'énergie (SEA) [5].

2.2.1 Principe de la SEA

La SEA est une méthode qui permet d'analyser et comprendre le comportement vibratoire et acoustique des systèmes complexes, en utilisant l'énergie comme variable dynamique. Elle consiste à représenter un système par un ensemble de sous-systèmes simples connectés. Chaque sous-système est associé à un ensemble spécifique de modes de vibration ayant des caractéristiques similaires.

La SEA est en effet une méthode très efficace permettant d'estimer la distribution de l'énergie vibratoire dans les différents sous-systèmes. Chacun de ces sous-systèmes est caractérisé par la quantité d'énergie vibratoire qu'il stocke et le nombre de ses modes dans des bandes de fréquences spécifiques. En outre, la prédiction de la répartition de cette énergie entre chaque sous-système nécessite la compréhension de divers paramètres, notamment la puissance injectée, le facteur de perte interne, le facteur de perte par couplage et la densité modale. À cet effet, l'hypothèse principale de la SEA est basée sur la relation linéaire entre les niveaux d'énergies de chaque sous-système qui est proportionnelle à la puissance moyenne échangée entre les sous-systèmes :

$$P_{ij} = \omega(\eta_{ij}E_i - \eta_{ji}E_j) \quad (1)$$

Où E_i et E_j présentent les niveaux d'énergies des sous-systèmes respectivement i et j, η_{ij} et η_{ji} sont les facteurs de perte par couplage, et ω est la fréquence angulaire.

Le bilan de puissance de la SEA est construit à partir la connaissance des puissances moyennées échangées entre les sous-systèmes, ainsi, l'estimation de la puissance dissipée du sous-système étudié. La relation permettant de déterminer la puissance dissipée dans un sous-système i est définie comme suit :

$$P_i^{diss} = \eta_i \omega E_i \quad (2)$$

Tel que η_i est le facteur de perte interne, qui est un paramètre identifiable à partir la détermination des niveaux de la dissipation de l'énergie interne du sous-système. La perte de l'énergie est due à différentes formes de dissipation, telle que l'amortissement structural, la dissipation par rayonnement, ou par le transfert de puissance vers les autres sous-systèmes.

L'équation du bilan de puissance de la SEA pour un sous-système i connecté à n-1 autre sous système est écrite comme suit :

$$P_i^{inj} = P_i^{diss} + \sum_{i \neq j}^n \omega(\eta_{ij}E_i - \eta_{ji}E_j) \quad (3)$$

Où \mathbf{P}_i^{inj} est la puissance injectée dans le sous-système i.

$$\boldsymbol{\omega} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\eta}_1 + \sum_{k \neq 1}^2 \boldsymbol{\eta}_{1k} & -\boldsymbol{\eta}_{21} \\ -\boldsymbol{\eta}_{12} & \boldsymbol{\eta}_2 + \sum_{k \neq 2}^2 \boldsymbol{\eta}_{2k} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{P}_1^{inj} \\ \mathbf{P}_2^{inj} \end{pmatrix} \quad (4)$$

Ce système matriciel représente le bilan de puissance pour un modèle SEA constitué de deux sous-systèmes couplés.

La Figure 3 présente un modèle SEA décomposé en deux sous-systèmes simples, montrant le sens de propagation de puissance pour chaque sous-système et l'énergie stockée liée à cette propagation, ainsi que les facteurs responsables à la perte de l'énergie.

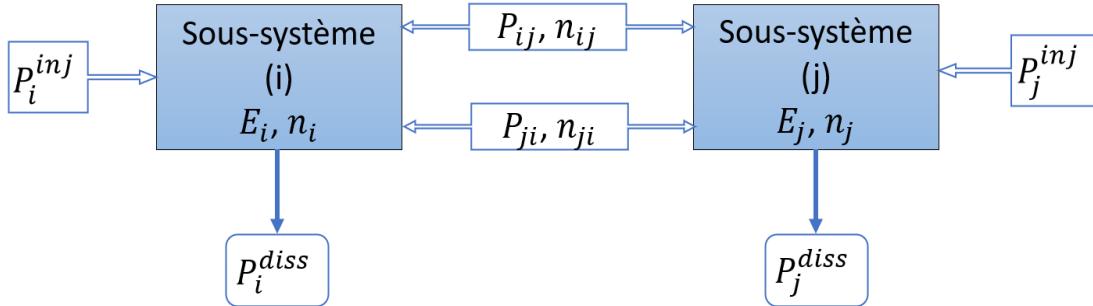


Figure 3: Modèle SEA pour deux sous-systèmes couplés

En général, les facteurs de perte par couplage associés à deux sous-systèmes couplés ne sont pas réciproques, autrement formulé $\boldsymbol{\eta}_{ij} \neq \boldsymbol{\eta}_{ji}$. Cependant, une réciprocité peut être établie en supposant une répartition équitable de l'énergie modale dans un sous-système et en validant les hypothèses sur les forces (décorrélation, bruit blanc). La relation qui relie les facteurs de perte par couplage s'appelle la relation de réciprocité :

$$\mathbf{n}_i(\omega) \boldsymbol{\eta}_{ij} = \mathbf{n}_j(\omega) \boldsymbol{\eta}_{ji} \quad (5)$$

Tel que \mathbf{n}_i et \mathbf{n}_j représentent respectivement les densités modales des systèmes i et j.

En conclusion, l'application de la méthode SEA nécessite une étude fine de ses paramètres, en tenant compte des hypothèses et des limitations de cette approche énergétique.

2.2.2 Hypothèses et limitations de la méthode SEA

Dans le domaine de moyennes et hautes fréquences, la méthode statistique de l'énergie montre son efficacité dans le sens de la prédiction de la réponse dynamique d'un système mécanique, en effet, lorsqu'un système subit une puissance externe dans le domaine de moyennes et hautes fréquences, la SEA est considérée comme la solution la plus utile afin d'amener l'étude à des résultats statistiquement fiables et certains. Cependant, et pour que la SEA soit utilisée, elle requiert une décomposition précise du système en un ensemble de sous-structures et des cavités acoustiques. Le système est par la suite réparti en sous-systèmes capables de stocker, de transmettre, et de dissiper de l'énergie. En plus, un ensemble d'hypothèses doivent être respectées afin de créer un modèle fiable et précis.

Pour développer un modèle SEA, les hypothèses suivantes doivent être prises en considération [5], [10]-[12]:

- Un couplage faible et conservatif entre les sous-systèmes [13].
- L'énergie doit être répartie d'une manière équitable sur les modes du sous-système pertinent dans la bande de fréquence d'intérêt (l'hypothèse de l'équipartition de l'énergie)
- Faible amortissement structural
- Un chevauchement modal élevé

Les limitations de la SEA peuvent être résumées comme suit [7], [11]:

- Faible densité modale dans le domaine des basses fréquences : la SEA a tendance à donner de meilleurs résultats dans le domaine des hautes

fréquences, où les sous-systèmes ont généralement des densités modales élevées.

- Difficulté à diviser correctement des systèmes complexes en sous-systèmes SEA : la SEA exige qu'un système soit décomposé en sous-systèmes, ce qui peut s'avérer difficile dans le cas de systèmes particulièrement complexes.
- Certains sous-systèmes ont une densité modale très faible dans une bande de fréquence donnée : ceci est à nouveau lié à la dépendance de la SEA à l'égard de densités modales élevées pour obtenir des prédictions précises. Lorsque les sous-systèmes ont une faible densité modale, cela peut limiter l'efficacité de la SEA.
- Le faible couplage entre les sous-systèmes entraîne des ambiguïtés dans la distinction entre le facteur de perte de couplage et le facteur de perte interne : si les sous-systèmes sont faiblement couplés, il peut devenir difficile de distinguer les influences du facteur de perte de couplage (qui se rapporte au transfert d'énergie entre les sous-systèmes) et du facteur de perte interne (qui se rapporte à la dissipation interne de l'énergie dans un sous-système).
- La détermination des facteurs de perte de couplage nécessite une expertise importante : comme pour toute technique d'analyse avancée, la SEA nécessite une bonne compréhension des principes et hypothèses.

2.2.3 La sous-structuration de la SEA

Pour entamer une étude SEA, il est nécessaire de décomposer le système en sous-systèmes simples en gardant la validité des hypothèses SEA, cette étape est considérée épiqueuse, car elle permet de définir le problème. De plus, le bilan de puissance doit contenir tous les sous-systèmes définis dans la phase de la sous-structuration, donc, le découpage doit être réalisé judicieusement.

Lors d'une sous-structuration SEA, deux critères indispensables doivent être absolument respectés [7], [8], [14], [15]:

Le critère de signifiance : chaque sous-système a un nombre important de modes par bande de fréquence (minimum 5 modes), ceci afin d'assurer une représentation statistique robuste du comportement dynamique du sous-système.

Le critère de similarité : tous les modes du même sous-système doivent être similaires en termes d'énergie. En d'autres termes, l'amortissement (ou la dissipation d'énergie) des modes d'un sous-système doit être plus ou moins identique.

En outre, deux autres critères s'ajoutent : l'homogénéité d'un sous-système et le couplage faible entre tous les sous-systèmes qui doivent être respectés dans cette phase afin d'amener l'étude à des résultats précis.

La modélisation d'un système complexe requiert un découpage adéquat au problème, donc il est nécessaire de choisir soigneusement les sous-systèmes en respectant les critères reliés.

2.2.4 Application de la SEA pour modéliser une structure simple paroi

La SEA permet de prédire la réduction du niveau de pression acoustique (SPL) à travers les structures en résolvant le problème d'équilibre d'énergie. En d'autres termes, elle permet d'examiner comment l'énergie sonore se propage et est absorbée ou transmise à travers les matériaux et les structures. Cela permet de mieux comprendre comment différents matériaux ou configurations de structures peuvent influencer le niveau de bruit dans divers environnements. La Figure 4 représente un schéma simple de la transmission acoustique d'une cavité réverbérante à une autre anéchoïque à travers une plaque.

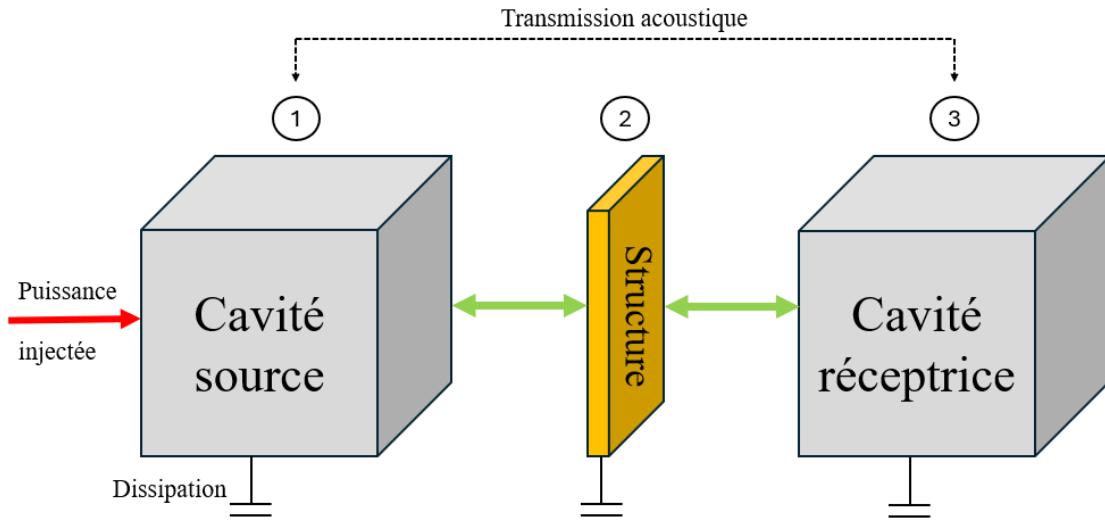


Figure 4 : Modèle SEA représentative d'une plaque simple paroi : Cavité - Plaque - Cavité

Les chambres acoustiques (cavités) sont décrites par les sous-systèmes 1 et 3, alors que le panneau par le sous-système 3. Le chemin de transmission entre la plaque et chacune des cavités est considéré résonant (couplage direct). Cependant, la transmission entre les cavités 1 et 3 est considérée non résonante (couplage indirect).

$$\begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} + \eta_{13} & -\eta_{21} & -\eta_{31} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23} & -\eta_{32} \\ -\eta_{13} & -\eta_{23} & \eta_3 + \eta_{31} + \eta_{32} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_1^{\text{inj}} \\ \omega \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

P_1^{inj} représente la puissance injectée dans la cavité source. Les coefficients de couplages η_{12} , η_{21} , η_{13} , η_{31} , η_{23} et η_{32} représentent les facteurs de perte par couplage. De plus, η_1 , η_2 et η_3 représentent les facteurs de perte interne. Enfin, E_1 , E_2 et E_3 sont niveaux d'énergie dans sous-systèmes 1,2 et 3 respectivement.

La détermination des facteurs de perte par couplage et perte interne, la densité modale et de la puissance injectée permet alors de résoudre un système SEA. Ainsi, le SPL dans la cabine réceptrice pourrait être calculé. Ces paramètres peuvent être établis d'une manière expérimentale et/ou numérique.

2.3 LES PARAMÈTRES DE LA SEA

L'importance des paramètres de la SEA réside dans leurs capacités à fournir une compréhension complète du comportement vibratoire d'un système complexe. Les paramètres sont utilisés pour prédire le flux d'énergie entre différents composants et identifier les zones de perte d'énergie potentielle. Les principaux paramètres de la SEA sont la puissance injectée, le facteur de perte interne, le facteur de perte par couplage, la densité modale.

2.3.1 La puissance injectée

La puissance injectée est un paramètre important dans la SEA, car elle représente l'apport d'énergie dans un sous-système en raison de sources externes, telles que les excitations vibratoires, le bruit ambiant ou d'autres types de charges mécaniques. En effet, pour construire un modèle SEA fiable, il est nécessaire de caractériser la puissance injectée d'une manière qui reflète sa véritable influence sur le système en utilisant les capteurs appropriés calibrés tels que des accéléromètres pour mesurer le déplacement d'entrée, ou des microphones pour mesurer la pression acoustique d'excitation par des méthodes spécifiques, comme la méthode de mesure de pression acoustique, la méthode de mesure d'intensité acoustique ou la méthode de mesure de vibration de surface [16].

2.3.2 La densité modale

La densité modale est un paramètre de la SEA qui caractérise le nombre de modes par unité de plage de fréquences dans une structure ou une cavité acoustique [7]. Il peut être exprimé comme suit :

$$n = \frac{\Delta N}{\Delta f} \quad (7)$$

Tel que ΔN par bande de fréquence Δf .

En SEA, la densité modale affecte la transmission d'énergie globale et les caractéristiques d'amortissement d'un sous-système. Une densité modale plus élevée signifie qu'il y a plus de fréquences de résonance dans le système, ce qui peut conduire à une transmission d'énergie plus efficace et moins d'amortissement.

La densité modale peut être calculée analytiquement pour des structures simples comme plaques et des cylindres, en utilisant les formulations appropriées [15]. Cependant, pour les structures complexes, la densité modale peut être évaluée expérimentalement ou numériquement, en utilisant une mesure empirique du nombre d'onde, ou par le nombre de modes par Hertz [17]. Par une mesure expérimentale de la mobilité d'entrée, la densité modale peut être calculée en utilisant la relation suivante :

$$n = 4M \langle \text{Re}(Y) \rangle \quad (8)$$

Tel que M est la masse du système et Y représente sa mobilité d'entrée.

2.3.3 Le facteur de perte interne (amortissement)

Le facteur de perte interne peut être défini comme le rapport de l'énergie dissipée sur l'énergie totale du sous-système, il décrit notamment la capacité d'un matériau ou d'une structure à absorber ou à amortir les vibrations mécaniques. En effet, il caractérise notamment l'amortissement structural, l'amortissement des joints, et la dissipation de l'énergie par rayonnement. De surcroît, ce facteur peut être déterminé par trois méthodes, à savoir la méthode de largeur de bande à demi-puissance (-3dB) [18], la méthode de taux de décroissance [19], et la méthode de la puissance injectée [20].

La technique de la largeur de bande à demi-puissance consiste à estimer l'amortissement modal. Quand la réponse vibratoire est composée de plusieurs modes suffisamment séparés en fréquence, la détermination de l'amortissement se fait par la mesure de la bande passante entre deux points dans la courbe de réponse. Les deux points sont localisés aux fréquences qui correspondent à $\frac{1}{\sqrt{2}}$ de l'amplitude maximale d'un mode de la

réponse vibratoire. Le facteur de perte interne de cette méthode est calculé à partir la relation suivante [18]:

$$\eta = \frac{\Delta\omega}{\omega_n} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_n} \quad (9)$$

Tel que, $\Delta\omega$ est la largeur de la et ω_n est la pulsation de résonance.

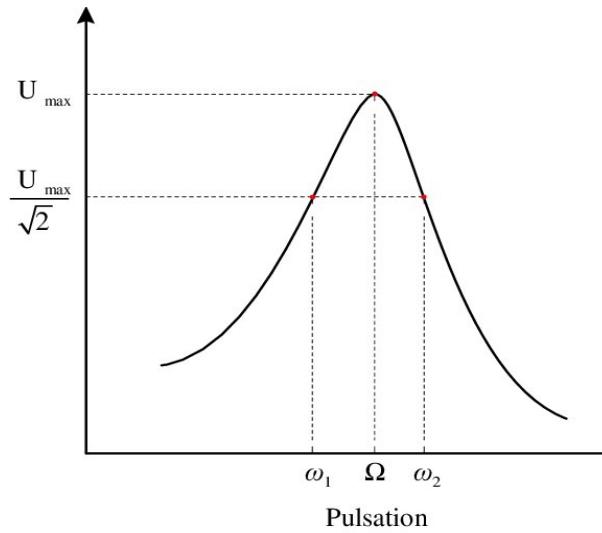


Figure 5 : La méthode de la largeur de bande à demi-puissance [21]

U_{max} Dans la Figure 5 représente l'amplitude maximale.

Dans le cas où les modes vibratoires ne présentent plus des singularités fréquentielles, le facteur de perte interne peut être identifié d'une manière expérimentale à l'aide de la méthode de puissance injectée ou la méthode du taux de décroissance. La première méthode est basée sur le bilan de puissance de la SEA. L'extraction de l'amortissement dans le domaine fréquentiel se fait à partir la mesure de la puissance injectée à la structure. En régime permanent, la puissance moyennée en fréquence et dans l'espace est égale à la puissance dissipée. L'amortissement est donc obtenu à partir la relation suivante [20]:

$$\eta = \frac{P_{inj}}{\omega E} \quad (10)$$

Des mesures erronées peuvent être dues à l'amortissement au point d'excitation causé par un contact imparfait entre la structure et le système d'excitation. Un tel amortissement, résultant de pertes dans le système d'excitation, peut affecter la mesure de l'amortissement de la structure. Par conséquent, il est crucial d'être méticuleux dans la mesure de la puissance injectée, car le facteur de perte par amortissement est très sensible.

La seconde technique est la méthode de taux de décroissance qui est basée sur l'estimation du taux auquel l'énergie est dissipée dans la structure. Elle est utilisée notamment pour estimer les propriétés d'amortissement de chaque sous-système. En effet, cette méthode repose sur le concept selon lequel, après la cessation de l'excitation, l'énergie dans la structure ou la cavité diminue selon une fonction exponentielle. Le temps nécessaire pour perdre 60DB de son énergie retenue après la fin de l'excitation est appelée temps de réverbération T_{60} [19].

$$\eta = \frac{13.82}{\omega T_{60}} \quad (11)$$

L'un des défis de l'utilisation de la méthode du taux de décroissance dans La SEA est de mesurer avec précision le taux de décroissance de l'énergie dans chaque sous-système. Cela nécessite un équipement spécialisé, tel que des accéléromètres et des microphones, et une analyse minutieuse de données pour tenir compte de la nature statistique de la distribution d'énergie dans le système.

2.3.4 Le facteur de perte par couplage (CLF)

Le facteur de perte par couplage (CLF) est un paramètre primordial de la SEA qui représente la mesure de l'efficacité du transfert d'énergie entre deux sous-systèmes couplés. C'est-à-dire, le degré de perte d'énergie transmise d'un sous-système à un autre. En fait, la nature et la géométrie du couplage sont étroitement liées à celles des sous-systèmes. Un couplage dit "solidien" se produit lorsque deux structures se rejoignent, tandis que dans le cas d'un contact entre une structure et une cavité, la nature du couplage est définie comme

"aérienne". Il est également important de noter que la nature du couplage peut être caractérisée comme ponctuelle, linéique ou surfacique [22].

En SEA, il est nécessaire de décomposer le système à des sous-systèmes faiblement couplés. Le CLF peut être calculé par des méthodes analytiques, numériques ou expérimentales.

Plusieurs méthodes analytiques ont été développées pour calculer le CLF, telles que les approches modales de type éléments finis [23], [24], [25]. Mais, ces méthodes sont généralement utilisées pour des cas simples.

Le CLF peut être déterminé expérimentalement par nombreuses méthodes, comme la méthode de la puissance injectée [20], la méthode d'intensité structurale [26], la méthode transitoire [27]. Ces méthodes sont conçues pour des investigations expérimentales et sont par conséquent associées à la précision des mesures et à l'identification des positions d'excitation.

Les méthodes numériques pour déterminer les CLF(s) impliquent la modélisation par éléments finis des jonctions entre les sous-systèmes. Dans la SEA, la connaissance des facteurs de perte interne et des énergies permet d'estimer numériquement le CLF et construire un modèle SEA fiable.

2.4 NIVEAU DE PRESSION ACOUSTIQUE (SPL)

Dans la méthode SEA, le niveau de pression acoustique (SPL) est couramment perçu comme l'indicateur acoustique pivot, tenant une place prépondérante dans l'évaluation de la performance acoustique du système étudié. Cet indicateur ne se contente pas uniquement de mesurer l'intensité du son, mais il offre également un aperçu intrinsèque de la manière dont l'énergie sonore se propage à travers un système donné. Effectivement, le calcul du SPL en divers points stratégiques du système permet d'identifier avec précision les trajets critiques, ces zones où la concentration énergétique sonore atteint son apogée, offrant ainsi un éclairage

substantiel pour l'implémentation de mesures de contrôle de bruit. Celles-ci pourraient se manifester sous diverses formes, notamment par l'incorporation de matériaux spécifiquement destinés au traitement acoustique et vibratoire, ou par la modification judicieuse des éléments structurels en présence. Ces interventions, parfois délicates, visent à atténuer, absorber ou réorienter l'énergie sonore, permettant ainsi de moduler le paysage sonore au sein du système.

Dans les environnements clos, le niveau de pression acoustique (SPL) est substantiellement influencé par les propriétés physiques des surfaces environnantes et par la nature de la source sonore. En présence d'une excitation sonore, une multitude de réflexions se manifestent, donnant naissance à un champ acoustique distinct, désigné comme champ réverbérant, lequel vient s'additionner au champ direct émanant de la source. En réalité, le SPL à l'intérieur de l'espace confiné résulte de l'énergie immergée tant dans le champ direct qu'en celui réverbéré. Bien que la distribution du SPL et sa fluctuation en fonction de la fréquence peuvent s'avérer complexes et délicates à déterminer avec exactitude, des mesures, moyennées tant spatialement que fréquentiellement, sont couramment admises comme suffisantes pour en assurer une quantification fiable [28].

Le son, se manifestant par des amplitudes et des fréquences variables, nécessite souvent une expression de son niveau global via une valeur numérique unique et représentative. L'objectif est de quantifier de manière fiable et synthétique les caractéristiques intrinsèques du phénomène sonore en question. Pour ce faire, la valeur moyenne du son est calculée dans le temps, éradiquant ainsi toute fluctuation temporelle qui pourrait biaiser l'analyse. Bien que la moyenne temporelle de la pression acoustique en un point spécifique de l'espace tende généralement vers zéro, la rendant par conséquent inopérante pour l'analyse, la pression acoustique quadratique moyenne (qui représente la valeur moyenne du carré de la pression acoustique) se révèle non nulle et devient un outil d'investigation pertinent pour cerner le niveau sonore global. Ainsi, la valeur moyenne quadratique du son, notée $\langle p^2(t) \rangle_t$, est définie comme la moyenne temporelle du carré de la

pression acoustique, évaluée sur l'intervalle de temps T , offrant ainsi une perspective enrichie et une base stable pour les analyses subséquentes dans le domaine de l'acoustique [29].

$$\langle p^2(t) \rangle_t = \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt \quad (12)$$

Où $\langle \rangle$ indique une moyenne temporelle.

La pression quadratique moyenne est définie comme suit :

$$p_{rms} = \sqrt{\langle p^2(t) \rangle_t} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} \quad (13)$$

En tenant compte de l'ample gamme d'amplitudes de pression acoustique et de puissances sonores engendrées par diverses sources, les échelles logarithmiques sont couramment privilégiées par rapport aux échelles linéaires en acoustique. Le décibel (dB) se manifeste comme l'unité de mesure prédominante dans les domaines du son et des vibrations, en raison de sa capacité à gérer efficacement une large étendue de magnitudes. Les décibels ne traduisent pas des valeurs absolues, mais plutôt des mesures relatives ou des rapports, facilitant ainsi l'expression de l'intensité sonore et des vibrations de manière plus pratique et comparative.

$$L_P = 10 \log_{10} \left(\frac{p_{rms}^2}{p_{ref}^2} \right) = 20 \log_{10} \left(\frac{p_{rms}}{p_{ref}} \right) \quad (14)$$

Où p_{ref} est la pression de référence, $p_{ref} = 2\mu\text{Pa}$. Cette référence a été initialement choisie pour correspondre au son le plus faible (à 20 Hz) que peut entendre un jeune moyen

- Rapport signal/bruit (SNR)

Une attention particulière est accordée au Rapport Signal sur Bruit (SNR) en raison de sa pertinence indéniable dans les études SEA. Le SNR établit une comparaison quantifiable entre l'amplitude du signal d'intérêt et le niveau de bruit de fond dans un environnement donné. Un SNR élevé indique que le signal est supérieur au bruit de fond, garantissant ainsi la fiabilité des mesures et des prédictions réalisées. Il est, par conséquent, un paramètre important dans l'assurance de la qualité et la fiabilité des mesures acoustiques. Le SNR peut être calculé en employant la formule suivante [30] :

$$SNR = 10 \log \left(\frac{|p_{measured}|^2}{|p_{background}|^2} \right) \quad (15)$$

Où $p_{measured}$ désigne la pression acoustique enregistrée lors de l'opération de la source sonore, tandis que $p_{background}$ représente la pression acoustique mesurée immédiatement après l'arrêt de cette source.

2.5 LES APPLICATIONS DE LA SEA

Une étude a été menée par Giuseppe Petrone [31] pour évaluer le SPL pour la gamme des moyennes-hautes fréquences sur une section de fuselage d'avion. Cette évaluation a été réalisée numériquement en utilisant la SEA à différents emplacements à l'intérieur de la cabine. Diverses configurations ont été prises en compte pour cette analyse. Dans un premier temps, l'étude a été effectuée sur une cabine comprenant uniquement la structure primaire. Ensuite, une étude a été faite sur la cabine contenant la structure primaire avec les composants intérieurs et les traitements antibruit. Les résultats obtenus sont dédiés pour comprendre les principaux paramètres qui influent sur l'isolation acoustique de la cabine. De plus, une évaluation de la puissance absorbée a été réalisée afin de déterminer la contribution de chaque composant considéré à l'isolation acoustique. Enfin, l'effet d'une couche d'amortissement viscoélastique intégrée dans la fenêtre en verre a été examiné.

Le travail de Júlio A. Cordilo [32] explore les applications de la SEA dans la modélisation vibroacoustique des véhicules. Il met en lumière les aspects essentiels à considérer lors de la définition des sous-systèmes structurels et acoustiques. Les principales méthodes pour déterminer les paramètres SEA sont examinées en détail, avec une attention particulière portée sur le calcul des puissances d'entrée des principales sources de bruit et de vibrations dans les véhicules. En outre, l'étude met en évidence plusieurs applications pratiques de la SEA dans l'industrie automobile, en les illustrant et en discutant de manière approfondie.

Une autre étude a été menée par J. Manzbanrad [33] examine l'impact des sources aérodynamiques à haute fréquence sur le SPL à l'intérieur de l'habitacle d'un véhicule. Plusieurs méthodes de simulation du comportement acoustique sont analysées, notamment les éléments finis et la SEA. De plus, en prenant en compte les matériaux viscoélastiques, une configuration commune de panneaux non contraignants est déterminée. Les résultats indiquent que le toit transmet plus de bruit sous l'influence des excitations aérodynamiques, et son optimisation peut efficacement contrôler le SPL. L'article souligne également que l'utilisation de matériaux viscoélastiques peut atténuer les vibrations des panneaux, ce qui permet une réduction importante du SPL. L'étude a aussi exploré l'effet des vitres acoustiques. Enfin, l'impact de la position du passager sur le SPL, autant à l'avant qu'à l'arrière, est étudié et comparé.

D'ailleurs, Chadwick T. Musser [34] a mené une étude sur les hypothèses de modélisation SEA utilisées pour créer un modèle représentatif de l'intérieur d'un véhicule et de sa structure environnante. Chadwick a traité la répartition de l'absorption acoustique et de son impact sur les réponses locales du SPL. Il a aussi présenté et comparé les mesures des fonctions de transfert vers différents points à l'intérieur du véhicule. Il a obtenu ces données à partir de sources acoustiques extérieures et intérieures, ainsi que celles transmises par la structure du véhicule. Des observations et des recommandations sur la corrélation des fonctions de transfert intérieures typiques, les limitations de la modélisation, et l'utilisation du modèle SEA en tant qu'outil de conception sont également énoncées.

L'étude du bruit et des vibrations d'un véhicule automobile à l'aide de la SEA ont été aussi menés par Richard G. DeJong [35]. Ce dernier a réussi à développer un modèle SEA d'un véhicule en le subdivisant à un ensemble de sous-systèmes interconnectés et idéalisés, en utilisant un programme qui permet de prédire le SPL ainsi que le flux d'énergie acoustique à travers le véhicule. La réponse aux excitations sonores et vibratoires peut être estimée, en utilisant un modèle des sources d'excitation du véhicule. DeJong a mesuré le SPL dans trois conditions d'essai de véhicule. La concordance des résultats a été généralement bonne.

Takayuki Koizumi et Nobutaka Tsujiuchi [36] ont cherché à mettre au point une méthode permettant de prédire avec précision les niveaux de bruit et de vibration à l'intérieur de la cabine d'un tracteur lorsque le moteur tourne au ralenti. En utilisant la méthode SEA, les deux chercheurs ont construit un modèle analytique de la cabine du tracteur. Ce modèle englobe les propriétés structurelles et acoustiques de la cabine, telles que sa géométrie, ses matériaux et la disposition de ses composants. Ensuite, ils ont identifié et estimé expérimentalement et analytiquement les paramètres SEA tel que la densité modale, les DLFs, les CLFs ainsi que la puissance d'entrée pour pouvoir prédire le SPL dans la cabine, en exploitant des équations spécifiques de flux de puissance qui ont été formulées auparavant pour décrire comment l'énergie acoustique et vibratoire se propage à travers la structure de la cabine.

Les applications de l'approche SEA sont déterminées dans pratiquement tous les domaines d'industrie pour lesquelles l'analyse de bruit et des vibrations sont occupées exclusivement, tels que : la prédiction du bruit intérieur dans les applications automobiles et aéronautiques [37]-[43], la prédiction de la perte par transmission [44]-[47], la prédiction des bruits aérien et solidaire à travers les bâtiments [48].

2.6 CONCLUSION

Ce chapitre a présenté une revue de littérature concernant les ouvrages et les publications de référence qui forment le socle des travaux de ce projet de recherche. Il a abordé les différentes

classes de modélisation, la méthode énergétique SEA, ainsi que les hypothèses et les limitations associées à la SEA.

Le chapitre suivant est consacré à la modélisation numérique du modèle SEA du véhicule, permettant de prédire les niveaux de pression acoustique à l'intérieur de l'habitacle

CHAPITRE 3 : MODÉLISATION SEA D'UN VÉHICULE NON TRAITÉ

Ce chapitre est dédié à la modélisation numérique SEA d'un véhicule côté à côté dénué de tout traitement acoustique ou vibratoire. Les étapes de modélisation sont détaillées, incluant la sous-structuration du véhicule, la modélisation de la cavité de la cabine (intérieur) et des cavités d'excitation (extérieures), ainsi que la création des jonctions entre les différentes sous-structures.

3.1 INTRODUCTION AU LOGICIEL VA ONE

VA One est un logiciel de simulation utilisé principalement dans le domaine acoustique et vibratoire. Il permet notamment d'effectuer des évaluations prédictives de la réponse vibroacoustique des systèmes afin d'améliorer leurs caractéristiques dès les premières phases de développement. Le logiciel permet de créer des modèles de transmission de bruit et de vibrations dans des systèmes complexes, couvrant une large gamme de fréquences. VA one est une application modulaire, ses fonctionnalités sont divisées en plusieurs modules sous licence individuelle, dont chacun donne accès à différents types de sous-systèmes. Parmi les principaux modules, on trouve :

SEA : ce module est dédié à l'analyse statistique de l'énergie (SEA) pour l'analyse des vibrations et du bruit à moyenne et haute fréquence.

Structural FE : ce module se concentre sur la réponse des composants structurels à basses fréquences.

FE Acoustique : ce module gère les cavités acoustiques.

BEM Acoustique : ce module permet de modéliser les fluides liés et non liés pour des analyses de diffusion, rayonnement et transmission sonore

Hybride : il permet de construire des modèles FE/BEM/SEA entièrement combinés en une seule analyse.

Les fonctionnalités de VA One incluent la modélisation de sous-systèmes acoustiques et vibratoires variés, tels que des panneaux, des coques, des structures à plaques et des cavités. Il prend également en charge la modélisation de sources acoustiques comme les haut-parleurs et les sources de bruit, ainsi que l'optimisation des traitements acoustiques et des matériaux pour réduire le bruit et améliorer le confort acoustique dans divers environnements industriels et architecturaux.

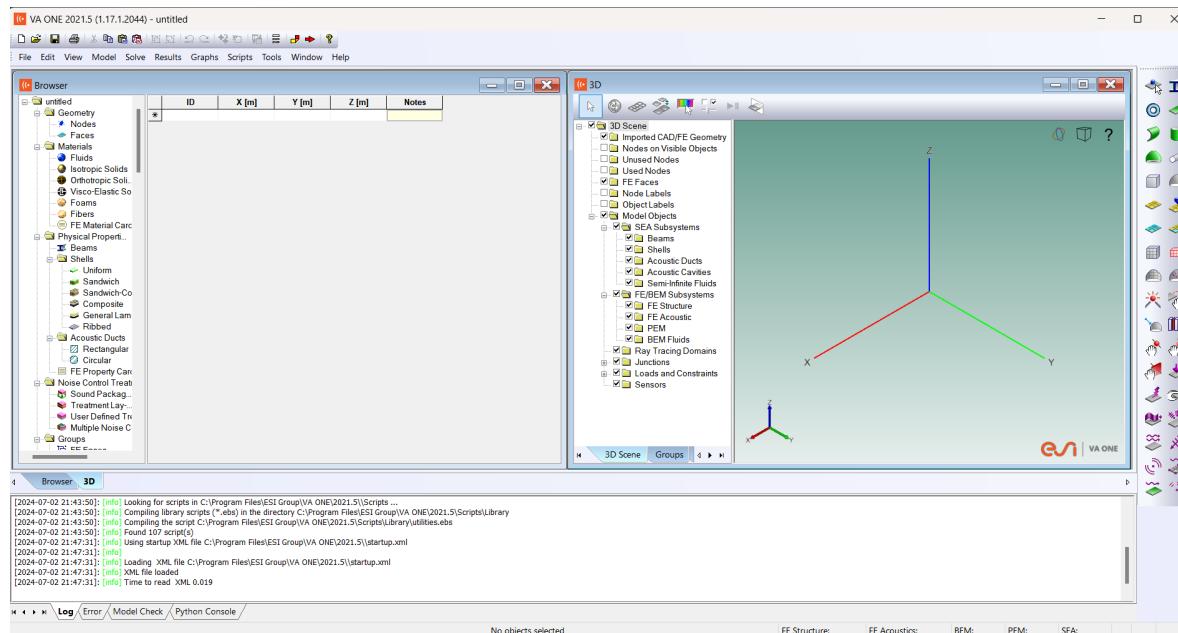


Figure 6 : L'interface du logiciel VA One

Comme montré dans la Figure 6, l'interface du logiciel VA One contient une zone de travail principale pour la création de géométries en 3D, un navigateur pour l'implémentation des paramètres aux modèles créés tels que les propriétés physiques des matériaux, les DLF, les SPL, etc. Le logiciel intègre également un solveur pour l'exécution des analyses.

La prochaine étape consiste à la construction du modèle numérique SEA du véhicule non traité.

3.2 LA SOUS-STRUCTURATION SEA DU VÉHICULE

Le véhicule est composé d'un ensemble complexe de composants et structures, chacun contribuant de manière unique à sa performance globale et à son profil acoustique. Au cœur de cette composition, on identifie des éléments primordiaux tels que les fenêtres les portes, le pare-brise, la vitre arrière, le toit et le plancher, tous jouant un rôle important dans l'encapsulation de l'espace intérieur et la modulation de l'environnement sonore au sein de la cabine. De plus, le pare-feu du moteur, ainsi que les panneaux coupe-feu supérieur, inférieur et intermédiaire, jouent un rôle crucial dans la transmission du bruit du moteur et d'autres composants mécaniques vers l'habitacle du véhicule. La carrosserie, qui se divise en zones avant et arrière, n'est pas simplement une enveloppe extérieure, mais agit comme un élément structurel qui peut propager, amplifier ou atténuer diverses vibrations émanant de l'extérieur du véhicule. Alors, en décomposant le véhicule en ces éléments essentiels et en mesurant soigneusement leurs propriétés physiques tout en respectant l'homogénéité des sous-structures, on établit la base pour la création du modèle.

La vérification des critères de la sous-structuration implique une combinaison d'approches expérimentales et numériques.

Dans un premier temps, des simplifications géométriques des structures ont été effectuées pour réduire la complexité de la géométrie du système, en remplaçant les formes complexes qui entourent la cabine du véhicule par des formes plus élémentaires telles que des plaques, des poutres et des coques. L'objectif est de réduire la charge de calcul tout en conservant suffisamment de caractéristiques physiques pour que l'analyse soit pertinente. Ces simplifications font partie du processus de la sous-structuration afin de garantir une densité modale élevée par sous-système. En d'autres termes, dans une gamme de fréquences donnée. Une densité modale élevée est importante pour que la méthode SEA soit applicable, car elle

repose sur la distribution statistique de l'énergie entre les différents modes. Une densité modale élevée garantit que l'énergie est bien répartie, ce qui permet d'obtenir des prévisions plus précises. En effet, en simplifiant la géométrie des structures, le modèle peut garantir que les hypothèses de la SEA sont respectées.

L'évaluation du nombre de modes par bande d'un tiers d'octave est réalisée à l'aide du logiciel VA One. Cette analyse numérique a permis d'observer que la majorité des sous-systèmes présentent plus de 5 modes par bande à partir de la fréquence de 1000 Hz. Cette constatation révèle que ces sous-systèmes sont intrinsèquement adaptés à une analyse SEA. La présence de plus de cinq modes par bande garantit le respect du critère de densité modale, un élément essentiel pour une application valide de la méthode SEA. Cela permet également une distribution statistique de l'énergie entre les modes avec une confiance accrue [48].

Le logiciel VA One a été utilisé pour créer une représentation précise du modèle SEA. Le véhicule est divisé en 33 sous-structures distinctes pour capturer les différentes caractéristiques vibratoires et acoustiques de ses composants. Ces sous-structures incluent :

- Portes : modélisées comme des plaques simples avec des propriétés vibratoires spécifiques.
- Toit : une plaque incurvée, prenant en compte les propriétés géométriques.
- Fenêtres : traitées comme des plaques simples transparentes.
- Le pare-brise et la vitre arrière : modélisés comme des plaques simples.
- Carrosserie : comprends les côtés et la structure principale du véhicule.
- Plancher : un ensemble de plaques simples et incurvées importantes pour l'isolation acoustique et la rigidité structurelle.
- Panneau coupe-feu : divisé en supérieur, intermédiaire et inférieur, chacun ayant des propriétés uniques en termes de transfert d'énergie et de vibration, modélisées en trois plaques simples.

- Pare-feu de l'engin : Modélisé pour prendre en compte les propriétés spécifiques de la protection contre le feu et pour l'isolation acoustique.

Ces sous-structures sont principalement homogènes, représentant soit des plaques simples, soit des plaques incurvées, selon leurs propriétés physiques et géométriques.

La Figure 7 présente une vue explosée du modèle SEA, illustrant comment les sous-structures sont disposées et interconnectées. Cette visualisation est essentielle pour comprendre les chemins de transfert d'énergie et les points critiques où des interventions peuvent être nécessaires pour améliorer les performances vibratoires et acoustiques du véhicule.

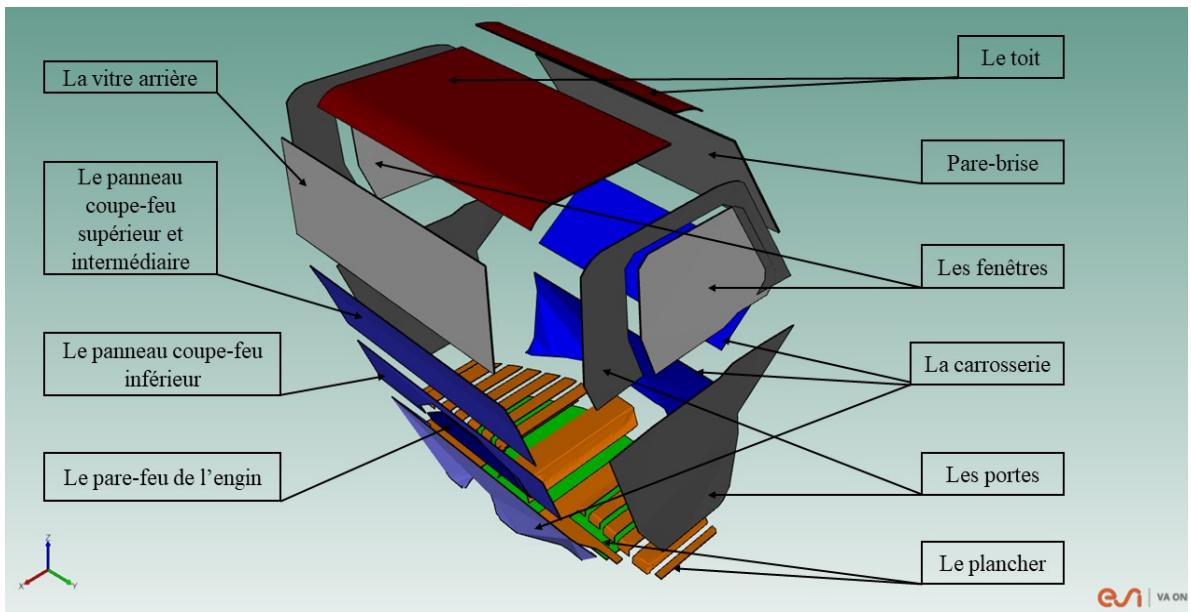


Figure 7 : Modèle SEA des sous-systèmes structurels

De plus, en raison des simplifications géométriques apportées, des ajustements ont été effectués sur les masses volumiques des structures au sein du logiciel VA One. Toutes les modifications sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Tableau 1 : La masse volumique corrigée des sous-systèmes

Sous-système	Masse volumique : originale	Masse volumique : modifiée
Carrosserie	900	1151
Portes	1450	3164
Pare-brise	2190	2061
La vitre arrière	2190	2508
Les fenêtres	2190	2464
Le toit	1450	1604
Le Panneau coupe-feu supérieur et intermédiaire	900	1130
Le pare-feu de l'engin	1140	1357
Le panneau coupe-feu inférieur	900'	1408

Les cavités acoustiques, bien qu'elles fassent partie intégrante des sous-systèmes d'un véhicule, nécessitent une modélisation précise pour garantir une performance acoustique optimale. Cette modélisation implique une caractérisation détaillée des différentes cavités, qu'elles soient internes ou externes. Les cavités internes incluent l'espace intérieur de l'habitacle, où les passagers sont directement exposés au bruit, tandis que les cavités externes comprennent les espaces entourant le véhicule.

3.3 MODÉLISATION SEA DE LA CAVITÉ DE LA CABINE (INTÉRIEUR) ET DES CAVITÉS D'EXCITATION (EXTÉRIEURS)

Cette section décrit la modélisation des cavités acoustiques dans le cadre de la SEA, en particulier les cavités d'excitation et celle de la cabine. La cavité de la cabine, illustrant l'espace interne de l'habitacle du véhicule, est modélisée à partir du modèle SEA des

structures du véhicule qui délimite, quant à lui, les frontières de l'habitacle tout en respectant le volume de la cabine. Cela implique la création d'une représentation géométrique de la cabine, en intégrant les dimensions et les caractéristiques physiques des parois et des éléments structuraux. Le but est de simuler fidèlement les comportements acoustiques internes en tenant compte des diverses interactions entre les ondes sonores et les surfaces intérieures de la cabine. La modélisation prend en compte les propriétés des matériaux et les points de contact, afin de fournir une analyse détaillée de la distribution des pressions acoustiques à l'intérieur de la cabine.

La Figure 8 représente une vue éclatée du modèle SEA de la cabine du véhicule. La partie intérieure représente l'espace acoustique, délimité par les sous-systèmes précédemment modélisés.

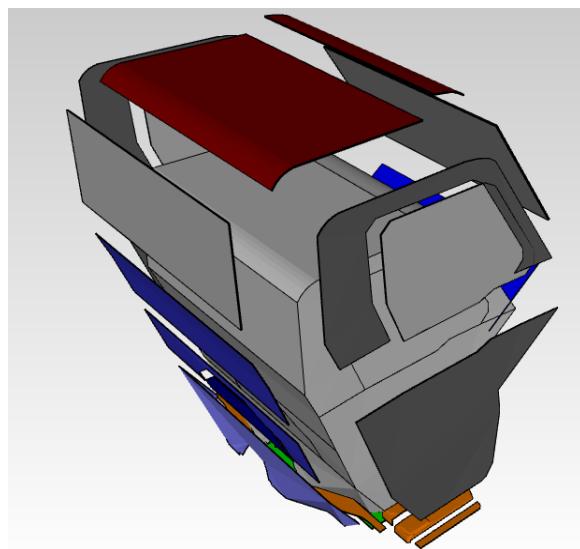


Figure 8 : Vue éclatée du modèle SEA de la cabine du véhicule

Les cavités d'excitation, définissant les espaces extérieurs du véhicule et circonscrites par les éléments structuraux du véhicule et les parois de la chambre expérimentale, jouent un rôle crucial. Celles-ci sont désignées comme "cavités d'excitation" du fait que leurs pressions pariétales sont mesurées et implémentées dans le modèle SEA en tant que contraintes appliquées. La modélisation de ces cavités nécessite une approche différente, centrée sur la manière dont les vibrations et les ondes sonores extérieures interagissent avec les structures

du véhicule. En mesurant les pressions pariétales à divers points de la surface extérieure du véhicule, les données sont intégrées dans le modèle SEA pour simuler les conditions réelles d'excitation acoustique. Cette méthode permet d'évaluer l'effet des bruits extérieurs sur l'environnement acoustique interne du véhicule, et d'optimiser les matériaux et les structures pour atténuer ces bruits.

La Figure 9 montre les contraintes pariétales appliquées sur les cavités extérieures, modélisées à l'aide de VA One.

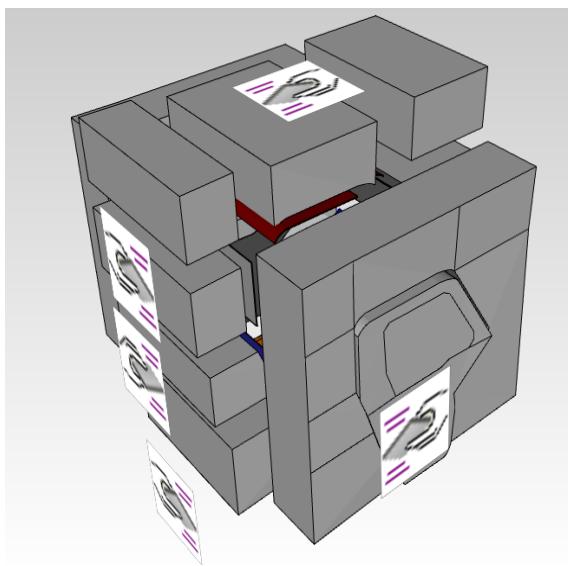


Figure 9 : Vue éclatée du modèle SEA des cavités d'excitation

Recouvrement modal : critère de validité de la SEA

Pour évaluer l'efficacité de la modélisation SEA de la cabine, il est important de calculer le recouvrement modal. Ce paramètre, lorsqu'il dépasse 5, indique une plage de fréquences où le chevauchement des modes est significatif. Cette condition est essentielle pour l'application réussie de la SEA, car elle repose sur l'hypothèse que l'énergie se répartit entre de nombreux modes et que les niveaux d'énergie modale sont statistiquement indépendants.

Le calcul du recouvrement modal permet de définir les limites de validité de la modélisation SEA pour la cabine, offrant ainsi des informations cruciales pour son utilisation pratique. En effet, en identifiant les plages de fréquences où le chevauchement des modes est prépondérant, on peut mieux comprendre les conditions dans lesquelles la SEA est pertinente et efficace pour prédire et atténuer le bruit et les vibrations dans la cabine. Ces résultats fournissent également des indications précieuses pour l'optimisation des traitements acoustiques et vibratoires afin d'obtenir des performances optimales en matière de réduction du bruit et des vibrations.

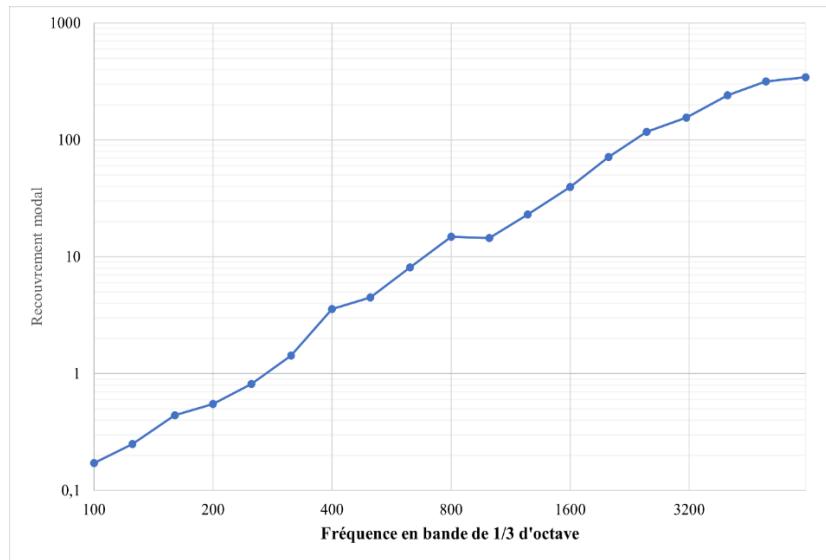


Figure 10 : Recouvrement modal de la cabine en fonction de la fréquence

Le recouvrement modal a été calculé numériquement en exploitant les valeurs du facteur de perte interne mesurées et de la densité modale de la cabine. Comme illustré dans la Figure 10, le recouvrement modal présente une fonction croissante sur la bande de fréquence [100 Hz – 6300 Hz]. Cela signifie que le nombre de modes par bande augmente dans les bandes de haute fréquence. En effet, à partir de 600 Hz ou la valeur de recouvrement modal dépasse 3, la cavité de la cabine est considérée adaptée à la SEA.

La prochaine étape consiste à la création des jonctions entre tous les sous-systèmes présents dans le modèle numérique.

3.4 CRÉATION DES JONCTIONS

La prochaine étape cruciale du processus englobe la création de jonctions, c'est-à-dire des liaisons, entre tous les sous-systèmes. En termes plus simples, ces jonctions symbolisent les points de connexion ou les frontières structure-structure ou structure-cavité.

L'objectif premier de ces jonctions est de permettre le transfert ou l'échange d'énergie acoustique entre les différents sous-systèmes. Lorsque des sources externes produisent des excitations aériennes ou solidiennes, cette énergie se déplace et interagit avec la structure du véhicule.

Il est important de définir avec précision les jonctions dans le modèle SEA, car cela a un impact direct sur la fiabilité et l'exactitude des résultats obtenus. En déterminant de manière rigoureuse comment les différents éléments du véhicule sont connectés les uns aux autres, le modèle SEA est considéré adapté pour refléter de manière réaliste les interactions qui se produisent à l'intérieur de la cabine du véhicule.

Des jonctions surfaciques SEA, représentées par les surfaces rouges sur la Figure 11, sont mises en place pour connecter tous les sous-systèmes de la structure. Cette approche assure un transfert précis des flux de puissance d'un sous-système à un autre, ce qui s'avère particulièrement bénéfique lors du calcul numérique des CLF(s). L'avantage de VA One réside dans sa capacité à créer automatiquement ces jonctions entre les sous-systèmes couplés, qui partagent nécessairement les mêmes nœuds, simplifiant ainsi le processus de modélisation et garantissant une représentation fidèle des interactions physiques entre les sous-systèmes.

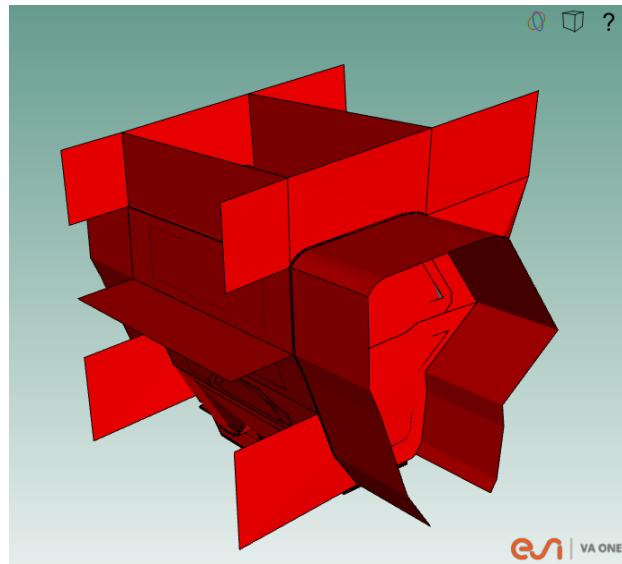


Figure 11 : Modélisation des jonctions surfaciques

L’implémentation des paramètres SEA tels que les DLFs et le SPL d’entrée dans le modèle numérique est nécessaire pour le calcul du SPL à l’intérieur de la cabine.

3.5 CONCLUSION

Ce chapitre a présenté les différentes étapes suivies de modélisation permettant de développer le modèle SEA du véhicule, permettant de prédire les niveaux de pression acoustique à l’intérieur de l’habitacle. Ce modèle doit être alimenté par différents indicateurs comme les DLFs des différents sous-systèmes (cabine et sous-structure), ainsi que les pressions partielles de chaque sous-cavité extérieure. La mesure expérimentale de ces paramètres est détaillée dans le chapitre suivant ainsi que le SPL expérimental qui permet de valider le modèle.

CHAPITRE 4 : VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE SEA DU VÉHICULE NON TRAITÉ

Ce chapitre décrit les procédures expérimentales réalisées pour valider le modèle numérique élaboré au chapitre 3. En passant dans un premier temps par le calibrage des instruments de mesure afin d'avoir une précision élevée sur l'évaluation de paramètres SEA. Des mesures de bruit de fond ont été réalisées ensuite pour confirmer que la source est capable d'injecter une quantité suffisante d'énergie dans l'habitacle du véhicule, en calculant le rapport bruit/signal (SNR). Par la suite, les facteurs de perte interne des différentes sous-structures et de la cabine ont été mesurés à l'aide des accéléromètres et des microphones en utilisant la méthode de décroissance temporelle à 60 dB. Enfin, les niveaux de pression acoustique pariétale ont été mesurés autour des parois extérieures des sous-structures à l'aide de microphones répartis sur ces parois. Ces mesures ont servi de données d'entrée pour estimer le niveau de pression acoustique à l'intérieur de la cabine.

Pour valider le modèle SEA de la cabine du véhicule, une comparaison a été effectuée entre les niveaux de pression acoustique moyens prédis (SPL) par le modèle et les mesures expérimentales à l'intérieur de la cabine.

Afin d'avoir des mesures précises des paramètres SEA, l'étalonnage des instruments de mesure et la validation de la source d'excitation sont nécessaires.

4.1 L'ÉTALONNAGE DES INSTRUMENTS DE MESURE

L'application de la méthode SEA pour prédire la réponse vibroacoustique d'un système repose fortement sur la précision des données d'entrée. Des instruments de mesure mal calibrés peuvent entraîner des mesures erronées. Cette partie se concentre sur les procédures de calibrage des différents accéléromètres et microphones utilisés dans l'étude. Le tableau suivant présente les différents instruments utilisés dans l'étude :

Tableau 2 : Instruments étalonnés

Instrument	Type
Brüel & Kjær de type 4533-B	Accéléromètre
Brüel & Kjær de type 4189-A-021	Microphone
Brüel & Kjær de type 4295	Source sonore
Brüel & Kjær de type 4299	Adaptateur volume-vélocité
Brüel & Kjær module LAN-XI 51 de Type -3160-A-042-R	Système d'acquisition de données

4.1.1 L'étalonnage des accéléromètres (de Type 4533-B de Brüel & Kjær)

Quatre accéléromètres, de Type 4533-B de Brüel & Kjær, ont été utilisés pour mesurer la réponse vibratoire des structures soumises à une excitation vibratoire aléatoire, ainsi que pour calculer les facteurs de perte interne des sous-structures. Ces derniers sont particulièrement adaptés aux applications SEA en raison de leur large plage fréquentielle, allant de 0,2 Hz à 12 000 Hz.

Pour garantir la précision et la fiabilité des mesures, une série de procédures d'étalonnage a été effectuée sur tous les accéléromètres. À cet effet, un ensemble de matériel d'étalonnage a été utilisé, comprenant un accéléromètre de référence étalonné, un excitateur vibratoire et un système d'acquisition de données.

Afin de minimiser les variations lors du calibrage, les tests ont été effectués dans une salle de laboratoire dont les conditions stables (température, humidité, vibration). Le processus d'étalonnage a débuté par la fixation dos à dos de l'accéléromètre concerné avec un accéléromètre de référence, qui était initialement installé sur une table vibrante, en utilisant un adhésif, Figure 12. Ainsi que les sorties des deux accéléromètres ont été branchées à un système d'acquisition de données à travers des câbles blindés afin de protéger les mesures contre les interférences électromagnétiques externes.



Figure 12 : Accéléromètre de Type 4533-B de Brüel & Kjær

Les signaux de sortie des accéléromètres ont été enregistrés par le système d'acquisition de données. Les résultats sont comparés par la suite sur une large bande de fréquence afin de déterminer les écarts de sensibilité et d'effectuer les ajustements nécessaires.

4.1.2 L'étalonnage des microphones (de Type 4189-A-021 de Brüel & Kjær)

Afin de mesurer le facteur de perte interne de la cabine ainsi que les pressions pariétales dans les cavités d'excitation, des microphones (de type 4189-A-021 de Brüel & Kjær) ont été choisis en raison de leur capacité à détecter le son avec précision. Ces microphones couvrent une plage fréquentielle allant de 1 Hz jusqu'à 180 000 Hz, et une plage dynamique de 6,5 dB jusqu'à 192 dB. Ces caractéristiques les rendent particulièrement adaptés aux applications SEA, où la précision et la fiabilité des mesures acoustiques sont essentielles.

Afin d'assurer un bruit de fond minimal pour l'étalonnage, les mesures ont été effectuées dans une salle anéchoïque. Un ensemble de matériel était mis en place tel que, le microphone à étalonner, un calibreur (générateur de signal acoustique), Figure 13.



Figure 13 : Microphone de Type 4189-A-021 de Brüel & Kjær

4.1.3 La validation de la source d'excitation

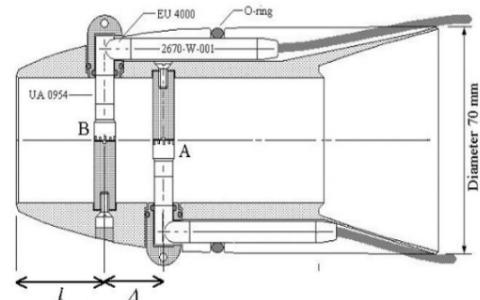


Figure 14 : Source sonore omnidirectionnelle (Brüel & Kjær de type 4295)

La source d'excitation utilisée pour cette étude est une source omnidirectionnelle de volume-vélocité (Figure 14) qui couvre la gamme de fréquences la plus pertinente pour les applications du bruit des véhicules, de 50 Hz à environ 6,3 kHz. La source est composée

d'une source sonore (Brüel & Kjær de type 4295) et un adaptateur volume-vélocité (Brüel & Kjær de type 4299).

Afin de valider la source d'excitation, il est nécessaire de vérifier sa directivité. En d'autres termes, il s'agit de s'assurer que cette source émet des ondes sonores uniformément dans toutes les directions.

Dans un premier temps, la source sonore a été placée au centre d'une chambre semi-anéchoïque suffisamment grande (Figure 15), sur un support adapté pour minimiser toute perturbation de la propagation des ondes sonores. La chambre semi-anéchoïque est conçue pour absorber les réflexions sonores, garantissant ainsi que les mesures effectuées représentent uniquement les émissions directes de la source.

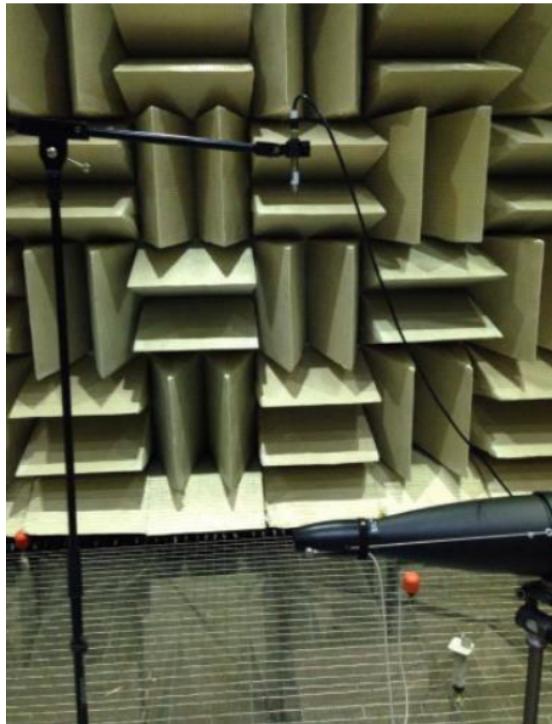


Figure 15 : La mesure du SPL pour la validation de la directivité de la source

À une distance de 60 cm de l'ouverture de sortie de l'adaptateur de la source sonore, les niveaux de pression sonores (SPL) ont été mesurés. Ces mesures ont été effectuées en

fonction de l'angle hors axe, avec des intervalles de 30 degrés entre chaque point de mesure. Pour garantir la précision des données, un microphone étalonné a été utilisé.

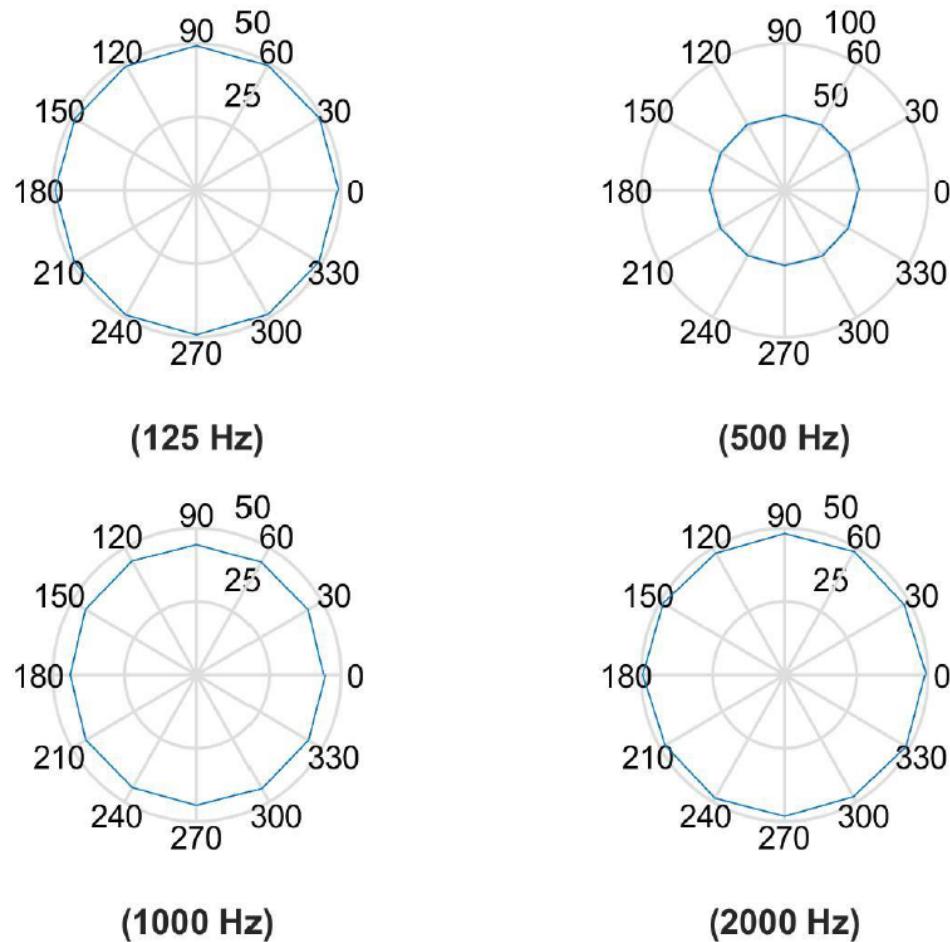


Figure 16 : Mesures du SPL à 60 cm de la source avec des intervalles de 30 degrés entre chaque point de mesure

Les résultats ont montré que le SPL est uniformément réparti autour de l'axe de la source. Comme montré dans la Figure 16, on peut constater que les mesures effectuées indiquent que le SPL est uniforme à tous les points de mesure pour chaque fréquence testée.

Après avoir validé la directivité de la source, il est important de vérifier la performance de la source en mesurant le bruit de fond. Afin de ce faire, le SPL a été mesuré à une distance de 30 cm de l'ouverture de sortie de l'adaptateur lorsque la source sonore est pilotée

approximativement à sa sortie maximale avec un bruit blanc, puis comparé au bruit de fond en calculant par la suite le rapport signal/bruit (SNR).

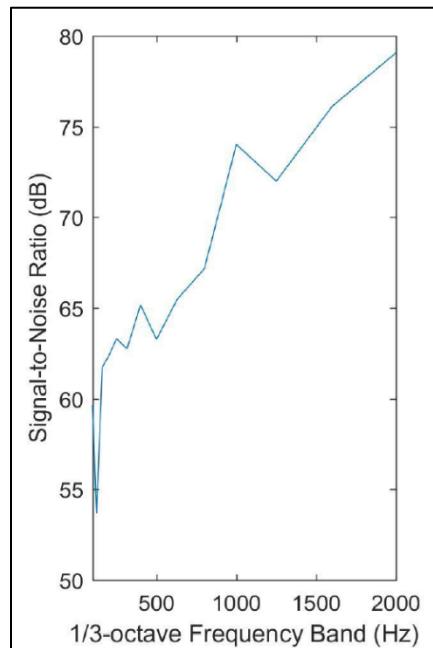


Figure 17 : Rapport signal/ bruit (SNR) en fonction de la fréquence

À partir de la Figure 17, il est observé que le rapport signal sur bruit (SNR) est élevé dans les bandes de fréquences d'intérêt. Par conséquent, il est raisonnable de déduire que le son émis par la source est largement préservé et peu affecté par le bruit de fond.

Par ailleurs, la validation de la source sonore requiert aussi la vérification de l'atténuation géométrique du champ de pression.

L'atténuation géométrique du champ de pression fait référence à la diminution du SPL lorsque la distance par rapport à la source augmente. Mathématiquement, cela peut être exprimé comme suit :

$$SPL_{D2} - SPL_{D1} = -20 \log_{10} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)$$

Où :

SPL_1 est le niveau de pression acoustique à une distance D_1 de la source.

SPL_2 est le niveau de pression acoustique à une distance D_2 de la source.

D_1 et D_2 sont les distances initiale et nouvelle par rapport à la source, respectivement.

En appliquant la relation précédente à une distance D et $2D$, on peut vérifier que le niveau de pression acoustique atténue de 6 dB.

$$SPL_D - SPL_{2D} = -20 \log_{10} \left(\frac{D}{2D} \right) = -6 \text{ dB}$$

Pour valider cette théorie, un microphone a été placé à des distances de 30 cm et 60 cm de l'ouverture de la source afin de mesurer le SPL dans une plage de fréquences allant de 100 Hz à 2000 Hz. Les mesures ont été effectuées en utilisant un bruit blanc pour garantir une distribution uniforme de l'énergie acoustique sur toute la gamme de fréquences d'intérêt.

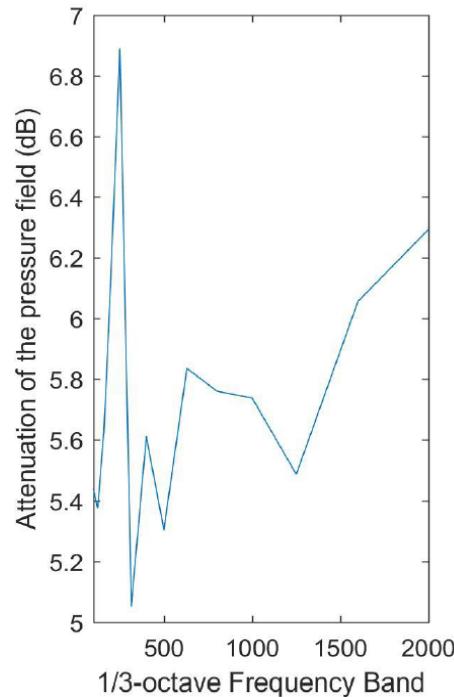


Figure 18 : Atténuation géométrique du champ de pression en fonction de la fréquence

Les résultats (Figure 18) des mesures ont révélé que la valeur de l'atténuation n'était pas constamment égale à 6 dB comme prévu par la relation de l'atténuation géométrique du champ de pression. Au lieu de cela, l'atténuation variait de 5 dB à 7 dB sur la plage fréquentielle de 100 Hz à 2000 Hz. Ces erreurs sont dues aux interférences des ondes sonores réfléchies.

Enfin, il est nécessaire de vérifier la fonction de réponse en fréquence (FRF) de la source d'excitation afin de valider ses performances acoustiques. Pour ce faire, une comparaison a été effectuée entre la FRF mesurée directement à la sortie de la source d'excitation et celle obtenue par un microphone placé en face de la source, à une distance de 70 cm, dans une chambre anéchoïque.

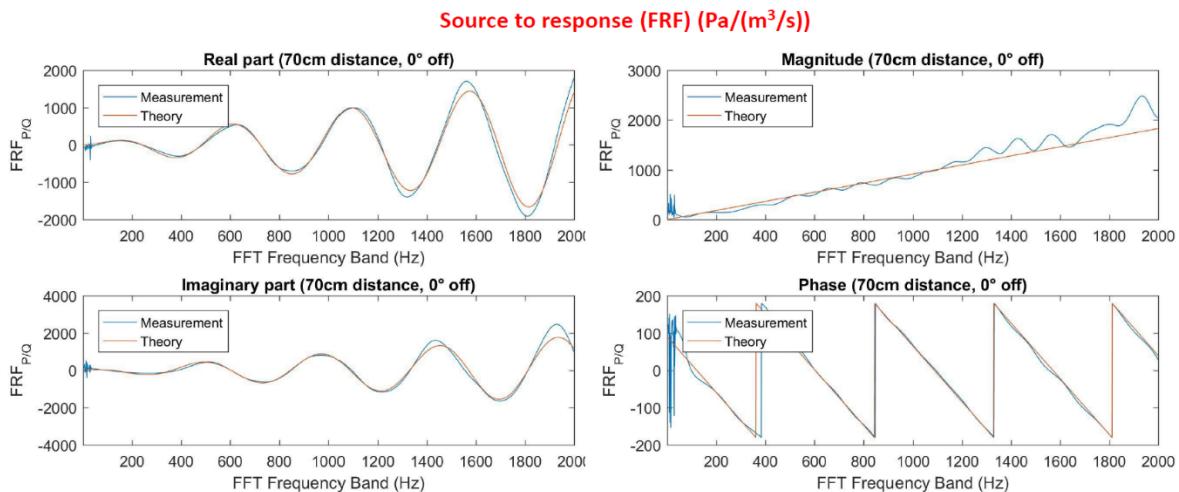


Figure 19 : Comparaison entre la FRF d'un monopole idéal mesurée à une distance de 70 cm de la source

La Figure 19 représente la fonction de réponse en fréquence (FRF) mesurée à 70 cm sur l'axe de la sortie de la source sonore, comparée à la FRF d'un monopole idéal. En traçant les graphes des parties réelle et imaginaire, ainsi que de l'amplitude et de la phase de la FRF mesurée et théorique, on peut constater que les résultats montrent une bonne concordance.

La validation d'une source sonore omnidirectionnelle vise à garantir que la source émet le son de manière uniforme et précise. Cela permet d'obtenir des résultats fiables, de

réduire les incertitudes et d'optimiser les conceptions acoustiques, tout en assurant la cohérence et la robustesse des données mesurées pour les études SEA.

4.2 MESURE DES PARAMÈTRES SEA

Une fois la calibration du matériel terminée, la mesure des paramètres SEA nécessaires est effectuée pour valider le modèle numérique présenté au chapitre 3. Les mesures effectuées sont résumées comme suit :

- L'évaluation du rapport signal/bruit (SNR).
- La mesure du DLF des structures et de la cabine.
- La mesure du SPL pariétale dans les cavités d'excitation et dans la cabine.

4.2.1 La mesure du rapport bruit/signal (SNR)

Le calcul du SNR, défini par l'équation (14) a pour but de déterminer la qualité du son. En général, un SNR de 20 dB est souvent considéré comme acceptable dans les applications vibroacoustiques. Cela signifie que le niveau sonore souhaité peut être distingué du bruit de fond [50].

Afin de calculer, le SNR dans la bande fréquence [100 ; 6300] Hz, la source sonore a été placée dans la chambre. Ainsi, la $p_{mesurée}$ et la p_{fond} ont été mesurées à l'aide des microphones placés respectivement dans la chambre et dans la cabine du véhicule. Où $p_{measured}$ représente la pression acoustique enregistrée lors de l'opération de la source sonore, tandis que $p_{background}$ représente la pression acoustique mesurée immédiatement après l'arrêt de cette source. Les mesures enregistrées des microphones placés dans la chambre et ainsi que ceux placés dans la cabine ont été moyennées.

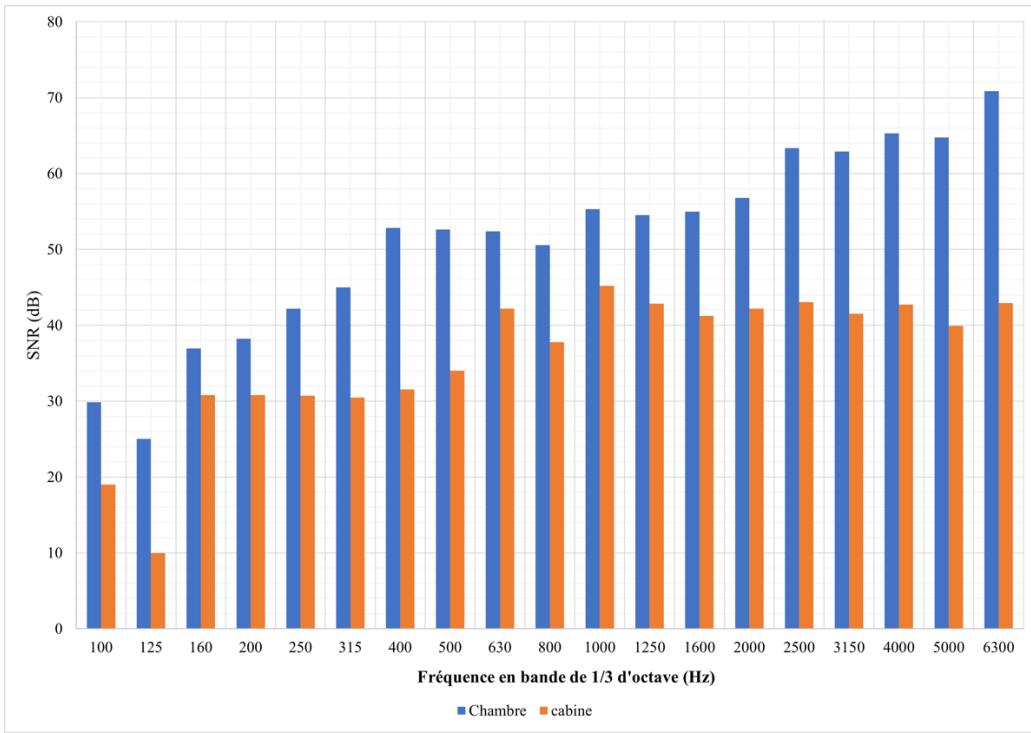


Figure 20: Le rapport signal/bruit dans la chambre et dans la cabine

La Figure 20 illustre que le rapport signal/bruit (SNR) dépasse les 20 dB, que ce soit dans la chambre ou à l'intérieur de la cabine du véhicule. Cette valeur élevée du SNR signifie qu'à l'intérieur de la plage de fréquences concernée, le signal est nettement plus puissant que le bruit, ce qui est un élément rassurant quant à la qualité des mesures acoustiques réalisées à la fois dans la chambre et à l'intérieur de la cabine du véhicule.

4.2.2 Mesure des facteurs de perte interne (DLF)

Dans cette section, on procède à la mesure du facteur de perte interne des sous-structures ainsi que l'espace de la cabine en utilisant la méthode de décroissance temporelle connue sous le nom de temps de réverbération à 60 dB, abrégé T60 et également appelée méthode DRM (Decay Rate Method) [51].

Il convient de souligner l'importance cruciale de mesurer avec précision le facteur de perte interne, étant donné son impact significatif sur les résultats et son rôle fondamental dans

la validation ultérieure du modèle numérique. Afin de minimiser les erreurs potentielles, l'étalonnage et à la vérification des instruments de mesure ont été effectués, notamment des accéléromètres (de Type 4533-B de Brüel & Kjær) et des microphones (de Type 4189-A-021 de Brüel & Kjær). Cela garantit la précision et la fiabilité des données recueillies. En outre, des précautions ont été prises pour contrôler les conditions environnementales, comme l'humidité et la température, afin d'assurer qu'elles n'affectent pas les caractéristiques des matériaux. De plus, plusieurs accéléromètres et microphones ont été positionnés stratégiquement sur les sous-structures et à l'intérieur de la cabine. Pour réduire les éventuelles anomalies et augmenter la fiabilité des résultats, chaque mesure a été effectuée trois fois pour chaque accéléromètre et les résultats ont ensuite été moyennés.

4.2.2.1 Mesure du facteur de perte interne des sous-structures

Dans un premier temps, le véhicule est positionné dans une chambre parfaitement isolée de toute perturbation sonore extérieure, sur une plateforme stable et parfaitement nivellée. Cette mesure de précaution vise à réduire au minimum les interférences causées par les vibrations environnantes, assurant ainsi la fiabilité des données collectées. Avant d'installer les accéléromètres, il est impératif de nettoyer soigneusement les surfaces concernées afin d'éliminer tout résidu, tel que la poussière ou l'huile, garantissant ainsi une adhérence optimale. Ensuite, les accéléromètres sont solidement fixés à chaque sous-structure à l'aide d'une cire spéciale. Enfin, ils sont connectés à un système d'acquisition de données dédié à la mesure du taux de décroissance de l'accélération (Brüel & Kjær Module LAN-XI 51 de Type -3160-A-042-R).

Les mesures des DLF(s) ont été effectuées en plusieurs points sur chaque sous-structure, Figure 21. Pour générer une excitation, un marteau d'impact Brüel & Kjær de type 8206-002) a été utilisé. Il est important de noter que pour déterminer le facteur de perte interne via la méthode du taux de décroissance, il est nécessaire de mesurer le taux de décroissance temporelle à 60 dB de l'accélération sur la structure une fois l'excitation stoppée.

Les valeurs de décroissance temporelle T_{60} obtenues pour chaque sous-structure ont ensuite été mesurées et moyennées pour garantir une précision optimale.

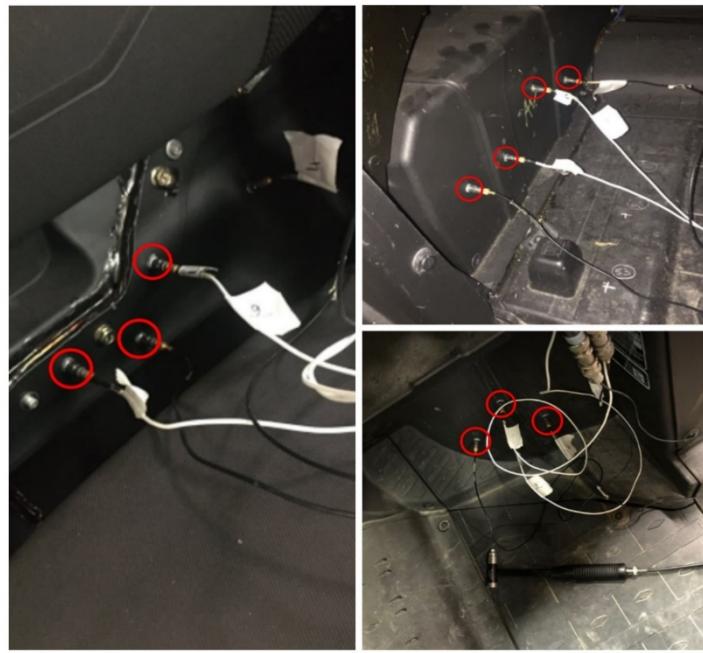


Figure 21: Mesure des facteurs de perte interne (DLF) des sous-structures

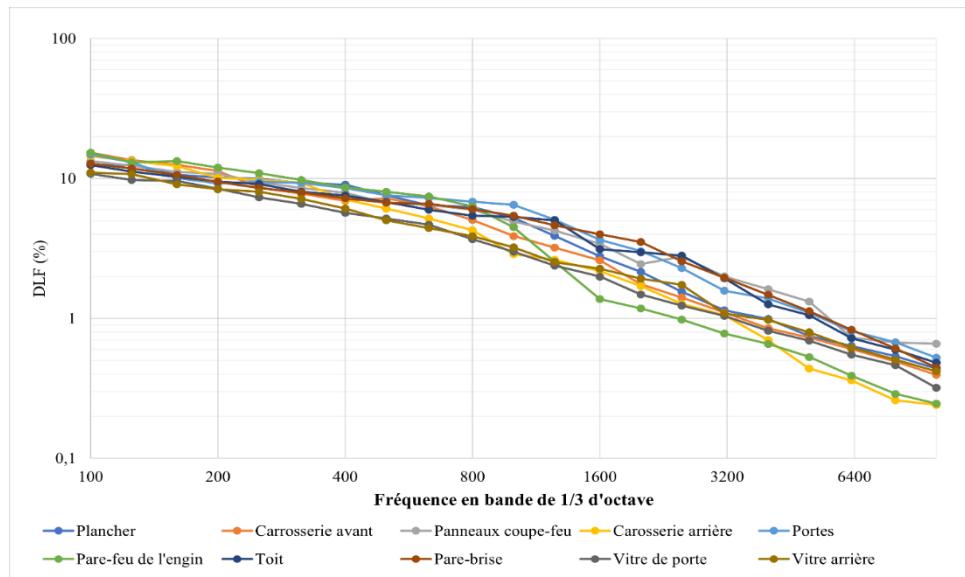


Figure 22: DLF(s) des sous-structures en fonction de la fréquence

La Figure 22 illustre les facteurs d'amortissement structurels des différents sous-systèmes sur une plage de fréquence de 100 Hz à 10 kHz. Les courbes mettent en évidence la décroissance de ces facteurs en fonction de la fréquence. Ces résultats sont ensuite intégrés dans le modèle numérique pour effectuer les calculs du Niveau de Pression Acoustique (SPL).

4.2.2.2 Mesure du facteur de perte interne de la cabine

Afin de mesurer le facteur de perte interne de la cabine, il faut s'assurer que l'espace de la cabine est parfaitement fermé pour que les espaces extérieurs ne nuisent pas à la mesure de la pression acoustique. En outre, les microphones doivent être positionnés et distribués dans la cabine d'une manière stratégique pour obtenir une répartition homogène des points de mesure. Cela facilite la prise de mesures moyennées sur l'ensemble de l'espace intérieur. Par ailleurs, la source d'excitation doit générer un champ sonore uniforme connu et le son doit être un signal à large bande couvrant les fréquences d'intérêt. Dans ce contexte, un haut-parleur est souvent recommandé pour les applications automobiles.

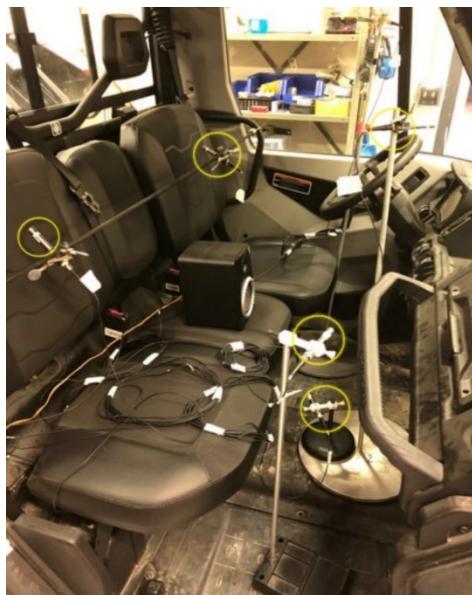


Figure 23: Mesure du DLF de la cabine

Comme le montre la Figure 23, le haut-parleur est positionné au milieu de la cabine pour permettre au son de se propager d'une manière uniforme dans la cabine. Par ailleurs, plusieurs microphones sont judicieusement disposés des côtés conducteur et passager pour capter de manière optimale les variations acoustiques.

La méthode de décroissance temporelle à 60 dB de la pression acoustique a été adoptée afin de calculer le facteur de perte interne de la cabine [19]. Le T_{60} est mesuré pour chaque microphone, et cette opération est réalisée à trois reprises pour renforcer la fiabilité des résultats. La Figure 24 représente le facteur de perte interne de la cabine.

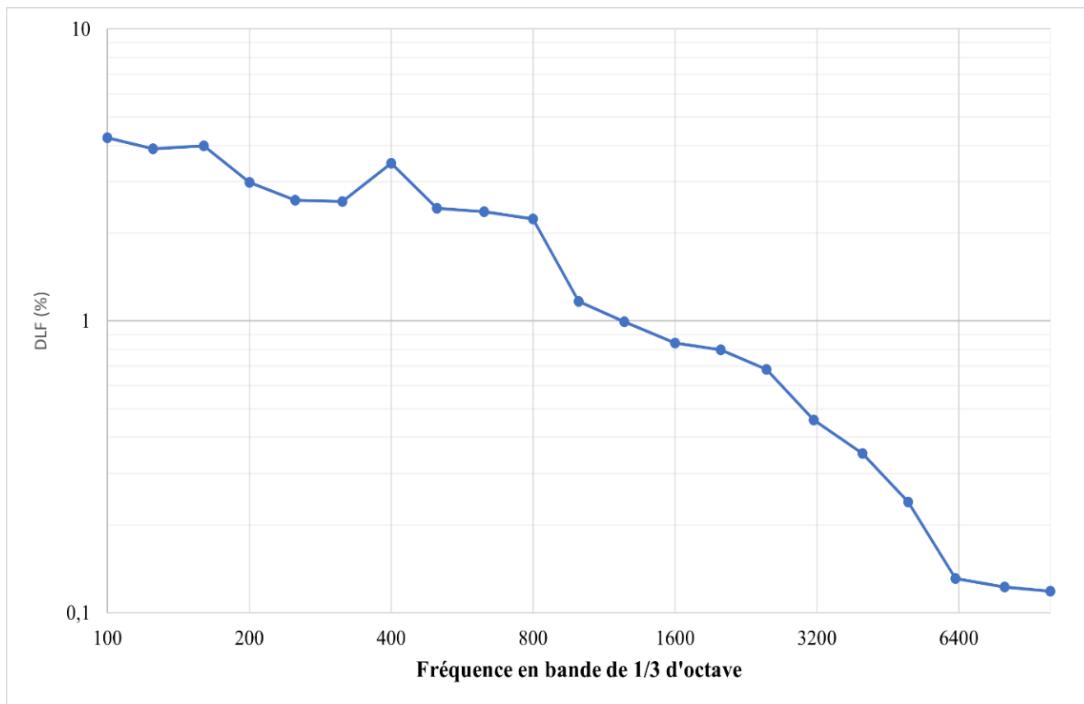


Figure 24 : DLF de la cabine en fonction de la fréquence

La décroissance du facteur de perte interne de la cabine fait référence à la diminution de la capacité de la cabine à absorber et dissiper l'énergie sonore. En moyennes et hautes fréquences,

4.2.3 Mesure des pressions pariétales des cavités d'excitation

Les cavités d'excitation identifiées dans le modèle SEA sont alimentées par le niveau de pression acoustique provenant du compartiment moteur.

Pour mesurer les pressions sur les parois, les cavités d'excitation sont d'abord identifiées. Ensuite, le véhicule a été placé dans une chambre anéchoïque afin de minimiser les bruits et les réflexions extérieurs. Par la suite, des microphones ont été installés le long des parois des cavités identifiées pour mesurer efficacement la pression acoustique sur ces parois. Les microphones sont solidement fixés et répartis de manière équilibrée les uns par rapport aux autres. Enfin, la source sonore omnidirectionnelle a été positionnée dans le compartiment moteur, comme illustré dans la Figure 25.

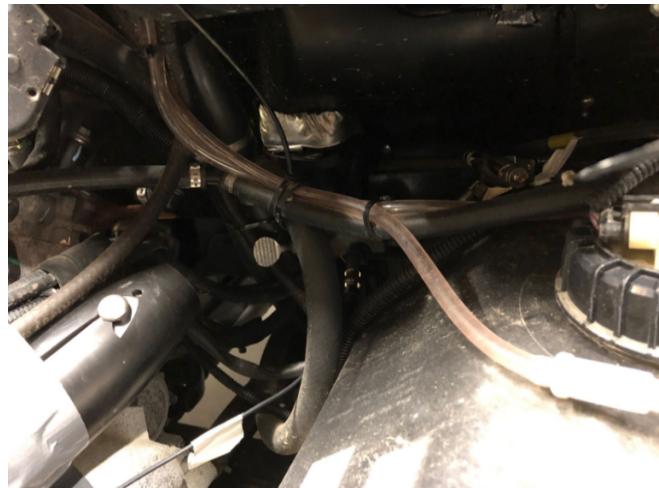


Figure 25: Excitation acoustique dans la cavité du moteur pour la mesure des pressions acoustiques pariétales dans les cavités d'excitation

Les niveaux de pression acoustique ont été mesurés directement sur les parois, et ces mesures ont été utilisées comme données d'entrée pour estimer le niveau de pression acoustique à l'intérieur de la cabine. La Figure 26 présente les niveaux de pression acoustique mesurés sur les parois de chaque cavité, tandis que la Figure 27 présente les niveaux de pression acoustique moyenne.

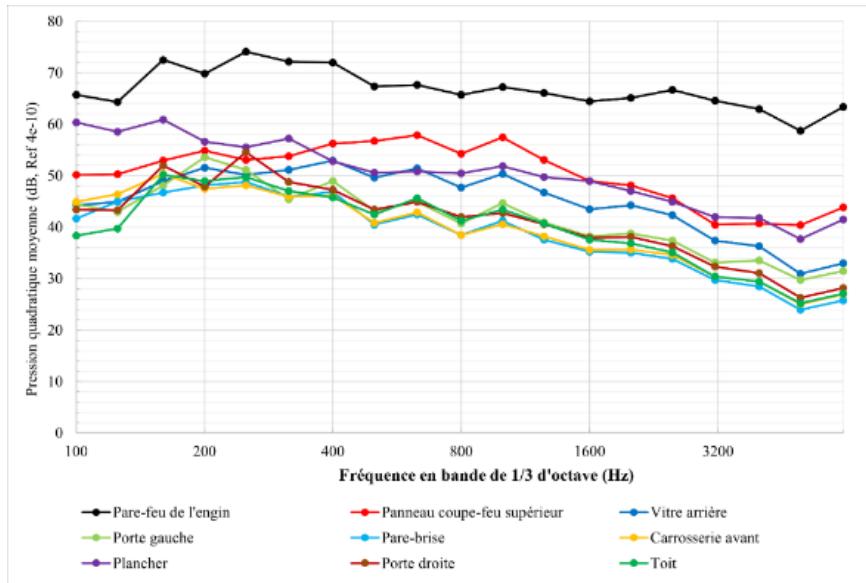


Figure 26 : Spectres des pressions pariétales mesurées et implémentées dans les cavités SEA envisagées

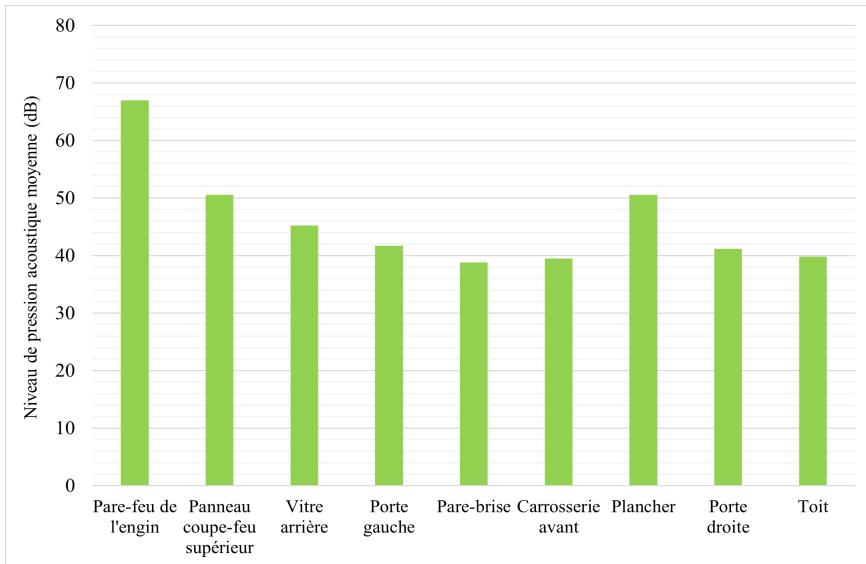


Figure 27: Niveaux de pression acoustique moyenne mesurés dans chacune des cavités d'excitation

On observe une diminution perceptible du niveau global de pression à mesure que l'on éloigne le point de mesure du compartiment moteur et que l'on avance vers l'avant du véhicule. Cette observation est conforme au principe selon lequel l'intensité du son diminue

généralement avec la distance de la source. En outre, l'absorption de l'énergie générée par la source dans les différents composants et structures du véhicule entraîne une diminution du niveau de pression acoustique. On peut également constater que les pressions dans les cavités du pare-feu de l'engin, des panneaux coupe-feu et du plancher présentent des niveaux majeurs. On alimente par la suite le modèle numérique par les niveaux de pression pariétale mesurés.

4.3 VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NUMÉRIQUE DE LA CABINE DU VÉHICULE NON-TRAITÉ

Cette section vise à valider le modèle SEA de la cabine en comparant les niveaux de pression acoustique prédis par le modèle aux mesures expérimentales réelles. Pour ce faire, les niveaux de pression ont été mesurés à l'intérieur de la cabine ainsi que sur les parois comme le montre la Figure 28.



Figure 28 : Mesure de pression acoustique à l'intérieur de la cabine à l'aide de microphones

La Figure 29 compare les niveaux de pression acoustique moyenne, mesurés et calculés numériquement à l'intérieur de la cabine du véhicule. Les résultats sont présentés dans la plage de fréquences correspondant à la validation des hypothèses SEA, soit de 1000 Hz à 6300 Hz. Cette bande de fréquence est celle de validité de la SEA, définie précédemment par le calcul du recouvrement modal.

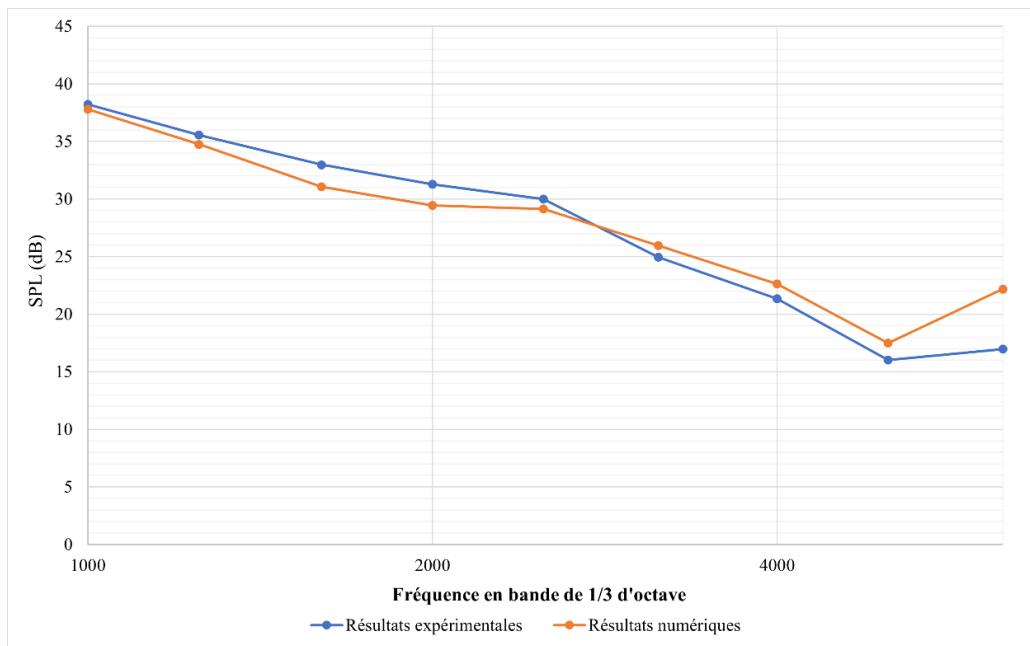


Figure 29 : Niveau de pression acoustique moyen à l'intérieur de la cabine du véhicule dans la bande de tiers d'octave [1000 Hz - 6300 Hz] : comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux

Dans la plage de fréquences de 1000 Hz à 5000 Hz, les prévisions numériques montrent une excellente correspondance avec les mesures expérimentales, avec une erreur absolue de seulement 1,2 dB. Cependant, au-delà de 5000 Hz, une divergence notable apparaît, le modèle ayant tendance à surestimer les niveaux mesurés dans cette plage. Cette divergence est attribuée aux difficultés rencontrées pour injecter suffisamment d'énergie par la source d'excitation entre 5000 Hz et 6300 Hz. Malgré de cette limitation, la précision

globale des prévisions du niveau de pression acoustique à l'intérieur de la cabine reste satisfaisante.

4.4 CONCLUSION

Ce chapitre a détaillé la validation expérimentale du modèle numérique SEA pour un véhicule non traité, visant à prédire les niveaux de pression acoustique à l'intérieur de l'habitacle. Une série de mesures ont été effectuées pour déterminer les facteurs de perte d'amortissement et les pressions pariétales des cavités d'excitation, paramètres qui font partie intégrante de l'alimentation du modèle numérique.

Une approche expérimentale complète a été employée pour mesurer le niveau de pression acoustique à l'intérieur de l'habitacle. Un réseau de microphones stratégiquement placés a facilité la capture des niveaux sonores, qui ont été traités et comparés aux prévisions du modèle numérique SEA. Ces comparaisons ont permis d'évaluer la fiabilité et la précision du modèle dans la simulation des conditions acoustiques réelles à l'intérieur de l'habitacle d'un véhicule.

La comparaison entre les prédictions du modèle et les mesures expérimentales réelles s'est avérée satisfaisante, affirmant la capacité du modèle à estimer avec précision les niveaux de pression acoustique dans l'habitacle du véhicule. Cette corrélation harmonieuse entre les valeurs prédites et observées souligne la robustesse du modèle numérique SEA développé.

La validation expérimentale du modèle numérique du véhicule a permis d'établir une base solide et un point de référence pour évaluer l'effet de différents traitements acoustiques et vibratoires. Ceci va permettre à mener une étude paramétrique afin de déterminer le traitement acoustique optimale à appliquer sur le véhicule.

CHAPITRE 5 : DÉVELOPPEMENT ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE D'UN MODÈLE NUMÉRIQUE SEA DE LA CABINE D'UN VÉHICULE TRAITÉ

Dans le chapitre précédent, la validation expérimentale du modèle numérique du véhicule non-traité a permis d'établir une base solide et un point de référence pour évaluer l'effet de différents traitements acoustiques et vibratoires. L'objectif était de comparer les comportements acoustiques réels et modélisés du véhicule afin de s'assurer de la fiabilité et de la précision du modèle dans la représentation de l'environnement acoustique réel à l'intérieur de la cabine du véhicule.

Dans ce nouveau chapitre, l'investigation de l'effet du traitement acoustique et vibratoire sur le niveau de pression acoustique dans la cabine a été établie, en utilisant le modèle validé dans le chapitre précédent comme base fondamentale. En effet, plusieurs configurations de traitement ont été effectuées, en les appliquant au modèle précédemment établi, dont l'objectif est d'identifier un traitement optimal qui atténue le niveau de bruit intérieur.

Par ailleurs, de nouvelles mesures de pressions pariétales et du facteur de perte interne de la cabine sont effectuées. Ces mesures servent à mettre à jour le modèle précédemment élaboré. C'est essentiel, car, désormais, l'étude est effectuée sur un second véhicule, similaire au premier, mais qui a bénéficié de traitements spécifiques au niveau du plancher, des panneaux coupe-feu et du pare-feu. L'objectif est de valider expérimentalement la représentation du véhicule traité dans le modèle.

Le but de ce chapitre est de confirmer la capacité du modèle numérique à prédire le niveau du bruit à l'intérieur du véhicule, ainsi, de s'assurer de son efficacité à prédire l'effet de l'ajout des traitements.

5.1 TRAITEMENT ACOUSTIQUE ET VIBRATOIRE DU VÉHICULE

Dans cette section, le modèle numérique développé dans le chapitre précédent est exploité afin d'estimer le niveau de pression acoustique dans la cabine.

Sur la base des analyses menées dans le chapitre précédent, il est clairement apparu que les niveaux les plus élevés de pression acoustique se situent principalement dans les cavités d'excitation associées aux panneaux coupe-feu, au pare-feu de l'engin et au plancher. Ces observations ont guidé les efforts pour cibler et traiter ces zones spécifiques afin de réduire le bruit intérieur. Dans cette optique, diverses configurations de traitement ont été appliquées à ces structures critiques, telles que l'utilisation de mélamine, de fibre de verre et de laine de roche, tous combinés avec le resisto double couche.

Le resisto double couche agit comme un amortisseur de vibrations, réduisant la transmission des vibrations des composants du véhicule à la structure et, par conséquent, à la cabine. En formant une barrière acoustique supplémentaire, il empêche la pénétration du bruit extérieur et la fuite du bruit intérieur.

Bien que légère et dotée d'une certaine capacité d'absorption acoustique, la mélamine [52] est moins efficace pour absorber les basses fréquences. Elle peut aussi être moins durable et résistante aux conditions environnementales variées dans un véhicule.

La fibre de verre offre une bonne isolation acoustique, mais elle est généralement moins performante que la laine de roche pour les basses fréquences. De plus, sa nature irritante peut poser des problèmes lors de l'installation et nécessite des précautions supplémentaires [53].

La laine de roche [54] possède une structure fibreuse dense, ce qui lui permet d'absorber efficacement une large gamme de fréquences sonores, notamment les fréquences basses et moyennes qui sont critiques dans les environnements de véhicules. En plus de ses capacités d'absorption acoustique, la laine de roche offre une excellente isolation thermique. Cela est

particulièrement important dans les véhicules où la chaleur du moteur ou d'autres composants peut affecter le confort intérieur.

Bien que les autres matériaux puissent offrir des avantages spécifiques, la combinaison de la laine de roche avec le résisto double couche présente le meilleur équilibre en termes de coût, de performance, de durabilité et de facilité d'installation.

L'introduction d'une laine de roche d'une épaisseur de 50mm et l'utilisation de 2mm du résisto double couche ont montré des promesses significatives. Le tableau ci-après présente une synthèse détaillée des caractéristiques physiques des matériaux sélectionnés pour ces traitements. Ces modifications ont été envisagées pour optimiser l'isolation acoustique et réduire le niveau de pression acoustique dans la cabine.

Tableau 3: Propriétés physiques des traitements vibroacoustique appliqués

Matériaux	Résisto double couche	Laine de roche
Épaisseur (mm)	2	50
Module de Young (Pa)	$616*10^6$	$8.9*10^3$
Masse volumique (Kg/m ³)	964	23
DLF (%)	22.4	8

5.2 MESURE EXPÉRIMENTALE DES PARAMÈTRES SEA

Cette section est consacrée à la mesure des paramètres SEA du véhicule traité. Les méthodologies et démarches de mesure présentées précédemment pour le véhicule non traité ont été suivies, assurant ainsi la cohérence et la comparabilité des résultats obtenus. Cela permet d'évaluer efficacement l'impact des traitements appliqués au véhicule.

5.2.1 Mesure du rapport bruit/signal (SNR)

La source sonore omnidirectionnelle **Brüel & Kjær de type 4295** a été employée, couvrant une gamme de fréquences de 50 Hz à 6,3 kHz. Les mesures ont été effectuées en

plaçant la source dans la chambre et en utilisant plusieurs microphones pour mesurer respectivement positionnés dans la chambre et dans la cabine.

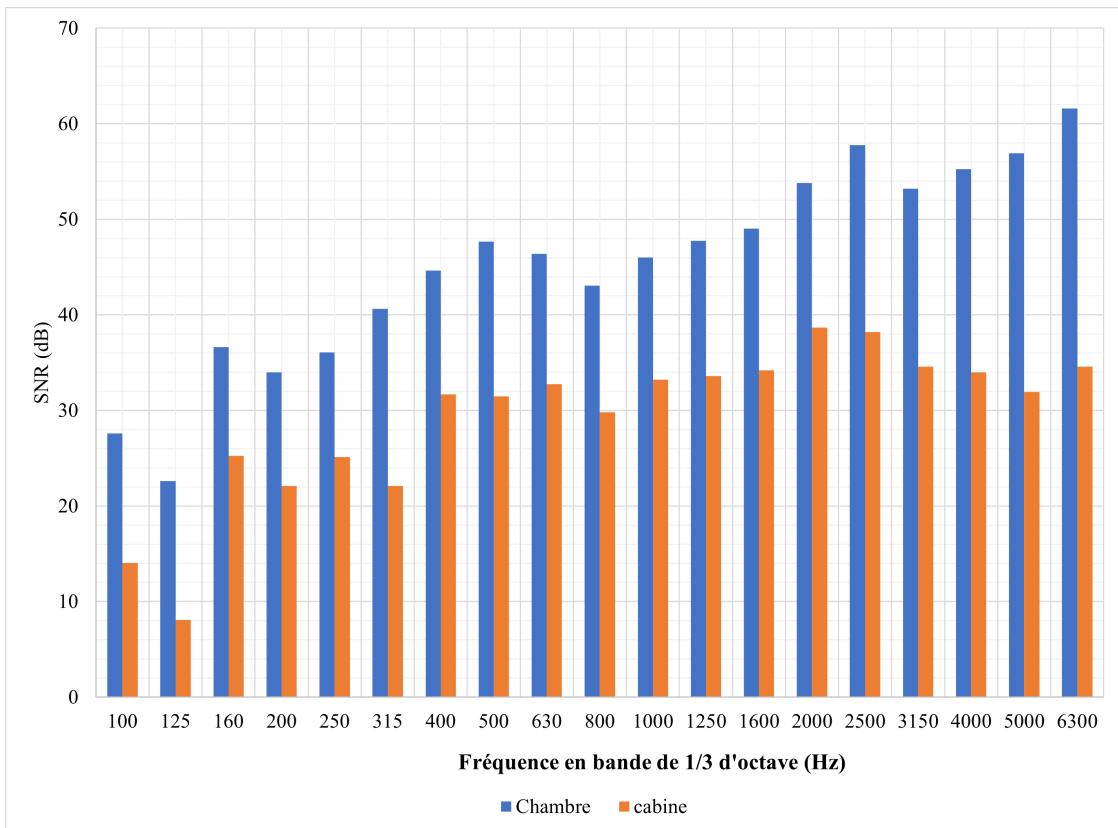


Figure 30: Le rapport signal/bruit dans la chambre et dans la cabine

D'après les résultats présentés à la Figure 30, il est clair que, dans la plage de fréquences allant de 160 Hz à 6300 Hz, le rapport signal/bruit (SNR) dépasse largement les 20 dB. Cette observation indique que les conditions de mesure sont idéales pour évaluer l'effet des matériaux acoustiques ajoutés en termes d'absorption, ce qui conduira naturellement à une réduction maximale du bruit de 15 dB.

5.2.2 Mesure de facteur de perte interne de la cabine

L'ajout des traitements acoustiques à la cabine a modifié ses propriétés acoustiques inhérentes. En conséquence, le nouveau facteur de perte interne de la cabine traitée a été

mesuré. Par ailleurs, l'effet de ces traitements sur l'amortissement de la structure sera intégré dans le modèle SEA afin d'affiner les prévisions acoustiques.

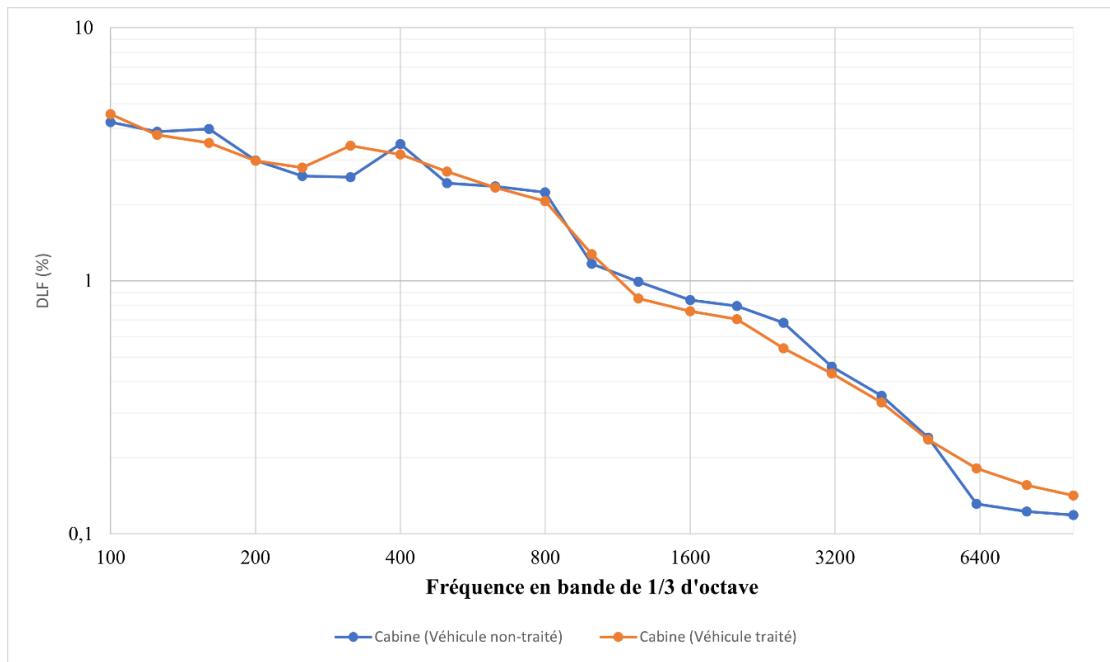


Figure 31: DLF de la cabine du véhicule traité vs non-traité

D'après les résultats obtenus (Figure 31), il est clairement observable que la cabine du véhicule traitée présente une capacité d'amortissement nettement plus élevée que celle qui n'a pas été traitée.

5.2.1 Mesure des pressions pariétales des cavités d'excitation

Les pressions partielles du véhicule traité ont été mesurées en suivant la méthodologie présentée au chapitre 4. Les résultats obtenus sont illustrés dans la Figure 32 et ont été intégrés dans le modèle SEA.

On peut clairement constater que le niveau de pression acoustique diminue lorsqu'on le point de mesure s'éloigne de la source d'excitation placée dans le compartiment moteur. Cette constatation logique est conforme au principe de diminution de l'énergie acoustique

dans l'espace. Le modèle numérique est ensuite alimenté par les niveaux de pressions pariétales mesurés.

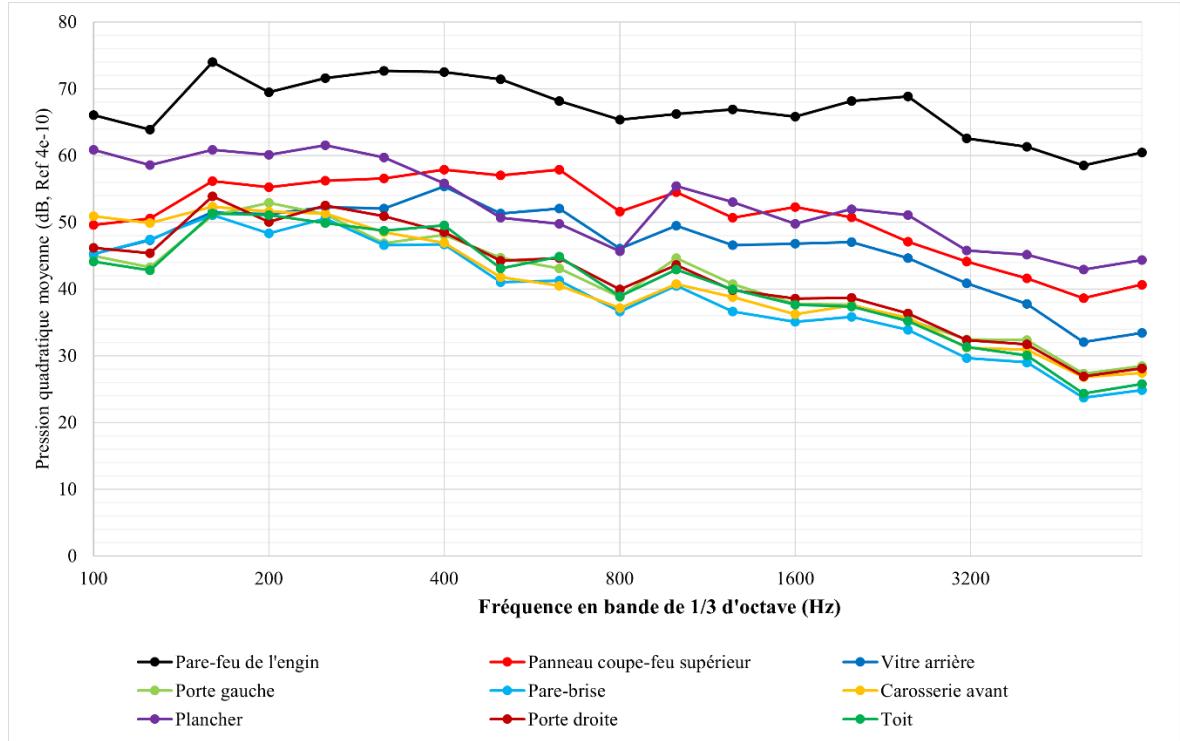


Figure 32: Spectres des pressions pariétales mesurées et implémentées dans les cavités SEA envisagées

5.3 VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE NUMÉRIQUE DE LA CABINE DU VÉHICULE TRAITÉ

Dans cette section, le modèle SEA de la cabine de véhicule traité est validé expérimentalement. Pour ce faire, le niveau de pression acoustique du modèle SEA est comparé aux mesures prises en cabine, avec des microphones disposés judicieusement, pendant qu'une source sonore était dans le compartiment moteur. La Figure 33 illustre la comparaison entre ces prédictions et mesures, notamment dans la plage de fréquences SEA [1000 Hz – 6300 Hz].

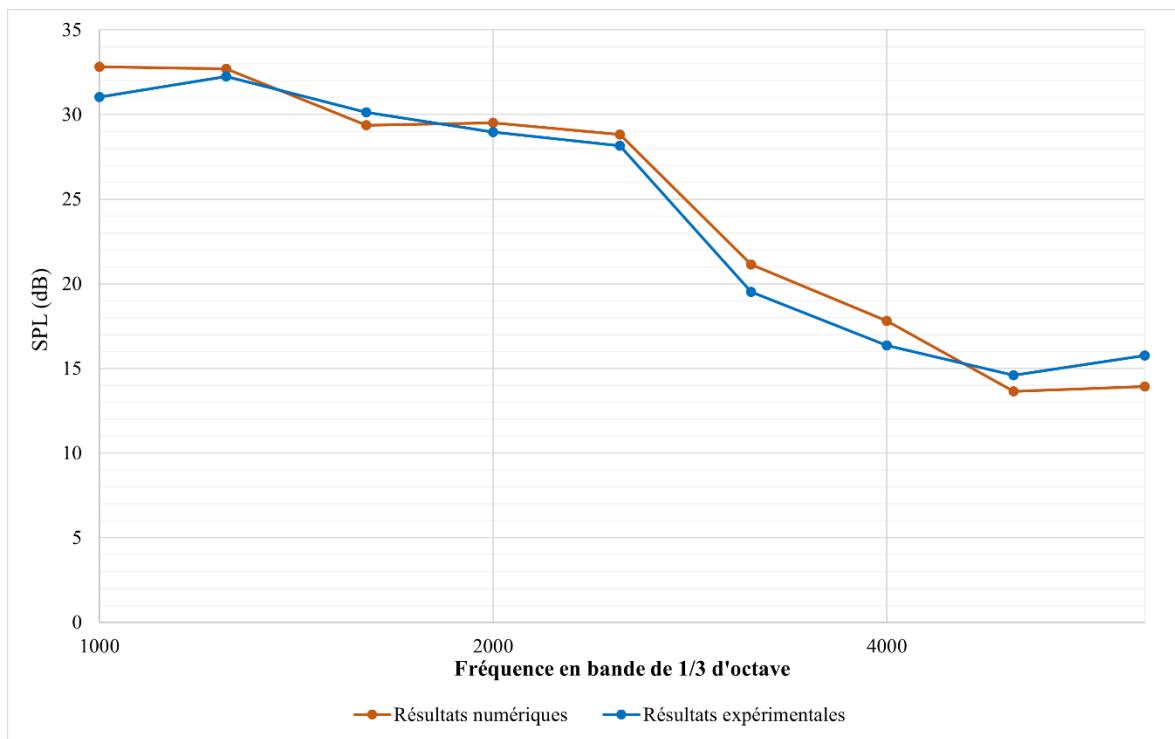


Figure 33: Niveau de pression acoustique moyen à l'intérieur de la cabine du véhicule dans la bande 1/3 d'octave [1000 Hz - 6300 Hz] : résultat numérique vs expérimental

Les résultats obtenus montrent une bonne concordance sur la majorité des bandes de fréquence, témoignant de la pertinence du modèle numérique SEA. En examinant les données de manière détaillée, les erreurs absolues se situent entre 0,5 dB et 1,9 dB par bande de fréquence, avec une erreur absolue moyenne de seulement 1,1 dB. Cela souligne une bonne corrélation entre les prévisions du modèle et les mesures réelles. Ces résultats confirment donc la fiabilité du modèle pour anticiper de manière précise les niveaux de pression acoustique dans la cabine du véhicule.

5.3.1 Comparaison des résultats expérimentaux des véhicules sans et avec traitement acoustique

Une étape logique du travail serait de comparer les résultats obtenus pour le véhicule non traité à ceux du véhicule traité, afin d'évaluer l'effet ajouté des traitements acoustiques. Cette

comparaison permettrait de mesurer précisément l'impact de ces traitements sur l'isolation vibroacoustique du véhicule.

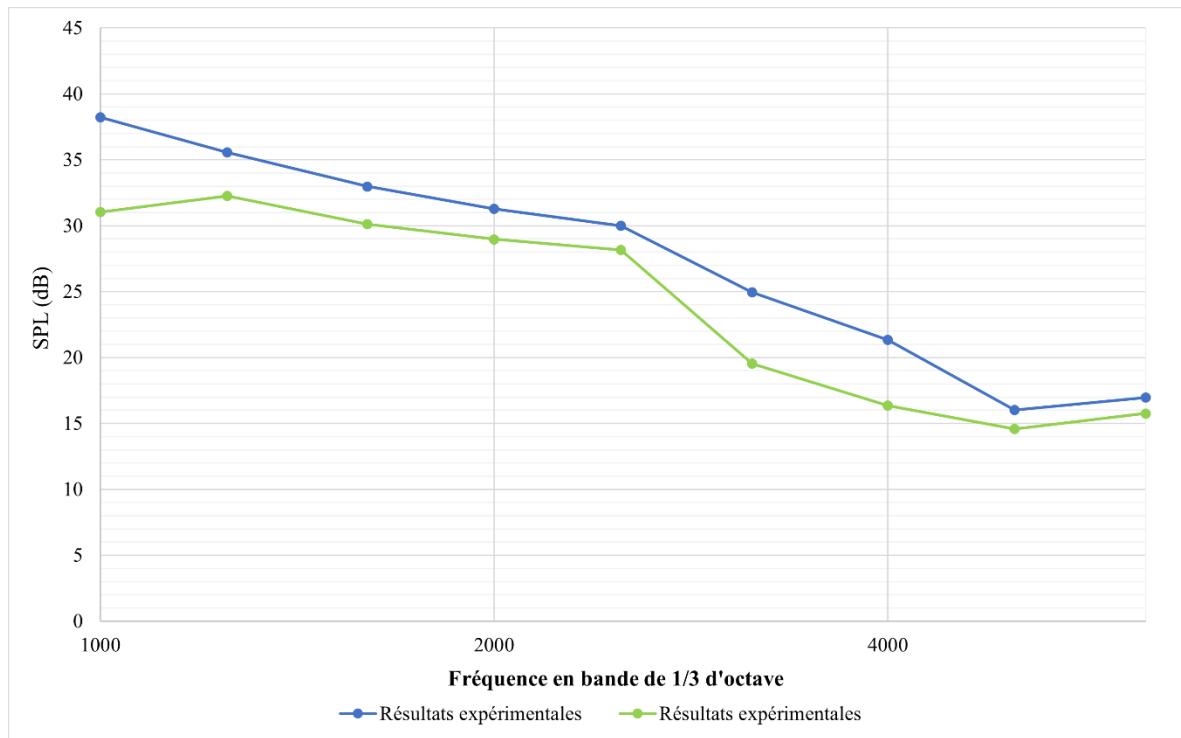


Figure 34: Résultats expérimentaux des niveaux de pression acoustique à l'intérieur de la cabine (véhicule non traité vs véhicule traité)

La Figure 34 illustre les niveaux de pression acoustique (SPL) des deux configurations de véhicules. On observe un écart significatif qui varie entre 1,2 dB et 5,4 dB à travers les bandes de fréquences de tiers d'octave. Un tel écart revêt une grande importance en acoustique, mettant en évidence l'efficacité de l'approche en matière d'isolation. La nette réduction du bruit constatée dans le véhicule isolé témoigne de la pertinence de la solution d'isolation choisie.

5.4 CONCLUSION

L'objectif de ce chapitre était d'évaluer l'efficacité de différents traitements acoustiques et vibratoires. Le modèle a été ajusté avec des mesures précises des pressions pariétales et des

pertes internes de la cabine. Après l'application de traitements acoustiques sur un second véhicule identique, comprenant l'installation de matériaux isolants spécifiques, le modèle a été validé expérimentalement. Les résultats ont montré une bonne correspondance entre les prédictions du modèle et les mesures réelles, confirmant ainsi leur capacité à prédire et à améliorer les niveaux de bruit dans les véhicules automobiles.

CHAPITRE 6 : CONCLUSION GÉNÉRALE

Dans le cadre de cette recherche, un modèle numérique SEA permettant de prédire le niveau de pression acoustique moyen, en moyennes et hautes fréquences, à l'intérieur de l'habitacle d'un véhicule côté à côté a été développé et validé expérimentalement.

Dans un premier temps, une revue de littérature sur la méthode SEA a été présentée, afin de comprendre et élargir les connaissances sur son utilité dans les applications vibroacoustiques. Elle va pour objectif d'établir les fondements de la méthode, ses principes, ses limites et ses applications.

Ensuite, un modèle numérique SEA de la cabine du véhicule non traité a été développé et validé expérimentalement. Les mesures des DLF(s) et des pressions pariétales ont été déterminées expérimentalement et implémentées par la suite dans le modèle numérique. Les prédictions numériques du modèle SEA de la cabine dans la plage fréquentielle [1000Hz-5000Hz] ont montré une excellente corrélation avec les résultats expérimentaux en termes de SPL. L'erreur absolue par rapport à la prédition globale du niveau de pression acoustique est de 1,2 dB. Cependant, la surestimation des niveaux mesurés dans la bande de fréquence [5000Hz-6300Hz] peut s'expliquer par le fait qu'il est difficile d'injecter suffisamment d'énergie par la source d'excitation entre 5000 Hz et 6300 Hz.

Ainsi, la validation expérimentale du modèle numérique du véhicule non-traité a permis d'établir une base solide et un point de référence pour évaluer l'effet de différents traitements acoustiques et vibratoires. L'objectif était de comparer les comportements acoustiques réels et modélisés du véhicule afin de s'assurer de la fiabilité et de la précision du modèle dans la représentation de l'environnement acoustique réel à l'intérieur de la cabine du véhicule.

Alors, des configurations ont été posées afin de cibler le traitement optimal qui permettra de réduire le bruit à l'intérieur du véhicule. Par ailleurs, de nouvelles mesures de pressions pariétales et du facteur de perte interne de la cabine sont effectuées. Ces mesures servent à mettre à jour le modèle précédemment élaboré.

Ainsi, les traitements acoustiques et vibratoires ont été appliqués sur un deuxième véhicule identique. Une laine de roche d'une épaisseur de 50 mm et 2 mm du résisto double couche ont été attribués dans les zones qui transmettent plus d'énergie, telle que les panneaux coupe-feu, au pare-feu de l'engin et au plancher.

Ensuite, le modèle SEA de la cabine de véhicule traité a été validé expérimentalement. Les résultats obtenus montrent une bonne concordance sur la majorité des bandes de fréquence, avec une erreur absolue de 1.1 dB et un coefficient de corrélation de 0.98. Ces résultats ont confirmé la capacité du modèle SEA à prédire le niveau de pression dans la cabine et aussi anticiper l'effet des traitements acoustiques sur le véhicule.

Enfin, une comparaison des résultats expérimentaux des niveaux de pression sonore moyens (SPL) dans la cabine des deux véhicules, l'un traité et l'autre non traité, a révélé une réduction de 1,2 dB à 5,4 dB dans la plage de fréquences [1000 Hz - 6300 Hz]. Cela démontre l'efficacité des traitements acoustiques et vibratoires utilisés dans l'étude pour réduire le bruit dans les applications automobiles.

Bien que l'étude ait déjà montré des résultats prometteurs en termes de réduction du bruit à l'intérieur des véhicules dans les bandes de haute fréquence, grâce aux traitements acoustiques et vibratoires, il est important de considérer d'autres méthodes et techniques qui pourraient être utiles pour améliorer encore davantage la performance acoustique dans les bandes de basse fréquence.

Les basses fréquences sont plus difficiles à atténuer en utilisant des matériaux d'insonorisation standard. Il est préférable d'opter pour des matériaux spécifiques conçus pour absorber les basses fréquences, tels que des panneaux de mousse absorbante acoustique à cellules ouvertes avec une densité élevée. De plus, les résonateurs de basses fréquences, également appelés résonateurs de Helmholtz accordés aux basses fréquences, peuvent être utilisés pour cibler et atténuer spécifiquement les fréquences basses indésirables. En ajustant les dimensions et les propriétés des résonateurs, des zones d'absorption des basses fréquences peuvent être créées dans la cabine. En outre L'utilisation de membranes d'isolation des basses

fréquences, telles que des panneaux vibrants, peut contribuer à réduire la transmission des vibrations à basse fréquence à l'intérieur de la cabine. Ces membranes peuvent être installées sur les parois intérieures ou les panneaux structurels du véhicule. Par ailleurs, les systèmes de réduction active du bruit peuvent également être utilisés pour cibler spécifiquement les basses fréquences. En utilisant des microphones et des haut-parleurs intégrés, des ondes sonores de phase opposée peuvent être créées pour annuler les basses fréquences.

CHAPITRE 7: BIBLIOGRAPHIE

- [1] A. R. George and J. R. Callister, “Aerodynamic Noise of Ground Vehicles,” *SAE International*, 1991.
- [2] J. A. Steel, “A study of engine noise transmission using statistical energy analysis.” *Department of Mechanical and Chemical Engineering*, vol. 212 Part D, pp. 205-213, 1998.
- [3] P. Gardonio and S. J. Elliott, “Active control of structure-borne and airborne sound transmission through double panel,” *J Aircr*, vol. 36, no. 6, pp. 1023–1032, 1999.
- [4] Xu Wang, “Vehicle Noise and Vibration Refinement” *Woodhead Publishing Limited*, pp. 142-145. 2010.
- [5] C. B. Burroughs, R. W. Fischer, and F. R. Kern, “An introduction to statistical energy analysis,” *Acoustical society of America*, 1997.
- [6] N. Attalla, “Méthodes numériques en interaction fluide-structure,” *Notes de cours*, 2010.
- [7] R. Cherif, “Caractérisation expérimentale et numérique de la transmission acoustique de structures aéronautique : effets du couplage et de l’excitation,” *Université de Sherbrooke*, 2015.
- [8] R. H. et M. G. Lyon, “Power Flow between Linearly Coupled Oscillators”, *Journal of the Acoustical Society of America*, vol.34, 1962.
- [9] R. Lyon and an O. M. Company. Safari, “Theory and Application of Statistical Energy Analysis, 2nd Edition,” 1995.

- [10] T. Lafont, “Vibro-acoustique statistique : Etude des hypothèses de la SEA,” *École Centrale de Lyon*, 2015.
- [11] F. J. Fahy, “Statistical Energy Analysis: A Critical Overview,” *Royal Society*, Vol. 346, pp. 431-447, 1994.
- [12] T. Lafont, N. Totaro, and A. Le Bot, “Review of statistical energy analysis hypotheses in vibroacoustics,” *Royal Society*, 2013.
- [13] D. E. Newland, “calculation of power flow between coupled oscillators,” *J Sound Vib*, pp. 262-276, 1966.
- [14] B. Maxime “Acquiring Statistical Energy Analysis Damping Loss Factor for Complex Structures with Low to High Damping Characteristics.” *Université de Sherbrooke*, 2007.
- [15] R. H. et D. R. G. Lyon, “Theory and application of statistical energy analysis,” 1975.
- [16] D. A. Bies, et H. C. Hansen, “Engineering Noise Control: Theory and Practice,” *Spon Press*, vol. 4, 2009.
- [17] C. Lesueur, “Rayonnement acoustique des structures. Editions Eyrolles,” *Acoustical Society of America*, pp 2687-2688, 1988.
- [18] G. A. Papagiannopoulos and G. D. Hatzigeorgiou, “On the use of the half-power bandwidth method to estimate damping in building structures,” *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, vol. 31, no. 7, pp. 1075–1079, 2011.
- [19] B. C. Bloss and M. D. Rao, “Estimation of frequency-averaged loss factors by the power injection and the impulse response decay methods,” *J Acoust Soc Am*, vol. 117, no. 1, pp. 240–249, 2005.

- [20] D. A. Bies and S. Hamid, “In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method,” *Journal of sound and vibration*, Vol. 70, no. 2, pp. 187-204, 1980.
- [21] Fessal Kpeky, “Formulation et modélisation des vibrations par éléments finis de type solide-coque : application aux structures sandwichs viscoélastiques et piézoélectriques,” *Université de Lorraine*, 2016.
- [22] M. P. Norton and D. G. Karczub, “Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers,” *Cambridge University Press*, 2003.
- [23] B. R. Mace and P. J. Shorter, “Energy flow models from finite element analysis,” *J Sound Vib*, vol. 233, no. 3, pp. 369–389, Jun. 2000.
- [24] C. Simmons, “Structure-borne sound transmission through plate junctions and estimates of sea coupling loss factors using the finite element method,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 144, no. 2, pp. 215-277, 1991.
- [25] A. N. Thite and B. R. Mace, “Robust estimation of coupling loss factors from finite element analysis,” *J Sound Vib*, vol. 303, no. 3–5, pp. 814–831, 2007.
- [26] R. Ming, “The measurement of coupling loss factors using the structural intensity technique,” *Acoustical Society of America*, vol. 103, no. 1, pp. 401-407, 1998.
- [27] N. et W. X. Lalor, “Acquiring SEA parameters on complex structures by a transient test method,” vol. 305. 1991.
- [28] D. A. Bies, et H. C. Hansen, “Engineering Noise Control: Theory and Practice,” *Spon Press*, vol. 4, 2009.
- [29] Malcolm J. Crocker, Ed., “Handbook of noise and vibration control,” 2007.
- [30] F. J. ’Fahy, “Foundations of Engineering Acoustics”, 1st ed. 2000.

- [31] G. Petrone, G. Melillo, A. Laudiero, and S. De Rosa, “A Statistical Energy Analysis (SEA) model of a fuselage section for the prediction of the internal Sound Pressure Level (SPL) at cruise flight conditions,” *Aerosp Sci Technol*, vol. 88, pp. 340–349, May 2019.
- [32] J. A. Cordioli, M. Trichês Jr, S. N. Y Gerges, and J. A. Cordioli Mário Trichês Jr Samir N Y Gerges, “Applications of the Statistical Energy Analysis to Vibro-Acoustic Modeling of Vehicles,” *Society of Automotive Engineers, Inc*, 2004.
- [33] J. Marzbanrad and M. Alahyari Beyg, “Vehicle Cabin Noise Simulation due to High-frequencies Stimulation,” *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. 2, no. 2, pp. 117-123, 2012.
- [34] C. T. Musser, J. E. Manning, and G. C. Peng, “Predicting Vehicle Interior Sound with Statistical Energy Analysis,” *Sound and Vibration*, 2012.
- [35] R. G. Dejong, “A Study of Vehicle Interior Noise Using Statistical Energy Analysis,” *Cambridge Collaborative*, 2018.
- [36] T. Koizumi, N. Tsujiuchi, and K. Corp, “Estimation of the Noise and Vibration Response in a Tractor Cabin Using Statistical Energy Analysis,” *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [37] V. Jayachandran, M. W. Bonilha, “modeling helicopter cabin interior noise using a hybrid SEA modal technique” *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 2000.
- [38] R. Fiedler, C. Musser, and P. Cuchý, “Interior noise design of a light rail vehicle using statistical energy analysis,” *SAE International*, 2015.
- [39] R. Gujarathi, D. Copley, R. Romick, and M. Rao, “Modeling Interior Noise in Off-Highway Trucks using Statistical Energy Analysis,” *SAE International*, 2009.

- [40] J. Cordioli, S. Müller, T. Connelly, and K. Fung, “Validation of Interior Noise Prediction Obtained using Statistical Energy Analysis and Fast Multipole BEM,” *SEA International*, 2009.
- [41] J. S. Alex Lin, “Airplane interior noise modeling using statistical energy analysis approach,” in *5th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit, American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc, AIAA*, pp. 690–697, 1999.
- [42] S. Chen, D. Wang, and Y. Lei, “Automotive interior noise prediction based on single sound cavity using statistical energy analysis method.” *Noise and Vibration Worldwide*, pp 36-43, 2011.
- [43] L. L. Faulkner, “Prediction of Aircraft Interior Noise Using the Statistical Energy Analysis Method,” *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, vol 105, 1983.
- [44] R. Ružickij, T. Astrauskas, S. Valtere, and R. Grubliauskas, “Sound Absorption Properties Evaluation and Analysis of Recycled Tyre Textile Fibre Waste,” *Environmental and Climate Technologies*, vol. 24, no. 3, pp. 318–328, 2020.
- [45] R. Cherif, A. Wareing, and N. Atalla, “Evaluation of a hybrid TMM-SEA method for prediction of sound transmission loss through mechanically coupled aircraft double-walls,” *Applied Acoustics*, vol. 117, pp. 132–140, Feb. 2017.
- [46] T. Wang, S. Li, S. Rajaram, and S. R. Nutt, “Predicting the sound transmission loss of sandwich panels by statistical energy analysis approach,” *J Vib Acoust*, vol. 132, no. 1, pp. 0110041–0110047, 2010.
- [47] R. Stelzer, N. Totaro, G. Pavic, and J.-L. Guyader, “Prediction of Transmission Loss using an improved SEA Method.” *Congrès Français d’Acoustique*, 2010.
- [48] R. J. Crail, *Sound Transmission Through Buildings: Using Statistical Energy Analysis*. 1996.

- [49] Maxime Bolduc, “Acquiring Statistical Energy Analysis Damping Loss Factor for Complex Structures with Low to High Damping Characteristics.,” University of Sherbrooke, Sherbrooke, 2007.
- [50] C. M. Harris and A. G. Piersol, “Harris’ shock and vibration handbook,” McGraw-Hill, 2002.
- [51] R. Cherif, J. D. Chazot, and N. Atalla, “Damping loss factor estimation of two-dimensional orthotropic structures from a displacement field measurement,” *J Sound Vib*, vol. 356, pp. 61–71, Nov. 2015.
- [52] A. M. Mcnelis and W. O. Hughes, “Effect of Coversheet Materials on the Acoustic Performance of Melamine Foam,” 2015.
- [53] R. Ružickij, T. Astrauskas, S. Valtere, and R. Grubliauskas, “Sound Absorption Properties Evaluation and Analysis of Recycled Tyre Textile Fibre Waste,” *Environmental and Climate Technologies*, vol. 24, no. 3, pp. 318–328, Nov. 2020.
- [54] “<https://www.rockwool.com/north-america/products-and-applications/acoustic-insulation/>.”